



ΠΑΝΕΠΙΣΤΗΜΙΟ ΔΥΤΙΚΗΣ ΜΑΚΕΔΟΝΙΑΣ

ΠΡΩΗΝ ΤΕΧΝΟΛΟΓΙΚΟ ΙΔΡΥΜΑ (ΤΕΙ) ΔΥΤΙΚΗΣ ΜΑΚΕΔΟΝΙΑΣ

ΤΜΗΜΑ ΜΗΧΑΝΟΛΟΓΩΝ ΜΗΧΑΝΙΚΩΝ & ΒΙΟΜΗΧΑΝΙΚΟΥ ΣΧΕΔΙΑΣΜΟΥ



ΚΑΥΣΗ ΚΑΙ ΕΓΧΥΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΣΕ ΜΗΧΑΝΕΣ DIESEL

**ΠΤΥΧΙΑΚΗ ΕΡΓΑΣΙΑ
ΤΟΥ
ΔΟΣΟΥΛΑ ΠΑΝΑΓΙΩΤΗ**

ΕΠΙΒΛΕΠΩΝ ΚΑΘΗΓΗΤΗΣ: Δρ. ΔΟΥΒΑΡΤΖΙΔΗΣ Λ. ΣΑΒΒΑΣ

ΚΟΖΑΝΗ 2023

ΠΕΡΙΛΗΨΗ

Η παρούσα πτυχιακή εργασία έχει ως βασικό θέμα τους κινητήρες ντίζελ και πιο συγκεκριμένα την έγχυση καυσίμου και την καύση στους κινητήρες αυτούς.

Στο πρώτο κεφάλαιο γίνεται αναφορά στην ιστορία των κινητήρων ντίζελ, στις θεμελιώδεις αρχές των μηχανών αυτών, στις βασικές αρχές μηχανικής και θερμοδυναμικής καθώς και στην προσομοίωση του κύκλου καύσης.

Το δεύτερο κεφάλαιο, αναφέρεται στους κύκλους καύσης των κινητήρων, στην ανταλλαγή αερίων καθώς και στην υπερφόρτιση ενώ ακόμα γίνεται αναφορά στη στροβιλοσυμπίεση καυσαερίων αλλά και στην αλληλεπίδραση κινητήρα και υπερσυμπιεστή.

Στο τρίτο κεφάλαιο παρουσιάζεται η καύση στους κινητήρες ντίζελ, με τον σχηματισμό του μείγματος, την καύση και την παραγωγή ρύπων, τον σχεδιασμό θαλάμου καύσης και ακροφυσίων καθώς και εναλλακτικές διαδικασίες καύσης.

Στο τέταρτο κεφάλαιο γίνεται αναφορά στις βασικές λειτουργίες των συστημάτων έγχυσης καυσίμου, στις αντλίες έγχυσης και τα ακροφύσια καθώς και στη μετρολογία των συστημάτων αυτών, ενώ στο πέμπτο και τελευταίο κεφάλαιο γίνεται λόγος για τον έλεγχο των συστημάτων έγχυσης καυσίμου, τους αισθητήρες καθώς επίσης και τα διαγνωστικά συστήματα.

Περιεχόμενα

1. Ιστορία και θεμελιώδεις αρχές του κινητήρα ντίζελ.....	13
1.1 Η ιστορία του κινητήρα ντίζελ.....	13
1.2 Βασικές αρχές Μηχανικής Μηχανικής.....	24
1.2.1 Εισαγωγή.....	24
1.2.2 Βασικά Μηχανικά Δεδομένα	25
1.2.3 Καύση κινητήρα	27
1.2.4 Βασικές αρχές της Θερμοδυναμικής.....	29
1.2.5 Η διαδικασία του κινητήρα ντίζελ.....	33
1.3 Προσομοίωση Κύκλου Καύσης.....	41
1.3.1 Εισαγωγή.....	41
1.3.2 Θερμοδυναμικά θεμέλια προσομοίωσης διαδικασίας κινητήρα	42
1.3.3 Τυπικά παραδείγματα εφαρμογής της προσομοίωσης διαδικασίας κινητήρα	54
Βιβλιογραφία.....	58
2. Ανταλλαγή αερίου και υπερφόρτιση.....	62
2.1 Γενικά	62
2.2 Τετράχρονος Κύκλος	63
2.2.1 Στοιχεία ελέγχου	63
2.2.2 Καμπύλες ανύψωσης βαλβίδας και χρονισμός.....	63
2.3 Δίχρονος Κύκλος	71
2.4 Υπερφόρτιση κινητήρα ντίζελ.....	73
2.4.1 Γενικά	73
2.4.2 Αλληλεπίδραση κινητήρα και υπερσυμπιεστή	75
2.4.3 Στροβιλοσυμπίεση καυσαερίων	80
2.4.4 Ειδικές Μορφές Στροβιλοσυμπίεσης Καυσαερίων	98
2.4.5 Υπερφόρτιση κυμάτων πίεσης (Comprex).....	104
2.4.6 Μηχανική υπερφόρτιση	105
2.5 Προσομοίωση Προγραμματισμένης Ανταλλαγής Αερίου.....	106
Βιβλιογραφία.....	109
3. Καύση κινητήρα ντίζελ.....	111
3.1 Σχηματισμός και καύση μείγματος.....	111
3.1.1 Χαρακτηριστικά διαδικασίας.....	111
3.1.2 Σχηματισμός Μείγματος	113
3.1.3 Καθυστέρηση ανάφλεξης και ανάφλεξης	119
3.1.4 Καύση και ρυθμός απελευθέρωσης θερμότητας	121
3.1.5 Παραγωγή ρύπων	123

3.2	Χαρακτηριστικά σχεδιασμού	125
3.2.1	Σχεδιασμός θαλάμου καύσης.....	125
3.2.2	Διαμόρφωση ακροφυσίου έγχυσης.....	127
3.2.3	Ανακυκλοφορία καυσαερίων, μείωση θερμοκρασίας καύσης.....	129
3.2.4	Επίδραση της υπερφόρτισης	131
3.3	Εναλλακτικές Διαδικασίες Καύσης	132
3.4	Προσομοίωση Διαδικασίας Έγχυσης.....	135
	Βιβλιογραφία.....	136
4.	Υδραυλική έγχυση.....	138
4.1	Εξίσωση κατάστασης για τα καύσιμα	138
4.1.1	Μοντελοποίηση, Προσομοίωση και Σχεδιασμός	140
4.2	Ακροφύσια έγχυσης και θήκες ακροφυσίων	143
4.2.1	Ακροφύσια έγχυσης.....	143
4.2.2	Υποδοχές ακροφυσίων και συγκροτήματα υποδοχής ακροφυσίων	149
4.3	Συστήματα έγχυσης.....	150
4.3.1	Βασικές Λειτουργίες.....	150
4.3.2	Ενσωματωμένες Αντλίες.....	158
4.3.3	Αντλίες έγχυσης διανομέα	160
4.3.4	Συστήματα μονής εμβόλου αντλίας	162
4.3.6	Συστήματα έγχυσης για μεγάλους κινητήρες ντίζελ.....	194
4.4	Μετρολογία συστήματος έγχυσης	205
4.4.1	Αρχές μέτρησης και εφαρμογή τους	206
4.4.2	Απαιτήσεις στη μετρολογία	208
4.4.3	Δοκιμή εγχυτήρα.....	209
	Βιβλιογραφία.....	210
5.	Συστήματα ελέγχου συστήματος έγχυσης καυσίμου	213
5.1	Μηχανικός έλεγχος	213
5.1.1	Λειτουργίες μηχανικού ρυθμιστή ταχύτητας.....	213
5.1.2	Σχεδιασμός και λειτουργία μηχανικού οδηγού ταχύτητας	213
5.2	Ηλεκτρονικός έλεγχος	215
5.2.1	Επισκόπηση συστήματος μονάδας ελέγχου.....	216
5.2.2	Τεχνικές συναρμολόγησης και διασύνδεσης	217
5.2.3	Ψηφιακές κεντρικές μονάδες επεξεργασίας	218
5.2.4	Κυκλώματα εισόδου και εξόδου.....	218
5.2.5	Λειτουργίες και λογισμικό	219
5.3	Αισθητήρες.....	226

5.4	Διαγνωστικά.....	229
5.4.1	Διαγνωστικά κατά την οδήγηση κατά τη χρήση	230
5.4.2	OBD (On-Board Diagnostics).....	231
5.4.3	Διαγνωστικά σέρβις.....	231
5.5	Τεχνολογία εφαρμογών	233
5.5.1	Σημασία της τεχνολογίας εφαρμογών.....	233
5.5.2	Συστήματα τεχνικής εφαρμογών.....	234
5.5.3	Διαδικασία και μέθοδοι τεχνολογίας εφαρμογών	234
	Βιβλιογραφία.....	236

ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ ΕΙΚΟΝΩΝ

Εικόνα 1-1 Ιδανική διεργασία κινητήρα ντίζελ (1-2-3-4) με βάση το Σχ. 2 στο [1-1], συμπληρωμένη από τροποποιημένες «περιόδους εισδοχής» (1-2-30 40 και 1-2 -30 0-400) σύμφωνα με την επιστολή του Diesel προς τον Krupp της 16ης Οκτωβρίου 1893 [1-4, σελ. 404]	14
Εικόνα 1-2 Σχεδίαση σύνθετου κινητήρα από Diesel [1-3].....	15
Εικόνα 1-3 Ενδεικτικά διαγράμματα της εξέλιξης του κινητήρα ντίζελ με βάση το [1-2]. Η περιοχή που περικλείεται από την καμπύλη πίεσης ως συνάρτηση του όγκου του κυλίνδρου αντιστοιχεί στο εσωτερικό έργο του κινητήρα, βλ. Ενότητα 1.2.....	17
Εικόνα 1-4 Θεωρητικά ενδεικτικά διαγράμματα του κύκλου Carnot με βάση το [1-3].....	18
Εικόνα 1-5 Οι προτάσεις του Diesel για ένα σύστημα καύσης. (α) Έμβολο με κύπελλο κορώνας εμβόλου (1892), (β) δευτερεύων θάλαμος καύσης (1893). (γ) Μονάδα αντλίας-μπεκ (1905), βλέπε Ενότητα. 5.3.....	19
Εικόνα 1-6Βέλτιστη καθαρή απόδοση ϵ , μέγιστη πίεση κυλίνδρου p_{Zmax} και ισχύς ανά μονάδα επιφάνειας εμβόλου P_A για κινητήρες παραγωγής περίπου 100 χρόνια μετά την εισαγωγή του πρώτου κινητήρα ντίζελ (βλ. επίσης Εικ. 1-13 και Πίνακα 1-3)	23
Εικόνα 1-7 Ο κινητήρας ντίζελ ως μετατροπέας ενέργειας.....	24
Εικόνα 1-8 Ο σύγχρονος κινητήρας ντίζελ ως σύμπλεγμα υποσυστημάτων	25
Εικόνα 1-9 Βασικά δεδομένα μηχανικής ενός εμβολοφόρου κινητήρα κορμού	27
Εικόνα 1-10 Ο κύκλος Seiliger ως τυπικός κύκλος για κινητήρες εσωτερικής καύσης σε διάγραμμα p, V (α) και T, s (b).....	30
Εικόνα 1-11Ιδανικός κύκλος ως τυπικός κύκλος: Κύκλος Seiliger ($p_{Zmax} = 150 \text{ bar}$), κύκλος με σταθερή πίεση και κύκλος σταθερού όγκου για $p_1=2.5 \text{ bar}$, $T_1=40^\circ\text{C}$, $\epsilon = 16$, $\lambda_v = 2$ και $H_u = 43 \text{ MJ/kg}$	32
Εικόνα 1-12Θερμική απόδοση η^*_{th} που ενσωματώνει τη συμπεριφορά πραγματικού αερίου (βάσει της σχέσης [1-13])	33
Εικόνα 1-13Ανάπτυξη της ισχύος ανά μονάδα επιφάνειας εμβόλου P_A μεγάλων κινητήρων ντίζελ, μέγιστες τιμές δίχρονων (SulzerRTX54) και τετράχρονων πειραματικών κινητήρων (MANB&W 4T 50MX) και κινητήρα παραγωγής (MTU 595)	37
Εικόνα 1-14Αναπαράσταση χάρτη της ροπής του κινητήρα M με γραμμές $P_e = \text{σταθ.}$ και $\eta_e = \text{σταθ.}$ και προδιαγραφή επιλεγμένων χαρακτηριστικών χαρτών κινητήρα. 1 μείωση ταχύτητας στην ονομαστική ροπή κινητήρα, 2 λειτουργία γεννήτριας και 3 καμπύλη προπέλας	40
Εικόνα 1-15 Χαρακτηριστικοί χάρτες κινητήρα για κινητήρα οχήματος με κιβώτιο ταχυτήτων τεσσάρων ταχυτήτων	41
Εικόνα 1-16 Θερμοδυναμικό μοντέλο του κυλίνδρου.....	44
Εικόνα 1-17 Καμπύλες θερμοκρασίας για μοντέλα μονής και δύο ζωνών	45
Εικόνα 1-18 Καμπύλη παροχής, χαρακτηριστικό έγχυσης και χαρακτηριστικό καύσης.....	48
Εικόνα 1-19 Λειτουργία Vibe για διαφορετικούς παράγοντες μορφής (m)	50
Εικόνα 1-20 Προσέγγιση ενός χαρακτηριστικού καύσης από τη λειτουργία διπλού Vibe	51
Εικόνα 1-21 Μοντέλο για προσομοίωση υπερτροφοδοτούμενου κινητήρα ντίζελ V6: (CL1) φίλτρο αέρα, (TC1) στροβιλοσυμπιεστής καυσαερίων, (CO1) ενδιάμεσος ψύκτης, (CAT1) καταλύτης, (PL1) σιγαστήρας, (PL2, PL3) κινητήρας V πολλαπλή εισαγωγής, (C1 έως C6) κύλινδρο	53
Εικόνα 1-22 Αποτελέσματα της προσομοίωσης διαδικασίας κινητήρα	55
Εικόνα 1-23 Εξάρτηση της καθαρής απόδοσης η_e από τον λόγο συμπίεσης ϵ και τη μέγιστη πίεση καύσης p_{Zmax}	56
Εικόνα 2-1 Καμπύλες ανύψωσης βαλβίδας τετράχρονου κινητήρα.....	64
Εικόνα 2-2 Επίδραση της επικάλυψης βαλβίδας $\Delta\phi$ στη σάρωση των υπολειμματικών καυσαερίων....	65
Εικόνα 2-3 Ογκομετρική απόδοση ως συνάρτηση της ταχύτητας.....	66
Εικόνα 2-4 Αποτελεσματική διατομή βαλβίδας $A_{Veff}(\phi)$ και συντελεστές ροής βαλβίδας.....	67

Εικόνα 2-5 Μέτρηση των συντελεστών ροής της βαλβίδας και του αριθμού στροβιλισμού σε μια δοκιμή ροής σε σταθερή κατάσταση	68
Εικόνα 2-6 Διαδρομή κυμάτων στον σωλήνα εισαγωγής με βάση την ακουστική θεωρία.....	70
Εικόνα 2-7 Σχηματικό διάγραμμα ροής καθαρισμού και χρονισμού για δύο βασικές διαδικασίες καθαρισμού μεγάλων δίχρονων κινητήρων ντίζελ.....	72
Εικόνα 2-8 Αποδοτικότητα καθαρισμού ως συνάρτηση της απόδοσης αέρα για εξιδανικευμένες ακολουθίες σάρωσης	73
Εικόνα 2-9 Υπερφόρτιση για την εξιδανικευμένη διαδικασία κινητήρα.....	75
Εικόνα 2-10 Χάρτης υπερσυμπιεστή θετικής μετατόπισης (σχηματικός).....	76
Εικόνα 2-11 Χάρτης ακτινικού στροβιλοσυμπιεστή (σχηματικός)	76
Εικόνα 2-12 Χαρακτηριστικά ροής μάζας κινητήρα τετράχρονου κινητήρα (σχηματική). Θερμοκρασία αέρα φόρτισης TL, επικάλυψη βαλβίδας VO.....	78
Εικόνα 2-13 Χαρακτηριστικά ροής μάζας κινητήρα ενός δίχρονου κινητήρα σε διαφορετική αντίθλιψη καυσαερίων	79
Εικόνα 2-14 Γραμμή λειτουργίας κινητήρα ενός μηχανικά υπερτροφοδοτούμενου τετράχρονου κινητήρα στον χάρτη του υπερσυμπιεστή.....	80
Εικόνα 2-15 Γραμμές λειτουργίας κινητήρα για υπερσυμπίεση στον χάρτη του συμπιεστή	81
Εικόνα 2-16 Ειδικές εργασίες υπερσυμπιεστή και στροβίλου.....	82
Εικόνα 2-17 Χάρτης στροβίλου ενός στροβιλοσυμπιεστή οχήματος.....	85
Εικόνα 2-18 Καμπύλες πίεσης καυσαερίων και καθοδήγηση γραμμής καυσαερίων για εξακύλινδρο κινητήρα με παλμική υπερσυμπίεση με βάση το [2-5]	87
Εικόνα 2-19 Καμπύλες πίεσης ανταλλαγής αερίου κινητήρα ντίζελ μεσαίας ταχύτητας για τριπλή και συμμετρική υπερσυμπίεση διπλού παλμού.....	88
Εικόνα 2-20 Παλμική υπερσυμπίεση κινητήρα 10 κυλίνδρων μεσαίας ταχύτητας V	89
Εικόνα 2-21 Σωλήνας εξάτμισης κινητήρα MWMTBD 604 BV 16 (D = 170 mm, s = 195 mm)	91
Εικόνα 2-22 Αύξηση θερμοκρασίας σε υπερσυμπιεστή και intercooler	92
Εικόνα 2-23 Γραμμές λειτουργίας κινητήρα σε χάρτη κινητήρα (αριστερά) και χάρτη συμπιεστή (δεξιά) με υποβάθμιση κινητήρα. τετράχρονος κινητήρας ντίζελ με μη ρυθμισμένη υπερσυμπίεση καυσαερίων (EGT)	92
Εικόνα 2-24 Γραμμή λειτουργίας κινητήρα πλήρους φορτίου σε χάρτη υπερσυμπιεστή για επαγγελματικό όχημα (HDV) και κινητήρα αυτοκινήτου (PC)	94
Εικόνα 2-25 Περιορισμός πίεσης ώθησης με απορρόφηση [2-5]	95
Εικόνα 2-26 Στροβιλοσυμπιεστής οχήματος με μεταβλητή γεωμετρία στροβίλου (ρυθμιζόμενα πτερύγια οδηγών) (Πηγή: BorgWarner Turbo Systems).....	96
Εικόνα 2-27 Στροβιλοσυμπιεστής VST με τουρμπίνα μεταβλητού δακτυλίου ολίσθησης (Πηγή: BorgWarner Turbo Systems)	97
Εικόνα 2-28 Ρύθμιση διατομής στροβίλου υπερσυμπιεστή καυσαερίων με βάση τη μέθοδο μεταβλητού πολλαπλών παλμών (VMP) του MaK.....	98
Εικόνα 2-29 Ελεγχόμενη υπερφόρτιση δύο σταδίων, μπλοκ διάγραμμα (Πηγή: BorgWarner Turbo Systems)	100
Εικόνα 2-30 Στροβιλοσυμπιεστής καυσαερίων με eBooster, με βάση το [2-16] (Πηγή: BorgWarner Turbo Systems).....	101
Εικόνα 2-31 Ηλεκτρικά υποβοηθούμενος στροβιλοσυμπιεστής (EAT) (Πηγή: BorgWarner Turbo Systems)	102
Εικόνα 2-32 Τύποι κυκλωμάτων για σύνθετη λειτουργία [2-18] 2 Ανταλλαγή αερίου και υπερφόρτιση 55	103
Εικόνα 2-33 Ροπή πλήρους φορτίου ενός υπερτροφοδοτούμενου κινητήρα ντίζελ οχήματος.....	106

Εικόνα 2-34 Σύγκριση προσομοίωσης και μέτρησης της μεθόδου φόρτισης και εκφόρτισης για έναν κινητήρα ντίζελ μεσαίας ταχύτητας [2-27]	107
Εικόνα 2-35 Προσομοίωση οιονεί σταθερής και παροδικής ανταλλαγής αερίων σε σύγκριση με μια μέτρηση	108
Εικόνα 2-36 Κινητήρας ντίζελ αυτοκινήτου με ελεγχόμενη υπερφόρτιση δύο σταδίων, πίεση ώθησης και αύξηση ταχύτητας σε επιτάχυνση πλήρους φορτίου από 0 έως 100 km/h, προσομοίωση με THEMOS1	109
Εικόνα 3-1: Διάσπαση ψεκασμού δίπλα στο ακροφύσιο.....	117
Εικόνα 3-2 Προετοιμασία σταγόνας καυσίμου σε χαμηλή (αριστερά) και υψηλή (δεξιά) ταχύτητα εισροής.....	118
Εικόνα 3-3 Σχηματική αναλογία αέρα/καυσίμου ως συνάρτηση της απόστασης από τη σταγόνα καυσίμου	119
Εικόνα 3-4 Καθυστέρηση ανάφλεξης για κινητήρα ντίζελ άμεσου ψεκασμού. 1 Έναρξη παράδοσης, 2 Έναρξη έγχυσης, 3 Έναρξη ανάφλεξης, 4 Τέλος έγχυσης, 5 Καθυστέρηση ανάφλεξης	120
Εικόνα 3-5 Σχηματικό χαρακτηριστικό των πιθανών χαρακτηριστικών έγχυσης για πολλαπλή έγχυση [3-11].....	121
Εικόνα 3-6 Ρυθμός απελευθέρωσης θερμότητας και θορύβου καύσης με και χωρίς έγχυση πιλότου [3-12].....	122
Εικόνα 3-7 Αναλογία αέρα/καυσίμου και εύρη θερμοκρασίας NOX και σχηματισμού αιθάλης ($\phi = 1/\lambda$)	124
Εικόνα 3-8 συγκεντρώσεις NOX και αιθάλης σε θάλαμο καύσης ως συνάρτηση της θέσης του εμβόλου στο 8CA.....	125
Εικόνα 3-9 Δοχεία θαλάμου καύσης κινητήρων ντίζελ άμεσου ψεκασμού	126
Εικόνα 3-10 Η διάδοση του ψεκασμού και οι παράγοντες επιρροής του [3-13].....	128
Εικόνα 3-11 Διαμόρφωση κεντρικού ακροφυσίου έγχυσης για τεχνολογία τεσσάρων βαλβίδων	129
Εικόνα 3-12 Επίδραση του ρυθμού EGR και της αναλογίας αέρα/καυσίμου στα NOX και τις εκπομπές σωματιδίων ενός κινητήρα ντίζελ άμεσου ψεκασμού.....	131
Εικόνα 3-13 Περιοχές λειτουργίας συστημάτων εναλλακτικής καύσης σκυροδέματος.....	134
Figure 1 Εικόνα 4-1 Ρευστές ιδιότητες του δοκιμαστικού λαδιού σύμφωνα με το ISO 4113. (α) Πυκνότητα ρ από την Εξ. (5-1), (β) ταχύτητα ήχου a από την Εξ. (5-4), (γ) ειδική θερμοχωρητικότητα c_p από την Εξ. (5-5α), (δ) Ισεντροπική μεταβολή θερμοκρασίας από την Εξ. (5-3).....	140
Εικόνα 4-2 Αποτελέσματα προσομοίωσης για ένα πιεζο-ελεγχόμενο εγχυτήρα κοινής ράγας για αυτοκίνητα. (α) Ανύψωση βαλβίδας, (β) Πίεση στο ακροφύσιο έγχυσης, (γ) Ανύψωση βελόνας ακροφυσίου, (δ) Χαρακτηριστικό έγχυσης	142
Εικόνα 4-3 Υποδοχές ακροφυσίων, μπεκ. 1 είσοδος υψηλής πίεσης, 2 επαναφορά καυσίμου, 3 θήκη ακροφυσίου, 4 παξιμάδι συγκράτησης ακροφυσίων, 5 σώμα ακροφυσίου, 6 βελόνα ακροφυσίου, 7 μπουλόνι ώθησης, 8 ελατήριο συμπίεσης, 9 στόμιο ρύθμισης, 10 έμβολο αντλίας.....	143
Εικόνα 4-4 Σχέδια ακροφυσίων. 1 είσοδος υψηλής πίεσης, 2 σώμα ακροφυσίου, 3 βελόνα ακροφυσίου, 4 πείρος πίεσης, 5 οδηγός βελόνας, 6 έδραση βελόνας (-Ø), 7 οπή ψεκασμού, 8 πείρος στραγγαλισμού, 9 ακροφύσιο, 10 οπή σάκου, 11 θήκη θαλάμου ελέγχου, 12 Θάλαμος ελέγχου, 13 γκάζι εισόδου, 14 ελεγχόμενο στόμιο εξόδου, 15 ελατήριο επιστροφής, 16 ελατήριο ελατηρίου, 17 πλάκα περιορισμού (μπεκ.....	144
Εικόνα 4-5 Σχέδια οπών στομίου και σάκου με καλυμμένη βαλβίδα.....	145
Εικόνα 4-6 Γεωμετρία οπής ψεκασμού. 1 διάμετρος οπής ψεκασμού, 2 μήκος οπής ψεκασμού, 3 υδροδιαβρωτική στρογγυλεμένη είσοδος οπής ψεκασμού, 4 κωνική οπή ψεκασμού.....	146
Εικόνα 4-7 Προσομοίωση ροής: Σύγκριση οπών ψεκασμού (στρογγυλεμένη και μη στρογγυλεμένη είσοδος).....	147
Εικόνα 4-8 Ανάλυση σχεδίου οπτικού ψεκασμού	147

Εικόνα 4-9 Ανάλυση δύναμης ψεκασμού.....	148
Εικόνα 4-10 Εργαλεία ανάλυσης ψεκασμού, καύσης και εκπομπών.....	148
Εικόνα 4-11 Αλυσίδα διαδικασίας προσομοίωσης.....	149
Εικόνα 4-12 Συγκρότημα βάσης ακροφυσίου. 1 Σώμα μπεκ, 2 φίλτρο άκρου, 3 είσοδος υψηλής πίεσης, 4 ενδιάμεσος δίσκος, 5 παξιμάδι συγκράτησης ακροφυσίων, 6 σώμα ακροφυσίου, 7 βελόνα ακροφυσίου, 8 πείρος εντοπισμού, 9 ράβδος ώθησης, 10 ελατήριο συμπίεσης, 11 ελατήριο, 12 επαναφορά καυσίμου, 13 Πείρος πίεσης, 14 δίσκος οδήγησης, 15 ελατήριο συμπίεσης 1, 16 χιτώνιο ρύθμισης διαδρομής, 17 ελατήριο ελατήριο, 18 ελατήριο συμπίεσης 2	150
Εικόνα 4-13 Παρουσιάστε τα σχέδια συστημάτων έγχυσης και τις εφαρμογές τους.....	152
Εικόνα 4-14 Σύγκριση της έγχυσης ελεγχόμενης πίεσης και ανύψωσης.....	153
Εικόνα 4-15 Αρχή σχεδίασης και λειτουργίας μιας εν σειράς αντλίας.....	154
Εικόνα 4-16 Σχεδιασμός και λειτουργική αρχή μιας αξονικής αντλίας διανομής.....	154
Εικόνα 4-17 Αρχή σχεδίασης και λειτουργίας μιας αντλίας ακτινωτής διανομής.....	155
Εικόνα 4-18 Αρχή σχεδίασης και λειτουργίας μονάδας εγχυτήρα	156
Εικόνα 4-19 Σχεδιασμός και λειτουργική αρχή συστήματος αντλίας μονάδας.....	157
Εικόνα 4-20 Σχεδιασμός και λειτουργική αρχή ενός συστήματος κοινής σιδηροδρομικής γραμμής ...	158
Εικόνα 4-21 Ενσωματωμένη αντλία τύπου P. 1 θήκη βαλβίδας πίεσης, 2 τεμάχιο πλήρωσης, 3 ελατήριο βαλβίδας πίεσης, 4 κάννη αντλίας, 5 κώνος βαλβίδας παροχής, 6 θύρα εισόδου και ελέγχου, 7 Helix, 8 έμβολο αντλίας, 9 θήκη ελέγχου, 10 βραχίονας ελέγχου εμβόλου, 11 ελατήριο εμβόλου, 12 στεγανοποιητικό ελατήριο, 13 ωστήριο κυλίνδρου, 14 εκκεντροφόρος άξονας, 15 ράφι ελέγχου	159
Εικόνα 4-22 Ηλεκτρονικά ελεγχόμενη αντλία έγχυσης διανομέα αξονικού εμβόλου, VE, RobertBoschGmbH. 1 έμβολο διανομέα, 2 ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα για χρονισμό έγχυσης, 3 κολάρο ελέγχου, 4 μηχανισμός χρονισμού έγχυσης, 5 πλάκα εκκεντροφόρου, 6 αντλία τροφοδοσίας, 7 Ηλεκτρικός ενεργοποιητής ποσότητας καυσίμου με αισθητήρα ανάδρασης, 8 άξονας ρύθμισης, 9 Ηλεκτρική συσκευή απενεργοποίησης, 10 Στήριγμα βαλβίδας πίεσης, 11 Δαχτυλίδι κυλίνδρου.....	160
Εικόνα 4-23 Ηλεκτρονικά ελεγχόμενη αντλία έγχυσης διανομέα ακτινικού εμβόλου με έλεγχο ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας, VP44, RobertBoschGmbH. 1 ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα, 2 θύρα υψηλής πίεσης, 3 άξονας διανομέα, 4 μηχανισμός χρονισμού έγχυσης, 5 έμβολο αντλίας, 6 δακτύλιος εκκεντρού, 7 αντλία πτερυγίων, 8 άξονας μετάδοσης κίνησης, 9 αισθητήρας γωνίας περιστροφής, 10 ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου αντλίας.....	161
Εικόνα 4-24 Μονάδα έγχυσης για αυτοκίνητα τοποθετημένα στην κυλινδροκεφαλή. 1 ρολό, 2 εκκεντροφόρος άξονας μετάδοσης κίνησης, 3 συγκρότημα σώματος αντλίας, 4 θάλαμος υψηλής πίεσης, 5 έμβολο συσσωρευτή, 6 ελατήριο βελόνας-βαλβίδας, 7 κεφαλή κυλίνδρου, 8 ακροφύσιο, 9 ελατήριο μετάδοσης, 10 ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα, 11 επιστροφή καυσίμου, 12 είσοδος καυσίμου, 13 Μονάδα απόσβεσης.....	163
Εικόνα 4-25 Σύστημα αντλίας μονάδας. 1 θήκη ακροφυσίου, 2 προσαρμογή πίεσης, 3 γραμμή παροχής υψηλής πίεσης, 4 σύνδεση, 5 αναστολέας διαδρομής, 6 βελόνα ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας, 7 πλάκα, 8 περίβλημα αντλίας, 9 θάλαμος υψηλής πίεσης, 10 έμβολο αντλίας, 11 μπλοκ κινητήρα, 12 καρφίτσα με ρολό, 13 εκκεντρο, 14 έδρα ελατηρίου, 15 ελατήριο βαλβίδας ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας, 16 περίβλημα βαλβίδας με πηνίο και πυρήνα μαγνήτη, 17 πλάκα σπλισμού, 18 ενδιάμεση πλάκα, 19 σφράγιση, 20 είσοδος καυσίμου (χαμηλή πίεση), 21 επιστροφή καυσίμου, 22 διάταξη συγκράτησης εμβόλου αντλίας, 23 Ελατήριο ωστήρα, 24 Σώμα με στρόφιγγα, 25 Στεγανοποιητικό ελατήριο, 26 Ρολό, 27 ρολό	165
Εικόνα 4-26 Σύστημα CommonRail: 1 Δεξαμενή καυσίμου, 2 Αντλία προτροφοδότησης με φίλτρο κόσκινου, 3 Φίλτρο καυσίμου, 4 Αντλία υψηλής πίεσης με μονάδα μέτρησης, 5 ράγα, 6 βαλβίδα ελέγχου πίεσης, 7 αισθητήρας πίεσης σιδηροτροχιάς, 8 μπεκ ψεκασμού, 9 Ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου με εισόδους για αισθητήρες και εξόδους για ενεργοποιητές	167
Εικόνα 4-27 Κύκλωμα χαμηλής πίεσης για αυτοκίνητα (αριστερά, πλευρικός έλεγχος αναρρόφησης και υψηλής πίεσης) και επαγγελματικά οχήματα (δεξιά, έλεγχος πίεσης πλευράς αναρρόφησης). 1 Δεξαμενή καυσίμου, 2 Προφίλτρο με διαχωριστή νερού και αστάρι χειρός, 3 Ηλεκτρική/μηχανική	

αντλία προμήθειας, 4 Φίλτρο καυσίμου με/χωρίς διαχωριστή νερού, 5 μονάδα μέτρησης, 6 βαλβίδα υπερχειλίσης, 7 γκάτζι μηδενικής παροχής, 8 ράγα, 9 επιστροφή μπεκ γραμμή, 10 Βαλβίδα περιορισμού πίεσης, 11 βαλβίδα ελέγχου πίεσης.....	168
Εικόνα 4-28Μονοβάθμια ηλεκτρική αντλία καυσίμου (αριστερά) και αντλία κυλίνδρων (δεξιά). 1 πλευρά πίεσης, 2 βαλβίδα αντεπιστροφής, 3 οπλισμός κινητήρα, 4 στοιχείο αντλίας, 5 βαλβίδα περιορισμού πίεσης, 6 πλευρά αναρρόφησης, 7 είσοδος, 8 ρότορας με σχισμή, 9 κύλινδρος, 10 πλάκα βάσης, 11 πλευρά πίεσης.....	169
Εικόνα 4-29Έλεγχος υψηλής πίεσης συστήματος CommonRail. 1 Αντλία υψηλής πίεσης, 2 είσοδος καυσίμου, 3 επιστροφή καυσίμου, 4 βαλβίδα ελέγχου πίεσης, 5 ράγα, 6 αισθητήρας πίεσης ράγας, 7 συνδέσεις μπεκ, 8 σύνδεσμος επιστροφής καυσίμου, 9 βαλβίδα περιορισμού πίεσης, 10 μονάδα μέτρησης, 11 βαλβίδα ελέγχου πίεσης	171
Εικόνα 4-30Σχέδια εγχυτήρα Common Rail (LD: ελαφρύ, MD: μεσαίου τύπου, HD: βαρέως τύπου). 1 Ηλεκτρική σύνδεση, 2 Εξωτερική επιστροφή καυσίμου, 3 Εξωτερική σύνδεση υψηλής πίεσης, 4 Ηλεκτρική βιδωτή σύνδεση, 5 Εσωτερική επιστροφή καυσίμου, 6 Εσωτερική σύνδεση υψηλής πίεσης	172
Εικόνα 4-31Αντλία υψηλής πίεσης με ακτινικό πιστόνι κοινής ράγας (σχήμα, ακτινική τομή). 1 έκκεντρος άξονας, 2 πολύγωνο, 3 έμβολο αντλίας, 4 δίοδος εισαγωγής, 5 βαλβίδα εισόδου, 6 θύρα υψηλής πίεσης στη ράγα, 7 βαλβίδα εξόδου, 8 κύλινδρος υψηλής πίεσης, 9 πλάκα ποδιού εμβόλου .	174
Εικόνα 4-32 Σχεδιασμός δοσομετρικής μονάδας. 1 βύσμα με ηλεκτρική διεπαφή, 2 περίβλημα ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας, 3 ρουλεμάν, 4 οπλισμός με ωστήρα, 5 περιέλιξη με σώμα πηνίου, 6 κύπελλο, 7 υπολειπόμενο διάκενο αέρα, 8 μαγνητικός πυρήνας, 9 δακτύλιος O, 10 έμβολο με υποδοχές ελέγχου, 11 ελατήριο, 12 Στοιχείο ασφαλείας	176
Εικόνα 4-33 Τριπίστονη ακτινική αντλία υψηλής πίεσης CommonRail, CP3, RobertBoschGmbH. 1 φλάντζα αντλίας, 2 στρόφιγγα κάδου, 3 έκκεντρος άξονας, 4 πολύγωνο σε έκκεντρο, 5 έμβολο αντλίας, 6 βαλβίδα αντεπιστροφής εισαγωγής, 7 περίβλημα μονομπλόκ, 8 αντλία προτροφοδότησης με γρανάζια, 9 θύρα υψηλής πίεσης στη ράγα, 10 θύρα υψηλής πίεσης χωρίς επιστροφή , 11 Θύρα επιστροφής στη δεξαμενή, 12 Μονάδα μέτρησης, 13 Θύρα χαμηλής πίεσης.....	177
Εικόνα 4-34ακτινική αντλία υψηλής πίεσης δύο εμβόλων CommonRail, CP4, RobertBoschGmbH. 1 μονάδα μέτρησης, 2 κυλινδροκεφαλή, 3 φλάντζα αντλίας, 4 άξονας μετάδοσης κίνησης, 5 περίβλημα από αλουμίνιο, 6 διπλό έκκεντρο, 7 κύλινδρος, 8 τάπα με κάδο, 9 έμβολο αντλίας, 10 θύρα υψηλής πίεσης στη ράγα, 11 βαλβίδα αντεπιστροφής υψηλής πίεσης, 12 Βαλβίδα αντεπιστροφής εισαγωγής	178
Εικόνα 4-35 Ενσωματωμένη αντλία υψηλής πίεσης δύο εμβόλων CommonRail για επαγγελματικά οχήματα, CP2, RobertBoschGmbH. 1 γκάτζι μηδενικής παροχής, 2 μονάδα μέτρησης, 3 εσωτερικό γρανάζι, 4 πινιόν, 5 αντλία προτροφοδότησης γραναζιών, 6 θύρα υψηλής πίεσης, 7 βαλβίδα εισαγωγής/υψηλής πίεσης δύο μερών, 8 έμβολο με επίστρωση C, 9 ελατήριο εμβόλου, 10 οπή εισαγωγής λαδιού , 11 μπουλόνι κυλίνδρου με επίστρωση C, 12 Κοίλο έκκεντρο	179
Εικόνα 4-36 Τυπική ράγα με προσαρτημένα εξαρτήματα για τετρακύλινδρη εφαρμογή για αυτοκίνητα	181
Εικόνα 4-37 Τομή μιας βαλβίδας ελέγχου πίεσης	182
Εικόνα 4-38 Τομή μιας βαλβίδας περιορισμού πίεσης με λειτουργικότητα limp-home	183
Εικόνα 4-39Εγχυτήρας ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας (αρχή λειτουργίας). (α) Κατάσταση ηρεμίας, (β) Ανοίγει ο εγχυτήρας, (γ) Ο εγχυτήρας κλείνει, 1 επιστροφή καυσίμου, 2 πηνίο ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας, 3 ελατήριο υπερύψωσης, 4 οπλισμός ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας, 5 σφαίρα βαλβίδας, 6 θάλαμος ελέγχου βαλβίδας, 7 ελατήριο ακροφυσίου, 8 βελόνα ακροφυσίου ώμος πίεσης, 9 όγκος θαλάμου, 10 οπή ψεκασμού, 11 ελατήριο ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας, 12 γκάτζι εξόδου, 13 θύρα υψηλής πίεσης, 14 γκάτζι εισόδου, 15 έμβολο βαλβίδας (έμβολο ελέγχου), 16 βελόνα ακροφυσίου ...	185
Εικόνα 4-40Σχεδίαση πιεζοηλεκτρικού εγχυτήρα Bosch. 1 επιστροφή καυσίμου, 2 θύρα υψηλής πίεσης, 3 μονάδα ενεργοποιητή Piezo, 4 υδραυλικός ζεύκτης (ενισχυτής), 5 βαλβίδα σέρβο (βαλβίδα ελέγχου), 6 μονάδα ακροφυσίου με ακροφύσιο βελόνα, 7 Τρύπα ψεκασμού	187

Εικόνα 4-41 Ακολουθίες ενεργοποίησης του πιεζοηλεκτρικού εγχυτήρα για μία έγχυση. (α) Καμπύλη ρεύματος και τάσης για τον ενεργοποιημένο εγχυτήρα, (β) Ανύψωση βαλβίδας και καμπύλη πίεσης συζεύκτη, (γ) Ανύψωση βαλβίδας και ρυθμός έγχυσης.....	189
Εικόνα 4-42 Λειτουργίες μέτρησης για εφαρμογές επιβατικών αυτοκινήτων που ξεκινούν με EU4 ...	190
Εικόνα 4-43 Αλυσίδα διαδικασίας προσαρμογής ποιότητας εγχυτήρα	191
Εικόνα 4-44 Λειτουργία διόρθωσης κυμάτων πίεσης (PWC)	192
Εικόνα 4-45 Λειτουργία βαθμονόμησης μηδενικής ποσότητας καυσίμου (ZFC).....	193
Εικόνα 4-46 Δομή και όφελος της προσαρμογής μέσης τιμής καυσίμου (FMA)	194
Εικόνα 4-47 Μονοκύλινδρος αντλία με ενσωματωμένο ρολό (BoschPFR1CY). 1 Βαλβίδα σταθερής πίεσης. 2 Βαρέλι; 3 Έμβολο; 4 Στέγαση; 5 Rollertappet (= 4–35, 2ndEd.)	196
Εικόνα 4-48 Μονοκύλινδρος αντλία με ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα (BoschPFR1Z). 1 ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα, 2 κάννη, 3 έμβολο, 4 ωστήριο κυλίνδρου, 5 τροφοδοσία καυσίμου, 6 εκκένωση καυσίμου (= 4–36, 2η έκδοση).....	198
Εικόνα 4-49 Αρθρωτό σύστημα commonrail	200
Εικόνα 4-50 Εγχυτήρας για αρθρωτό σύστημα κοινής σιδηροδρομικής γραμμής. 1 ακροφύσιο, 2 πλάκα στομίου, 3 ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα, 4 σώμα μπεκ με συσσωρευτή, 5 περιοριστής ροής, 6 ηλεκτρικός σύνδεσμος.....	201
Εικόνα 4-51 Αντλία υψηλής πίεσης για αρθρωτό σύστημα κοινής σιδηροδρομικής γραμμής. 1 εκκεντροφόρος άξονας, 2 στοιχείο αντλίας, 3 βαλβίδα αναρρόφησης, 4 βαλβίδα πίεσης, 5 συσσωρευτής, 6 βαλβίδα περιορισμού πίεσης, 7 αντλία χαμηλής πίεσης	202
Εικόνα 4-52 Αρθρωτό σύστημα commonrail με δύο αντλίες υψηλής πίεσης	203
Εικόνα 4-53 Αρθρωτό σύστημα commonrail για βαρέα καύσιμα	204
Εικόνα 4-54 (α) Διάγραμμα της αρχής μετατόπισης του εμβόλου. 1 Σύστημα έγχυσης, 2 αποσβεστήρας ψεκασμού, 3 θάλαμος μέτρησης, 4 έμβολο, 5 βαλβίδα υψηλής πίεσης, (β) Γράφημα του σήματος διαδρομής του εμβόλου κατά τη διάρκεια του πιλότου (VE), του κύριου (HE).....	207
Εικόνα 4-55 Σχηματική συσκευή μέτρησης για δοκιμή εγχυτήρα. 1 Δοκιμαστική δεξαμενή λαδιού με έλεγχο θερμοκρασίας, 2 αντλία τροφοδοσίας χαμηλής πίεσης, 3 αισθητήρες για πίεση και θερμοκρασία εισόδου, 4 αντλία υψηλής πίεσης CR με κίνηση και συγχρονιστή, 5 ευέλικτη γραμμή υψηλής πίεσης προς τη ράγα, 6 ράγα με αισθητήρες πίεσης και θερμοκρασίας, 7 Βαλβίδα ελέγχου πίεσης με γραμμή επιστροφής, 8 γραμμή υψηλής πίεσης προς τον εγχυτήρα, 9 μπεκ Common Rail (εδώ, ένα πιεζοηλεκτρικό CRI), 10 Συσκευή μέτρησης ποσότητας καυσίμου με έγχυση βάσει της αρχής της μετατόπισης του εμβόλου, 11 Επιστροφή χαμηλής πίεσης από το μπεκ ψεκασμού, 12 Αισθητήρες πίεσης και θερμοκρασίας επιστροφής, 13 Ρυθμιστής πίεσης για επιστροφή χαμηλής πίεσης, 14 Ροόμετρο με βάση την αρχή του γριναζιού, 15 Επιστροφή της ποσότητας ψεκασμού καυσίμου, 16 Έλεγχος πάγκου δοκιμής, 17 Αισθητήρες και εισαγωγή δεδομένων, 18 Έλεγχος και δεδομένα παραγωγή	209
Εικόνα 5-1 Συσκευή ελέγχου με εσωτερικά ενσωματωμένα ελατήρια ρυθμιστή 1 Παξιμάδι ρύθμισης, 2 ελατήριο ρυθμιστή, 3 Flyweight, 4 στοιχείο σύνδεσης, 5 εκκεντροφόρος άξονας, 6 μπουλόνι με ελατήριο, 7 στρόφαλος κουδουνιού, 8 ελατήριο έλξης, 9 συρόμενο μπουλόνι, 10 συρόμενο μπλοκ, 11 Μοχλός ελέγχου, 12 πλάκα εκκεντροφόρου, 13 μοχλός σύνδεσης, 14 ράφι ελέγχου, 15 μοχλός υπομόχλιο	214
Εικόνα 5-2 Χάρτης ρυθμιστή ρυθμιστή ταχύτητας ρελαντί-μέγιστης ταχύτητας με θετικό έλεγχο ροπής. Α Θέση εκκίνησης ελέγχου, Β Ψυχρό σημείο ρελαντί κινητήρα, L Θερμό σημείο ρελαντί κινητήρα, nLu ελάχιστη ταχύτητα ρελαντί, n1 Έναρξη ελέγχου ροπής, n2 έλεγχος λήξης ροπής, nVo μέγιστη ταχύτητα πλήρους φορτίου, nLo μέγιστη ταχύτητα χωρίς φορτίο	215
Εικόνα 5-3 Ανάπτυξη της πολυπλοκότητας EDC (BOSCH)	216
Εικόνα 5-4 Επισκόπηση συστήματος μονάδας ελέγχου: Αριστερά: ρύθμιση σήματος, κέντρο: ψηφιακή κεντρική μονάδα επεξεργασίας. δεξιά: στάδια εξόδου για τον έλεγχο των ενεργοποιητών (BOSCH)	217
Εικόνα 5-5 Αποκοπή μονάδας ελέγχου κινητήρα (BOSCH).....	218

Εικόνα 5-6 Διαχείριση αέρα καύσης βάσει μοντέλου σε κινητήρα ντίζελ	223
Εικόνα 5-7 Διάγραμμα συστήματος αισθητήρων κινητήρα ντίζελ 1 Αισθητήρας μάζας αέρα, 2 αισθητήρας πίεσης ώθησης, 3 βαλβίδα πεταλούδας, 4 βαλβίδα ανακύκλωσης καυσαερίων, 5 αισθητήρας πίεσης ράγας, 6 αισθητήρας ταχύτητας, 7 μονάδα πεντάλ γκαζιού, 8 αισθητήρας θερμοκρασίας καυσαερίων, 9 Αισθητήρας λάμδα, 10 Αισθητήρας θερμοκρασίας καυσαερίων, 11 Αισθητήρας διαφορικής πίεσης	226
Εικόνα 5-8 Διαγνωστικά και παρακολούθηση κατά τη χρήση διαγνωστικών οδήγησης και γκαράζ	230
Εικόνα 5-9 Διαγνωστική διαδικασία, αρχή της κατευθυνόμενης αντιμετώπισης προβλημάτων	232

ΕΥΡΕΤΗΡΙΟ ΠΙΝΑΚΩΝ

Πίνακας 1-1 Ορόσημα στην ανάπτυξη του κινητήρα ντίζελ	19
Πίνακας 1-2 Σύγκριση χαρακτηριστικών καύσης κινητήρα	28
Πίνακας 1-3 Τιμές λειτουργίας κινητήρων ντίζελ σε ονομαστικό φορτίο	38
Πίνακας 1-4 Διαφορές διαφορετικών υπομοντέλων στον ιδανικό και στον πραγματικό κύκλο	42
Πίνακας 4-1 Επισκόπηση του σχεδιασμού της οπής ψεκασμού	146
Πίνακας 4-2 Σχέδια παραγωγής για τυπικές εφαρμογές	181
Πίνακας 5-1 Τυπικές συνθήκες περιβάλλοντος για εγκατάσταση χώρου κινητήρα σε αυτοκίνητα	219
Πίνακας 5-2 Λειτουργίες κινητήρα	220
Πίνακας 5-3 Λειτουργίες εξάτμισης	221

1. Ιστορία και θεμελιώδεις αρχές του κινητήρα ντίζελ

KlausMollenhauerandKlausSchreiner

1.1 Η ιστορία του κινητήρα ντίζελ

Στις 27 Φεβρουαρίου 1892, ο μηχανικός Rudolf Diesel κατέθεσε δίπλωμα ευρεσιτεχνίας στο Αυτοκρατορικό Γραφείο Διπλωμάτων Ευρεσιτεχνίας στο Βερολίνο για μια «νέα ορθολογική μηχανή θερμότητας». Στις 23 Φεβρουαρίου 1893, του χορηγήθηκε το δίπλωμα ευρεσιτεχνίας DRP 67207 για την εργασία «Μέθοδος και Σχεδιασμός για Μηχανές Καύσης» με ημερομηνία 28 Φεβρουαρίου 1892. Αυτό ήταν ένα σημαντικό πρώτο βήμα προς τον στόχο που είχε θέσει ο Diesel, ο οποίος, όπως προκύπτει από το βιογραφικό του, τον απασχολούσε από τα χρόνια του πανεπιστημίου.

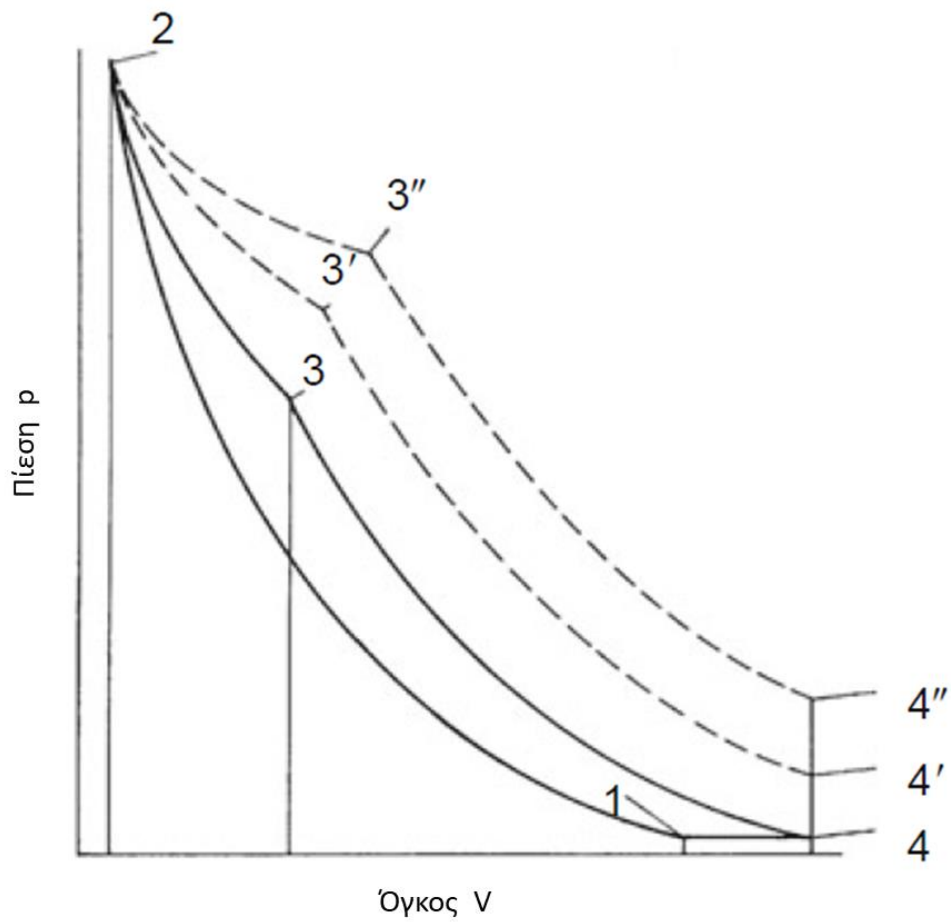
Ο Ρούντολφ Ντίζελ γεννήθηκε από Γερμανούς γονείς στο Παρίσι στις 18 Μαρτίου 1858. Ήταν ακόμα μαθητής όταν ξέσπασε ο Γαλλο-Πρωσικός Πόλεμος του 1870–1871 και έφυγε από το Λονδίνο για το Άουγκσμπουργκ, όπου μεγάλωσε με ανάδοχους γονείς. Χωρίς οικογενειακή και οικονομική υποστήριξη, ο νεαρός Ρούντολφ Ντίζελ αναγκάστηκε να πάρει τη ζωή του στα χέρια του και να συνεισφέρει στη συντήρησή του, μεταξύ άλλων, παραδίδοντας ιδιαίτερα μαθήματα. Οι υποτροφίες του επέτρεψαν τελικά να σπουδάσει στο Πολυτεχνείο του München και αργότερα στο Technische Hochschule, από το οποίο αποφοίτησε το 1880 ως ο καλύτερος εξεταζόμενος που υπήρξε ποτέ μέχρι εκείνη την εποχή.

Εκεί, στις διαλέξεις του καθηγητή Linde για τη θεωρία των θερμιδικών μηχανών, ο φοιτητής Diesel συνειδητοποίησε ότι η ατμομηχανή, η κυρίαρχη θερμική μηχανή της ημέρας, σπαταλά τεράστια ποσότητα ενέργειας όταν συγκρίνεται με τον ιδανικό κύκλο μετατροπής ενέργειας που διατύπωσε ο Carnot το 1824 (βλέπε Ενότητα 1.2). Επιπλέον, με αποδόσεις περίπου 3%, οι φούρνοι λέβητα κατά τη διάρκεια της ημέρας ελευθέρωναν ενοχλητικό καπνό που ρύπαινε σοβαρά τον αέρα.

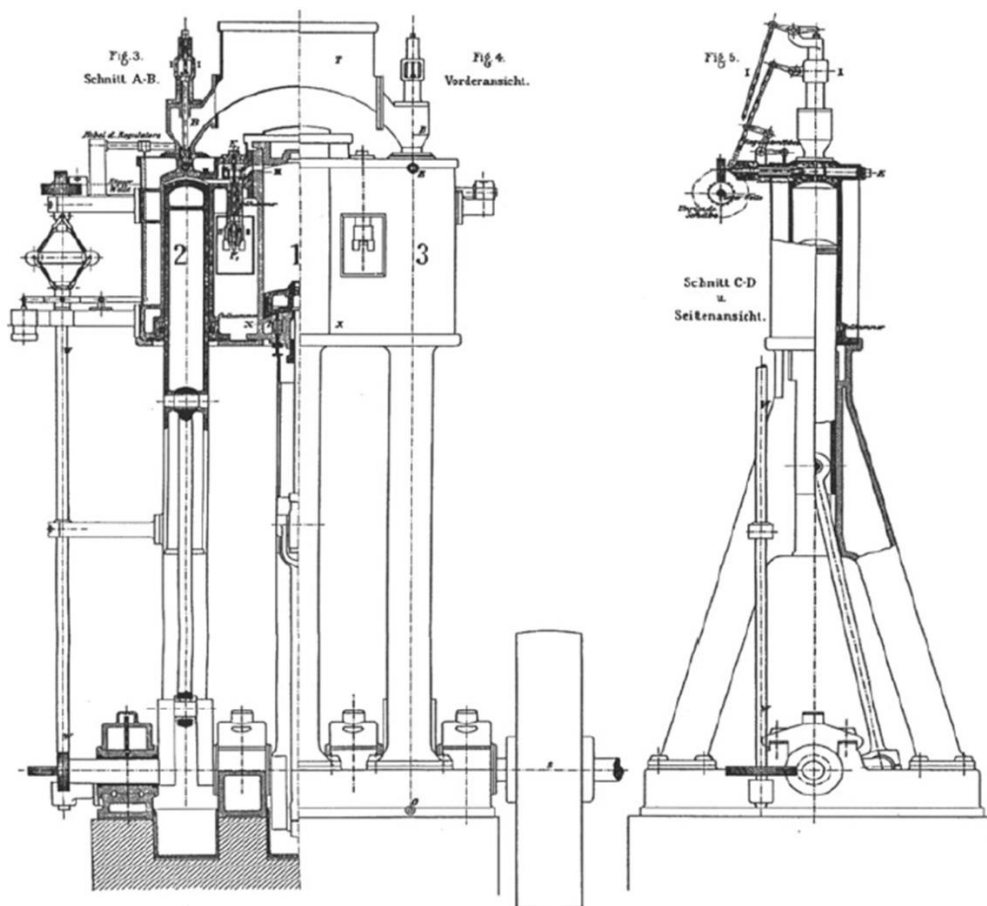
Οι σημειώσεις διαλέξεων που σώζονται τεκμηριώνουν ότι ο Ντίζελ σκέφτηκε ήδη να εφαρμόσει τον κύκλο Carnot ως μαθητής, αν ήταν δυνατόν χρησιμοποιώντας απευθείας την ενέργεια που περιέχεται στον άνθρακα χωρίς ατμό ως ενδιάμεσο μέσο. Ενώ εργαζόταν στο Lindes Eismaschinen, που τον οδήγησε από το Παρίσι στο Βερολίνο, ακολούθησε επίσης φιλόδοξα την ιδέα μιας λογικής μηχανής, ελπίζοντας ότι η εφεύρεσή του θα του έφερνε οικονομική ανεξαρτησία μαζί με κοινωνική πρόοδο. Τελικά κατέθεσε και του χορηγήθηκε το προαναφερθέν δίπλωμα ευρεσιτεχνίας [1-1] με την ακόλουθη αξίωση 1:

Η μέθοδος λειτουργίας για κινητήρες εσωτερικής καύσης χαρακτηρίζεται από καθαρό αέρα ή άλλο αδιάφορο αέριο (ή ατμό) που συμπιέζεται με ένα λειτουργικό έμβολο τόσο έντονα σε έναν κύλινδρο που η θερμοκρασία που δημιουργείται ως αποτέλεσμα είναι πολύ υψηλότερη από τη θερμοκρασία ανάφλεξης του καυσίμου που χρησιμοποιείται (καμπύλη 1-2 του διαγράμματος στο Σχ. 2), οπότε, λόγω του εμβόλου εξώθησης και της διαστολής του πεπιεσμένου αέρα (ή αερίου) που προκαλείται ως αποτέλεσμα (καμπύλη 2-3 του διαγράμματος στο Σχ. 2), το καύσιμο τροφοδοτείται τόσο σταδιακά από το νεκρό κέντρο και μετά, ώστε η καύση λαμβάνει χώρα χωρίς σημαντική αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας, οπότε, μετά τον τερματισμό της παροχής καυσίμου, η μάζα του αερίου στον κύλινδρο εργασίας διαστέλλεται περαιτέρω (καμπύλη 3-4 του διαγράμματος στο Σχ. 2).

Μόλις το αέριο αποσυμπιεστεί στην πίεση εκκένωσης, η θερμότητα διαχέεται κατά μήκος των ισοβαρών 4-1 (Εικ. 1-1), τερματίζοντας έτσι τον κύκλο. Μια δεύτερη αξίωση επιβεβαιώνει την προστασία με δίπλωμα ευρεσιτεχνίας για συμπίεση και διαστολή πολλαπλών σταδίων. Ο Ντίζελ πρότεινε έναν τρικύλινδρο σύνθετο κινητήρα (Εικ. 1-2).



Εικόνα 1-1 Ιδανική διεργασία κινητήρα ντίζελ (1-2-3-4) με βάση το Σχ. 2 στο [1-1], συμπληρωμένη από τροποποιημένες «περιόδους εισδοχής» (1-2-30 40 και 1-2 -30 0-400) σύμφωνα με την επιστολή του Diesel προς τον Krupp της 16ης Οκτωβρίου 1893 [1-4, σελ. 404]



Εικόνα 1-2 Σχεδίαση σύνθετου κινητήρα από Diesel [1-3]

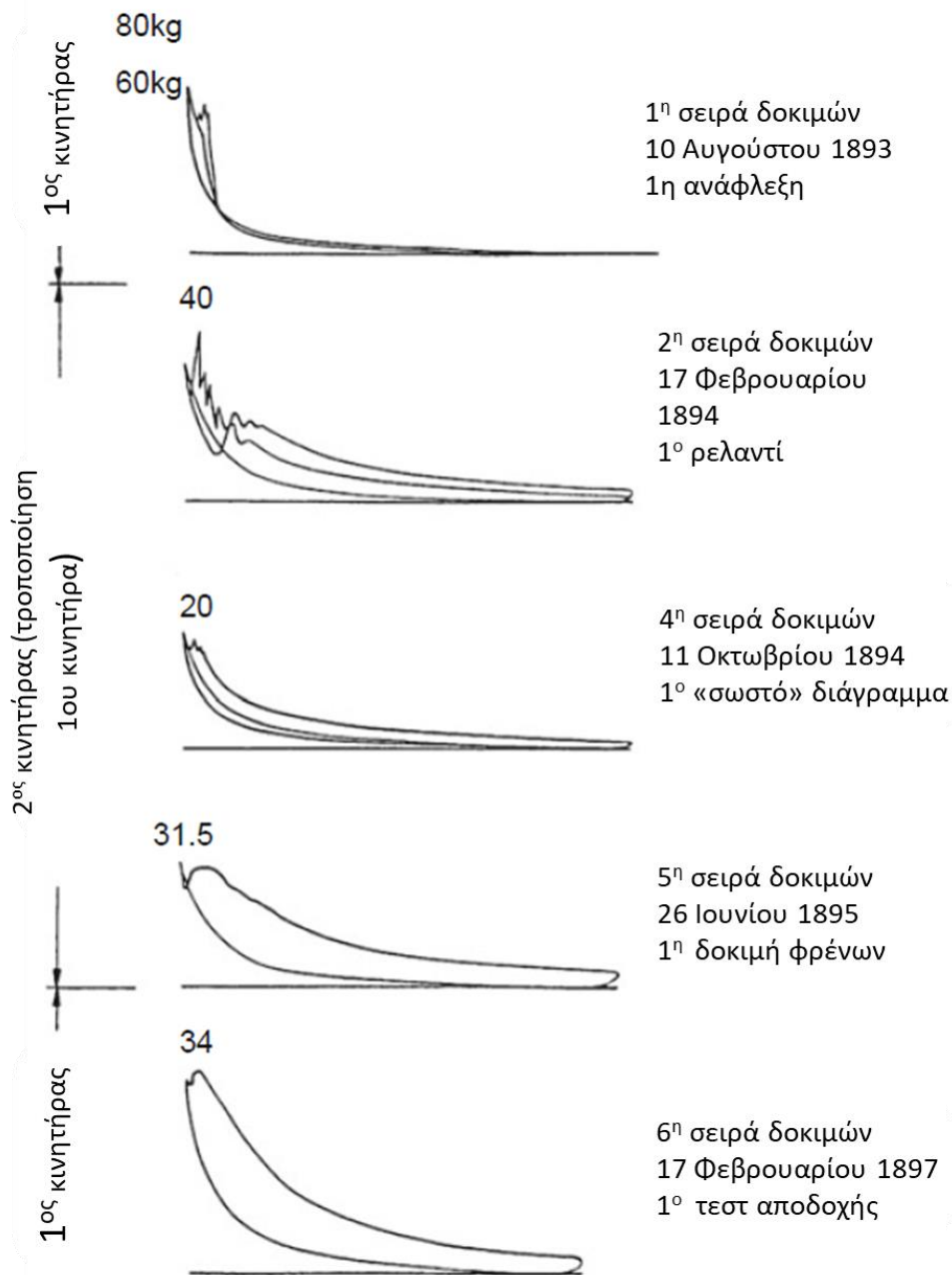
Η αδιαβατική συμπίεση συμβαίνει σε δύο κυλίνδρους υψηλής πίεσης 2, 3 που λειτουργούν με μετατόπιση στους 180° και το καύσιμο (ο Ντίζελ αρχικά μιλούσε για σκόνη άνθρακα) που παρέχεται από τη χοάνη Β στο πάνω νεκρό σημείο αναφλέγεται αυτόματα έτσι ώστε να συμβεί ισοθερμική καύση και διαστολή, η οποία γίνεται αδιαβατική μόλις τελειώνει η καύση. Το αέριο καύσης μεταφέρεται στον κεντρικό κύλινδρο διπλής ενέργειας 1 όπου διαστέλλεται πλήρως μέχρι την πίεση περιβάλλοντος και αποβάλλεται μετά την αντιστροφή της κίνησης ταυτόχρονα με την ισοθερμική προσυμπίεση με έγχυση νερού ή την προηγούμενη πρόσληψη φρέσκου φορτίου για το δεύτερο κύκλο κινητήρα που τρέχει παράλληλα. Έτσι, εμφανίζεται ένας κύκλος ανά περιστροφή.

Για να εφαρμόσει τον κύκλο Carnot, ο Diesel επανήλθε στον τετράχρονο κύκλο που θεωρείται «η τελευταία λέξη της τεχνολογίας» από την εποχή του Νικόλαους Όττο. Πίστευε ότι η ισοθερμική καύση στο μέγιστο των 800°C θα του επέτρεπε να διατηρήσει το θερμικό φορτίο στον κινητήρα αρκετά χαμηλό ώστε να λειτουργεί χωρίς ψύξη. Αυτή η περιοριστική θερμοκρασία απαιτεί συμπίεσεις περίπου 250 βαθμών, με τις οποίες ο Diesel ξεπέρασε κατά πολύ τις σύγχρονες τεχνολογίες: Αφενός, αυτό έδωσε στον νέο τότε Diesel την ώθηση που ήταν απαραίτητη για να εφαρμόσει την ιδέα του. Από την άλλη πλευρά, εταιρείες με εμπειρία στην κατασκευή κινητήρων, όπως το εργοστάσιο κινητήρων αερίου της Deutz, απέφευγαν από το έργο του Diesel. Έχοντας επίγνωση ότι «μια εφεύρεση αποτελείται από δύο μέρη: Η ιδέα και η εφαρμογή της» [1-2], ο Diesel έγραψε μια πραγματεία σχετικά με τη «Θεωρία και σχεδιασμό μιας ορθολογικής θερμικής μηχανής» [1-3] και την έστειλε σε καθηγητές και βιομήχανους καθώς και στον Deutz στο γύρισμα του 1892–1893 για να διαδώσει τις ιδέες του και να κερδίσει τη βιομηχανία: Με απόδοση Carnot περίπου 73% στους 800°C , περίμενε μέγιστες απώλειες 30 έως 40% στην πραγματική λειτουργία, που θα αντιστοιχούσαν σε καθαρή απόδοση 50% [1-3, σελ. 51].

Μετά από σχεδόν ένα χρόνο προσπαθειών και στρατηγικής, ο Diesel συνήψε τελικά συμβόλαιο στις αρχές του 1893 με τη διάσημη Maschinenfabrik Augsburg AG με επικεφαλής τον Heinrich Buz, έναν κορυφαίο κατασκευαστή ατμομηχανών. Το συμβόλαιο περιείχε τις παραχωρήσεις του Diesel για έναν ιδανικό κινητήρα: Η μέγιστη πίεση μειώθηκε από 250 σε 90 και αργότερα 30, οι τρεις κύλινδροι του σύνθετου κινητήρα μειώθηκαν σε έναν κύλινδρο υψηλής πίεσης και η σκόνη άνθρακα εγκαταλείφθηκε ως καύσιμο.

Δύο άλλοι κατασκευαστές βαρέων μηχανημάτων, η Krupp και, αμέσως μετά, η Sulzer συνήψαν τη σύμβαση, η οποία ήταν προσοδοφόρα για τη Diesel. Η κατασκευή του πρώτου μη ψυχρού δοκιμαστικού κινητήρα με διαδρομή 400 mm και οπή 150 mm ξεκίνησε στο Άουγκσμπουργκ στις αρχές του καλοκαιριού του 1893. Αν και το πετρέλαιο ήταν το καύσιμο που προοριζόταν, η βενζίνη εγχύθηκε για πρώτη φορά σε κινητήρα στις 10 Αυγούστου 1893 με τη λανθασμένη υπόθεση πως θα αναφλεγεί πιο εύκολα: Η αρχή της αυτανάφλεξης επιβεβαιώθηκε πράγματι, παρόλο που χρειάστηκε πιέσεις άνω των 80 bar!

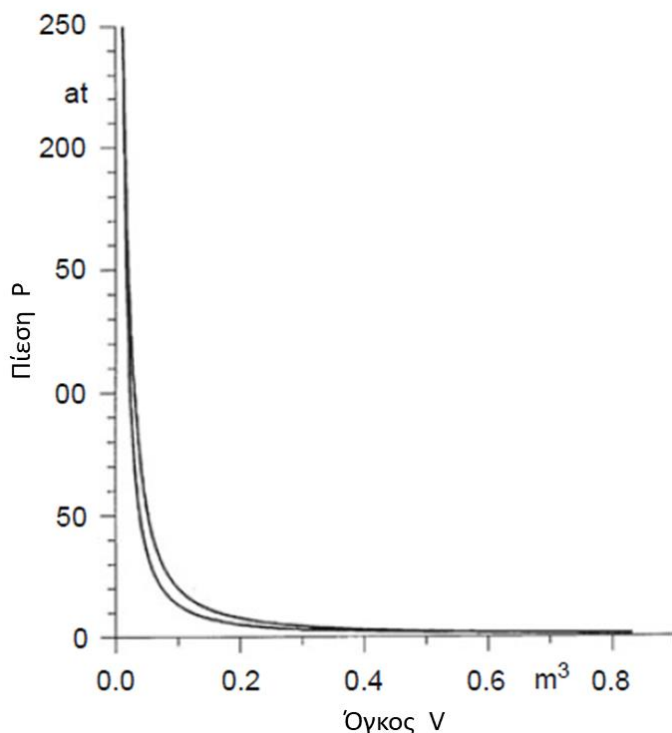
Επιλεγμένα ενδεικτικά διαγράμματα (Εικ. 1-3) καθιστούν δυνατή την παρακολούθηση των περαιτέρω εξελίξεων: Μετά την τροποποίηση του πρώτου κινητήρα, στον οποίο αργότερα προστέθηκε ψύξη νερού, το καύσιμο δεν μπορούσε πλέον να εγχυθεί απευθείας. Αντίθετα, μπορούσε να εγχυθεί, να ψεκαστεί και να καεί μόνο με τη βοήθεια πεπιεσμένου αέρα. Την πρώτη φορά που ο μέχρι τότε κινητήρας που λειτουργούσε στο ρελαντί έγινε αυτόνομος ήταν στις 17 Φεβρουαρίου 1894. Τελικά, μια πρώτη δοκιμή πέδησης πραγματοποιήθηκε στις 26 Ιουνίου 1895: Χρησιμοποιώντας πετρέλαιο ως καύσιμο και εξωτερικά συμπιεσμένο αέρα έγχυσης, μετρήθηκε η ενδεικνυόμενη απόδοση $\eta_i = 30,8\%$ και η καθαρή απόδοση $\eta_e = 16,6\%$ σε κατανάλωση 382 g/ HPh. Μόνο ένας αναθεωρημένος σχεδιασμός, ο τρίτος δοκιμαστικός κινητήρας [1-4] εξοπλισμένος με μια αντλία αέρα ενός σταδίου, πέτυχε ωστόσο την ανακάλυψη: ο καθηγητής Moritz Schroter από το Technische Hochschule München πραγματοποίησε δοκιμές αποδοχής στις 17 Φεβρουαρίου 1897. Μαζί με τους Diesel and Buz, παρουσίασε τα αποτελέσματα σε μια γενική συνέλευση του Συνδέσμου Γερμανών Μηχανικών στο Κάσελ στις 16 Ιουνίου 1897, παρουσιάζοντας έτσι την πρώτη θερμική μηχανή με απόδοση 26,2%, η οποία ήταν εντυπωσιακή εκείνη την εποχή [1-5] !



Εικόνα 1-3 Ενδεικτικά διαγράμματα της εξέλιξης του κινητήρα ντίζελ με βάση το [1-2]. Η περιοχή που περικλείεται από την καμπύλη πίεσης ως συνάρτηση του όγκου του κυλίνδρου αντιστοιχεί στο εσωτερικό έργο του κινητήρα, βλ. Ενότητα 1.2

Απαιτούσε την εγκατάλειψη της ισόθερμης εισροής θερμότητας που υποστηρίζεται στο αρχικό δίπλωμα ευρεσιτεχνίας: Υπό το φως της στενής περιοχής του διαγράμματος ανάλογη με την υποδεικνυόμενη εργασία και των απωλειών τριβής που αναμένονται ως αποτέλεσμα των υψηλών πιέσεων, ακόμη και ο Diesel πρέπει να είχε αντιληφθεί όταν σχεδίασε τα θεωρητικά ενδεικτικά διαγράμματα (Εικ. 1-4) ότι ο κινητήρας δεν θα εκτελούσε καμία αποτελεσματική εργασία. Καταβάλλοντας μεγάλες προσπάθειες για να μην τεθεί σε κίνδυνο το βασικό δίπλωμα ευρεσιτεχνίας, σκέφτηκε από νωρίς την παράταση της «περιόδου εισαγωγής», δηλαδή ανεβάζοντας τη γραμμή της ισόθερμης εισόδου θερμότητας στο διάγραμμα p, V (Εικ. 1-1). Μια δεύτερη αίτηση για δίπλωμα ευρεσιτεχνίας (DRP 82168) στις 29 Νοεμβρίου 1893 ανέφερε επίσης τον κύκλο σταθερής πίεσης, ο οποίος θεωρήθηκε σύμφωνος με το βασικό δίπλωμα ευρεσιτεχνίας λόγω της «μη ουσιαστικής αύξησης της πίεσης» του. Το δίπλωμα

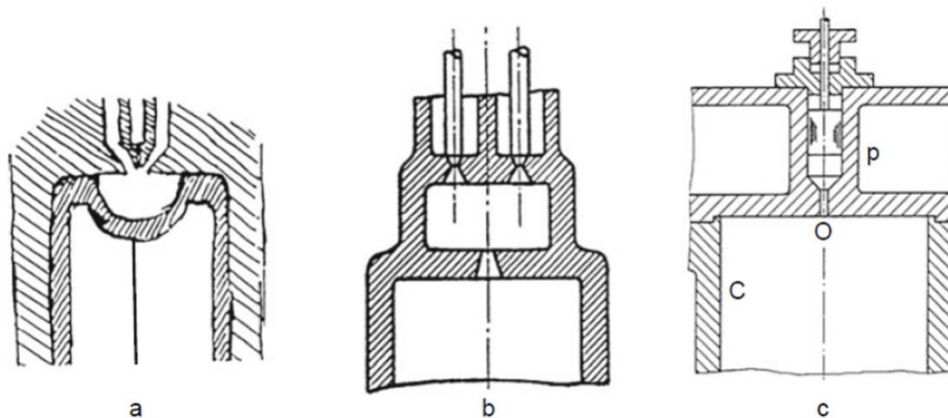
ευρεσιτεχνίας που χορηγήθηκε παρέβλεψε το γεγονός ότι, σε αντίθεση με το βασικό δίπλωμα ευρεσιτεχνίας, τόσο η μάζα του καυσίμου όσο και η μέγιστη θερμοκρασία αυξήθηκαν!



Εικόνα 1-4 Θεωρητικά ενδεικτικά διαγράμματα του κύκλου Carnot με βάση το [1-3]

Όπως ήταν αναμενόμενο, η Diesel και η κοινοπραξία Diesel μπλέχτηκαν σύντομα σε διαφωνίες για διπλώματα ευρεσιτεχνίας στο Κάσελ. Σύμφωνα με την κατηγορία, ο κινητήρας του Diesel δεν εκπλήρωσε κανέναν από τους ισχυρισμούς του για δίπλωμα ευρεσιτεχνίας: Ο κινητήρας δεν μπορούσε να λειτουργήσει χωρίς ψύξη και η διαστολή δεν συνέβη χωρίς ουσιαστική αύξηση της πίεσης και της θερμοκρασίας ως συνάρτηση της συμπίεσης. Έγινε μόνο η αυτόματη ανάφλεξη που αναφέρεται στην εξίσωση 1. Ωστόσο, όπως ο Diesel δεν παραδέχτηκε ποτέ ότι ο κινητήρας του δεν ολοκλήρωσε καμία φάση του κύκλου Carnot, αρνήθηκε κατηγορηματικά μέχρι το τέλος ότι η αυτόματη ανάφλεξη ήταν βασικό χαρακτηριστικό της εφεύρεσής του [1-4, σελ. 406]. Η πρόσθετη επιβάρυνση ότι δεν χρησιμοποιήθηκε σκόνη άνθρακα ήταν λιγότερο βαρύ [1-5, 1-6]: Ειδικά δεδομένου ότι η μηχανή του προοριζόταν να αντικαταστήσει την ατμομηχανή, ο Diesel, ένας μηχανικός του δέκατου ένατου αιώνα, στην αρχή δεν ήταν σε θέση να παρακάμψει τον άνθρακα, πρωταρχική πηγή ενέργειας στην εποχή του. Ωστόσο, δεν απέκλεισε άλλα καύσιμα όπως αποδεικνύουν μεταγενέστερες δοκιμές, ακόμη και με φυτικά έλαια μεταξύ άλλων [1-2]. Σε σχέση με το «state-of-the-art» της εποχής, κανείς, ούτε καν ο Diesel, δεν μπορούσε να γνωρίζει ποιο καύσιμο ήταν το καταλληλότερο για τον κινητήρα Diesel.

Τεκμηριωμένο από πολλές προσπάθειες σχεδίασης, η έξυπνα διαισθητική κατανόηση των κύκλων καύσης του κινητήρα ντίζελ, που του ήταν σε μεγάλο βαθμό άγνωστοι τότε και συχνά ανιχνεύονται μόνο με προηγμένες μετρήσεις και τεχνολογία υπολογιστών σήμερα (βλ. Ενότητα 3), είναι ακόμη πιο αξιοθαύμαστη (Εικ. 1-5). Εκτός από τις επιτυχώς ξεπερασμένες διαφωνίες για διπλώματα ευρεσιτεχνίας, η πορεία του κινητήρα ντίζελ συνέχισε να επισκιάζεται από συγκρούσεις μεταξύ του εφευρέτη και της κοινοπραξίας Diesel: Η τελευταία ενδιαφερόταν να «διαφημίσει» επικερδώς τη μηχανή που προοριζόταν να αντικαταστήσει τις σταθερές και τις ατμομηχανές πλοίου μόλις δυνατό [1-7]. Πρώτον, έπρεπε να διαπιστωθεί η εμπορευσιμότητα που επιβεβαιώθηκε πρόωρα στο Κάσελ. Αυτό έγινε, πάνω απ' όλα, χάρη στην επιδεξιότητα και τη σταθερή δέσμευση του Immanuel Lauster στο Augsburg. Προήγγειλε επίσης τη γραμμή ανάπτυξης του «ντίζελ υψηλής απόδοσης» (Πίνακας 1-1).



Εικόνα 1-5 Οι προτάσεις του Diesel για ένα σύστημα καύσης. (α) Έμβολο με κύπελλο κορώνας εμβόλου (1892), (β) δευτερεύων θάλαμος καύσης (1893). (γ) Μονάδα αντλίας-μπεκ (1905), βλέπε Ενότητα. 5.3

Πίνακας 1-1 Ορόσημα στην ανάπτυξη του κινητήρα ντίζελ

Σειρά ανάπτυξης «υψηλών επιδόσεων μεγάλου κινητήρα ντίζελ»	
1897	Πρώτη λειτουργία κινητήρα ντίζελ με απόδοση $\eta_c = 26,2\%$ στο Maschinenfabrik Augsburg.
1898	Παράδοση του πρώτου δικύλινδρου κινητήρα ντίζελ με 2×30 HP στις 180 rpm στο Vereinigte Zündholzfabriken AG στο Kempten.
1899	Ο πρώτος δίχρονος κινητήρας ντίζελ της MAN από τον Hugo Güldner (μη εμπορεύσιμος).
1899	Ο πρώτος κινητήρας ντίζελ χωρίς σταυρό, μοντέλο W, από την Gasmotorenfabrik Deutz.
1901	Ο πρώτος πετρελαιοκινητήρας MAN με κορμό-έμβολο από τον Imanuel Lauster (μοντέλο DM 70).
1903	Πρώτη εγκατάσταση ενός δικύλινδρου τετράχρονου αντίθετου εμβόλου κινητήρα ντίζελ με 25 HP σε ένα πλοίο (η φορτηγίδα Petit Pierre) από τον Dyckhoff, Bar Le Duc.
1904	Ξεκινά η λειτουργία του πρώτου πετρελαιοηλεκτρικού σταθμού MAN με 4×400 HP στο Κίεβο.
1905	Ο Alfred Büchi προτείνει τη χρήση της ενέργειας των καυσαερίων για υπερφόρτιση.
1906	Παρουσιάζεται ο πρώτος αναστρέψιμος δίχρονος κινητήρας από τους αδελφούς Sulzer και Winterthur για έναν κινητήρα θαλάσσης 100 HP/κύλινδρο. ($s/D = 250/155$).
1912	Θέση σε λειτουργία του πρώτου θαλάσσιου πλοίου MS Selandia με δύο αναστρέψιμους τετράχρονους κινητήρες ντίζελ από την Burmeister & Wain ο καθένας με 1.088 HP.
1914	Πρώτη δοκιμαστική λειτουργία ενός εξακύλινδρου δίχρονου κινητήρα διπλής ενέργειας με 2.000

	HP/κύλινδρο. από το MAN Nu'mberg (s/D = 1050/850).
1951	Πρώτος τετράχρονος πετρελαιοκινητήρας MAN (μοντέλο 6KV30/45) με υπερφόρτιση υψηλής πίεσης: $n_e = 44,5\%$ σε $w_{e\max} = 2,05 \text{ kJ/l}$, $p_{z\max} = 142 \text{ bar}$ και $P_A = 3,1 \text{ W/mm}^2$.
1972	Ξεκινά τη λειτουργία του μέχρι τώρα ο μεγαλύτερος δίχρονος κινητήρας ντίζελ (s/D = 1.800/1.050, 40.000 HP).
1982	Παρουσίαση στην αγορά υπερμακρόχρονων, δίχρονων κινητήρων με s/D ≈ 3 (Sulzer, B & W).
1984	Η MAN B & W επιτυγχάνει κατανάλωση 167,3 g/kWh ($n_e = 50,4\%$).
1987	Θέση σε λειτουργία του μεγαλύτερου πετρελαιοηλεκτρικού συστήματος πρόωσης με τετράχρονους κινητήρες diesel MAN-B & W και συνολική ισχύ 95.600 kW για την οδήγηση του Queen Elizabeth 2.
1991/92	Δίχρονοι και τετράχρονοι πειραματικοί κινητήρες της Sulzer (RTX54 με $p_{z\max} = 180 \text{ bar}$, $P_A = 8,5 \text{ W/mm}^2$) και MAN B & W (4T50MX με $p_{z\max} = 180 \text{ bar}$, $P_A = 9,45 \text{ W/mm}^2$).
1997	Sulzer 12RTA96C (s/D = 2,500/960): δίχρονος κινητήρας ντίζελ, $P_e = 65.880 \text{ kW}$ στις $n = 100 \text{ rpm}$ ξεκινάει τη λειτουργία.
1998	Ερευνητικός κινητήρας Sulzer RTX-3 για δοκιμή της τεχνολογίας common rail σε μεγάλους δίχρονους κινητήρες ντίζελ.
2000/01	MAN B & W 12K98MC-C (s/D = 2,400/980): Ο ισχυρότερος σήμερα δίχρονος κινητήρας ντίζελ με $P_e = 68.520 \text{ kW}$ στις $n = 104 \text{ rpm}$.
2004	Πρώτη τετράχρονη μηχανή diesel μεσαίας ταχύτητας MAN B & W 32/40, $P_e = 3.080 \text{ kW}$, έγχυση common rail (CR) σε πραγματική χρήση σε πλοίο μεταφοράς εμπορευματοκιβωτίων.
2006	Με κατανάλωση $b_e = 177 \text{ g/kWh}$, ο MaK M43C είναι ο κορυφαίος τετράχρονος μεσαίας ταχύτητας θαλάσσιος κινητήρας με ισχύ κυλίνδρου 1.000 kW (s/D = 610/430, $w_e = 2.71 \text{ kJ/dm}^3$, $c_m = 10.2 \text{ m/s}$).
2006	Η Wärtsilä αναθέτει σε λειτουργία τον πρώτο 14κύλινδρο δίχρονο κινητήρα στον κόσμο και συνεπώς τον πιο ισχυρό κινητήρα ντίζελ: Wärtsilä RTA-flex96C, έγχυση CR, $P_e = 80.080 \text{ kW}$, s/D = 2,500/900 $c_m = 8.5 \text{ m/s}$, $w_e = 1.86 \text{ kJ/dm}^3$ ($p_e = 18.6 \text{ bar}$).
Γραμμή ανάπτυξης «κινητήρων ντίζελ οχημάτων υψηλής ταχύτητας».	

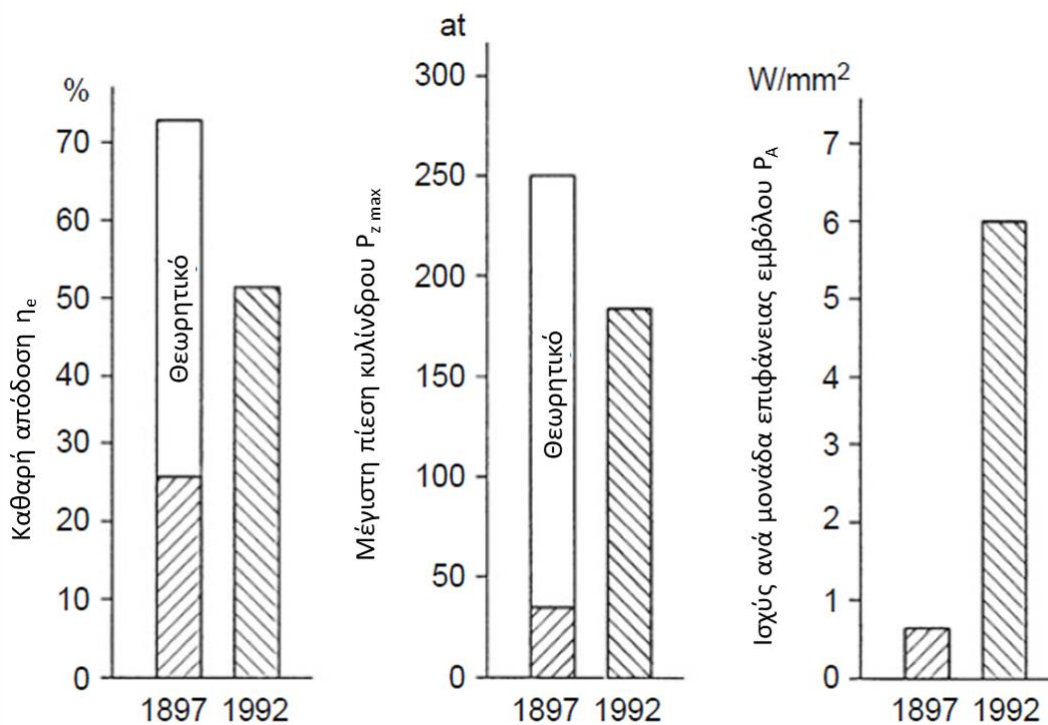
1898	Πρώτη λειτουργία ενός δικύλινδρου τετράχρονου αντίθετου εμβολοφόρου κινητήρα («κινητήρας χωρίς άλογο 5 HP») από τον Lucian Vogel στο MAN Nürnberg (μηχανή δοκιμής, μη εμπορεύσιμος).
1905	Δοκιμαστικός κινητήρας από τον Rudolf Diesel βασισμένος σε τετρακύλινδρο βενζινοκινητήρα Sauger με αεροσυμπιεστή και άμεσο ψεκασμό (μη εμπορεύσιμος).
1906	Patent DRP 196514 από την Deutz για έμμεση έγχυση.
1909	Βασικό δίπλωμα ευρεσιτεχνίας DRP 230517 από την L'Orange για προθάλαμο.
1910	Βρετανική ευρεσιτεχνία 1059 από τον McKenchie για την άμεση έγχυση υψηλής πίεσης.
1912	Ο πρώτος κινητήρας ντίζελ Deutz χωρίς συμπιεστή, μοντέλο MKV, μπαίνει σε μαζική παραγωγή.
1913	Η πρώτη ντίζελ ατμομηχανή με τετρακύλινδρο δίχρονο V κινητήρα παρουσιάστηκε από τους αδελφούς Sulzer (ισχύς 1.000 HP).
1914	Το πρώτο πετρελαιοκίνητο πούλμαν με κινητήρες Sulzer για τους κρατικούς σιδηροδρόμους της Πρωσίας και της Σαξονίας.
1924	Παρουσιάζονται οι πρώτοι κινητήρες ντίζελ επαγγελματικών οχημάτων από τη MAN Nu'rnberg (άμεσος ψεκασμός) και τη Daimler Benz AG (έμμεση έγχυση στον προθάλαμο).
1927	Έναρξη μαζικής παραγωγής συστημάτων έγχυσης ντίζελ στη Bosch.
1931	Δοκιμή πρωτοτύπου του εξακύλινδρου δίχρονου αντίθετου εμβόλου κινητήρα ντίζελ αεροσκάφους JUMO 204 της Junkers-Motorenbau GmbH: ισχύς 530 kW (750 HP), μάζα ισχύος 1,0 kg/HP.
1934	V8 τετράχρονοι πετρελαιοκινητήρες με προθάλαμο από την Daimler-Benz AG για LZ 129 Hindenburg με 1.200 HP στις 1.650 rpm (μάζα ισχύος: 1,6 kg/HP συμπεριλαμβανομένης της μετάδοσης).
1936	Πρώτοι κινητήρες ντίζελ αυτοκινήτου παραγωγής με προθάλαμο από την Daimler-Benz AG (μοντέλο αυτοκινήτου 260 D) και τη Hanomag.
1953	Ο πρώτος κινητήρας ντίζελ αυτοκινήτου με θάλαμο στροβιλισμού από την Borgward και τη Fiat.
1978	Πρώτος κινητήρας ντίζελ αυτοκινήτου παραγωγής με υπερσυμπίεση καυσαερίων (Daimler-Benz AG).
1983	Πρώτη παραγωγή υψηλών ταχυτήτων πετρελαιοκινητήρα υψηλής απόδοσης από την MTU με υπερσυμπίεση δύο σταδίων: $w_{\text{emax}} = 2,94 \text{ kJ/l bei}$

	$p_{z_{max}} = 180 \text{ bar}$, ισχύς ανά μονάδα επιφάνειας εμβόλου $P_A = 8,3 \text{ W/mm}^2$.
1986/87	Εφαρμόστηκε η πρώτη ηλεκτρονική διαχείριση κινητήρα (ECD) για κινητήρες ντίζελ οχημάτων (BMW: αυτοκίνητο, Daimler-Benz: επαγγελματικό όχημα).
1988	Πρώτος κινητήρας ντίζελ αυτοκινήτου παραγωγής με άμεσο ψεκασμό (Fiat).
1989	Πρώτος κινητήρας ντίζελ αυτοκινήτου παραγωγής με υπερσυμπίεση καυσαερίων και άμεσο ψεκασμό στην Audi (αυτοκίνητο Audi 100 DI).
1996	Πρώτος κινητήρας ντίζελ αυτοκινήτου με άμεσο ψεκασμό και θάλαμο καύσης τεσσάρων βαλβίδων (πετρελαιοκινητήρας Opel Ecotec).
1997	Ο πρώτος υπερτροφοδοτούμενος κινητήρας ντίζελ αυτοκινήτου με άμεσο ψεκασμό υψηλής πίεσης common rail και μεταβλητή γεωμετρία στροβίλου (Fiat, Mercedes-Benz).
1998	Πρώτος κινητήρας ντίζελ αυτοκινήτου V8: BMW 3,9 l DI turbodiesel, $P_e = 180 \text{ kW}$ στις 4.000 rpm, $M_{max} = 560 \text{ Nm}$ (1.750. . . .2.500 rpm).
1999	Smart cdi, κυβισμός $0,8 \text{ dm}^3$, αυτή τη στιγμή ο μικρότερος κινητήρας turbodiesel με intercooler και ψεκασμό υψηλής πίεσης common rail: $P_e = 30 \text{ kW}$ στις 4.200 rpm με 3,4 l/100 km πρώτο «αυτοκίνητο 3 λίτρων» από την Daimler Chrysler.
2000	Πρώτης παραγωγής κινητήρες ντίζελ αυτοκινήτου με φίλτρα σωματιδίων (Peugeot).
2004	Η OPEL παρουσιάζει μια μελέτη Vectra OPC κατάλληλη για καθημερινή χρήση με μονάδα διπλού τούρμπο CDTI 1,9 λίτρων με ειδική ισχύ εξόδου $P_V = 82 \text{ kW/dm}^3$.
2006	Στον 74ο 24ωρο αγώνα του Le Mans, ένα AUDI R10 TDI με κινητήρα ντίζελ V12 ($P_e > 476 \text{ kW}$ σε $n = 5,000 \text{ rpm}$, $V_H = 5,5 \text{ dm}^3$, $w_e = 2,1 \text{ kJ/dm}^3$ με πίεση biturbo boost pressure of $p_L = 2.94 \text{ bar}$) κερδίζει τον αγώνα.

Από την άλλη πλευρά, ενδιαφέρεται κυρίως για την κατανεμημένη παραγωγή ενέργειας [1-3, σελ. 89 επ.] και, ως εκ τούτου, προβλέπει την τεχνολογία των μονάδων συμπαραγωγής και τις σύγχρονες εξελίξεις στη μηχανική σιδηροδρόμων [1-8] που οραματίζονται ρεαλιστικά δορυφορικά τηλεκατευθυνόμενα, αυτόματα καθοδηγούμενα βαγόνια [1 -3]. Ο Rudolf Diesel θεώρησε ότι ο βαρύς κινητήρας δοκιμής με το πλαίσιο A μαζί με τον κινητήρα crosshead δανεισμένο από τη μηχανική ατμομηχανών ήταν μόνο ένα προκαταρκτικό στάδιο στο δρόμο για έναν ελαφρύ κινητήρα ντίζελ «χωρίς συμπιεστή». Το τέλος των εργασιών ανάπτυξης της Diesel στο Maschinenfabrik Augsburg σηματοδεύτηκε από την απρόθυμα παραχωρημένη κατασκευή ενός σύνθετου κινητήρα που δεν μπορούσε να εκπληρώσει

τις ελπίδες που είχαν τεθεί σε αυτόν και μερικές δοκιμαστικές δοκιμές σκόνης άνθρακα και άλλων εναλλακτικών καυσίμων.

Μία από τις μεταγενέστερες δοκιμές της Diesel μαζί με τη μικρή εταιρεία Safir που είχαν σκοπό να επιφέρουν τη γενική αποδοχή της γραμμής ανάπτυξης «κινητήρων ντίζελ οχημάτων» απέτυχε, μεταξύ άλλων, λόγω της κακής μέτρησης καυσίμου. Αυτό το πρόβλημα επιλύθηκε για πρώτη φορά από το σύστημα έγχυσης ντίζελ της Bosch [1-9]. Ο Ρούντολφ Ντίζελ συνάντησε τη μοίρα του κατά τη διάρκεια μιας επίσκεψης από την Αμβέρσα στο Χάργουιτς μεταξύ 29 και 30 Σεπτεμβρίου 1913, μόλις λίγες εβδομάδες μετά την κυκλοφορία του βιβλίου του: «Οι αρχές της μηχανής ντίζελ». Μετά από χρόνια δυσκολιών και προσπάθειας που είχαν φτάσει τις διανοητικές και σωματικές του δυνάμεις στα όριά τους, η οικονομική κατάρρευση απειλούσε παρά τα τεράστια κέρδη πολλών εκατομμυρίων από την εφεύρεσή του: Πολύ περήφανος για να παραδεχτεί ότι είχε κάνει κακές εικασίες και έκανε λάθη ή για να δεχτεί βοήθεια, ο Diesel, σύμφωνα με τον γιο και βιογράφο του, είδε την αυτοκτονία ως τη μόνη διέξοδο [1-10]. Πίσω μένει το έργο της ζωής του, η μηχανή υψηλής πίεσης που εξελίχθηκε από τη θεωρία των θερμικών μηχανών, η οποία φέρει το όνομά του και, 100 χρόνια αργότερα, εξακολουθεί να είναι αυτό που σκόπευε ο πολυμήχανος δημιουργός της Rudolf Diesel: Ο πιο ορθολογικός θερμικός κινητήρας της δικής του αλλά και της δικής μας εποχής (Εικ. 1-6).



Εικόνα 1-6 Βέλτιστη καθαρή απόδοση η_e , μέγιστη πίεση κυλίνδρου p_{zmax} και ισχύς ανά μονάδα επιφάνειας εμβόλου P_A για κινητήρες παραγωγής περίπου 100 χρόνια μετά την εισαγωγή του πρώτου κινητήρα ντίζελ (βλ. επίσης Εικ. 1-13 και Πίνακα 1-3)

Σε σύγκριση με το 1897, η απόδοσή του έχει διπλασιαστεί περίπου και αντιστοιχεί στην προσέγγιση της απόδοσης Carnot που εκτιμάται από το Diesel. Η μέγιστη πίεση κυλίνδρου p_{zmax} έχει υπερπενταπλασιαστεί και, στα 230 bar στους σημερινούς κινητήρες υψηλής απόδοσης (MTU 8000, βλ. Ενότητα 17.4), σχεδόν επιτυγχάνει τη μέγιστη τιμή Diesel που προτείνεται για τον κύκλο Carnot πάνω από δέκα φορές την πυκνότητα ισχύος P_A . Μετρούμενη από την οικολογική επιταγή, η υψηλή απόδοση και η συμβατότητα πολλαπλών καυσίμων του κινητήρα ντίζελ εξοικονομούν περιορισμένους πόρους και μειώνουν τη ρύπανση του περιβάλλοντος από το διοξείδιο του άνθρακα του θερμοκηπίου. Ωστόσο, μόνο η συνεπής εξέλιξη που συνεχίζει να μειώνει περαιτέρω τις εκπομπές καυσαερίων και θορύβου θα

εξασφαλίσει ότι ο κινητήρας ντίζελ θα γίνει αποδεκτός και στο μέλλον. Ταυτόχρονα, μπορεί επίσης να είναι δυνατό να εκπληρωθεί το όραμα του Diesel [1-10]:

«Ότι τα καυσαέρια του κινητήρα μου είναι χωρίς καπνό και άοσμα».

1.2 Βασικές αρχές Μηχανικής Μηχανικής

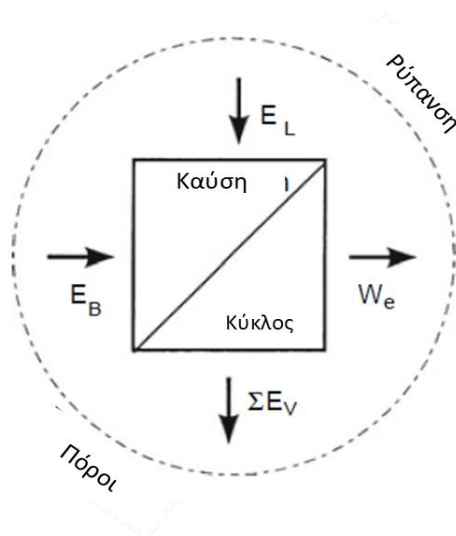
1.2.1 Εισαγωγή

Ακριβώς όπως οι βενζινοκινητήρες, οι κινητήρες ντίζελ είναι, καταρχήν, μετατροπείς ενέργειας που μετατρέπουν την χημικά δεσμευμένη ενέργεια καυσίμου σε μηχανική ενέργεια (αποτελεσματική εργασία) παρέχοντας τη θερμότητα που απελευθερώνεται από την καύση σε έναν κινητήρα σε έναν θερμοδυναμικό κύκλο.

Ως συνάρτηση των ορίων του συστήματος του μετατροπέα που αντιπροσωπεύονται ως «μαύρο κουτί», το ενεργειακό ισοζύγιο (Εικ. 1-7) είναι:

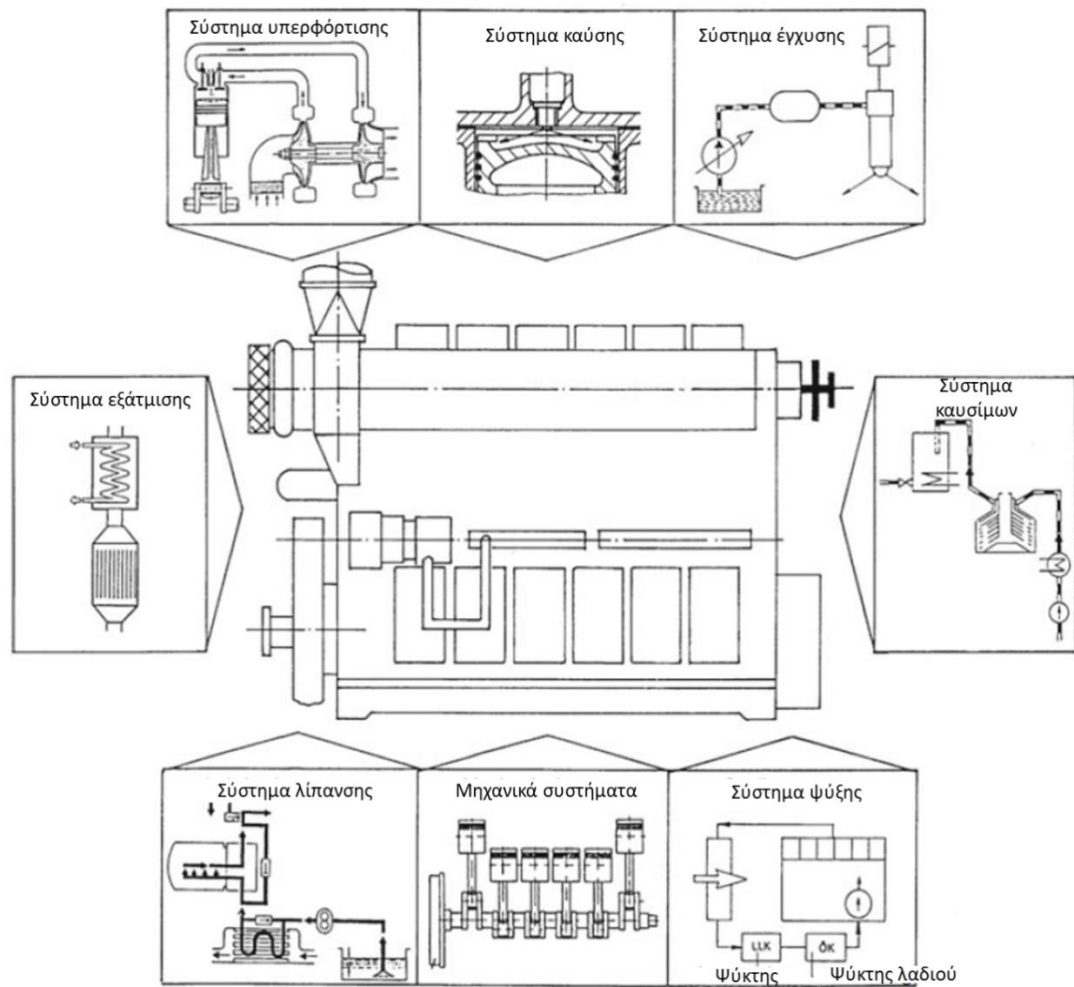
$$E_B + E_L + W_e + \Sigma E_V = 0:$$

Εάν η ενέργεια του αέρα καύσης σε σχέση με την κατάσταση περιβάλλοντος είναι $E_L = 0$, τότε η ενέργεια που παρέχεται με το καύσιμο mB είναι ίση με το ενεργό έργο W_e και το σύνολο όλων των ενεργειακών απωλειών ΣE_V .



Εικόνα 1-7 Ο κινητήρας ντίζελ ως μετατροπέας ενέργειας

Το τεχνικό σύστημα ενός «κινητήρα ντίζελ» αποτελεί επίσης μέρος ενός ευρέως δικτυωμένου παγκόσμιου συστήματος που ορίζεται από τις έννοιες των «πόρων» και «περιβαλλοντικής ρύπανσης». Μια άποψη που βασίζεται καθαρά στην ενέργεια και την οικονομία στοχεύοντας στην ελαχιστοποίηση των απωλειών ΣE_V αποτυγχάνει να ικανοποιήσει τις σημερινές απαιτήσεις που καθορίζονται από την οικολογική επιταγή σύμφωνα με την οποία η ενέργεια και το υλικό πρέπει πάντα να μετατρέπονται με τη μέγιστη απόδοση, ενώ μολύνουν ελάχιστα το περιβάλλον. Το αποτέλεσμα των πολύπλοκων εργασιών έρευνας και ανάπτυξης που απαιτούνται από αυτές τις απαιτήσεις είναι ο κινητήρας ντίζελ της εποχής μας, ο οποίος έχει εξελιχθεί από έναν απλό κινητήρα σε ένα σύνθετο σύστημα κινητήρα που αποτελείται από έναν αριθμό υποσυστημάτων (Εικ. 1-8). Η αυξημένη ενοποίηση ηλεκτρικών και ηλεκτρονικών εξαρτημάτων και η μετάβαση από τα ανοιχτά συστήματα ελέγχου σε κλειστούς βρόχους ελέγχου είναι χαρακτηριστικά αυτής της εξέλιξης.



Εικόνα 1-8 Ο σύγχρονος κινητήρας ντίζελ ως σύμπλεγμα υποσυστημάτων

Επιπλέον, ο διεθνής ανταγωνισμός καθιστά επιτακτικά το ελάχιστο κόστος παραγωγής και την κατανάλωση υλικών. Μεταξύ άλλων, αυτό απαιτεί σχέδια κατάλληλα για τη χρήση που χρησιμοποιούν εξαρτήματα βέλτιστα.

1.2.2 Βασικά Μηχανικά Δεδομένα

Η γεωμετρία και η κινηματική κάθε παλινδρομικού κινητήρα καθορίζονται σαφώς από τις γεωμετρικές παραμέτρους των:

- λόγος διαδρομής/διαμέτρου $\zeta = s/D$,
- λόγος διωστήρα $\lambda_{PI} = r/l$ και
- λόγος συμπίεσης $\epsilon = V_{max}/V_{min} = (V_c + V_h)/V_c$.

Το V_{min} αντιστοιχεί στον όγκο συμπίεσης V_c και ο μέγιστος όγκος κυλίνδρου V_{max} αντιστοιχεί στο άθροισμα από V_c και στη μετατόπιση του κυλίνδρου V_h , για το οποίο ισχύουν τα ακόλουθα με την σπή του κυλίνδρου D και τη διαδρομή εμβόλου s :

$$V_h = s \cdot \pi \cdot D^2 / 4$$

Αντίστοιχα, $V_H = z \cdot V_h$ είναι ο κυβισμός ενός κινητήρα με κυλίνδρους z . Ο κινητήρας κορμού-εμβόλου (Εικ. 1-9) έχει καθιερωθεί. Μόνο οι μεγάλοι δίχρονοι κινητήρες (βλ. Ενότητα 18.4) διαθέτουν σταυρωτή

κίνηση για να απαλλάσσει το έμβολο από τις δυνάμεις στις στροφές (βλ. Ενότητα 8.1). Και οι δύο τύποι εξακολουθούν να χρησιμοποιούνται μόνο με μονομερώς φορτισμένο έμβολο. Μια τυποποιημένη τιμή χρόνου, η γωνία στροφάλου j και η ταχύτητα περιστροφής ω έχουν την ακόλουθη σχέση:

$$\omega = d\varphi/dt = 2 \cdot \pi \cdot n$$

Όταν η ταχύτητα n δεν συμβολίζεται ως ταχύτητα κινητήρα (s^{-1}), αλλά, όπως συνηθίζεται στην κατασκευή του κινητήρα, σε στροφές ανά λεπτό (rpm), τότε το $\omega = \pi \cdot n/30$.

Ο κύκλος καύσης μιας μηχανής εσωτερικής καύσης προχωρά στον ερμητικό όγκο κυλίνδρου V_z , ο οποίος αλλάζει περιοδικά με την κίνηση του εμβόλου z_K εντός των ορίων V_{max} και V_{min} :

$$V_z(\varphi) = V_c + z_K(\varphi) \cdot \pi \cdot D^2/4$$

Με την ακτίνα του στροφάλου r ως συνάρτηση της στιγμιαίας θέσης του στροφάλου φ σε βαθμό γωνίας στροφάλου ($^\circ CA$) και του άνω νεκρού σημείου TDC ($\varphi=0$) ως σημείο εκκίνησης, τα ακόλουθα ισχύουν για τη διαδρομή του εμβόλου:

$$z_K = r \cdot f(\varphi)$$

Συνήθως εφαρμόζεται η ακόλουθη συνάρτηση προσέγγισης:

$$f(\varphi) = 1 - \cos\varphi + (\lambda_{PI}/4) \cdot \sin^2\varphi$$

Ακολουθούν τα ακόλουθα για τη στιγμιαία ταχύτητα εμβόλου c_K και επιτάχυνση a_K :

$$c_K = dz_K/dt = r \cdot \omega \cdot [\sin\varphi + (\lambda_{PI}/2) \cdot \sin 2\varphi]$$

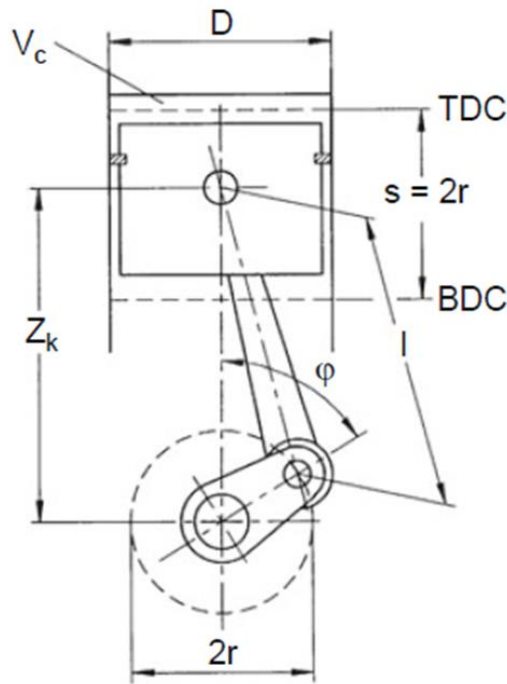
$$a_K = d^2z_K/dt^2 = -r \cdot \omega \cdot [\cos\varphi + \lambda_{PI} \cdot \cos 2\varphi].$$

Μετά από τη διαδρομή εμβόλου s στις στροφές του κινητήρα n σε s^{-1} , η μέση ταχύτητα εμβόλου

$$C_m = 2 \cdot s \cdot n [m/s] \quad (1-1)$$

είναι μια σημαντική παράμετρος για την κινηματική και δυναμική απόδοση του κινητήρα. Καθώς αυξάνεται, οι αδρανειακές δυνάμεις ($\sim c_m^2$), η τριβή και η φθορά αυξάνονται επίσης. Έτσι, τα c_m μπορούν να αυξηθούν μόνο σε περιορισμένο βαθμό. Κατά συνέπεια, ένας μεγάλος κινητήρας λειτουργεί σε χαμηλές στροφές ή ένας κινητήρας υψηλής ταχύτητας έχει μικρές διαστάσεις. Ο ακόλουθος συσχετισμός με το μέγεθος του κινητήρα προσεγγίζεται για κινητήρες ντίζελ με διάμετρο οπής $0,1 \text{ m} < D < 1 \text{ m}$:

$$C_m \approx 8 \cdot D^{-1/4} \quad (1-2)$$



Εικόνα 1-9 Βασικά δεδομένα μηχανικής ενός εμβολοφόρου κινητήρα κορμού

1.2.3 Καύση κινητήρα

1.2.3.1 Βασικές αρχές προσομοίωσης καύσης

Χημικά, η καύση είναι η οξείδωση των μορίων του καυσίμου με το ατμοσφαιρικό οξυγόνο ως οξειδωτικό. Έτσι, η μέγιστη μετατρέψιμη μάζα καυσίμου m_B περιορίζεται από τη μάζα αέρα που υπάρχει στον κύλινδρο του κινητήρα. Χρησιμοποιώντας την ειδική στοιχειομετρική απαίτηση αέρα L_{min} (kg αέρα/kg καυσίμου) για πλήρη καύση, η αναλογία αέρα/καυσίμου IV καθορίζει την αναλογία «προσφοράς προς ζήτηση» στην καύση:

$$\lambda_v = \frac{m_{LZ}}{m_B \cdot L_{min}} \quad (1-3)$$

Τα ακόλουθα ισχύουν για την «παροχή» της μάζας αέρα m_{LZ} όλων των κυλίνδρων ($V_Z = z \cdot V_c$) που περιέχονται σε ολόκληρο τον κινητήρα:

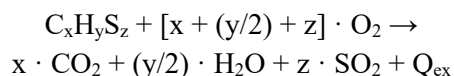
$$m_{LZ} = V_Z \cdot \rho_Z = \lambda_1 \cdot \rho_L \cdot V_H \quad (1-4)$$

Δεδομένου ότι η πυκνότητα ρ_Z του φορτίου του κυλίνδρου είναι συνήθως άγνωστη, οι ορισμοί της ογκομετρικής απόδοσης λ_1 (βλ. Ενότητα 2.1) και της πυκνότητας ρ_L του φρέσκου φορτίου απευθείας στην είσοδο στην κυλινδροκεφαλή επανέρχονται γενικά σε:

$$\rho_L = \rho_L / (R_L \cdot T_L) \quad (1-5)$$

Η απαίτηση αέρα προκύπτει από τη στοιχειακή ανάλυση του καυσίμου: Ένα παράγωγο πετρελαίου, το καύσιμο ντίζελ (DF) είναι ένα σύμπλεγμα υδρογονανθράκων και αποτελείται κυρίως από άνθρακα C, υδρογόνο H και θείο S με συνήθως ασήμαντα κλάσματα οξυγόνου O και αζώτου N. Έτσι, η εξίσωση

ισορροπίας για την πλήρη οξείδωση ενός μορίου γενικού καυσίμου $C_xH_yS_z$ σε διοξείδιο του άνθρακα CO_2 , νερό H_2O και διοξείδιο του θείου SO_2 ,



αποδίδει τη στοιχειομετρική αναλογία αέρα/καυσίμου L_{min} που αντιστοιχεί στην περιεκτικότητα του αέρα σε οξυγόνο και στον συγκεκριμένο αριθμό γραμμομορίων:

$$L_{min} = 11.48 \cdot (c + 2.98 \cdot h) + 4.3 \cdot s - 4.31 \cdot o \text{ [kg/kg]}$$

(c, h, s, o: κλάσμα μάζας 1 kg καυσίμου σύμφωνα με τη στοιχειακή ανάλυση. Τιμή αναφοράς για DK: $L_{min} = 14.5 \text{ kg/kg}$).

Η θερμότητα Q_{ex} που απελευθερώνεται κατά την καύση αντιστοιχεί στην ειδική θερμογόνου αξίας H_u , η οποία μπορεί επίσης να υπολογιστεί [1-11] από τη στοιχειακή ανάλυση ως:

$$H_u = 35.2 \cdot c + 94.2 \cdot h + 10.5 \cdot (s - o) \text{ [MJ/kg]}$$

Η ακόλουθη κατά προσέγγιση σχέση βασίζεται στην πυκνότητα καυσίμου ρ_B στους $15^\circ C$:

$$H_u = 46.22 - 9.13 \cdot \rho_B^2 + 3.68\rho_B \text{ [MJ/kg]}$$

Επομένως, τα ακόλουθα ισχύουν για τη θερμότητα που παρέχεται στον κύκλο καύσης από την «εσωτερική καύση»:

$$E_B = Q_Z \leq m_B \cdot H_u$$

1.2.3.2 Σύγκριση Συστημάτων Καύσης Κινητήρα

Της καύσης προηγείται η παρασκευή συνήθως υγρού καυσίμου για να ληφθεί ένα εύφλεκτο μείγμα ατμών καυσίμου και αέρα. Αυτή η διαδικασία εξελίσσεται διαφορετικά στους κινητήρες ντίζελ και βενζίνης (Πίνακας 1-2).

Ο σχηματισμός εσωτερικού μείγματος στους κινητήρες ντίζελ (βλ. Κεφ. 3) ξεκινά με την έγχυση του καυσίμου στον εξαιρετικά συμπιεσμένο και επομένως θερμαινόμενο αέρα λίγο πριν από το TDC, ενώ το εξωτερικό μείγμα στους κλασικούς βενζινοκινητήρες σχηματίζεται έξω από το θάλαμο εργασίας με καρμπυρατέρ ή με έγχυση στην πολλαπλή εισαγωγής και συχνά εκτείνεται μέσω της διαδρομής επαγωγής και συμπίεσης.

Ενώ οι βενζινοκινητήρες έχουν ένα ομοιογενές μείγμα καυσίμου/αέρα, οι πετρελαιοκινητήρες έχουν ένα ετερογενές μείγμα πριν από την ανάφλεξη, το οποίο αποτελείται από σταγονίδια καυσίμου με διαμέτρους λίγων μικρομέτρων κατανεμημένα σε όλο τον θάλαμο καύσης. Είναι εν μέρει υγρά και εν μέρει περιβάλλονται από ένα μίγμα ατμών/αέρα καυσίμου.

Εφόσον η αναλογία αέρα/καυσίμου του ομοιογενούς μείγματος βρίσκεται εντός των ορίων ανάφλεξης, η καύση στους βενζινοκινητήρες πυροδοτείται από ελεγχόμενη ανάφλεξη με σπινθήρα ενεργοποιώντας μια ηλεκτρική εκκένωση σε ένα μπουζί. Σε κινητήρες ντίζελ, τα ήδη προετοιμασμένα σταγονίδια, δηλαδή σταγονίδια που περιβάλλονται από ένα εύφλεκτο μείγμα, αυτοαναφλέγονται. Όρια ανάφλεξης στο στοιχειομετρικό εύρος μείγματος ($\lambda_v = 1$) υπάρχουν μόνο για το μικρομίγμα στην περιοχή των σταγονιδίων καυσίμου (βλ. Κεφ. 3).

Πίνακας 1-2 Σύγκριση χαρακτηριστικών καύσης κινητήρα

Χαρακτηριστικά	Μηχανή πετρελαίου	Κινητήρας βενζίνης
Σχηματισμός μείγματος	Εσωτερικά του V_z	Εξωτερικά του V_z
Είδος μείγματος	Ετερογενές	Ομογενές

Ανάφλεξη	Αυτόματη ανάφλεξη με περίσσεια αέρα	Ανάφλεξη με σπινθήρα εντός των ορίων ανάφλεξης
Αναλογία αέρα/καυσίμου	$\lambda_V \lambda_{min} > 1$	$0,6 < \lambda_V < 1,3$
Καύση	Διάχυση φλόγας	Προμίξη φλόγας
Αλλαγή ροπής μέσω καυσίμου	Μεταβλητό I_V (έλεγχος ποιότητας) Πολύ εύφλεκτο	Μεταβλητή ποσότητα μείγματος (έλεγχος ποσότητας) Ανθεκτικό στην ανάφλεξη

Οι κινητήρες ντίζελ απαιτούν περίσσεια αέρα ($\lambda_V \geq \lambda_{min} > 1$) για κανονική καύση. Κατά συνέπεια, η παροχή ενέργειας προσαρμόζεται στο φορτίο του κινητήρα στους κινητήρες ντίζελ με βάση την αναλογία αέρα/καυσίμου, δηλαδή την ποιότητα του μείγματος (έλεγχος ποιότητας) και, υπό το πρίσμα των ορίων ανάφλεξης, από την ποσότητα του μείγματος (έλεγχος ποσότητας) στους βενζινοκινητήρες με στραγγαλισμό που συνεπάγεται μεγάλες απώλειες κατά την αναρρόφηση νέας γόμωσης.

Ο τύπος ανάφλεξης και ο σχηματισμός μείγματος καθορίζει τις απαιτήσεις καυσίμου: Το καύσιμο ντίζελ πρέπει να είναι πολύ αναφλέξιμο. Αυτό εκφράζεται με τον αριθμό κετανίου του. Η βενζίνη πρέπει να είναι ανθεκτική στην ανάφλεξη, δηλαδή να έχει υψηλό αριθμό οκτανίων, έτσι ώστε η ανεξέλεγκτη αυτανάφλεξη να μην προκαλεί ανεξέλεγκτη καύση (έκρηξη). Το τελευταίο εξασφαλίζεται από υδρογονάνθρακες χαμηλού βρασμού, μικρής αλυσίδας και επομένως θερμικά σταθερούς υδρογονάνθρακες (C5 έως C10). Το καύσιμο ντίζελ, από την άλλη πλευρά, αποτελείται από υδρογονάνθρακες μακράς αλυσίδας υψηλού βρασμού (C9 έως C30) που αποσυντίθενται νωρίτερα και σχηματίζουν ελεύθερες ρίζες που διευκολύνουν την αυτοανάφλεξη (βλ. Κεφ. 3).

1.2.4 Βασικές αρχές της Θερμοδυναμικής

1.2.4.1 Ιδανικές Αλλαγές Καταστάσεων Αερίων

Η κατάσταση μιας μάζας αερίου που προσδιορίζεται από δύο μεταβλητές θερμικής κατάστασης χρησιμοποιώντας τη γενική εξίσωση κατάστασης για ιδανικά αέρια:

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot t$$

(p απόλυτη πίεση σε Pa, θερμοκρασία T σε K, όγκος V σε m^3 , ειδική σταθερά αερίων R , π.χ. για τον αέρα $R_L = 287.04 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$). Τα ιδανικά αέρια χαρακτηρίζονται από έναν σταθερό ισοεντροπικό εκθέτη κ (αέρας: $\kappa = 1.4$, καυσαέρια: $\kappa \approx 1.36$) ως συνάρτηση της πίεσης, της θερμοκρασίας και της σύστασης του αερίου. Κατά συνέπεια, η κατάσταση ενός αερίου μπορεί να αναπαρασταθεί σε ένα διάγραμμα p , V με τις μεταβλητές p και V και να παρακολουθηθεί. Οι αλλαγές κατάστασης είναι εύκολο να υπολογιστούν με τον καθορισμό σταθερών μιας μεταβλητής κατάστασης για τις οποίες υπάρχουν απλές κλειστές εξισώσεις για ισοβαρείς ($p = \text{σταθερ.}$), ισόθερμες ($T = \text{σταθερ.}$) και ισόχωρες ($V = \text{σταθερ.}$) [1-12]. Η αδιαβατική αλλαγή κατάστασης είναι μια ειδική περίπτωση,

$$P \cdot V^\gamma = \text{σταθερό}$$

και δεν μεταφέρεται θερμότητα μεταξύ του αερίου και του περιβάλλοντος.

Όταν αυτός ο κύκλος είναι αναστρέψιμος, ονομάζεται ισοεντροπική αλλαγή κατάστασης. Ωστόσο, όπως ο πραγματικός ισοεντροπικός εκθέτης εξαρτάται από την κατάσταση και τη σύνθεση ενός αερίου, αυτό δεν συμβαίνει ποτέ στην πραγματικότητα [1-13].

1.2.4.2 Ιδανικός κύκλος και τυπικός κύκλος

Σε έναν ιδανικό κύκλο, το αέριο υφίσταται μια αυτοτελή αλλαγή κατάστασης, επιστρέφοντας στην αρχική του κατάσταση μόλις ολοκληρώσει τον κύκλο. Επομένως, τα ακόλουθα ισχύουν για την εσωτερική ενέργεια $U = U(T)$:

$$\oint dU = 0.$$

Ως εκ τούτου, από τον πρώτο νόμο της θερμοδυναμικής που περιγράφει τη διατήρηση της ενέργειας σε κλειστά συστήματα:

$$\partial Q = dU + p \cdot dV,$$

έπεται ότι η θερμότητα Q που μετατρέπεται κατά τη διάρκεια του κύκλου συσσωρεύεται ως μηχανικό έργο:

$$\oint \partial Q = \oint p \cdot dV = W_{th},$$

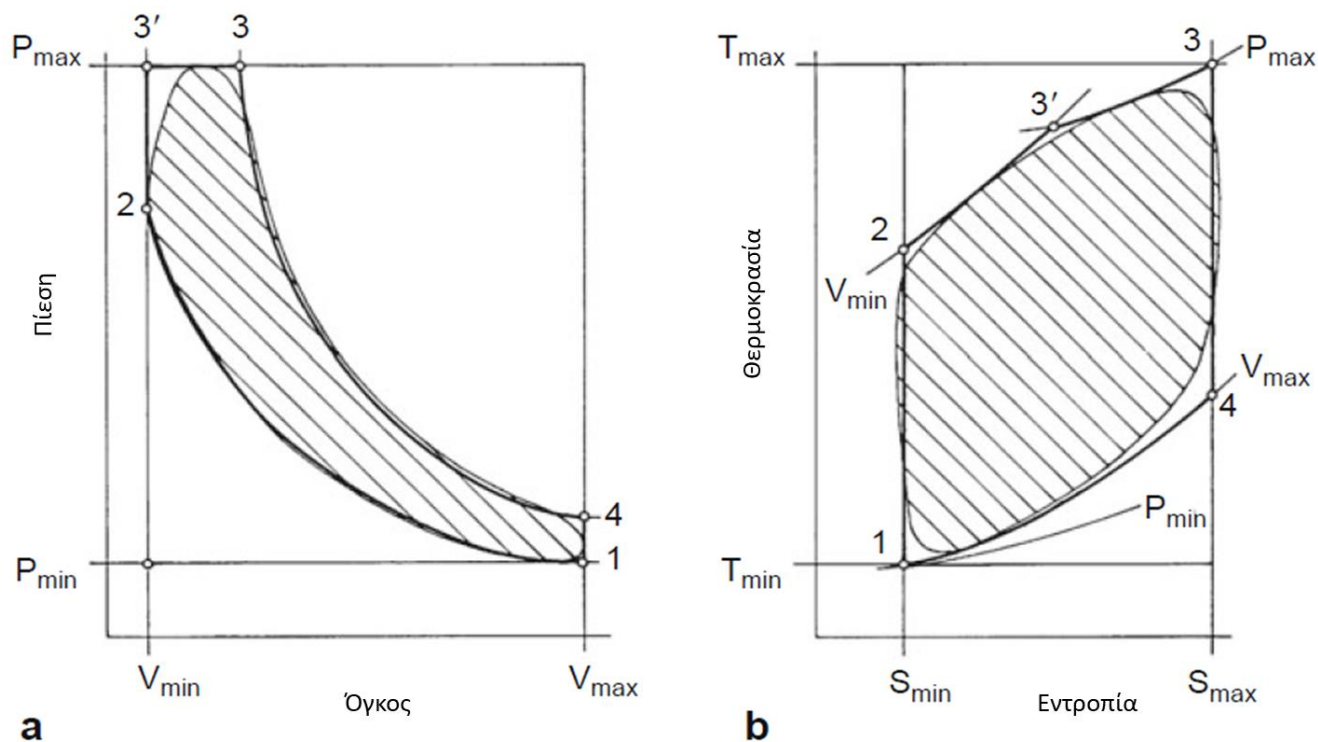
δηλ. η μεταβολή της πίεσης και του όγκου αντιστοιχεί στο θεωρητικά χρήσιμο έργο W_{th} του ιδανικού κύκλου. Ένας ιδανικός κύκλος γίνεται ο τυπικός κύκλος για ένα θερμικό μηχάνημα από τη στιγμή που έχει προσαρμοστεί στην πραγματικότητα. Για έναν κινητήρα με παλινδρομικό έμβολο, αυτό σημαίνει ότι ο ιδανικός κύκλος και ο πραγματικός κύκλος καύσης προχωρούν παρόμοια μεταξύ δύο ορίων όγκου και πίεσης που καθορίζονται από τα V_{max} και V_{min} και p_{max} και p_{min} .

Το ανώτερο όριο πίεσης p_{max} αντιστοιχεί στη μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση κυλίνδρου p_{Zmax} για λόγους σταθερότητας και p_{min} της πίεσης αέρα p_L πριν από την εισαγωγή στον κινητήρα (Εικ. 1-10a). Άλλες προδιαγραφές που πρέπει να συμφωνούν είναι ο λόγος συμπίεσης ϵ και η θερμότητα εισόδου Q_{zu} ή Q_B :

$$Q_{zu} = Q_B = m_B \cdot H_u.$$

Όταν δίνεται η μάζα του φρέσκου φορτίου m_{LZ} (Εξ. (1-4)), η μάζα καυσίμου m_B περιορίζεται από την αναλογία αέρα/καυσίμου λ_v και τη θερμογόνο δύναμη του μείγματος h_u :

$$h_u = Q_{zu} / (m_B + m_{LZ}) = H_u / (1 + \lambda_v \cdot L_{min}).$$



Εικόνα 1-10 Ο κύκλος Seiliger ως τυπικός κύκλος για κινητήρες εσωτερικής καύσης σε διάγραμμα p, V (a) και T, s (b)

Με βάση τη φάση καύσης του κινητήρα ντίζελ και υποθέτοντας ότι η φάση ανταλλαγής αερίου δεν έχει απώλειες κατά μήκος των ισοβαρών p_{min} (βλ. Ενότητα 2.1), ο τυπικός κύκλος στο 1 ξεκινά με αδιαβατική συμπίεση σε $p_2 = p_c = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa$ (Εικ. 1-10α). Στη συνέχεια, η θερμότητα μεταφέρεται: πρώτα, ισοχωρικά μέχρι να φτάσει την οριακή πίεση p_{max} σε 3' και, στη συνέχεια, ισοβαρικά μέχρι το 3. Η αδιαβατική διαστολή που ακολουθεί τελειώνει στο 4. Ο κύκλος ολοκληρώνεται όταν η θερμότητα αρχίζει να διαχέεται κατά μήκος των ισοχωρών V_{max} μετά. Η περιοχή της περιοχής 1-2-3'-3-4-1 αντιστοιχεί στο θεωρητικό έργο:

$$W_{th} = h_{th} \cdot Q_{zu},$$

Η εφαρμογή του λόγου φόρτισης $\delta = V_3/V_2$ και του λόγου πίεσης $\psi = p_3/p_2$ καθιστά δυνατό τον καθορισμό μιας κλειστής έκφρασης (με την προϋπόθεση ότι $\kappa = \text{σταθερό}$) για τη θερμική απόδοση η_{th} του κύκλου Seiliger που περιγράφεται εδώ

$$\eta_{th} = (1 - \varepsilon^{1-\kappa}) \cdot (\delta^\kappa \cdot \psi - 1) / [\psi^{1+\kappa} \cdot (\delta - 1)],$$

Η μετατροπή ενέργειας του κύκλου Seiliger μπορεί να παρακολουθηθεί στο διάγραμμα εντροπίας θερμοκρασίας (T, s -) (Εικ. 1-10b): Δεδομένου ότι οι περιοχές των περιοχών $s_{min}-1-2-3'-3-4-s_{max}$ και $s_{min}-1-4-s_{max}$ αντιστοιχούν στη θερμότητα που προσφέρεται Q_{zu} και αποβάλλεται Q_{ab} αντίστοιχα, η διαφορά αντιστοιχεί στη θεωρητικό αποτελεσματικό έργο. Επομένως, τα ακόλουθα ισχύουν για τη θερμική απόδοση:

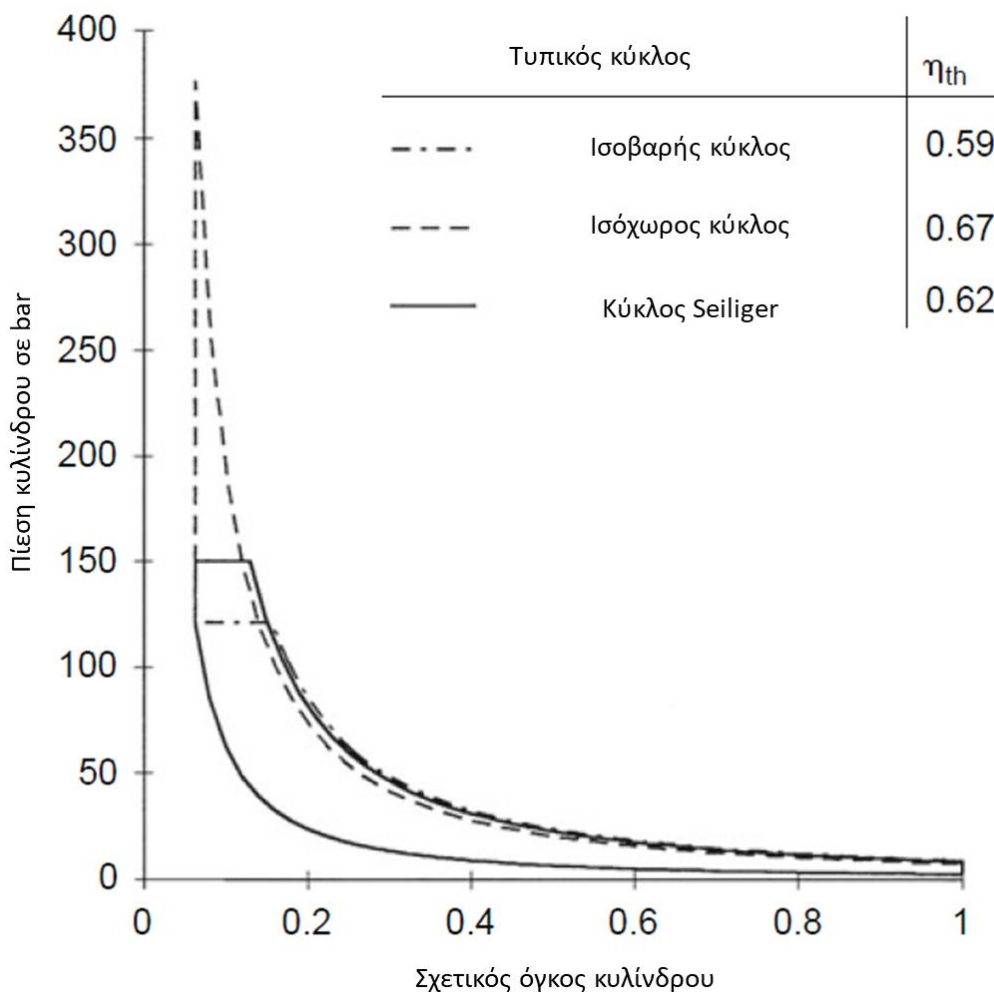
$$\eta_{th} = (Q_{zu} - Q_{ab})/Q_{zu} = W_{th} / Q_{zu} \quad (1-6)$$

Τα ορθογώνια που σχηματίζονται από τις οριακές τιμές και στα δύο διαγράμματα αντιστοιχούν στο μέγιστο χρησιμοέργο σε κάθε περίπτωση, αλλά με διαφορετικές αποδόσεις: Το διάγραμμα πλήρους φορτίου μιας ιδανικής ατμομηχανής παλινδρομικού εμβόλου με μέτρια απόδοση στο διάγραμμα p, V παρουσιάζεται παράλληλα με την απόδοση Carnot ενός πραγματικού μη χρησιμοποιήσιμου έργου (βλ. Ενότητα 1.1). Η διαφορά θερμοκρασίας $T_{max} - T_{min}$ είναι κρίσιμη για την απόδοση του κύκλου Carnot η_c :

$$\eta_c = (T_{max} - T_{min}) / T_{max}$$

Το διάγραμμα T, s αποκαλύπτει ότι υψηλές θερμοκρασίες (έως 2.500 K) συμβαίνουν ακόμη και κατά την πραγματική καύση (βλ. Ενότητα 1.3). Εφόσον η καύση είναι διακοπτόμενη, τα εξαρτήματα του κινητήρα πέφτουν κάτω από τις κρίσιμες θερμοκρασίες για αυτά όταν έχουν σχεδιαστεί κατάλληλα (βλ. Ενότητα 9.1). Η χαμηλότερη δυνατή θερμοκρασία $T_{min} \leq T_L$ συμβάλλει επίσης σε αυτό.

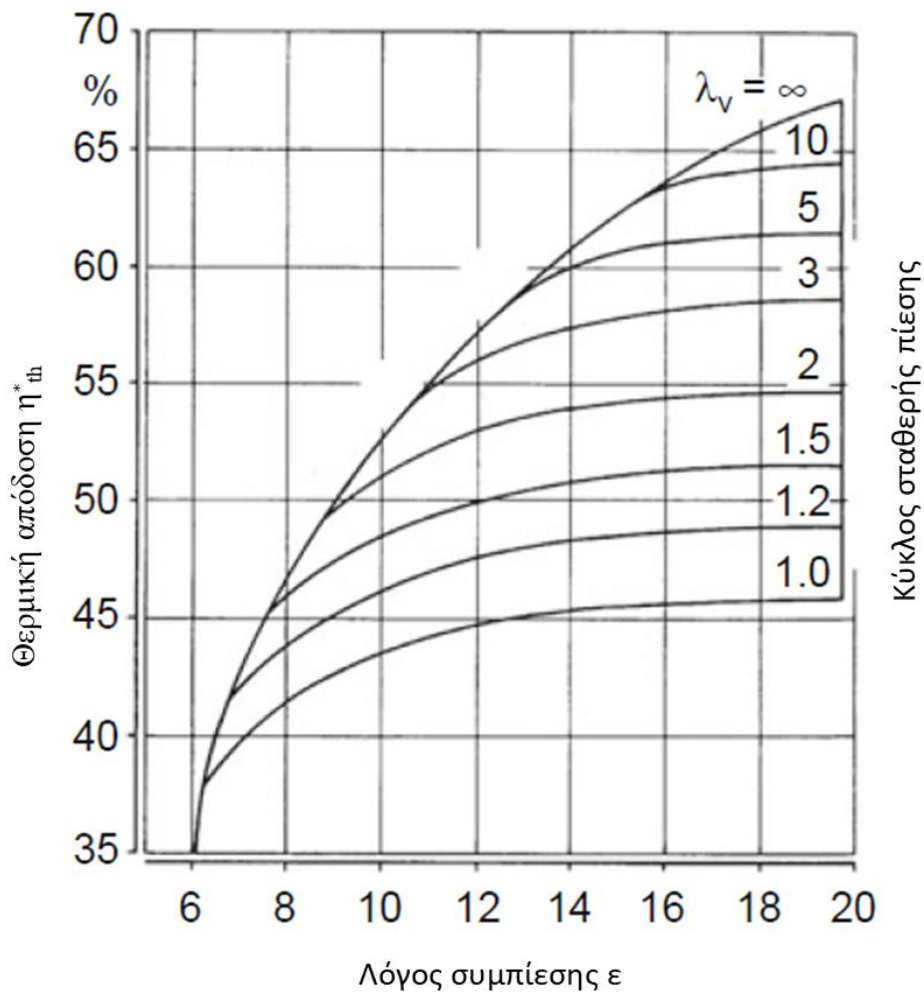
Δεδομένου ότι μπορεί να προσαρμοστεί στην πραγματική διαδικασία του κινητήρα, ο κύκλος Seiliger αντιστοιχεί στην πιο γενική περίπτωση ενός τυπικού κύκλου. Περιλαμβάνει επίσης τις οριακές περιπτώσεις του κύκλου σταθερού όγκου ($\delta \rightarrow 1$) και του κύκλου σταθερής πίεσης ($\psi \rightarrow 1$), που συχνά αναφέρονται ως η ιδανική διεργασία βενζινοκινητήρα ή κινητήρα ντίζελ, παρόλο που η καύση στους βενζινοκινητήρες δεν συμβαίνει με απείρως υψηλό ρυθμό καύσης και η καύση στους κινητήρες ντίζελ δεν είναι ισοβαρής (Εικ. 1-11).



Εικόνα 1-11 Ιδανικός κύκλος ως τυπικός κύκλος: Κύκλος Seiliger ($p_{Zmax} = 150 \text{ bar}$), κύκλος με σταθερή πίεση και κύκλος σταθερού όγκου για $p_1 = 2.5 \text{ bar}$, $T_1 = 40^\circ\text{C}$, $\epsilon = 16$, $\lambda_v = 2$ και $H_u = 43 \text{ MJ/kg}$

Επιτρέποντας την πραγματική συμπεριφορά του αερίου, δηλ. $\kappa \neq \text{σταθ.}$, η επίδραση του λόγου συμπίεσης στη θερμική απόδοση η^*_{th} για λόγο πίεσης $p_{max}/p_{min} = 60$ είναι εμφανής στο Σχ. 1-12: Η επιτρεπόμενη μέγιστη πίεση στον σταθερό όγκο Ο κύκλος έχει ήδη ξεπεραστεί για $\epsilon \approx 9$ σε αναλογία αέρα/καυσίμου $\lambda_v = 2$. Ένας κύκλος Seiliger επιτρέπει υψηλότερους λόγους συμπίεσης αλλά μετατρέπεται σε κύκλο σταθερής πίεσης για $\epsilon \approx 19.7$.

Η προσομοίωση διεργασίας κινητήρα (Ενότητα 1.3) έχει εξαλείψει τον εξιδανικευμένο τυπικό κύκλο στο πεδίο, ωστόσο έχει διατηρήσει την αξία του για γρήγορες εκτιμήσεις «ανοδικές», π.χ. όταν ο έλεγχος διαδικασίας κινητήρα ποικίλλει.



Εικόνα 1-12 Θερμική απόδοση η^*_{th} που ενσωματώνει τη συμπεριφορά πραγματικού αερίου (βάσει της σχέσης [1-13])

1.2.5 Η διαδικασία του κινητήρα ντίζελ

1.2.5.1 Κύκλος δίχρονος και τετράχρονος

Σε αντίθεση με τον εξιδανικευμένο κύκλο με εξωτερική είσοδο θερμότητας, η εσωτερική καύση απαιτεί την ανταλλαγή του φορτίου μετά από κάθε φάση καύσης από μια φάση ανταλλαγής αερίων (βλ. Ενότητα 2.1). Για να γίνει αυτό, ένας τετράχρονος κινητήρας απαιτεί δύο επιπλέον διαδρομές ή κύκλους όπως ονομάζεται η κίνηση από το ένα νεκρό σημείο στο άλλο. Ως εκ τούτου, με την αποβολή των καυσαερίων και την αναρρόφηση του φρέσκου φορτίου μετά τη διαδρομή διαστολής (συμπίεση καθώς και καύση και διαστολή), ολόκληρος ο κύκλος εργασίας αποτελείται από δύο στροφές ή 720°CA. Συνεπώς, υπάρχει ένας λόγος συχνότητας μεταξύ της ταχύτητας και της συχνότητας του κύκλου εργασίας η_a :

$$\alpha = \eta / \eta_a \quad (1-7)$$

που συχνά υποδηλώνεται ως «ταχύτητα κύκλου» χωρίς να προσδιορίζεται ο πραγματικός αριθμός κύκλων με $\alpha = 2$ (τετράχρονος κύκλος) ή $\alpha = 1$ (κύκλος δίχρονος).

1.2.5.2 Πραγματικές αποδόσεις κινητήρα

Μαζί με τη θερμική απόδοση, η οποία επιτρέπει μια ανοδική εκτίμηση, η καθαρή απόδοση έχει πρωταρχικό ενδιαφέρον:

$$\eta_e = W_e / (m_B \cdot H_u) = \eta_{th} \cdot \eta_u \cdot \eta_g \cdot \eta_m = \eta_i \cdot \eta_m, \quad (1-8)$$

Μπορεί επίσης να οριστεί ως το γινόμενο της θερμικής απόδοσης και η μεταβλητή αναφοράς που περιγράφει την ποσοστιαία απώλεια.

Οι απώλειες λόγω της ατελής καύσης περιλαμβάνονται στον συντελεστή μετατροπής:

$$\eta_u = Q_{zu} / (m_B \cdot H_u).$$

Ο συντελεστής απόδοσης:

$$\eta_g = W_i / W_{th}$$

περιγράφει τις αποκλίσεις του πραγματικού κύκλου από τον ιδανικό κύκλο χρησιμοποιώντας

- πραγματικό αντί για ιδανικό αέριο λειτουργίας,
- απώλειες θερμότητας τοίχου αντί της αδιαβατικής αλλαγής κατάστασης,
- πραγματική καύση αντί για εξιδανικευμένη εισαγωγή θερμότητας και
- ανταλλαγή αερίων (απώλειες στραγγαλισμού, θέρμανσης και καθαρισμού).

Σύμφωνα με το DIN 1940, η μηχανική απόδοση

$$\eta_m = W_e / W_i$$

περιλαμβάνει τις απώλειες τριβής στο έμβολο και στα ρουλεμάν, την απώλεια θερμότητας όλων των συγκροτημάτων που είναι απαραίτητα για τη λειτουργία του κινητήρα και τις αεροδυναμικές και υδραυλικές απώλειες στο συγκρότημα στροφαλοφόρου άξονα.

Αναφέρεται ως ένδειξη, η μέτρηση της καμπύλης πίεσης της κεφαλής κυλίνδρου μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον προσδιορισμό του υποδεικνυόμενου έργου W_i (η εκκολάπτουσα περιοχή στο Σχ. 1-10a) που υπάρχει σε ένα έμβολο και επομένως η εσωτερική (ενδεικνυόμενη) απόδοση είναι

$$\eta_i = W_i / (m_B \cdot H_u) = \oint p_z \cdot dV / (m_B \cdot H_u).$$

1.2.5.3 Λειτουργία κινητήρα και παράμετροι κινητήρα

Αποτελεσματική εργασία και ροπή πέδησης

Το αποτελεσματικό έργο πέδησης προκύπτει από τη ροπή M και τον «ρυθμό κύκλου» μετρήσιμο στον άξονα εξόδου του κινητήρα:

$$W_e = 2 \cdot \pi \cdot \alpha \cdot M = w_e \cdot V_H \quad (1-9)$$

Όταν το W_e σχετίζεται με τη μετατόπιση V_H , τότε το συγκεκριμένο έργο σε kJ/dm^3 υποδηλώνει το αποτελεσματικό έργο που προκύπτει από ένα λίτρο μετατόπισης. Έτσι, μαζί με τη μέση ταχύτητα εμβόλου w_m Εξ. (1-1), είναι η πιο σημαντική παράμετρος του κινητήρα που χαρακτηρίζει το «state-of-the-art». Οι εταιρείες κινητήρων με την αίσθηση της παράδοσης συχνά εξακολουθούν να εφαρμόζουν την παράμετρο p_e , «μέση αποτελεσματική πίεση πέδησης», η οποία, παρόλο που εκτιμάται σε «bar», δεν

αντιστοιχεί σε καμία μετρήσιμη πίεση. Αντίθετα, έχει τις ρίζες της στην ιστορία της μηχανολογίας¹. Τα ακόλουθα ισχύουν για τις μετατροπές:

$$1 \text{ bar «μέση πραγματική πίεση πέδησης»} = 0,1 \text{ kJ/dm}^3.$$

Με βάση την Εξ. (1-9) με $M/V_H = w_e / (2 \cdot \pi \cdot a)$, ο όρος ειδική ροπή όγκου M/V_H σε Nm/dm^3 που μερικές φορές χρησιμοποιείται για κινητήρες οχημάτων ισούται επίσης με το συγκεκριμένο αποτελεσματικό έργο, $w_e \approx 0.0125 \cdot (M/V_H)$ που εφαρμόζεται σε τετράχροτους κινητήρες.

Θεμελιώδης εξίσωση κινητήρα ντιζελ

Με την καθαρή απόδοση η_e και την αναλογία αέρα/καυσίμου λ_V , και τις εξισώσεις Εξ. (1-8), (1-3), για το αποτελεσματικό έργο προκύπτουν τα ακόλουθα:

$$W_e = \eta_e \cdot m_B \cdot H_u = \eta_e \cdot m_{LZ} \cdot H_u / (\lambda_V \cdot L_{\min}). \quad (1-10)$$

Η μάζα του φρέσκου αέρα m_{LZ} σε έναν κινητήρα, Εξ. (1-4), ορίζεται από την ογκομετρική απόδοση λ_l και την πυκνότητα φορτίου ρ_L , Εξ. (1-5), ώστε για το συγκεκριμένο αποτελεσματικό έργο να προκύψουν τα εξής:

$$W_e = \eta_e \cdot \lambda_l \cdot (\rho_L / (R_L \cdot T_L)) \cdot (H_u / \lambda_V \cdot L_{\min}). \quad (1-11)$$

Εάν οι συγκεκριμένες παράμετροι καυσίμου θεωρηθούν δεδομένες όπως ακριβώς η έμμεσα επηρεαζόμενη απόδοση, τότε μόνο η αύξηση της πίεσης ρ_L με συμπίεση, π.χ. με υπερσυμπίεση καυσαερίων με ενδοψύξη (βλ. Ενότητα 2.2), παραμένει μια ελεύθερα επιλέξιμη επιλογή για την αύξηση της αποτελεσματικής εργασίας, καθώς υπάρχουν όρια τόσο για την ογκομετρική απόδοση με $(\lambda_l)_{\max} \rightarrow \varepsilon / (\varepsilon - 1)$ όσο και για την αναλογία αέρα/καυσίμου $\lambda_V \rightarrow \lambda_{\min} > 1$.

Ισχύς κινητήρα

Η συχνότητα του κύκλου καύσης n_a και το συγκεκριμένο αποτελεσματικό έργο w_e , Εξ. (1-7), (1-9), αποδίδουν τα ακόλουθα για την καθαρή ισχύ:

$$P_e = W_e \cdot n_a = w_e \cdot z \cdot V_h \cdot \frac{n}{a}, \quad (1-12)$$

και τα ακόλουθα, με τη μέση ταχύτητα εμβόλου c_m , Εξ. (1-1):

$$P_e = C_o \cdot w_e \cdot C_m \cdot z \cdot D^2 \quad (1-13)$$

($C_o = \pi / (8 \cdot a) \approx 0.2$ ή 0.4 για τετράχρονα και δίχρονα αντίστοιχα). Με την τετραγωνική εξάρτησή της από τη διάμετρο οπής D , η δεύτερη μορφή της εξίσωσης ισχύος υποδηλώνει ότι ένας μεγάλος κινητήρας είναι μια άλλη επιλογή για την ενίσχυση της ισχύος. Ταυτόχρονα, η ροπή του κινητήρα (Εξ. (1-9)) αυξάνεται:

$$M \sim W_e \sim w_e \cdot z \cdot D^3.$$

Αντίστοιχα, όταν διατηρούνται οι διαστάσεις του κυλίνδρου, η συγκρίσιμη ισχύς κινητήρα μέσω συγκεκριμένων έργων μπορούν να επιτευχθούν μόνο με μέγιστη υπερφόρτιση (βλ. Ενότητα 17.4).

¹Η αδυναμία επίτευξης συναίνεσης μεταξύ των πολλών συγγραφέων από τη βιομηχανία και τον ακαδημαϊκό κόσμο πρέπει να λαμβάνεται υπόψη στις επιμέρους ενότητες, ειδικά όταν παρέχονται αριθμητικά δεδομένα.

Όταν η ταχύτητα καθορίζεται σε rpm, η μετατόπιση σε dm^3 και το ειδικό έργο σε kJ/dm^3 , λαμβάνονται τα ακόλουθα για πρακτικούς υπολογισμούς

$$P_e = w_e \cdot z \cdot V_h \cdot n / (60a)$$

ή, χρησιμοποιώντας τη μέση ενεργή πίεση πέδης σε bar, τα ακόλουθα

$$P_e = p_e \cdot z \cdot V_h \cdot n / (600a)$$

σε kW σε κάθε περίπτωση.

Η θεμελιώδης εξίσωση κινητήρα ντίζελ, Εξ. (1-11), αποκαλύπτει ότι η ισχύς του κινητήρα είναι συνάρτηση της κατάστασης του περιβάλλοντος: Ένας κινητήρας ντίζελ που λειτουργεί σε υψόμετρο 1.000 m δεν μπορεί να παράγει την ίδια ισχύ όπως στο επίπεδο της θάλασσας. Ως εκ τούτου, ορίστηκαν συνθήκες αναφοράς (x) για συγκρίσεις απόδοσης και δοκιμές αποδοχής για τις συγκεκριμένες ανησυχίες των χρηστών για τη μετατροπή της ισχύος P που μετρήθηκε στην ισχύ P_x που ισχύει για τη συνθήκη αναφοράς². Γενικά, ισχύουν τα ακόλουθα:

$$P_x \approx a^\beta \cdot P$$

Εκτός από την πίεση και τη θερμοκρασία του αέρα, οι μεταβλητές που επηρεάζουν το a και το β είναι η σχετική υγρασία, η θερμοκρασία εισόδου του ψυκτικού στο intercooler και η μηχανική απόδοση του κινητήρα ($\eta_m = 0,8$ αν είναι άγνωστη). Καθώς έχει αποδειχθεί ότι υπάρχει συχνά κίνδυνος υπεραντιστάθμισης, ορισμένοι κατασκευαστές κινητήρων οχημάτων έχουν στραφεί στη μέτρηση ισχύος σε κλιματιζόμενους πάγκους δοκιμών με συνθήκες περιβάλλοντος που συμμορφώνονται με τα πρότυπα. Δεδομένου ότι οι κινητήρες ντίζελ έχουν χαμηλή χωρητικότητα υπερφόρτωσης, η αποκλεισμένη καθαρή ισχύς ISO που δεν επιτρέπεται να ξεπεραστεί ή η τυπική ισχύς ISO που μπορεί να ξεπεραστεί ανάλογα με τη χρήση των κινητήρων καθορίζεται με το καθορισμένο μέγεθος και τη διάρκεια της επιπλέον ισχύος τους [1-14]. Σε υπερφόρτωση 10%, αντιστοιχεί στη σύσταση της CIMAC για «συνεχή ισχύ πέδησης» για κινητήρες θαλάσσης.

Παράμετροι κινητήρα που σχετίζονται με την ισχύ

Εφαρμόζεται συχνά σε κινητήρες οχημάτων, η ειδική ισχύς κυβισμού

$$P_v = P_e / V_H = w_e \cdot n/a \quad (1-14)$$

είναι συνάρτηση της ταχύτητας και επομένως και του μεγέθους του κινητήρα. Από την άλλη πλευρά, η ειδική ισχύς ανά μονάδα επιφάνειας εμβόλου:

$$P_A = P_e / (z \cdot A_k) = w_e \cdot c_m / (2 \cdot a), \quad (1-15)$$

(με w_e σε kJ/dm^3 , c_m σε m/s , $2 \cdot a = 4$ τα αποτελέσματα για έναν τετράχρονο κινητήρα και $2 \cdot a = 2$ για έναν δίχρονο κινητήρα, όπου το P_A είναι σε W/mm^2) είναι ανεξάρτητη από το μέγεθος του κινητήρα εάν η συσχέτιση από την Εξ. (1-2) αγνοείται. Το προϊόν μηχανικού και θερμικού (w_e) καθώς και δυναμικού φορτίου (c_m) χαρακτηρίζει την «τελευταία λέξη της τεχνολογίας» για δίχρονους ή τετράχρονους κινητήρες και μεγάλους κινητήρες ή κινητήρες οχημάτων εξίσου όπως γίνεται στο ακόλουθο παράδειγμα σαφές:

Σε σύγκριση δύο κινητήρων παραγωγής, ο δίχρονος κινητήρας ντίζελ χαμηλής ταχύτητας Wärtsilä RT96C [1-15] με ισχύ κυλίνδρου MCR 5.720 kW, έχει ειδικό αποτελεσματικό έργο $w_e = 1,86 \text{ kJ}/\text{dm}^3$ και

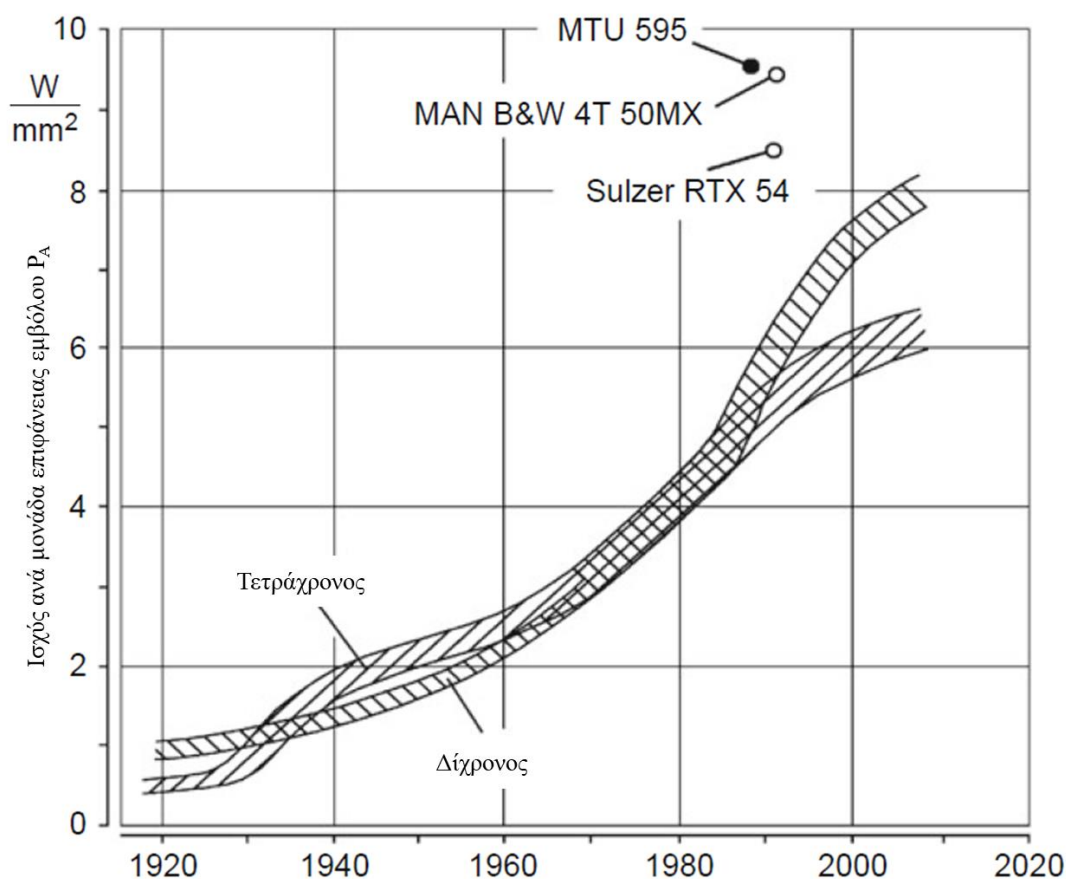
²Τα κοινά πρότυπα περιλαμβάνουν το Μέρος 1 του DIN ISO 3046, DIN 70020 (11/76) ειδικά για τους κινητήρες μηχανοκίνητων οχημάτων και τον κανονισμό OEE 120 για «κινητήρες εσωτερικής καύσης που εγκαθίστανται σε γεωργικούς και δασικούς ελκυστήρες και σε μη οδικά κινητά μηχανήματα».

μέση ταχύτητα εμβόλου $c_m = 8.5 \text{ m/s}$ και τον ισχυρότερο σήμερα κινητήρα ντίζελ BMW για αυτοκίνητα (BMW 306 D4: $w_e = 1.91 \text{ kJ/dm}^3$, $c_m = 13.2 \text{ m/s}$ [1-16]), ακολουθούν τα ακόλουθα για την ισχύ ανά μονάδα επιφάνειας εμβόλου και ειδική ισχύ μετατόπισης:

- Wärtsilä $P_A = 7.91 \text{ W/mm}^2$ και $P_V = 3.16 \text{ kW/dm}^3$,
- BMW $P_A = 6.31 \text{ W/mm}^2$ και $P_V = 70.2 \text{ kW/dm}^3$.

Η σύγκριση των δυνάμεων ανά μονάδα επιφάνειας εμβόλου καταδεικνύει ξεκάθαρα ότι ακόμη και ο δίχρονος κινητήρας χαμηλής ταχύτητας, που μερικές φορές αποκαλείται υποτιμητικά «δεινόσαυρος», είναι ένα προϊόν «υψηλής τεχνολογίας» που αφήνει ακόμη και την BMW 306 D4, «Powerhouse» με ονομαστική ισχύ 210 kW, πολύ πίσω³.

Ένας κινητήρας ντίζελ αυτοκινήτου πρέπει να αποδίδει την ισχύ του πλήρους φορτίου στο δρόμο μόνο πολύ σπάνια, ενώ ένας πετρελαιοκινητήρας στη θάλασσα – εκτός μερικών εξαιρέσεων – λειτουργεί πάντα υπό πλήρες φορτίο, όχι σπάνια έως και 8.000 ώρες το χρόνο. Η ανάπτυξη της μεταβλητής P_A που παρουσιάζεται στο Σχ. 1-13 αποκαλύπτει ότι οι δυνατότητες ανάπτυξης κινητήρων ντίζελ προφανώς δεν έχουν εξαντληθεί ακόμα. Ωστόσο, η τρέχουσα έμφαση στην ανάπτυξη είναι λιγότερο προσανατολισμένη στη βελτίωση της απόδοσης και περισσότερο στη μείωση της κατανάλωσης καυσίμου και στη βελτίωση των εκπομπών καυσαερίων υπό το πρίσμα της αύξησης των τιμών των καυσίμων.



Εικόνα 1-13 Ανάπτυξη της ισχύος ανά μονάδα επιφάνειας εμβόλου P_A μεγάλων κινητήρων ντίζελ, μέγιστες τιμές δίχρονων (Sulzer RTX54) και τετράχρονων πειραματικών κινητήρων (MAN B&W 4T 50MX) και κινητήρα παραγωγής (MTU 595)

³Περιστασιακά, ο όρος « $\text{pe} \cdot \text{cm}$ » [1-17] αποδίδει 158 ($\text{bar} \cdot \text{m/s}$) για τον κινητήρα χαμηλής ταχύτητας και 252 ($\text{bar} \cdot \text{m/s}$) για τον κινητήρα BMW. Δεδομένου ότι οι διαφορετικές διαδικασίες εργασίας αγνοούνται, το προϊόν « $\text{pe} \cdot \text{cm}$ » δεν είναι πραγματική μεταβλητή. Επιπλέον, η προδιαγραφή σε ($\text{bar} \cdot \text{m/s}$) αψηφά οποιαδήποτε ανάλυση ήχου.

Ειδική κατανάλωση καυσίμου

Η ροή μάζας καυσίμου B αποδίδει τον ειδικό ρυθμό παροχής καυσίμου ή την κατανάλωση καυσίμου που σχετίζεται με την απόδοση:

$$b_e = \dot{m}_B / P_e = 1 / (\eta_e \cdot H_u).$$

Συνεπώς, οι συγκριτικές αναλύσεις απαιτούν ταυτόσημες θερμογόνους αξίες ή καύσιμα. Όταν χρησιμοποιούνται εναλλακτικά καύσιμα (βλ. Ενότητα 4.2), η ποιότητα της μετατροπής ενέργειας δεν μπορεί να συναχθεί από τα δεδομένα κατανάλωσης. Επομένως, η προδιαγραφή της καθαρής απόδοσης είναι βασικά προτιμότερη. Οι τυπικές καταναλώσεις καυσίμου ISO σχετίζονται με καύσιμο (DF) με $H_u = 42 \text{ MJ/kg}$. Αυτό επιτρέπει την ακόλουθη μετατροπή για προδιαγραφές κατανάλωσης καυσίμου σε g/kWh :

$$\eta_e = 85.7 / b_e \text{ και } b_e = 85.7 / \eta_e$$

Ειδικός ρυθμός ροής αέρα ή κατανάλωση αέρα

Ανάλογα με τη συγκεκριμένη κατανάλωση, ο συνολικός ρυθμός ροής αέρα \dot{m}_L (βλ. Ενότητα 2.1.1) αποδίδει τον ειδικό ρυθμό ροής αέρα ή την κατανάλωση του κινητήρα (βλ. Πίνακα 1-3):

$$l_e = \dot{m}_L / P_e,$$

Επομένως, τα ακόλουθα ισχύουν για τη συνολική αναλογία αέρα/καυσίμου:

$$\lambda = l_e / (b_e \cdot L_{\min}).$$

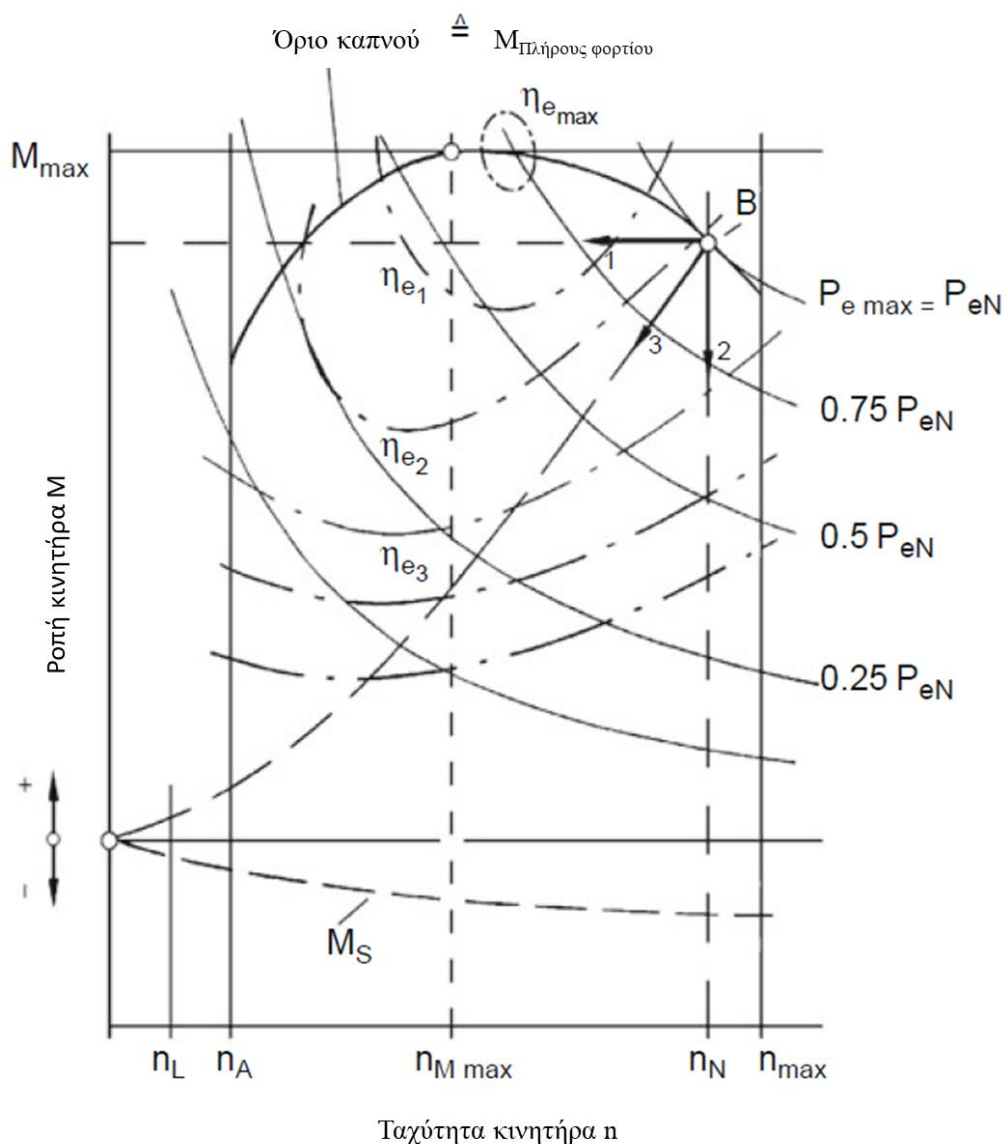
Πίνακας 1-3 Τιμές λειτουργίας κινητήρων ντίζελ σε ονομαστικό φορτίο

Τύπος μηχανής	Ειδική κατανάλωση καυσίμου b_e [g/kWh]	Ειδικός ρυθμός ροής l_e [kg/kWh]	Λόγος αέρα/καυσίμου λ_v	Ειδική κατανάλωση λαδιού δ [g/kWh]	Θερμοκρασία καυσαερίων T_A μετά τον στρόβιλο [°C]
Κινητήρες ντίζελ αυτοκινήτου: -χωρίς υπερφόρτιση	265	4.8	1.2	<0.6	710
Κινητήρες ντίζελ αυτοκινήτου: -με υπερσυμπίεση καυσαερίων	260	5.4	1.4	<0.6	650
Κινητήρες ντίζελ επαγγελματικών οχημάτων* με	205	5.0	1.6	<0.2	550

υπερσυμπύεση καυσαερίων και ενδοψύξη					
Κινητήρες ντίζελ υψηλής απόδοσης	195	5.9	1.8	<0.5	450
Τετράχρονοι κινητήρες diesel μεσαίας ταχύτητας	180	7.2	2.2	0.6	320
Δίχρονοι κινητήρες ντίζελ χαμηλής ταχύτητας	170	8.0	2.1	1.1	275
<p>* για βαρέα επαγγελματικά οχήματα και λεωφορεία. Σημείωση: Ενώ ο ειδικός ρυθμός ροής αέρα l_e όχι μόνο περιλαμβάνει τον αέρα καύσης αλλά και τον αέρα απομάκρυνσης, ο λόγος αέρα καύσης λ_v, ενσωματώνει μόνο τη μάζα του αέρα καύσης. Οι καθορισμένες μέσες τιμές καλύπτουν ένα εύρος περίπου $\pm 5\%$.</p>					

Χαρακτηριστικός χάρτης κινητήρα

Κατά κανόνα, η χρήση κινητήρα για την οδήγηση στατικών συστημάτων ή οχημάτων απαιτεί προσαρμογή του χαρακτηριστικού χάρτη κινητήρα της καμπύλης ροπής M ως συνάρτηση της ταχύτητας: Καθώς προσεγγίζεται η ροπή πλήρους φορτίου, ο λόγος αέρα/καυσίμου λ_v πέφτει έτσι ώστε η το όριο καπνού επιτυγχάνεται στο $\lambda_v \rightarrow \lambda_{\min}$. Αυτό αντιστοιχεί σε έναν αριθμό καπνού που εξακολουθεί να θεωρείται αποδεκτός. Καθώς τα όρια ταχύτητας n_A και n_N (εκκίνηση και ονομαστική ταχύτητα) εξαπλώνονται όλο και περισσότερο, οι κινητήρες των οχημάτων παρουσιάζουν μια απότομη άνοδο στο εύρος μέσης ταχύτητας, γεγονός που τους παρέχει πολύ πιο ευέλικτη απόκριση (Εικ. 1-14).



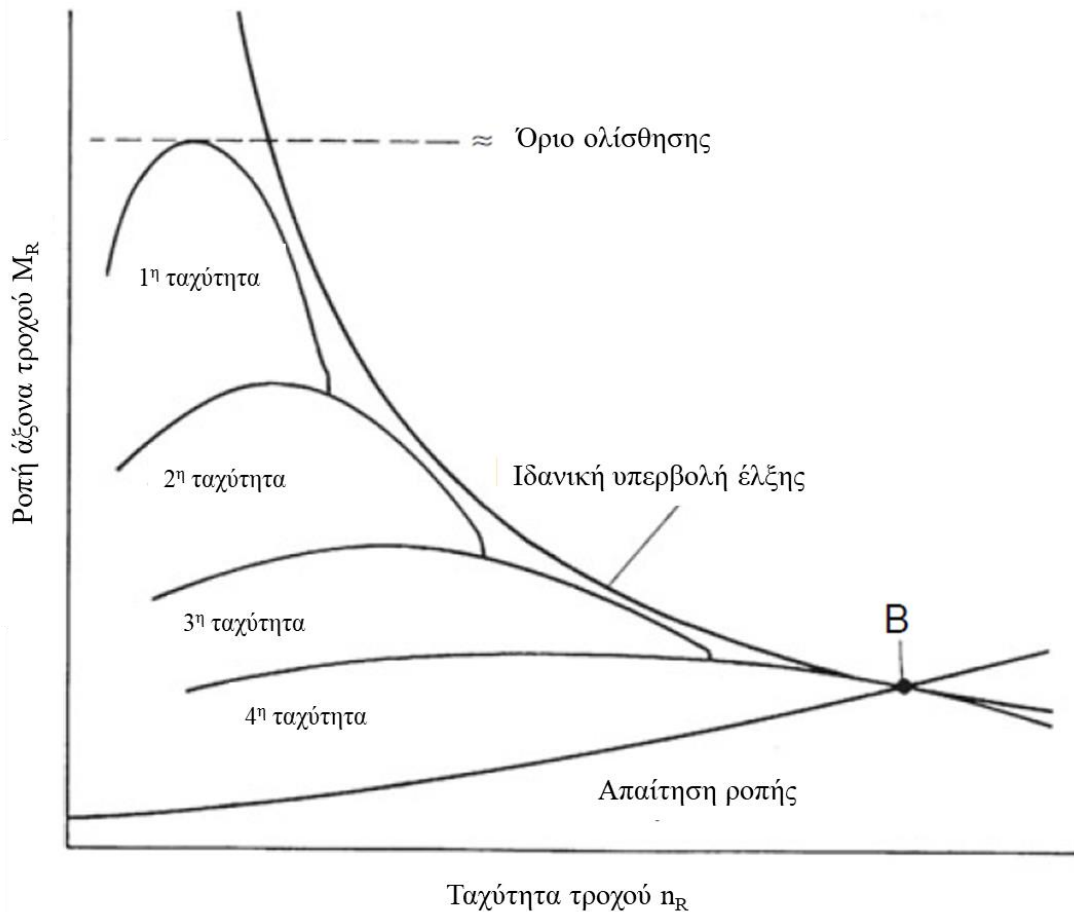
Εικόνα 1-14 Αναπαράσταση χάρτη της ροπής του κινητήρα M με γραμμές $P_e = \text{σταθ.}$ και $\eta_e = \text{σταθ.}$ και προδιαγραφή επιλεγμένων χαρακτηριστικών χαρτών κινητήρα. 1 μείωση ταχύτητας στην ονομαστική ροπή κινητήρα, 2 λειτουργία γεννήτριας και 3 καμπύλη προπέλας

Εκτός από το όριο καπνού και τις υπερβολές ισχύος (καμπύλες σταθερής ισχύος), αυτοί οι χάρτες κινητήρα συχνά περιλαμβάνουν επίσης καμπύλες σταθερής απόδοσης και ειδικής κατανάλωσης καυσίμου ή άλλες παραμέτρους κινητήρα. Μερικοί συγκεκριμένοι χάρτες χαρακτηριστικών του κινητήρα είναι:

1. μείωση στροφών στην ονομαστική ροπή κινητήρα: $M = \text{σταθ.}$ και $n = \text{μεταβλητή,}$
2. Λειτουργία γεννήτριας: $M = \text{μεταβλητή}$ και $n = \text{σταθερ.,}$
3. Λειτουργία προπέλας: $M \sim n^2.$

Ανάλογα με την αντίσταση κύλισης, ολόκληρο το εύρος του χάρτη μπορεί να καλυφθεί για την κίνηση του οχήματος, συμπεριλαμβανομένης της μηχανοκίνητης λειτουργίας με ροπή οπισθέλκουσας M_s . Η «Μείωση ταχύτητας στην ονομαστική ροπή κινητήρα» θα πρέπει να αποφεύγεται στους υπερτροφοδοτούμενους κινητήρες, καθώς η μείωση της αναλογίας αέρα/καυσίμου μπορεί να προκαλέσει θερμική υπερφόρτωση σε κινητήρες με οριακό φορτίο (βλ. Ενότητα 2.2).

Αντίστοιχα με τον χάρτη χαρακτηριστικών του κινητήρα που καθορίζεται από τις καμπύλες αντίστασης κύλισης, η κίνηση του οχήματος απαιτεί προσαρμογή του χαρακτηριστικού χάρτη μετατρέποντας τη ροπή με ένα σύστημα μετάδοσης (Εικ. 1-15).



Εικόνα 1-15 Χαρακτηριστικοί χάρτες κινητήρα για κινητήρα οχήματος με κιβώτιο ταχυτήτων τεσσάρων ταχυτήτων

Ο χάρτης περιορίζεται από τη μέγιστη μεταβιβάσιμη ροπή M_{Rmax} στον οδοντωτό τροχό («όριο ολίσθησης»), τη μέγιστη ταχύτητα κινητήρα ή γραναζιού n_R και το χαρακτηριστικό ροπής για P_{max} σταθ. χαρακτηρίζεται ως η «ιδεώδης υπερβολή έλξης». Τα ακόλουθα ισχύουν για τη ροπή M_R που επενεργεί στον οδοντωτό τροχό που ενσωματώνει τους μειωτήρες (βαθμίδα μετάδοσης, κίνηση άξονα και διαφορικό) και όλες τις μηχανικές απώλειες με το η_{ges} :

$$M_R = i_{ges} \cdot \eta_{ges} \cdot M$$

Σε ταχύτητα λειτουργίας $C_F = 2 \cdot \pi \cdot R \cdot n_R$, τα ακόλουθα ισχύουν για την απόδοση οδήγησης που ξεπερνά κάθε αντίσταση κύλισης ΣF_w :

$$P_R = 2 \cdot \pi \cdot n_R \cdot M_R = C_F \cdot \Sigma F_w.$$

Ο σχεδιασμός του κιβωτίου ταχυτήτων που ταιριάζει με τον χάρτη κατανάλωσης (Εικ. 1-14) μπορεί να επιτύχει ευνοϊκή κατανάλωση καυσίμου με καλή άνεση οδήγησης (βλ. Ενότητα 17.1).

1.3 Προσομοίωση Κύκλου Καύσης

1.3.1 Εισαγωγή

Οι διεργασίες σε έναν κύλινδρο κινητήρα ντίζελ εκτελούνται έντονα παροδικά αφού οι κύκλοι εργασίας συμπίεσης, καύσης, διαστολής και φόρτισης διαδέχονται ο ένας τον άλλον σε κλάσματα του

δευτερολέπτου. Ως εκ τούτου, είναι αδύνατο να χρησιμοποιηθούν τα απλά μέσα του ιδανικού τυπικού κύκλου για την προσομοίωση ενός κινητήρα ντίζελ με επαρκή ακρίβεια για την ανάπτυξη του κινητήρα. Αντίθετα, οι διαφορικές εξισώσεις διατήρησης μάζας και ενέργειας πρέπει να λυθούν μαθηματικά, ενσωματώνοντας εξισώσεις θερμικής και θερμογόνου κατάστασης.

Η ταχεία ανάπτυξη της επεξεργασίας δεδομένων κατέστησε δυνατή την επίλυση αυτών των διαφορικών εξισώσεων μαθηματικά για πρώτη φορά στη δεκαετία του 1960 [1-18]. Δεδομένου ότι η μαθηματική εργασία βοήθησε στη μείωση του υψηλού κόστους πάγκου δοκιμών, οι πρώτες δοκιμές πραγματοποιήθηκαν στη μεγάλη βιομηχανία κινητήρων.

Στο μεταξύ, η προσομοίωση του κύκλου καύσης έχει γίνει ένα τυπικό εργαλείο στην ανάπτυξη κινητήρων και θα συνεχίσει να αποκτά σημασία στο μέλλον [1-19]. Οι εφαρμογές κυμαίνονται από απλές περιγραφές των διεργασιών σε έναν κύλινδρο μέχρι τις πολύπλοκες, μεταβατικές διεργασίες για παροδική πρόσθετη φόρτωση κινητήρων ντίζελ με διαδοχική υπερσυμπίεση δύο σταδίων που επιτρέπει τη δυναμική συμπεριφορά του χρήστη [1-20-1-22].

Η θερμοδυναμική ανάλυση της καμπύλης πίεσης του κυλίνδρου αποτελεί δοκιμή τελευταίας τεχνολογίας σήμερα. Χάρη σε προηγμένους υπολογιστές, δεν είναι μόνο σε θέση να εξακριβώσει το χαρακτηριστικό στιγμιαίας καύσης αλλά και άλλες παραμέτρους λειτουργίας, όπως τα υπολειμματικά καυσαέρια σε έναν κύλινδρο σε πραγματικό ώρα [1-23]. Αυτό μπορεί να χρησιμοποιηθεί για έλεγχο με βάση την πίεση του κυλίνδρου για νέα συστήματα καύσης, π.χ. το σύστημα HCCI, για χρήση στη μαζική παραγωγή, με την προϋπόθεση ότι διατίθενται ακριβείς και σταθεροί αισθητήρες πίεσης.

Φυσικά, μια εισαγωγή στην προσομοίωση διαδικασίας κινητήρα δεν μπορεί να αντιμετωπίσει κάθε θερμοδυναμικά ενδιαφέρον συγκρότημα κινητήρα, όπως ο κύλινδρος, ο στροβιλοσυμπιεστής καυσαερίων ή τα συστήματα πολλαπλής αέρα και εξαγωγής. Ως εκ τούτου, λαμβάνοντας ως παράδειγμα μοντελοποιημένες θερμοδυναμικές διεργασίες σε έναν κύλινδρο χωρίς διαιρεμένο θάλαμο καύσης, οι ακόλουθες ενότητες εξηγούν μόνο τις βασικές αρχές της προσομοίωσης διεργασιών κινητήρα. Οι επιμέρους ενότητες παρέχουν αναφορές σε πιο λεπτομερή βιβλιογραφία.

1.3.2 Θερμοδυναμικά θεμέλια προσομοίωσης διαδικασίας κινητήρα

1.3.2.1 Γενικές παραδοχές

Θερμοδυναμικό μοντέλο κυλίνδρου

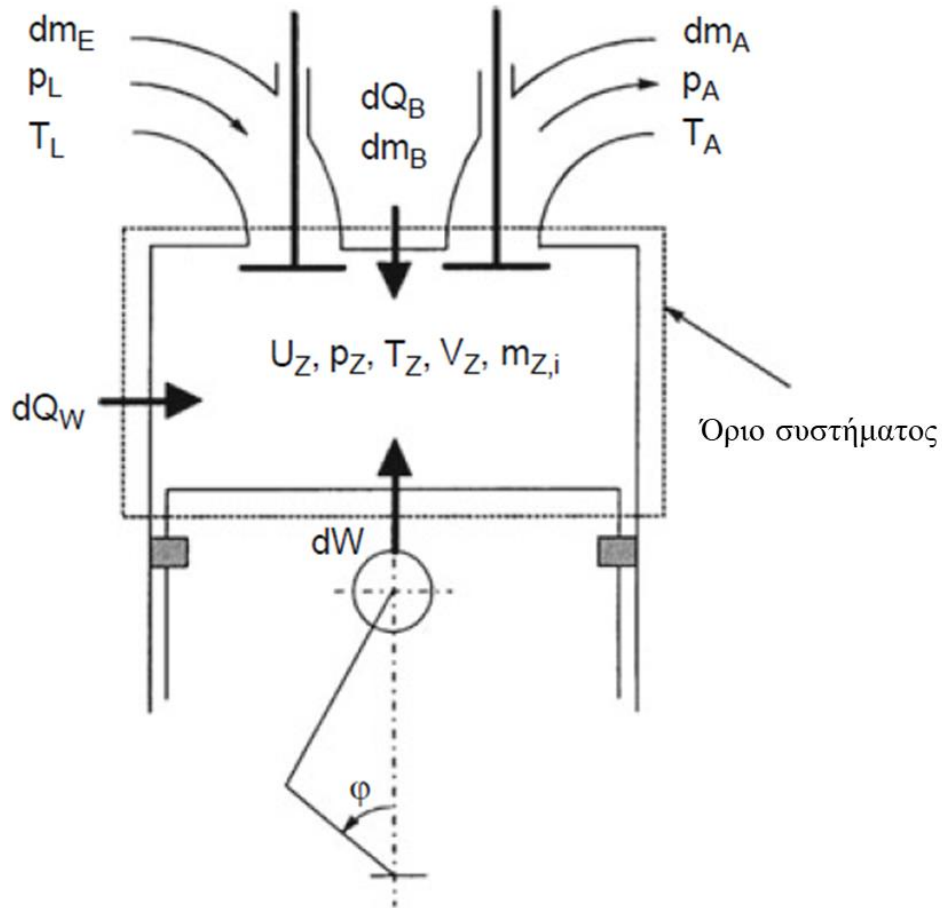
Οι παραδοχές που εκτίθενται στην Ενότητα 1.2 για την ανάλυση του ιδανικού κύκλου καύσης δεν μπορεί πλέον να διατηρηθεί με προσομοίωση διαδικασίας κινητήρα που προσομοιώνει την αλλαγή της κατάστασης του φορτίου του κυλίνδρου (πίεση, θερμοκρασία, μάζα, σύνθεση κ.λπ.) κατά τη διάρκεια ενός κύκλου καύσης. Πρέπει να καθοριστούν κατάλληλα θερμοδυναμικά μοντέλα τόσο για τον μεμονωμένο κύλινδρο όσο και για τις οριακές συνθήκες διεργασίας, όπως η απελευθέρωση ενέργειας από την καύση, οι απώλειες θερμότητας του τοίχου ή οι συνθήκες πριν και μετά τον κύλινδρο (Πίνακας 1-4).

Πίνακας 1-4 Διαφορές διαφορετικών υπομοντέλων στον ιδανικό και στον πραγματικό κύκλο

Υπομοντέλο	Ιδανικός κύκλος	Πραγματικός κύκλος
------------	-----------------	--------------------

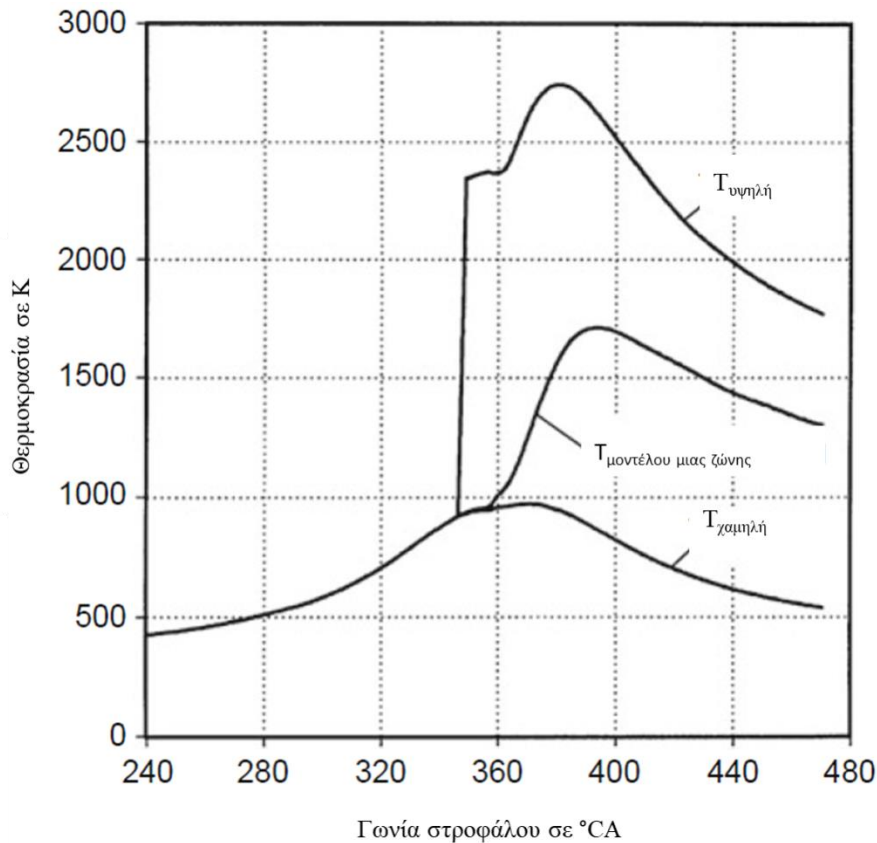
Φυσικές ιδιότητες	Ιδανικό αέριο	Πραγματικό αέριο, η σύνθεση αλλάζει κατά τη διάρκεια του κύκλου
	$c_p, c_v, =$ σταθερά	Οι φυσικές ιδιότητες είναι συνάρτηση της πίεσης, της θερμοκρασίας και της σύνθεσης
Ανταλλαγή φυσικού αερίου	Ανταλλαγή αερίων ως απαγωγή θερμότητας	Ανταλλαγή μάζας μέσω των βαλβίδων, τα υπολείμματα καυσαερίων παραμένουν στον κύλινδρο
Καύση	Πλήρης καύση με βάση καθορισμένη, εξιδανικευμένη κανονικότητα	Δυνατότητα διαφορετικών χαρακτηριστικών καύσης ανάλογα με το σχηματισμό του μείγματος και τον κύκλο καύσης. καύσιμο καίγεται μερικώς ή ατελώς
Απώλειες θερμότητας τοιχωμάτων	Οι απώλειες θερμότητας στα τοιχώματα αγνοούνται	Οι απώλειες θερμότητας στα τοιχώματα λαμβάνονται υπόψη
Διαρροές	Οι διαρροές αγνοούνται	Οι διαρροές λαμβάνονται υπόψη εν μέρει, ωστόσο αγνοούνται σε αυτήν την εισαγωγή

Τα όρια του συστήματος έχουν οριστεί για τον θάλαμο εργασίας του κυλίνδρου (Εικ. 1-16). Για το σκοπό αυτό, η πίεση, η θερμοκρασία και η σύσταση των αερίων στον κύλινδρο γενικά θεωρείται ότι είναι μεταβλητά ως συνάρτηση του χρόνου και επομένως της γωνίας του στρόφαλου, αλλά ανεξάρτητα από τη θέση τους στον κύλινδρο. Κατά συνέπεια, το φορτίο του κυλίνδρου θεωρείται ομοιογενές. Αυτό αναφέρεται ως μοντέλο μιας ζώνης. Φυσικά, αυτή η προϋπόθεση δεν αντιστοιχεί στις πραγματικές διεργασίες σε έναν κύλινδρο κινητήρα ντίζελ. Ωστόσο, αποφέρει υπολογιστικά αποτελέσματα που είναι αρκετά ακριβή για τις περισσότερες εργασίες ανάπτυξης, εφόσον δεν υπάρχει πρόθεση προσομοίωσης συγκεντρώσεων ρύπων. Οι μηχανισμοί σχηματισμού ρύπων, ιδιαίτερα των οξειδίων του αζώτου, εξαρτώνται σε μεγάλο βαθμό από τη θερμοκρασία και απαιτούν τη θερμοκρασία στο καμένο μείγμα (ζώνη μετά τη φλόγα) ως τιμή εισόδου. Είναι σημαντικά υψηλότερη από τη μέση ενεργειακή θερμοκρασία του μοντέλου μιας ζώνης. Σε αυτήν την περίπτωση, η φόρτιση του κυλίνδρου χωρίζεται σε δύο ζώνες (μοντέλο δύο ζωνών [1-24–1-27]).



Εικόνα 1-16 Θερμοδυναμικό μοντέλο του κυλίνδρου

Η μία ζώνη περιέχει τα άκαυστα συστατικά του φρέσκου αέρα, το καύσιμο και τα υπολειμματικά καυσαέρια (σχετικά χαμηλή θερμοκρασία), η άλλη ζώνη τα προϊόντα αντίδρασης των καυσαερίων και του αχρησιμοποίητου αέρα (υψηλή θερμοκρασία). Και οι δύο ζώνες χωρίζονται από ένα απειροελάχιστο μέτωπο φλόγας στο οποίο οξειδώνεται το (πρωτεύον) καύσιμο. Το Σχήμα 1-17 παρουσιάζει τόσο τη μέση θερμοκρασία του μοντέλου μιας ζώνης όσο και τις θερμοκρασίες και των δύο ζωνών του μοντέλου δύο ζωνών για τον κύκλο υψηλής πίεσης ενός κινητήρα ντίζελ.



Εικόνα 1-17 Καμπύλες θερμοκρασίας για μοντέλα μονής και δύο ζωνών

Σαφώς, η καμένη ζώνη έχει σημαντικά υψηλότερο επίπεδο θερμοκρασίας από ό,τι στο μοντέλο μιας ζώνης. Ωστόσο, μόνο το μοντέλο μιας ζώνης θα εξεταστεί για την εισαγωγή των μεθόδων προσομοίωσης πραγματικού κύκλου.

Θερμικές και θερμοδυναμικές εξισώσεις κατάστασης

Η κατάσταση του φορτίου στον κύλινδρο περιγράφεται από την πίεση p , τη θερμοκρασία T , τον όγκο V και τη σύνθεση (μάζα m_i των συστατικών i). Υπάρχει μια φυσική σχέση μεταξύ αυτών των τιμών, η θερμική εξίσωση κατάστασης. Στην περίπτωση του ιδανικού αερίου, είναι:

$$P \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (1-16)$$

όπου R είναι η παγκόσμια σταθερά των αερίων και η ολική μάζα είναι το σύνολο των μερικών μαζών των επιμέρους συστατικών

$$m = m_1 + m_2 + m_3 + \dots + m_i \quad (1-17)$$

Εάν το φορτίο του κυλίνδρου θεωρηθεί ως πραγματικό αέριο, τότε η εξ. (1-16) πρέπει να αντικατασταθεί από μία από τις πολλές εξισώσεις κατάστασης για πραγματικά αέρια που είναι γνωστές από τη βιβλιογραφία (π.χ. Justi [1-28], Zacharias [1-29]).

Με τη βοήθεια της θερμοδυναμικής εξίσωσης κατάστασης, οι μεταβλητές κατάστασης p και T αποδίδουν την ειδική εσωτερική ενέργεια u_i για κάθε συστατικό i . Στην περίπτωση του ιδανικού αερίου, αυτό είναι:

$$du_i(T) = c_{v,i}(T) \cdot dT \quad (1-18)$$

όπου c_v είναι η ειδική ισοχωρική θερμική ικανότητα. Κατά κανόνα, το c_v είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας. Στην περίπτωση των πραγματικών αερίων, το c_v και επομένως το u είναι συνάρτηση της

θερμοκρασίας και της πίεσης και μπορούν, για παράδειγμα, να ληφθούν από κατάλληλες συλλογές πινάκων ή να υπολογιστούν [1-30-1-32, 1-27, 1-29].

Νόμοι για τη διατήρηση της μάζας και της ενέργειας

Ο κύλινδρος περιέχει μάζα φορτίου m με συγκεκριμένη σύνθεση. Η μάζα μπορεί να αλλάξει τροφοδοτώντας ή αποσύροντας μέσω της βαλβίδας εισαγωγής dm_E , της βαλβίδας εξαγωγής dm_A ή της βαλβίδας έγχυσης dm_B . (Εδώ δεν λαμβάνονται υπόψη οι απώλειες αερίου από διαρροές). Ο νόμος της διατήρησης της μάζας αποδίδει την ακόλουθη εξίσωση:

$$dm = dm_E + dm_A + dm_B$$

Οι εισερχόμενες μάζες εισάγονται θετικά στην Εξ. (1-19) και οι μάζες των εκροών αρνητικά. Ο πρώτος νόμος της θερμοδυναμικής περιγράφει τη διατήρηση της ενέργειας. Δηλώνει ότι η ενέργεια μέσα στον κύλινδρο U μπορεί να αλλάξει μόνο όταν η ενθαλπία dH παρέχεται ή αφαιρείται μέσω του ορίου του συστήματος σε συνδυασμό με τη μάζα dm , τη θερμοότητα dQ_W ή το έργο ($dW = p \cdot dV$). Η ενέργεια που απελευθερώνεται από την καύση του εγχυόμενου καυσίμου θεωρείται ως εσωτερική είσοδος θερμοότητας dQ_B . Ο νόμος της διατήρησης της ενέργειας από τον πρώτο νόμο της θερμοδυναμικής περιγράφει τη συσχέτιση μεταξύ των επιμέρους μορφών ενέργειας:

$$dW + dQ_W + dQ_B + dH_E + dH_A + dH_B = dU \quad (1-20)$$

Όταν είναι γνωστοί οι επιμέρους όροι αυτής της διαφορικής εξίσωσης, τότε μπορεί να λυθεί με κατάλληλες μαθηματικές μεθόδους. Συνήθως εφαρμόζεται η μέθοδος Runge-Kutta (βλ. [1-33]) ή αλγόριθμοι που προέρχονται από αυτήν. Αρχικά, εκτιμάται η αρχική κατάσταση στον κύλινδρο όταν «κλείνει η εισροή» και στη συνέχεια η εξίσωση (1-20) ολοκληρώνεται με τον αλγόριθμο που έχει επιλεγεί για έναν κύκλο καύσης σε μικρά βήματα γωνίας στροφάλου. Γίνεται έλεγχος στο τέλος του κύκλου καύσης για να καθοριστεί εάν η εκτιμώμενη αρχική κατάσταση παράγεται όταν «κλείνει η εισαγωγή». Σε άλλη περίπτωση, χρησιμοποιούνται βελτιωμένες εκτιμώμενες τιμές για τον υπολογισμό των κύκλων καύσης έως ότου οι εκτιμώμενες τιμές αναπαραχθούν με επαρκή ακρίβεια.

Απώλειες θερμότητας τοίχου

Οι απώλειες θερμότητας τοίχου υπολογίζονται σύμφωνα με τη σχέση

$$\frac{dQ_W}{d\phi} = \frac{1}{\omega} \cdot h \cdot A \cdot (T - T_W) \quad (1-21)$$

όπου η γωνιακή ταχύτητα είναι $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$, ο μέσος συντελεστής μεταφοράς θερμότητας a , η περιοχή μεταφοράς θερμότητας A και η θερμοκρασία τοιχώματος T_W . Η περιοχή μεταφοράς θερμότητας αποτελείται από τις περιοχές της κυλινδροκεφαλής, της κορώνας του εμβόλου και της επένδυσης του κυλίνδρου που είναι ενεργοποιημένες για τη συγκεκριμένη γωνία στροφάλου. Είτε γνωστό από μετρήσεις είτε εκτιμώμενες, απαιτείται μια μέση θερμοκρασία τοίχου για κάθε περιοχή. Δεδομένου ότι οι βαλβίδες εξαγωγής έχουν σημαντικά υψηλότερη θερμοκρασία από την κυλινδροκεφαλή, η περιοχή της κυλινδροκεφαλής συνήθως χωρίζεται στην περιοχή της βαλβίδας εξαγωγής και στην υπόλοιπη περιοχή. Πολλοί συγγραφείς ασχολούνται ήδη με τον υπολογισμό του συντελεστή μεταφοράς θερμότητας πριν αρχίσουν να προσομοιώνουν τη διαδικασία του κινητήρα.

Η εξίσωση που χρησιμοποιείται περισσότερο σήμερα προέρχεται από το Woschni [1-34] (βλ. Ενότητα 7.2 και [1-26, 1-35, 1-27]).

Ανταλλαγή φυσικού αερίου

Οι ενθαλπίες των μαζών που ρέουν μέσα και έξω μέσω των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής παράγονται από το προϊόν ειδικής ενθαλπίας h και μεταβολής μάζας dm :

$$dH_E = h_E \cdot dm_E$$

$$dH_A = h_A \cdot dm_A$$

Οι συγκεκριμένες ενθαλπίες προσομοιώνονται με την αντίστοιχη θερμοκρασία πριν, μέσα ή μετά τον κύλινδρο. Η ακόλουθη εξίσωση αποδίδει τα στοιχεία μάζας που διασχίζουν το όριο του συστήματος [1-26, 1-27]:

$$\frac{dm_{id}}{d\phi} = \frac{A(\phi)}{2 \cdot \pi \cdot n} \cdot \frac{p_V}{(RT_V)^{0.5}} \cdot \left\{ \frac{2\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_n}{p_V} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p_n}{p_V} \right)^{(\kappa+1)/\kappa} \right] \right\}^{0.5} \quad (1-23)$$

Οι καταστάσεις "v" και "n" σχετίζονται η καθεμία με τις συνθήκες πριν ή μετά την ανάλυση της βαλβίδας (π.χ. με την κατάσταση του αέρα πλήρωσης και την κατάσταση στον κύλινδρο για μια βαλβίδα εισαγωγής με κανονική εισροή, δηλ. χωρίς αντίστροφη ροή).

Η εξίσωση (1.23) βασίζεται στην εξίσωση ροής για την ισεντροπική (χωρίς τριβή και αδιαβατική) ροή θύρας των ιδανικών αερίων [1-26, 1-27]. Η περιοχή A υποδηλώνει τη γεωμετρική διατομή ροής που ενεργοποιείται από τη βαλβίδα σε μια δεδομένη στιγμή (βλ. Ενότητα 2.1). Στην πραγματική λειτουργία του κινητήρα, οι απώλειες τριβής και η συστολή ψεκασμού δημιουργούν μια ροή μάζας που μειώνεται σε σύγκριση με την ιδανική τιμή. Καθορίζοντας μια τυπική διατομή, αυτό λαμβάνεται υπόψη στους συντελεστές ροής m που προσδιορίστηκαν σε πειράματα σε πάγκο δοκιμής ροής στροβιλισμού [1-36]. Επομένως, οι σχετικές περιοχές αναφοράς πρέπει πάντα να είναι γνωστές κάθε φορά που συγκρίνονται οι συντελεστές ροής (που υποδηλώνονται επίσης με m , s ή a) (βλ. Ενότητα 2.1).

Οι πιέσεις πριν από τη βαλβίδα εισαγωγής και μετά τη βαλβίδα εξαγωγής απαιτούνται για τον υπολογισμό της ροής φόρτισης σύμφωνα με την Εξ. (1-23). Στην περίπτωση ενός υπερτροφοδοτούμενου κινητήρα καυσαερίων, η πίεση υπερπλήρωσης και η πίεση των καυσαερίων πριν παραχθεί ο στρόβιλος εξισορροπώντας τον στροβιλοσυμπιεστή καυσαερίων με τη βοήθεια των μετρημένων χαρτών συμπίεστη και στροβίλου (βλ. Ενότητα 1.3.2).

Εκτός από τα φυσικά μοντέλα που αντιμετωπίστηκαν μέχρι τώρα, απαιτείται περιγραφή της καύσης για τη μοντελοποίηση ενός κυλίνδρου. Η ενέργεια που απελευθερώνεται από την καύση παράγεται από τη συγκεκριμένη θερμογόνο δύναμη H_u και την άκαυστη μάζα καυσίμου dm_B :

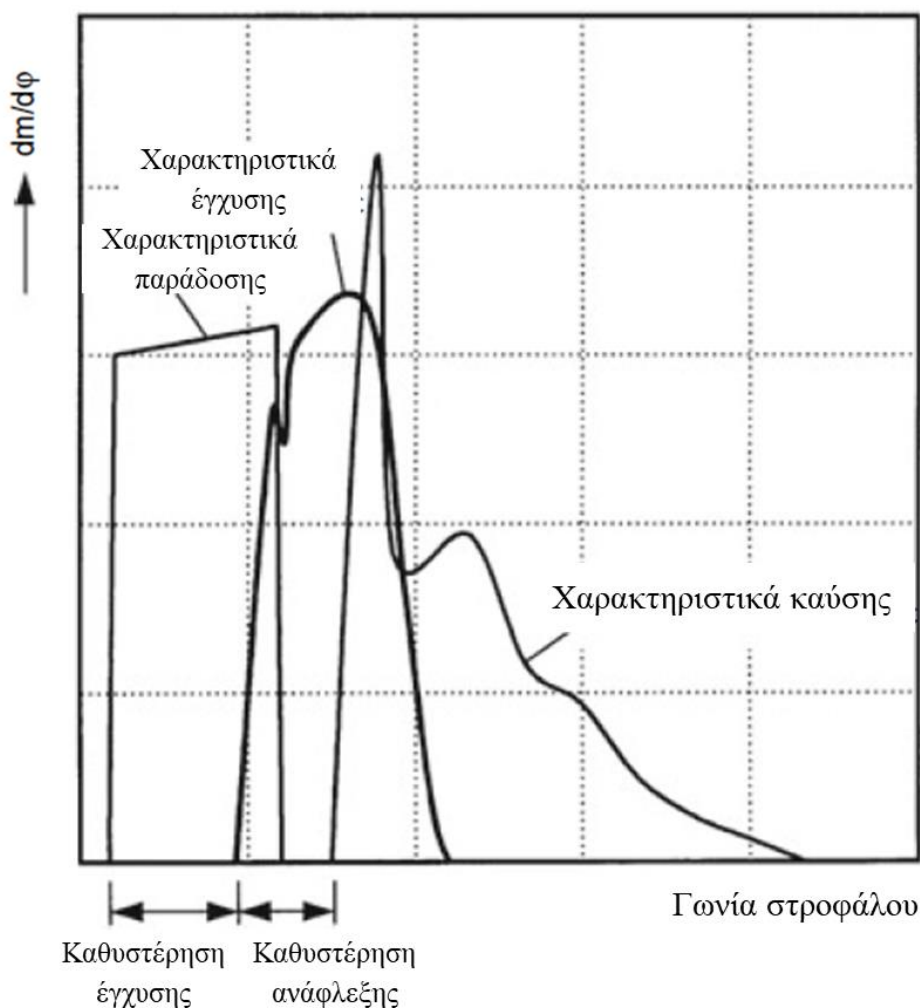
$$dQ_B = H_u \cdot dm_B \quad (1-24)$$

ενώ αγνοείται η ενθαλπία του εγχυόμενου καυσίμου dH_B .

Σε συνάρτηση με το χρόνο ή τη γωνία του στρόφαλου, η καμπύλη της ενέργειας που απελευθερώνεται από την καύση (χαρακτηριστικό καύσης $dQ_B/d\phi$) είναι μια από τις πιο σημαντικές παραμέτρους για την προσομοίωση της διαδικασίας του κινητήρα. Σε αντίθεση με τους ιδανικούς κύκλους (Ενότητα 1.2) στους οποίους το χαρακτηριστικό καύσης προκύπτει άμεσα από την επιθυμητή καμπύλη πίεσης (π.χ. σταθερή πίεση ή κύκλος σταθερού όγκου), το χαρακτηριστικό καύσης ενός πραγματικού κινητήρα εξαρτάται από πολλές παραμέτρους.

Μια προσέγγιση που ακολουθεί τα Σχ. 1-18 θα ήταν η βέλτιστη: Η καμπύλη παροχής της αντλίας έγχυσης είναι η μοναδική παράμετρος που έχει οριστεί. Στη συνέχεια, το σύστημα έγχυσης (αντλία έγχυσης, ράγα και ακροφύσιο) προσομοιώνεται με κατάλληλα μοντέλα για τον υπολογισμό του χαρακτηριστικού έγχυσης από την καμπύλη παροχής. Εάν υπήρχε επαρκής γνώση των φυσικών διεργασιών κατά τη

διάσπαση του ψεκασμού, την εξάτμιση και το σχηματισμό μείγματος, θα ήταν δυνατή η προσομοίωση της καθυστέρησης ανάφλεξης και της καύσης (χαρακτηριστικό καύσης) με μαθηματικά μοντέλα [1-37, 1-38].



Εικόνα 1-18 Καμπύλη παροχής, χαρακτηριστικό έγχυσης και χαρακτηριστικό καύσης

Ωστόσο, τα μοντέλα και οι μέθοδοι που έχουν αναπτυχθεί μέχρι στιγμής δεν είναι ακόμη σε θέση να προκαθορίσουν την καύση του κινητήρα ντίζελ με την ακρίβεια που επιθυμείται για την προσομοίωση της διαδικασίας του κινητήρα. Η γνώση σχετικά με τις διαδικασίες καύσης σε κινητήρες εσωτερικής καύσης προέρχεται κυρίως από την ένδειξη πίεσης κυλίνδρου.

Αυτές οι μετρήσεις παρέχουν πληροφορίες για τις διεργασίες μέσα σε έναν κύλινδρο, τα πιεζοηλεκτρικά πιεσόμετρα που εφαρμόζονται όταν η ανάλυση είναι υψηλή, π.χ. κάθε $0,5^\circ$ CA ή λιγότερο [1-39-1-41]. Όταν είναι γνωστή η καμπύλη πίεσης του κυλίνδρου, το χαρακτηριστικό καύσης μπορεί να προσδιοριστεί με αντιστροφή της εξ. (1-18) (ανάλυση καμπύλης πίεσης). Αυτό παρέχει πληροφορίες για τη μετατροπή της ενέργειας στον κινητήρα.

Αντί για το χαρακτηριστικό καύσης που υπολογίζεται από την ανάλυση της καμπύλης πίεσης, μια απλή μαθηματική συνάρτηση, ο ρυθμός απελευθέρωσης θερμότητας, χρησιμοποιείται συνήθως για την προσομοίωση της διαδικασίας του κινητήρα. Μπορούν να εφαρμοστούν μέθοδοι βελτιστοποίησης για την επιλογή των παραμέτρων αυτής της λειτουργίας, έτσι ώστε το χαρακτηριστικό καύσης που είναι γνωστό από την ανάλυση της καμπύλης πίεσης να αναπαράγεται βέλτιστα. Εάν η ένδειξη πίεσης κυλίνδρου δεν είναι διαθέσιμη, οι μετρούμενοι κινητήρες προσομοιώνονται σε ένα πάγκο δοκιμών με τη

βοήθεια της προσομοίωσης διαδικασίας κινητήρα και εκτιμάται ένας επιλεγμένος ρυθμός απελευθέρωσης θερμότητας, έτσι ώστε οι μετρούμενες και οι υπολογισμένες παράμετροι να συμφωνούν. Ο πιο συχνά εφαρμοζόμενος ρυθμός απελευθέρωσης θερμότητας ανάγεται στο έργο του Vibe [1-42] ο οποίος χρησιμοποιεί μια εκθετική συνάρτηση για να καθορίσει το ολοκλήρωμα του ρυθμού απελευθέρωσης θερμότητας (χαρακτηριστικό συνολικής καύσης ή συνάρτηση καύσης $Q_B(\phi)$):

$$\frac{Q_B(\phi)}{Q_{B,0}} = 1 - \exp \left[-6.908 \cdot \left(\frac{\phi - \phi_{VB}}{\phi_{VE} - \phi_{VB}} \right)^{m+1} \right] \quad (1-25)$$

ϕ_{VB} : έναρξη της καύσης

ϕ_{VE} : τέλος καύσης

$Q_{B,0}$: συνολική ενέργεια

$Q_B(\phi_{VE})$ που απελευθερώνεται στο τέλος της καύσης

m : συντελεστής μορφής.

Ο παράγοντας -6,908 παράγεται με τη βαθμονόμηση της ασυμπτωτικής εκθετικής συνάρτησης που κινείται προς το μηδέν σε μια αριθμητική τιμή 0,001 στο τέλος της καύσης.

Ο ρυθμός απελευθέρωσης θερμότητας $dQ_B/d\phi$ λαμβάνεται ως παράγωγο της Εξ. (1-25):

$$\frac{dQ_B}{d\phi} = \frac{Q_{B,0}}{\phi_{VE} - \phi_{VB}} \cdot 6.908 \cdot (m+1) \cdot \left(\frac{\phi - \phi_{VB}}{\phi_{VE} - \phi_{VB}} \right)^m \cdot \exp \left[-6.908 \cdot \left(\frac{\phi - \phi_{VB}}{\phi_{VE} - \phi_{VB}} \right)^{m+1} \right] \quad (1-26)$$

με τρεις παραμέτρους: την έναρξη της καύσης ϕ_{VB} , τη διάρκεια της καύσης $\Delta\phi_{BD} = \phi_{VE} - \phi_{VB}$ και τον συντελεστή μορφής m . Όπως μπορεί να συγκεντρωθεί από το Σχ. 1-19, ο παράγοντας μορφής καθορίζει τη σχετική θέση του μέγιστου της συνάρτησης Vibe.

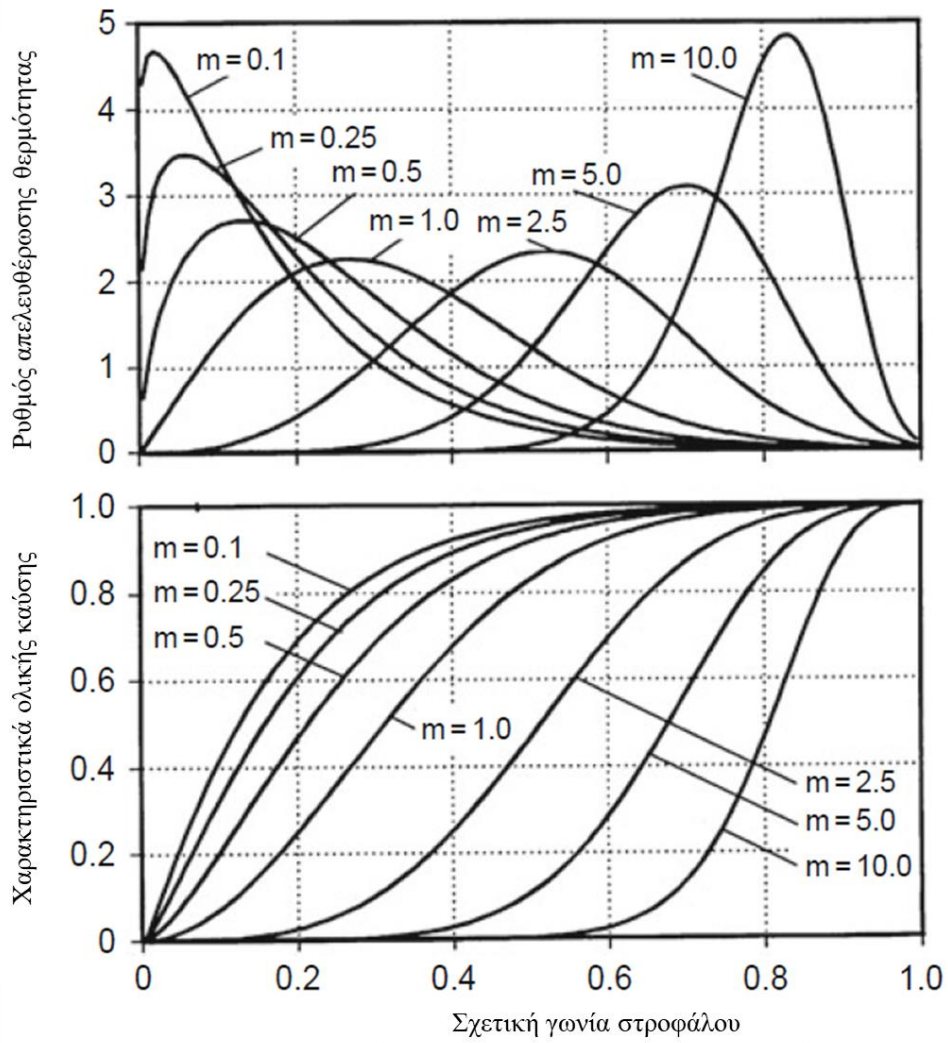
Ένα σημαντικό καθήκον της προσομοίωσης της διαδικασίας του κινητήρα είναι να εξακριβώσει την επίδραση των αλλαγμένων συνοριακών συνθηκών, π.χ. συνθήκες περιβάλλοντος, σχετικά με τον κύκλο καύσης σε μελέτες παραμέτρων (Ενότητες 1.3.3.3 και 1.3.3.4). Η προϋπόθεση για μια τέτοια προσομοίωση είναι η γνώση της επίδρασης σημαντικών παραμέτρων του κινητήρα στον ρυθμό απελευθέρωσης θερμότητας ως οριακές συνθήκες.

Ο Woschni/Anisits [1-43] υπολόγισε τις ακόλουθες εξαρτήσεις της αναλογίας αέρα/καυσίμου λ , του συντελεστή μετατροπής η_u , της ταχύτητας η και της κατάστασης κατά τη διάρκεια της «πρόσληψης κλειστή» (δείκτης IC) για τη λειτουργία Vibe:

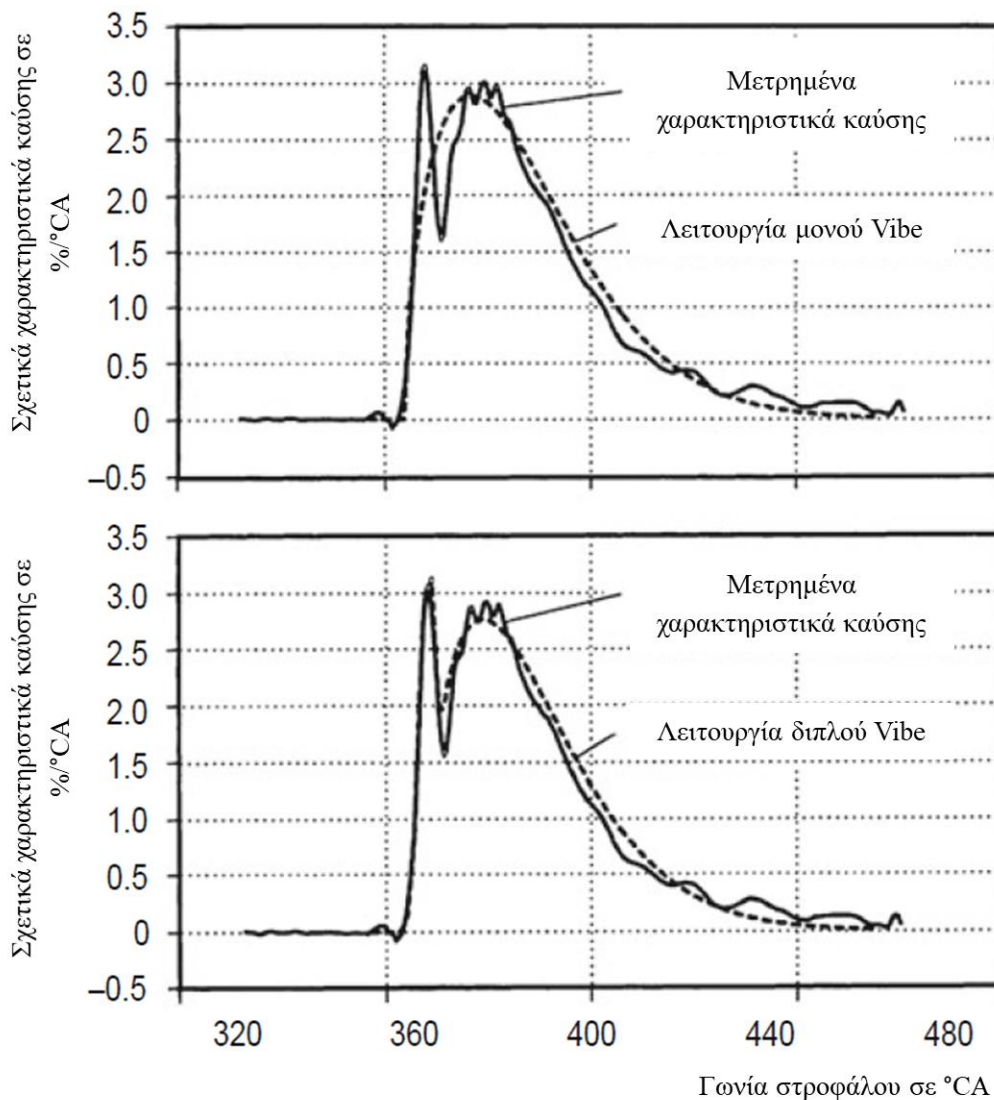
$$\frac{\Delta\phi_{BD}}{\Delta\phi_{BD,0}} = \left(\frac{\lambda_V}{\lambda_{V,0}} \right)^{-0.6} \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right)^{0.5} \cdot \eta_u^{0.6} \quad (1-27)$$

$$\frac{m}{m_0} = \left(\frac{\Delta\phi_{BD}}{\Delta\phi_{BD,0}} \right)^{-0.5} \cdot \frac{p_{Es}}{p_{Es,0}} \cdot \frac{T_{Es}}{T_{Es,0}} \cdot \left(\frac{n}{n_0} \right)^{-0.3} \quad (1-28)$$

Ο δείκτης θ αναφέρεται στο γνωστό αρχικό σημείο λειτουργίας.



Εικόνα 1-19 Λειτουργία Vibe για διαφορετικούς παράγοντες μορφής (m)



Εικόνα 1-20 Προσέγγιση ενός χαρακτηριστικού καύσης από τη λειτουργία διπλού Vibe

Η έναρξη της καύσης ακολουθεί από την έναρξη της παράδοσης ϕ_{FB} , η καθυστέρηση έγχυσης $\Delta\phi_{EV}$ και η καθυστέρηση ανάφλεξης $\Delta\phi_{ZV}$:

$$\frac{\Delta\phi_{EV}}{\Delta\phi_{EV,o}} = \frac{n}{n_o} \quad (1-29)$$

$$\frac{\Delta\phi_{ZV}}{\Delta\phi_{ZV,o}} = \frac{n}{n_o} \cdot \frac{\exp\left(\frac{b}{T_{ZV}}\right)}{\exp\left(\frac{b}{T_{ZV,o}}\right)} \cdot \left(\frac{p_{ZV}}{p_{ZV,o}}\right)^{-c} \quad (1-30)$$

p_{ZV} : πίεση στη φάση καθυστέρησης ανάφλεξης

T_{ZV} : θερμοκρασία στη φάση καθυστέρησης ανάφλεξης

b, c : από παραμέτρους της εξίσωσης που πρέπει να προσδιοριστούν από μετρήσεις.

Άλλες προσεγγίσεις για την καθυστέρηση ανάφλεξης μπορούν να βρεθούν στο [1-44-1-46].

Δεδομένου ότι η απλή μαθηματική της μορφή εμποδίζει τη λειτουργία Vibe να αναπαράγει χαρακτηριστικά καύσης με επαρκή ακρίβεια, ειδικά για κινητήρες ντίζελ υψηλής ταχύτητας άμεσου ψεκασμού, δύο λειτουργίες Vibe συνδυάζονται μερικές φορές ως «διπλή λειτουργία Vibe» [1-47]. Το Σχήμα 1-20 παρουσιάζει ένα σημείο λειτουργίας για έναν κινητήρα ντίζελ υψηλής απόδοσης υψηλής ταχύτητας που αναπαράγεται από τη λειτουργία Vibe και τη λειτουργία διπλού Vibe. Σαφώς, η απλή συνάρτηση Vibe (Εξ. (1-29)) δεν μπορεί να περιγράψει την άνοδο του χαρακτηριστικού καύσης κατά την έναρξη της καύσης («προαναμεμιγμένη κορυφή»).

1.3.2.2 Ενδεικνύομενη και αποτελεσματική εργασία

Η λύση της διαφορικής εξίσωσης εξ. (1-20) για τον πρώτο νόμο της θερμοδυναμικής παρέχει την καμπύλη πίεσης στον κύλινδρο και επομένως το υποδεικνυόμενο έργο W_i από το οποίο η μέση υποδεικνυόμενη πίεση p_i και το συγκεκριμένο υποδεικνυόμενο έργο w_i μπορούν να εξαχθούν ως παράμετροι κινητήρα (βλ. Ενότητα 1.2). Ωστόσο, γενικά, το λεγόμενο φρένο σημαίνει αποτελεσματική πίεση p_e και το συγκεκριμένο αποτελεσματικό έργο w_e συνήθως μας ενδιαφέρει.

Ως εκ τούτου, κατά την προσομοίωση του πραγματικού κύκλου, οι δηλώσεις μοντέλων χρησιμοποιούνται για την προσομοίωση των απωλειών τριβής που εκφράζονται από τη μέση πίεση τριβής p_f ως τη διαφορά των p_i και p_e ($p_f = p_i - p_e$) αν είναι άγνωστες από τις μετρήσεις. Η βιβλιογραφία περιέχει διάφορες προτάσεις για τον υπολογισμό της εργασίας τριβής [1-38, 1-48, 1-49], οι οποίες, ανάλογα με τον συγγραφέα, μπορεί να είναι συνάρτηση της ταχύτητας, του φορτίου, της γεωμετρίας του κινητήρα, της πίεσης υπερπλήρωσης και της θερμοκρασίας νερού και λαδιού. Ξεκινώντας από την πίεση τριβής (δείκτης 0 στην εξίσωση (1-31)) που προσδιορίζεται σε ένα σημείο σχεδιασμού σύμφωνα με το [1-38], για παράδειγμα, ισχύουν τα ακόλουθα

$$\frac{p_r - p_{r,0}}{p_{r,0}} = 0.7 \cdot \frac{n - n_0}{n_0} + 0.3 \cdot \frac{p_i - p_{i,0}}{p_{i,0}} \quad (1-31)$$

σύμφωνα με την οποία πρέπει να προσδιορίζονται μόνο η ταχύτητα και η μέση υποδεικνυόμενη πίεση.

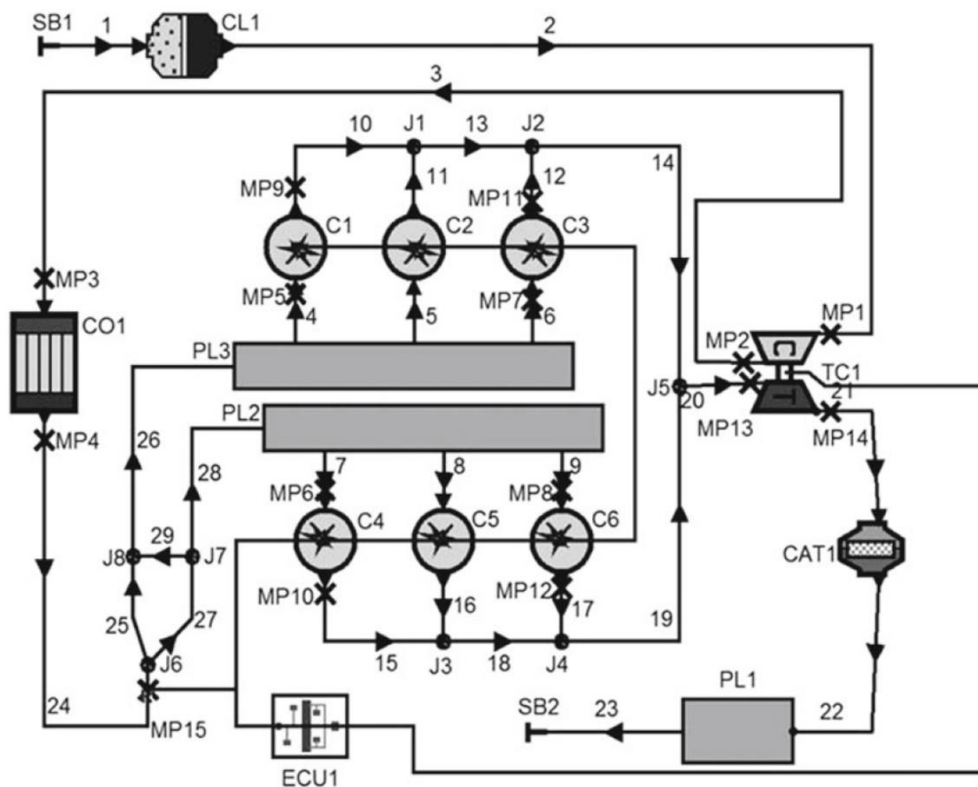
1.3.2.3 Μοντελοποίηση του πλήρους κινητήρα

Ένας κύλινδρος διαμορφώθηκε ως παράδειγμα σε Sects. 1.3.2.1 και 1.3.2.2. Φυσικά, κάθε σημαντικό εξάρτημα κινητήρα πρέπει να μοντελοποιηθεί για να προσομοιώσει έναν πλήρη κινητήρα. Ομοίως, οι βασικές φυσικές εξισώσεις διατήρησης μάζας (εξίσωση συνέχειας), ώθησης (διατήρηση ώθησης) και ενέργειας (πρώτος νόμος της θερμοδυναμικής) καθώς και ο δεύτερος νόμος της θερμοδυναμικής πρέπει να επιλύονται για κάθε διαδικασία ροής εκτός του κυλίνδρου σε τέτοια εξαρτήματα κινητήρα όπως οι πολλαπλές εισαγωγής και εξαγωγής, ο ενδιάμεσος ψύκτης, ο καταλύτης ή ο υπερσυμπιεστής καυσαερίων. Οι πρώτες προσομοιώσεις αυτού του τύπου έγιναν με το σύστημα προγράμματος PROMO [1-50, 1-51]. Εμπορικά προγράμματα όπως το GT-Power (συστατικό του GT-Suite [1-52]) ή το Boost (από το AVL [1-53]) χρησιμοποιούνται γενικά σήμερα.

Διάφορες μέθοδοι, οι οποίες περιγράφουν επίσης τις πραγματικές συνθήκες με μεγαλύτερη ακρίβεια καθώς αυξάνεται η πολυπλοκότητα, προσφέρονται για την προσομοίωση πολλαπλών αέρα και εξαγωγής. Στην απλούστερη περίπτωση, οι πιέσεις στον αέρα πλήρωσης και στις πολλαπλές εξαγωγής (δηλαδή σε απείρως μεγάλες δεξαμενές) θεωρούνται σταθερές (τα λεγόμενα μοντέλα μηδενικών διαστάσεων). Η

λεγόμενη μέθοδος πλήρωσης και εκκένωσης μοντελοποιεί τις πολλαπλές ως δεξαμενές πεπερασμένου όγκου, οι οποίες γεμίζουν και αδειάζουν παροδικά από τους κυλίνδρους και συνεχώς γεμίζουν και αδειάζουν από τον υπερσυμπιεστή ή τον στρόβιλο. Σε αυτή τη μέθοδο, η πίεση στις πολλαπλές ποικίλλει χρονικά αλλά όχι τοπικά (δηλαδή ο ήχος της ταχύτητας είναι απείρως μεγάλος).

Όταν οι εξισώσεις χρησιμοποιούνται για μη σταθερή, μονοδιάστατη και συμπιεστή ροή σωλήνων, οι αλλαγές κατάστασης στο σύστημα εισαγωγής και εξαγωγής αποτυπώνονται με τις μεθόδους της παροδικής δυναμικής αερίων (χαρακτηριστική μέθοδος ή απλοποιητική ακουστική μέθοδος [1-54]). Αυτή η μονοδιάστατη μέθοδος μπορεί επίσης να προσομοιώσει τοπικές διαφορές πίεσης και διακλαδώσεις σωλήνων, με το μαθηματικό έργο που απαιτείται είναι πολύ μεγαλύτερο από τη μέθοδο πλήρωσης και εκκένωσης.



Εικόνα 1-21 Μοντέλο για προσομοίωση υπερτροφοδοτούμενου κινητήρα ντίζελ V6: (CL1) φίλτρο αέρα, (TC1) στροβιλοσυμπιεστής καυσαερίων, (CO1) ενδιάμεσος ψύκτης, (CAT1) καταλύτης, (PL1) σιγαστήρας, (PL2, PL3) κινητήρας V πολλαπλή εισαγωγής, (C1 έως C6) κύλινδρο

Πιο πρόσφατα, αναπτύχθηκαν οιονεί διαστάσεις μοντέλα στα οποία οι μεταβλητές που είναι συνάρτηση θέσης και χρόνου επηρεάζουν τα τοπικά φαινόμενα. Παραδείγματα περιλαμβάνουν μοντέλα κύκλου ροής, καύσης και μεταφοράς θερμότητας [1-27].

Το Σχήμα 1-21 παρουσιάζει ένα μοντέλο ενός εξακύλινδρου κινητήρα ντίζελ υπερτροφοδοτούμενου καυσαερίου που προσομοιώνεται με το πρόγραμμα Boost ως παράδειγμα [1-53]. Ενσωματώνει όλα τα σημαντικά εξαρτήματα που συνδέονται με τον κινητήρα, ξεκινώντας από το φίλτρο αέρα μέχρι τον υπερσυμπιεστή καυσαερίων μέχρι τον καταλύτη και τον σιγαστήρα εξάτμισης. Σε αυτό προστίθεται τα μοντελοποιημένα ηλεκτρονικά του κινητήρα (ECU1), που ελέγχει τον ψεκασμό και την απορρόφηση του στροβιλοσυμπιεστή.

Για να μην παρατείνεται αυτή η εισαγωγή στην προσομοίωση διεργασιών κινητήρα, οι συγγραφείς παραπέμπουν τους αναγνώστες σε περαιτέρω βιβλιογραφία (π.χ. [1-26, 1-27] ή [1-55, 1-56]) και Sect. 2.2.

1.3.3 Τυπικά παραδείγματα εφαρμογής της προσομοίωσης διαδικασίας κινητήρα

1.3.3.1 Εισαγωγή

Βασικά, διακρίνονται δύο τύποι εφαρμογών:

1. Τα δεδομένα μέτρησης είναι ήδη διαθέσιμα για το σημείο λειτουργίας του κινητήρα που προσομοιώνεται. Σε αυτήν την περίπτωση, η προσομοίωση διαδικασίας κινητήρα καθορίζει παραμέτρους που είναι ήδη γνωστές από τη μέτρηση. Η σύγκριση των υπολογισμένων και των μετρούμενων αποτελεσμάτων επιτρέπει τον έλεγχο της αληθοφάνειας των μετρούμενων αποτελεσμάτων, για παράδειγμα ή τον υπολογισμό των φυσικών υπομοντέλων της προσομοίωσης διεργασίας (π.χ. ρυθμός απελευθέρωσης θερμότητας, μεταφορά θερμότητας τοιχώματος και μέση αποτελεσματική πίεση τριβής).
2. Τα δεδομένα μέτρησης δεν είναι ακόμη διαθέσιμα για το σημείο λειτουργίας του κινητήρα που προσομοιώνεται. Σε αυτή την περίπτωση, η προσομοίωση διαδικασίας κινητήρα είναι μια προβολή ενός ακόμη άγνωστου σημείου λειτουργίας. Πρώτον, οι παράμετροι των φυσικών υπομοντέλων πρέπει να εκτιμηθούν, δηλαδή να υιοθετηθούν από ένα παρόμοιο σημείο λειτουργίας και, εάν είναι απαραίτητο, να διορθωθούν με τις εξισώσεις μετατροπής που καθορίζονται στις Ενότητες 1.3.2.2 και 1.3.2.3. Φυσικά, τα αποτελέσματα αυτής της προσομοίωσης διαδικασίας είναι τόσο ακριβή όσο οι σχέσεις που χρησιμοποιούνται για τη μετατροπή. Επομένως, στην πράξη, ελέγχονται και βαθμονομούνται για τους συγκεκριμένους κινητήρες προσομοιώνοντας όσο το δυνατόν περισσότερα μετρημένα σημεία λειτουργίας με την προσομοίωση διαδικασίας κινητήρα και συγκρίνοντας τα αποτελέσματα με τις μετρούμενες τιμές. Έτσι, η διαφορά μεταξύ μιας προσομοίωσης διαδικασίας για το σχεδιασμό νέων κινητήρων και μιας προσομοίωσης ήδη μετρημένων κινητήρων είναι ασήμαντη.

1.3.3.2 Αποτελέσματα προσομοίωσης διαδικασίας κινητήρα

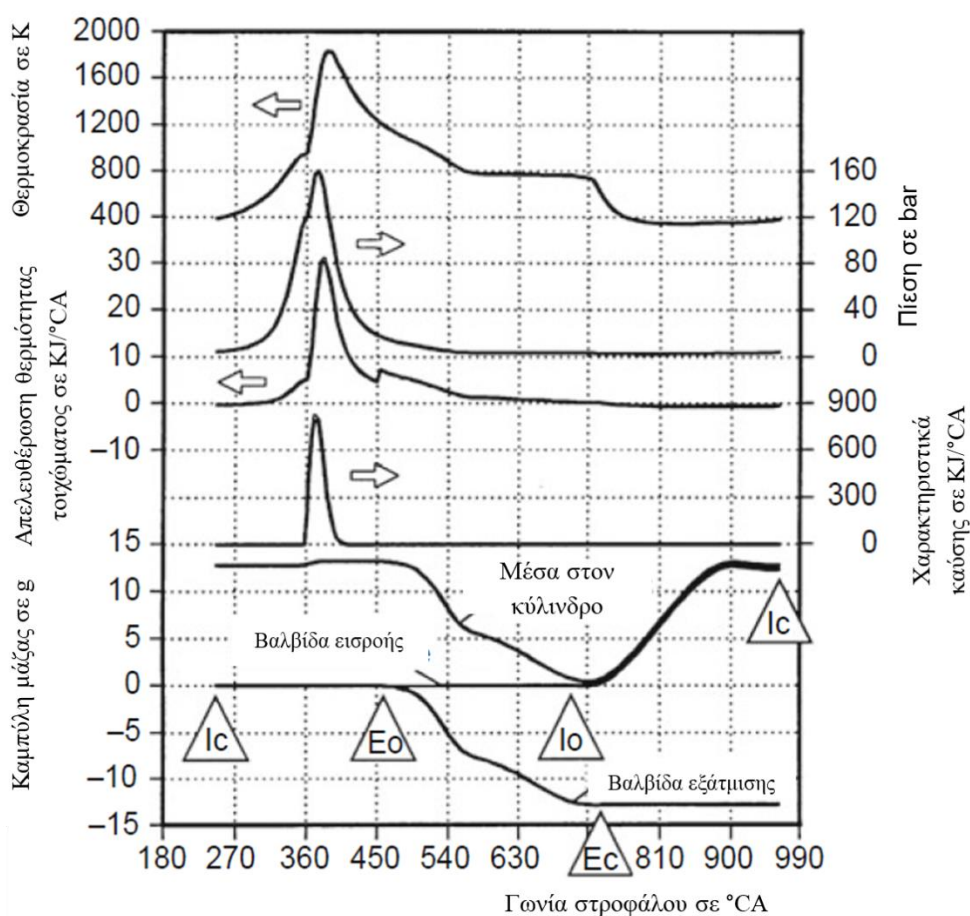
Με βάση την Ενότητα 1.3.2, τυπικές μεταβλητές εισόδου για την προσομοίωση διαδικασίας κινητήρα είναι: Γεωμετρία κινητήρα, καμπύλη ανύψωσης βαλβίδας, συντελεστές ροής βαλβίδας, ταχύτητα, ισχύς κινητήρα, μηχανική απόδοση, ρυθμός απελευθέρωσης θερμότητας, συντελεστές για την εξίσωση μεταφοράς θερμότητας, θερμοκρασίες τοιχώματος εξαρτήματος, αέρας φόρτισης πίεση και θερμοκρασία πριν από τον κύλινδρο και πίεση μετά τον κύλινδρο.

Τυπικά αποτελέσματα είναι

Καμπύλη πίεσης, καμπύλη θερμοκρασίας, απώλειες θερμότητας τοίχου, αποτελεσματική κατανάλωση καυσίμου, καθαρή απόδοση, εσωτερική απόδοση, μέγιστη πίεση καύσης, μέγιστη τελική πίεση συμπίεσης, μέγιστος ρυθμός αύξησης πίεσης, μέγιστη θερμοκρασία κύκλου (μέση τιμή ενέργειας), θερμοκρασία πριν από τον στρόβιλο καυσαερίων, απώλειες ανταλλαγής αερίων, ροή φόρτισης και αναλογία αέρα/καυσίμου.

Όταν, εκτός από τον κύλινδρο, ο υπερσυμπιεστής καυσαερίων μπορεί να περιγραφεί και θερμοδυναμικά, π.χ. Χρησιμοποιώντας κατάλληλους χάρτες συμπίεστη και στρόβιλου, στη συνέχεια η προσομοίωση της διαδικασίας του κινητήρα διαπιστώνει την πίεση πριν και μετά τον κύλινδρο. Στη συνέχεια, η συνθήκη περιβάλλοντος μετράει ως μεταβλητή εισόδου. Εάν ο δυνητικά παρών intercooler μοντελοποιηθεί επίσης

στην περαιτέρω πορεία της προσομοίωσης διεργασίας, τότε, όταν δίνεται η θερμοκρασία περιβάλλοντος, η προσομοίωση διεργασίας κινητήρα αποδίδει επίσης τη θερμοκρασία του αέρα φόρτισης επιπλέον της θερμοκρασίας του νερού όταν ο αέρας πλήρωσης ψύχεται με νερό. Για παράδειγμα, το Σχ. 1-22 παρουσιάζει τα αποτελέσματα μιας προσομοίωσης διεργασίας κινητήρα με κυβισμό κυλίνδρου 4 dm³ και ειδική αποτελεσματική εργασία 2 kJ/dm³ για το σημείο λειτουργίας n = 1.500/min. Αντιπροσωπεύει την πίεση, τη θερμοκρασία, το χαρακτηριστικό καύσης, τη ροή μάζας στον κύλινδρο και τις βαλβίδες καθώς και τις απώλειες θερμότητας του τοίχου ως συνάρτηση της γωνίας του στρόφαλου. Η αντιστοιχία μεταξύ της προσομοίωσης της διαδικασίας του κινητήρα και της πραγματικότητας επαληθεύεται συγκρίνοντας παγκόσμιες τιμές, π.χ. θερμοκρασία καυσαερίων, ροή φόρτισης ή πίεση υπερπλήρωσης, με μετρούμενες τιμές. Όταν αντιστοιχούν, θεωρείται ότι ακόμη και οι μη επαληθεύσιμες τιμές όπως η καμπύλη θερμοκρασίας ή η καμπύλη μάζας έχουν προσομοιωθεί σωστά.



Εικόνα 1-22 Αποτελέσματα της προσομοίωσης διαδικασίας κινητήρα

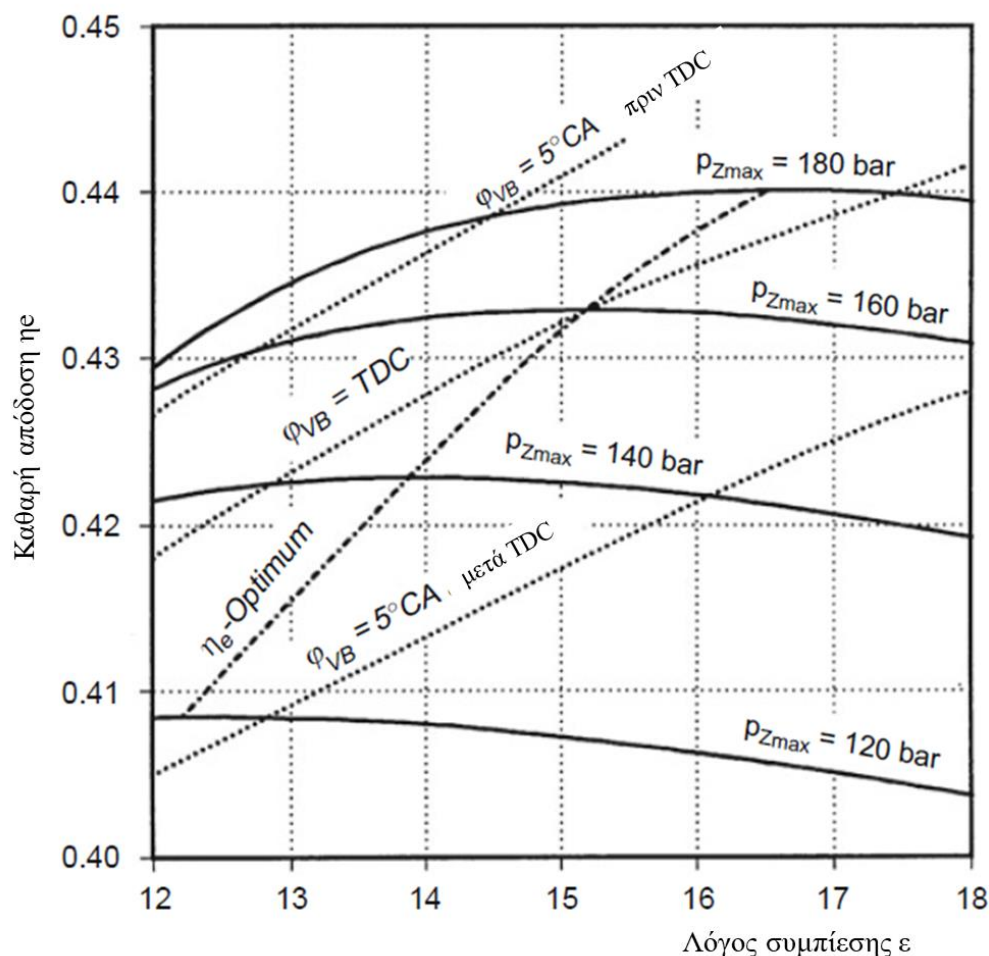
1.3.3.3 Μελέτες παραμέτρων

Ένα σημαντικό πεδίο εφαρμογής για την προσομοίωση διεργασιών κινητήρα είναι οι μελέτες παραμέτρων που αναλύουν σε βάθος την επίδραση των οριακών συνθηκών στον κύκλο καύσης. Τα αποτελέσματα απαιτούνται στη φάση σχεδιασμού νέων κινητήρων ή για τη βελτιστοποίηση ή τη βελτίωση της απόδοσης των υπάρχοντων κινητήρων. Οι μελέτες παραμέτρων μπορεί να έχουν τις βέλτιστες τιμές κατανάλωσης καυσίμου, ισχύος και ροπής ως πιθανές παραμέτρους-στόχους. Μπορούν

να εφαρμοστούν βελτιστοποιήσεις έτσι ώστε να μην ξεπερνιούνται τα μηχανικά ή νομικά όρια για μέγιστη πίεση καύσης, ρυθμό αύξησης πίεσης, θερμοκρασία καυσαερίων ή εκτομπές ρύπων.

Το αποτέλεσμα μιας τυπικής μελέτης παραμέτρων παρουσιάζεται παρακάτω. Δεδομένου ότι η μέγιστη πίεση καύσης που περιορίζεται από τη μηχανική επηρεάζει σε μεγάλο βαθμό την καθαρή απόδοση ενός κύκλου και συνεπώς την κατανάλωση καυσίμου, μια από τις πιο σημαντικές μελέτες παραμέτρων χρησιμεύει για τον προσδιορισμό της εξάρτησης της καθαρής απόδοσης η_e από τη μέγιστη πίεση καύσης p_{Zmax} . Όταν δίνεται το χαρακτηριστικό καύσης, η μέγιστη πίεση καύσης ορίζεται από τις παραμέτρους έναρξης παροχής (και επομένως έναρξης καύσης) και τελικής πίεσης συμπίεσης. Το τελευταίο, με τη σειρά του, εξαρτάται κυρίως από τον λόγο συμπίεσης και την πίεση υπερπλήρωσης. Η ίδια η πίεση υπερπλήρωσης ορίζεται ουσιαστικά από την απόδοση υπερσυμπίεσης καυσαερίων και την επιθυμητή αναλογία αέρα/καυσίμου. Το σχήμα 1-23 παρουσιάζει την καθαρή απόδοση η_e ως συνάρτηση του λόγου συμπίεσης ϵ για διάφορες μέγιστες πιέσεις καύσης σε σταθερές αριθμητικές τιμές για την απόδοση στροβιλοσυμπίεσης καυσαερίων η_{TL} και την αναλογία αέρα/καυσίμου λ . Οι διακεκομμένες γραμμές υποδεικνύουν τη θέση έναρξης της καύσης. Υπάρχει βέλτιστος λόγος συμπίεσης με μέγιστη απόδοση η_e για κάθε μέγιστη πίεση καύσης. (Αντίθετα, οι θεωρητικοί τυπικοί κύκλοι δηλώνουν ότι η μέγιστη καθαρή απόδοση επιτυγχάνεται στη μέγιστη αναλογία συμπίεσης.)

$w_e = 2 \text{ kJ/dm}^3$	$\eta_{TL} = 0.5$
$p_e = 20 \text{ bar}$	$\lambda_V = 2.0$
$n = 1500 \text{ rpm}$	$T_0 = 20^\circ\text{C}$
$\eta_m = 0.9$	$p_0 = 1 \text{ bar}$



Εικόνα 1-23 Εξάρτηση της καθαρής απόδοσης η_e από τον λόγο συμπίεσης ϵ και τη μέγιστη πίεση καύσης p_{Zmax}

1.3.3.4 Άλλα παραδείγματα εφαρμογών

Εκτός από τις μελέτες παραμέτρων, η προσομοίωση διαδικασίας κινητήρα εξυπηρετεί και πολλούς άλλους σκοπούς.

- ισοζύγιο θερμότητας, ανάλυση απωλειών: προσομοίωση ισοζυγίων θερμότητας και αναλύσεις απωλειών για την αξιολόγηση των κινητήρων (δυνατότητα ανάπτυξης, βελτιστοποίηση, σχεδιασμός συστήματος ψύξης)
- Σχεδιασμός ομάδων υπερσυμπίεσης καυσαερίων: προσομοίωση της διαθέσιμης παροχής ενέργειας για υπερφόρτιση (ροή μάζας καυσαερίων και θερμοκρασία) και η απαίτηση πίεσης υπερπλήρωσης και ο ρυθμός ροής αέρα [1-57]
- βελτιστοποίηση της ανύψωσης βαλβίδων και του χρονισμού του γρναζιού βαλβίδας: προσομοίωση της ανταλλαγής αερίου με στόχο χαμηλές απώλειες ανταλλαγής αερίων και μεγάλες ογκομετρικές αποδόσεις
- Προσομοίωση πεδίου θερμοκρασίας: προσομοίωση της θερμικής ισορροπίας και του θερμικού φορτίου των κινητήρων (μεταβλητές εισόδου για την προσομοίωση των πεδίων θερμοκρασίας στον κύλινδρο, την επένδυση κυλίνδρου, το έμβολο και τις βαλβίδες) (βλ. Ενότητα 7.1)
- Καμπύλες πίεσης αερίου για περαιτέρω μελέτες: προσομοίωση των καμπυλών πίεσης αερίου ως μεταβλητές εισόδου για περαιτέρω μελέτες, όπως προσομοίωση αντοχής, ανάλυση στρεπτικών κραδασμών, προσομοίωση κίνησης δακτυλίου εμβόλου
- υγρή διάβρωση: ανάλυση του κινδύνου υγρής διάβρωσης (υποεκτίμηση της θερμοκρασίας του σημείου δρόσου των καυσαερίων)
- εκπομπές οξειδίου του αζώτου: εφαρμογή ενός μοντέλου καύσης (π.χ. μοντέλο δύο ζωνών) για την ανάλυση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου [1-24-1-27]
- συνθήκες περιβάλλοντος: προσδιορισμός των τιμών λειτουργίας των κινητήρων όταν αλλάζουν οι συνθήκες περιβάλλοντος (πίεση και θερμοκρασία).
- Έλεγχος αληθοφάνειας: έλεγχος αληθοφάνειας μετρούμενων τιμών ή υποθέσεων για ανάλυση ζημιών
- μεταφορά πειραματικών μονοκύλινδρων αποτελεσμάτων σε πολυκύλινδρους κινητήρες: μετατροπή των τιμών λειτουργίας που μετρώνται σε πειραματικό μονοκύλινδρο κινητήρα σε συνθήκες για πολυκύλινδρους κινητήρες.

1.3.4 Μελλοντικές Μελέτες/Εργασία στον Πεδίο της Προσομοίωσης Διαδικασιών Κινητήρα

Η προσομοίωση διαδικασίας κινητήρα είναι ένα όργανο κατάλληλο για σχετικές δηλώσεις (π.χ. μελέτες παραμέτρων). Οι απαιτήσεις για ακρίβεια υπομοντέλου δεν είναι τόσο μεγάλες. Οι απόλυτες δηλώσεις (π.χ. σχεδιασμός υπερσυμπιεστών ή συστημάτων ψύξης, συγκρίσεις διαφορετικών κινητήρων) απαιτούν πολύ πιο ακριβή υπομοντέλα. Ως εκ τούτου, καταβάλλονται πολλές και ποικίλες προσπάθειες για περαιτέρω βελτίωση των μοντέλων.

Όταν οι μέγιστες πιέσεις καύσης είναι ανυψωμένες πάνω από 200 bar, το φορτίο του κυλίνδρου μπορεί να μην θεωρείται πλέον ιδανικό αέριο και οι πραγματικές ιδιότητες αερίου των εμπλεκόμενων εξαρτημάτων πρέπει να ληφθούν υπόψη στο [1-29]. Τα τρέχοντα μοντέλα μεταφοράς θερμότητας υπολογίζουν τις απώλειες θερμότητας τοίχου στην περιοχή μερικού φορτίου πολύ μικρές. Επιπλέον, επιτρέπουν μόνο απώλειες θερμότητας που ακτινοβολούνται από σωματίδια αιθάλης κατά την καύση με ακρίβεια ή καθόλου. Κατά συνέπεια, οι υπολογισμένες απώλειες είναι πολύ μικρές, ειδικά όταν η καύση είναι κακή. Η ανάλυση καμπύλης πίεσης αποδίδει φαινομενικές απώλειες ενέργειας στη φάση συμπίεσης, οι οποίες μπορεί να οφείλονται σε ανακρίβειες στην εξάρτηση της γωνίας στροφάλου στα μοντέλα θερμότητας τοιχώματος που χρησιμοποιούνται. Νέα μοντέλα μεταφοράς θερμότητας μπορούν να βρεθούν στο [1-58-1-63].

Η προσομοίωση της ροής φορτίου μπορεί να βελτιωθεί με την εφαρμογή υπολογιστικά πολύ εντατικών προσομοιώσεων τρισδιάστατων πεδίων ροής. Τέτοιες προσομοιώσεις επιτρέπουν τη βελτιστοποίηση των

συνθηκών ροής για παράδειγμα στις κυλινδροκεφαλές. Οι προσομοιώσεις πεδίου ροής μπορούν επίσης να εφαρμοστούν για την ανάλυση του σχηματισμού μείγματος και εν μέρει για την ήδη προσομοίωση του κύκλου καύσης [1-26, 1-27]. Γίνονται εργασίες για την προσομοίωση του χαρακτηριστικού καύσης απευθείας από τα δεδομένα έγχυσης [1-64, 1-65, 1-37, 1-38, 1-24, 1-66, 1-67]. Από την άλλη πλευρά, τα μοντέλα του ρυθμού απελευθέρωσης θερμότητας και της μετατροπής της στον χάρτη πρέπει να βελτιωθούν [1-68] προκειμένου να είναι δυνατή η περιγραφή της καύσης με καλύτερη ακρίβεια κατά την προσομοίωση των εκπομπών οξειδίων του αζώτου [1-24]. Άλλες μελέτες που πραγματοποιούνται επίσης για τη μετατροπή της μέσης αποτελεσματικής πίεσης τριβής στον χάρτη στοχεύουν στον προσδιορισμό της συμβολής των μεμονωμένων συγκροτημάτων στις συνολικές απώλειες τριβής [1-48].

Βιβλιογραφία

- 1-1 DRPNr. 67207: Arbeitsverfahren und Ausführungsart für Verbrennungskraftmaschinen. To: R. Diesel as of February 28, 1892
- 1-2 Diesel, R.: Die Entstehung des Dieselmotors. Berlin/ Heidelberg/New York: Springer (1913)
- 1-3 Diesel, R.: Theorie und Konstruktion eines rationellen Wärmemotors zum Ersatz der Dampfmaschinen und der heute bekannten Verbrennungsmotoren. Berlin/Heidelberg/New York: Springer (1893), Reprint: Düsseldorf: VDI-Verlag (1986)
- 1-4 Sass, F.: Geschichte des deutschen Verbrennungsmotorenbaus von 1860–1918. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer (1962)
- 1-5 Reuss, H.-J.: Hundert Jahre Dieselmotor. Stuttgart: Franckh-Kosmos (1993)
- 1-6 Adolf, P.: Die Entwicklung des Kohlenstaubmotors in Deutschland. Diss. TU Berlin (D83) (1992)
- 1-7 Knie, A.: Diesel – Karriere einer Technik: Genese und Formierungsprozesse im Motorenbau. Berlin: Bohn (1991)
- 1-8 Heinisch, R.: Leichter, komfortabler, produktiver – die technologische Renaissance der Bahn. Mobil 1 (1994) 3. Also: Heinrich, J.: Flinker Cargo Sprinter hilft der Deutschen Bahn. VDI nachr. (1996) 41, pp. 89 ff.
- 1-9 Diesel, E.: Die Geschichte des Diesel-Personenwagens. Stuttgart: Reclam (1955)
- 1-10 Diesel, E.: Diesel. Der Mensch, das Werk, das Schicksal. Stuttgart: Reclam (1953)
- 1-11 Boie, W.: Vom Brennstoff zum Rauchgas. Leipzig: Teubner (1957)
- 1-12 Schmidt, E.: Einführung in die technische Thermodynamik. 10th Ed. Berlin/Heidelberg/New York: Springer (1963)
- 1-13 Pflaum, W.: I, S-Diagramme für Verbrennungsgase, 2nd Ed. Part I and II. Düsseldorf: VDI-Verlag (1960, 1974)
- 1-14 DIN ISO 3046/1: Reciprocating internal combustion engines – Performance – Part 1: Declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods
- 1-15 Technical Review Wärtsilä RT-flex 96C / Wärtsilä RTA 96C. Wärtsilä Corporation publication (2006)
- 1-16 Steinparzer, F.; Kratochwill, H.; Mattes, T.; Steinmayr, T.: Der neue Sechszylinder-Dieselmotor von BMW mit zweistufiger Abgasurboaufladung – Spitzenstellung bezüglich effizienter Dynamik im Dieselsegment. Proceedings of the 15th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2006, pp. 1281–1301
- 1-17 Groth, K.; Syassen, O.: Dieselmotoren der letzten 50 Jahre im Spiegel der MTZ – Höhepunkte und Besonderheiten der Entwicklung. MTZ 50 (1989) pp. 301–312

- 1-18 Woschni, G.: Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor- Kreisprozessen. MTZ 26 (1965) 11, pp. 439–446
- 1-19 Woschni, G.: CIMAC Working Group Supercharging: Programmiertes Berechnungsverfahren zur Bestimmung der Prozessdaten aufgeladener Vierund Zweitakt Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen. TU Braunschweig. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV) Frankfurt (1974)
- 1-20 Albers, W.: Beitrag zur Optimierung eines direkteinspritzenden Dieselmotors durch Variation von Verdichtungsverhältnis und Ladedruck. Diss. Universität Hannover (1983)
- 1-21 Schorn, N.: Beitrag zur rechnerischen Untersuchung des Instationärverhaltens abgasturboaufgeladener Fahrzeugdieselmotoren. Diss. RWTH Aachen (1986)
- 1-22 Zellbeck, H.: Rechnerische Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens aufgeladener Dieselmotoren. Diss. TU München (1981)
- 1-23 Friedrich, I.; Pucher, H.; Roesler, C.: Echtzeit-DVA – Grundlage der Regelung künftiger Verbrennungsmotoren. MTZ-Konferenz-Motor Der Antrieb von Morgen. Wiesbaden: GWV Fachverlage 2006, pp. 215–223
- 1-24 Hohlbaum, B.: Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickstoffoxid-Bildung schnelllaufender Hochleistungsdieselmotoren. Diss. Universität Karlsruhe (TH) (1992)
- 1-25 Krassnig, G.: Die Berechnung der Stickoxidbildung im Dieselmotor. Habilitation TU Graz (1976)
- 1-26 Merker, G.; Schwarz, C.; Stiesch, G.; Otto, F.: Verbrennungsmotoren: Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. Wiesbaden: Teubner-Verlag (2004)
- 1-27 Pischinger, R.; Krell, M.; Sams, T.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine – Der Fahrzeugantrieb. Wien: Springer (2002)
- 1-28 Justi, E.: Spezifische Wärme, Enthalpie, Entropie und Dissoziation technischer Gase. Berlin: Springer (1938)
- 1-29 Zacharias, F.: Analytische Darstellung der thermodynamischen Eigenschaften von Verbrennungsgasen. Diss. Berlin (1966)
- 1-30 Heywood, J.B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. New York: McGraw-Hill Book Company (1988)
- 1-31 NIST/JANAF: Thermochemical Tables Database. Version 1.0 (1993)
- 1-32 Pflaum, W.: Mollier-(I, S-)Diagramme für Verbrennungsgase, Teil II. Düsseldorf: VDI-Verlag (1974)
- 1-33 Zurmühl, R.: Praktische Mathematik für Ingenieure und Physiker. Berlin/Heidelberg/New York: Springer (1984)
- 1-34 Woschni, G.: Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. MTZ 31 (1970) 12, pp. 491–499
- 1-35 Pflaum, W.; Mollenhauer, K.: Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine. Vienna: Springer (1977)
- 1-36 Frank, W.: Beschreibung von Einlasskanaldrallströmungen für 4-Takt-Hubkolbenmotoren auf Grundlage stationärer Durchströmversuche. Diss. RWTH Aachen (1985)
- 1-37 Constien, M.; Woschni, G.: Vorausberechnung des Brennverlaufs aus dem Einspritzverlauf für einen direkteinspritzenden Dieselmotor. MTZ 53 (1992) 7/8, pp. 340–346
- 1-38 Flenker, H.; Woschni, G.: Vergleich berechneter und gemessener Betriebsergebnisse aufgeladener Viertakt- Dieselmotoren. MTZ 40 (1979) 1, pp. 37–40
- 1-39 Hohenberg, G.; Möllers, M.: Zylinderdruckindizierung I. Abschlussbericht Vorhaben No. 362. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (1986)

- 1-40 Nitzschke, E.; Köhler, D.; Schmidt, C.: Zylinderdruckindizierung II. Abschlussbericht Vorhaben Nr. 392.
Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen(1989)
- 1-41 Thiemann, W.: Verfahren zur genauen Zylinderdruckmessung an Verbrennungsmotoren. Part 1: MTZ 50 (1989), Vol. 2, pp. 81–88; Part 2: MTZ 50 (1989) 3, pp. 129–134
- 1-42 Vibe, I.I.: Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. Berlin: VEB Verlag Technik (1970)
- 1-43 Woschni, G.; Anisits, F.: Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs mittelschnellaufender Dieselmotoren bei geänderten Randbedingungen. MTZ 34 (1973) 4, pp. 106–115
- 1-44 Hardenberg, H.; Wagner, W.: Der Zündverzug in direkteinspritzenden Dieselmotoren. MTZ 32 (1971) 7, pp. 240–248
- 1-45 Sitkei, G.: Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer (1964)
- 1-46 Wolfer, H.: Der Zündverzug im Dieselmotor. VDI Forschungsarbeiten 392. Berlin: VDI Verlag GmbH (1938)
- 1-47 Oberg, H.J.: Die Darstellung des Brennverlaufs eines schnellaufenden Dieselmotors durch zwei überlagerte Vibe-Funktionen. Diss. TU Braunschweig (1976)
- 1-48 Schwarzmeier, M.: Der Einfluss des Arbeitsprozessverlaufs auf den Reibmitteldruck. Diss. TU München(1992)
- 1-49 Thiele, E.: Ermittlung der Reibungsverluste in Verbrennungsmotoren. MTZ 43 (1982) 6, pp. 253–258
- 1-50 Seifert, H.: Erfahrungen mit einem mathematischen Modell zur Simulation von Arbeitsverfahren in Verbrennungsmotoren. Part 1: MTZ 39 (1978) 7/8, pp. 321–325; Part 2: MTZ 39 (1978) 12, pp. 567–572
- 1-51 Seifert, H.: 20 Jahre erfolgreiche Entwicklung des Programmsystems PROMO. MTZ 51 (1990) 11, pp. 478–488
- 1-52 Simulation program GT-Power: www.gtisoft.com
- 1-53 Simulation program Boost: www.avl.com
- 1-54 Seifert, H.: Instationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen. Berlin/Heidelberg/New York: Springer (1962)
- 1-55 Hiereth, H.; Prenninger, P.: Aufladung der Verbrennungskraftmaschine– Der Fahrzeugantrieb. Vienna: Springer (2003)
- 1-56 Zinner, K.: Aufladung von Verbrennungsmotoren. Berlin/Heidelberg/New York: Springer (1985)
- 1-57 Golloch, R.: Downsizing bei Verbrennungsmotoren. Berlin/Heidelberg/New York: Springer 2005
- 1-58 Bargende, M.: Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren. Diss. TH Darmstadt(1991)
- 1-59 Boulouchos, K.; Eberle, M.; Ineichen, B.; Klukowski, C.: New Insights into the Mechanism of In Cylinder Heat Transfer in Diesel Engines. SAE Congress February 27– March 3, (1989)
- 1-60 Huber, K.: Der Wärmeübergang schnellaufender, direkteinspritzender Dieselmotoren. Diss. TU München (1990)
- 1-61 Kleinschmidt, W.: Entwicklung einer Wärmeübergangsformel für schnellaufende Dieselmotoren mit direkter Einspritzung. Zwischenbericht zum DFG Vorhaben K1 600/1 1 (1991)
- 1-62 Kolesa, K.: Einfluss hoher Wandtemperaturen auf das Betriebsverhalten und insbesondere auf den Wärmeübergang direkteinspritzender Dieselmotoren. Diss. TU München (1987)
- 1-63 Vogel, C.; Woschni, G.; Zeilinger, K.: Einfluss von Wandablagerungen auf den Wärmeübergang im Verbrennungsmotor. MTZ 55 (1994) 4, pp. 244–247
- 1-64 Barba, C.; Burckhardt, C.; Boulouchos, K.; Bargende, M.: Empirisches Modell zur Vorausberechnung des Brennverlaufs bei Common-Rail-Dieselmotoren. MTZ 60 (1999) 4, pp. 262–270

- 1-65 Chemla, F.; Orthaber, G.; Schuster, W.: Die Vorausberechnung des Brennverlaufs von direkteinspritzenden Dieselmotoren auf der Basis des Einspritzverlaufs. MTZ 59 (1998) 7/8
- 1-66 Witt, A.: Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten. Diss. TU Graz (1999)
- 1-67 De Neef, A.T.: Untersuchung der Voreinspritzung am schnelllaufenden direkteinspritzenden Dieselmotor. Diss. ETH Zürich (1987)
- 1-68 Schreiner, K.: Untersuchungen zum Ersatzbrennverlauf und Wärmeübergang bei schnelllaufenden Hochleistungsdieselmotoren. MTZ 54 (1993) 11, pp.554–563

2. Ανταλλαγή φυσικού αερίου και υπερφόρτιση

2.1 Γενικά

Ξεκινώντας από το τέλος της διαδρομής διαστολής, η φάση ανταλλαγής αερίων εκτελεί βασικά δύο λειτουργίες, και συγκεκριμένα:

- αντικατάσταση της χρησιμοποιημένης γόμωσης κυλίνδρου (εξάτμισης) με φρέσκο αέριο (αέρας σε κινητήρα ντίζελ), βασική προϋπόθεση για έναν κινητήρα εσωτερικής καύσης και
- διαχέοντας τη θερμότητα όπως απαιτείται για την ολοκλήρωση του θερμοδυναμικού κύκλου.

Η ανταλλαγή αερίων μπορεί να γίνει με βάση τον τετράχρονο ή τον δίχρονο κύκλο. Ανεξάρτητα από αυτό, το αποτέλεσμα της ανταλλαγής αερίου μπορεί να χαρακτηριστεί και να αξιολογηθεί από μια σειρά αδιάστατων παραμέτρων, οι οποίες ορίζονται πρώτα:

m_Z συνολική μάζα του αερίου εργασίας στον κύλινδρο στο τέλος της ανταλλαγής αερίου,

m_L συνολική μάζα αέρα που έχει εισρεύσει στο κύλινδρο μέσω του στοιχείου εισαγωγής,

m_{LZ} μάζα φρέσκου αέρα στον κύλινδρο στο τέλος της ανταλλαγής αερίων,

m_{RG} μάζα υπολειπόμενων καυσαερίων στον κύλινδρο στο τέλος της ανταλλαγής αερίων,

ρ_L πυκνότητα του αέρα πριν από τα στοιχεία εισαγωγής m_L Θεωρητική μάζα αέρα.

Η θεωρητική μάζα αέρα

$$m_{Ltheor} = \rho_L \cdot V_b \quad (2-1)$$

αντιστοιχεί στη μάζα του αέρα με την πυκνότητα ρ_L που εισάγεται στον κύλινδρο για να γεμίσει ακριβώς τη μετατόπιση του κυλίνδρου V_h .

Η απόδοση του αέρα

$$\lambda_a = \frac{m_L}{m_{Ltheor}} \quad (2-2)$$

είναι ένα μέτρο της συνολικής ποσότητας αέρα σε σχέση με τη θεωρητική μάζα αέρα που ρέει στον κύλινδρο κατά την ανταλλαγή αερίων. Για ένα σημείο λειτουργίας κινητήρα σε σταθερή κατάσταση, αντιστοιχεί στον μετρούμενο ρυθμό ροής αέρα.

Η ογκομετρική απόδοση

$$\lambda_l = \frac{m_{LZ}}{m_{Ltheor}} \quad (2-3)$$

καθορίζει την ποσότητα της μάζας αέρα εισροής που παραμένει στον κύλινδρο σε σχέση με τη θεωρητική μάζα αέρα.

Συνεπώς, το ποσοστό διατήρησης ορίζεται ως:

$$\lambda_Z = \frac{m_{LZ}}{m_L} = \frac{\lambda_l}{\lambda_a} \quad (2-4)$$

Η ενίσχυση της απόδοσης και η αποτελεσματικότητα καθαρισμού παίζουν επίσης ρόλο, ειδικά για τους δίχρονους κινητήρες.

Η ενίσχυση της αποτελεσματικότητας

$$\lambda_t = \frac{m_Z}{m_{Ltheor}} \quad (2-5)$$

καθορίζει την ποσότητα της μάζας αερίου εργασίας που βρίσκεται στον κύλινδρο στο τέλος της ανταλλαγής αερίων σε σχέση με τη θεωρητική μάζα του αέρα. Η αναλογία της μάζας αερίου εργασίας m_Z που αποτελείται από φρέσκο αέρα m_{LZ} εκφράζεται από την απόδοση καθαρισμού:

$$\lambda_s = \frac{m_{LZ}}{m_Z} \quad (2-6)$$

Τα ακόλουθα ισχύουν για το υπολειπόμενο αέριο m_{RG} , δηλαδή το υπολειπόμενο αέριο εργασίας από τον προηγούμενο κύκλο καύσης που παραμένει στον κύλινδρο:

$$m_{RG} = m_Z - m_{LZ} \quad (2-7)$$

2.2 Κύκλος Τετράχρονος

2.2.1 Στοιχεία ελέγχου

Η ανταλλαγή αερίων σε τετράχρονους κινητήρες με παλινδρομικά έμβολα ελέγχεται πλέον σχεδόν αποκλειστικά από βαλβίδες. Αν και παλαιότερα χρησιμοποιήθηκε σε βενζινοκινητήρες οχημάτων, ο έλεγχος βαλβίδας ολίσθησης [2-1] απέτυχε να εδραιωθεί ακόμη και σε βενζινοκινητήρες λόγω προβλημάτων στεγανοποίησης που προκύπτουν από το μεταβλητό διάκενο κρούου και ζεστού καθώς και από τη θερμική παραμόρφωση. Είναι εντελώς ανέφικτο για κινητήρες ντίζελ, ιδιαίτερα επειδή έχουν υψηλότερες πιέσεις στον κύλινδρο. Καθολικά διαδεδομένο σήμερα, ένα σχήμα βαλβίδας με κωνική έδρα (Εικ. 18-31) σφραγίζει τέλεια έναν θάλαμο κυλίνδρου έναντι των μέγιστων πιέσεων εντός του κυλίνδρου, επειδή η αυξημένη εσωτερική πίεση προκαλεί επίσης άμεσα αυξημένη πίεση επαφής και επομένως ένα αποτέλεσμα στεγανοποίησης στην έδρα της βαλβίδας.

Η ανύψωση που παράγεται από το έκκεντρο σε μηχανισμούς κίνησης βαλβίδων που ενεργοποιούνται με έκκεντρο, οι οποίοι εξακολουθούν να χρησιμοποιούνται κυρίως, μεταδίδεται στη βαλβίδα

- με ωστήρα, ράβδο ώθησης και βραχίονα παλινδρόμησης στους κάτω εκκεντροφόρους άξονες,
- με ένα βραχίονα ή έναν οπίσθιο έκκεντρο ή με ένα ωστήριο κάδου σε εκκεντροφόρους άξονες πάνω και η βαλβίδα ανυψώνεται ενάντια στη δύναμη του ελατηρίου της βαλβίδας.

Δεδομένου ότι έχουν μονοκύλινδρες κεφαλές, οι μεγάλοι κινητήρες ντίζελ μέχρι και τους κινητήρες επαγγελματικών οχημάτων είναι εξοπλισμένοι με εκκεντροφόρους κάτω από την κεφαλή. Οι κινητήρες ντίζελ αυτοκινήτων (κυλινδροκεφαλές μπλοκ) έχουν κυρίως εκκεντροφόρους άξονες, επειδή αυτό μπορεί να μειώσει τις μετακινούμενες μάζες του γραναζιού βαλβίδων.

2.2.2 Καμπύλες ανύψωσης βαλβίδας και χρονισμός

Θεωρητικά, ένας τετράχρονος κινητήρας απαιτεί μια ολόκληρη περιστροφή του στροφαλοφόρου άξονα για την ανταλλαγή αερίων. Σύμφωνα με την υπόθεση της θεωρητικής διαδικασίας του κινητήρα, τα στοιχεία ανταλλαγής αερίων (βαλβίδες) πρέπει να ανοίγουν και να κλείνουν ακριβώς στα νεκρά τους κέντρα και να έχουν ένα ορθογώνιο χαρακτηριστικό ανύψωσης (Εικ. 2-1).

Ωστόσο, οι βαλβίδες σε έναν πραγματικό κινητήρα μπορούν να ανοίγουν και να κλείνουν σταδιακά μόνο λόγω των επιταχύνσεων στο γρανάζι βαλβίδων. Δεδομένου ότι όχι μόνο οι μάζες μετάδοσης της βαλβίδας αλλά και κάθε μία από τις στήλες αερίου που ρέουν μέσα και έξω στον κύλινδρο πρέπει πρώτα να επιταχυνθούν και η ροή αρχικά σταματά όταν ένα έμβολο αντιστρέφεται, ο χρόνος ανοίγματος ρυθμίζεται πριν και ο χρόνος κλεισίματος μετά την αντίστοιχη νεκρό σημείο. Αναλυτικά, αυτός ο λεγόμενος χρονισμός ορίζεται ως εξής:

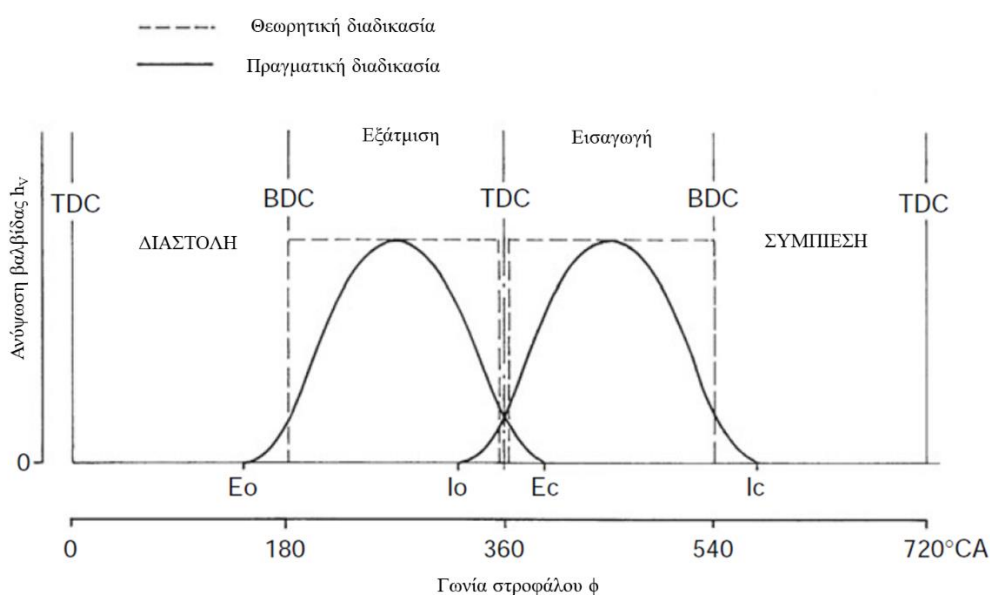
Άνοιγμα εξάτμισης (ΕΟ)

Όταν ανοίγει η βαλβίδα εξαγωγής, υπάρχει συνήθως ένας λόγος υπερκρίσιμης πίεσης μεταξύ της πίεσης στον κύλινδρο και της πίεσης στη γραμμή εξάτμισης. Επομένως, η εξάτμιση αρχικά ρέει προς τα έξω μέσω της στενότερης διατομής (στην έδρα της βαλβίδας) με ηχητική ταχύτητα. Ως αποτέλεσμα, η πίεση στον κύλινδρο μειώνεται σχετικά γρήγορα. Έτσι, το έργο εξώθησης που πρέπει να εφαρμόσει το έμβολο κατά την επακόλουθη ανοδική διαδρομή του δεν είναι πολύ μεγάλο. Ωστόσο, ο πολύ προχωρημένος χρονισμός ΕΟ για την ελαχιστοποίηση αυτού του έργου εκτόξευσης θα μείωνε αναλόγως το έργο της διαστολής που μπορεί να μεταφερθεί στο έμβολο από το αέριο εργασίας κατά τη διάρκεια της διαδρομής διαστολής.

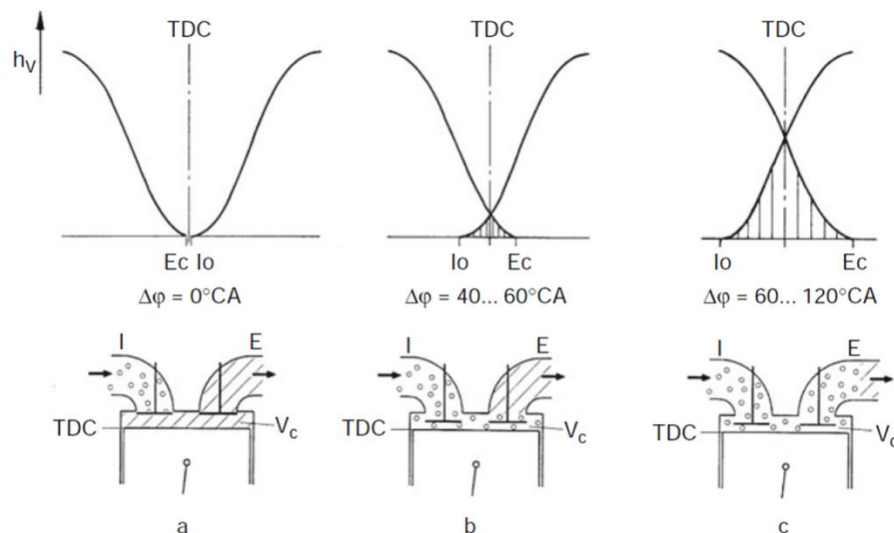
Επομένως, το ΕΟ ρυθμίζεται βέλτιστα όταν οι συνολικές απώλειες ισχύος (απώλεια εργασίας εκτόνωσης και έργο εξώθησης) φτάσουν στο ελάχιστο ή το υποδεικνυόμενο έργο φτάσει στο μέγιστο. Αυτό το βέλτιστο είναι σχετικά «επίπεδο» και ορίζεται στην περιοχή 40–60° CA πριν από το BDC.

Επικάλυψη βαλβίδας

Δεδομένου ότι η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει μόνο μετά τη βαλβίδα εισαγωγής αλλά ήδη πριν από το άνω νεκρό σημείο (TDC στην Εικ. 2-1), προκύπτει η λεγόμενη επικάλυψη βαλβίδων.



Εικόνα 2-1 Καμπύλες ανύψωσης βαλβίδας τετράχρονου κινητήρα



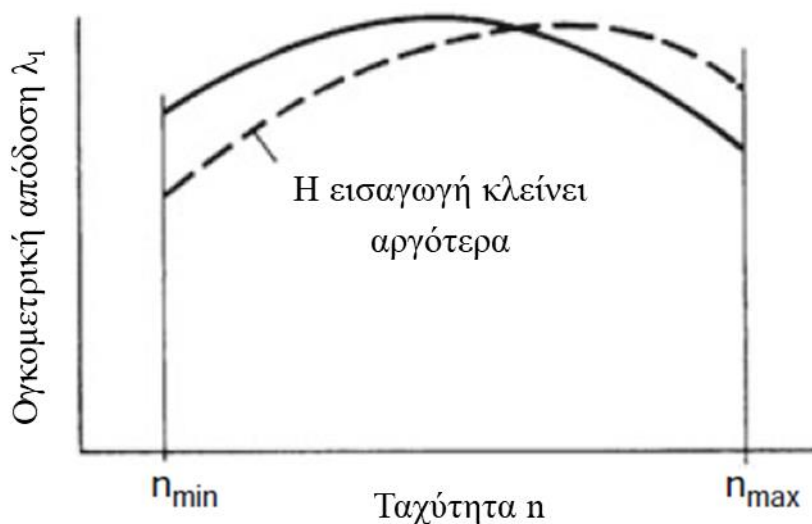
Εικόνα 2-2 Επίδραση της επικάλυψης βαλβίδας $\Delta\phi$ στη σάρωση των υπολειμματικών καυσαερίων

Χωρίς καμία επικάλυψη βαλβίδας, θα εμφανιζόταν η περίπτωση που παρουσιάζεται σχηματικά στο Σχ. 2-2α. Εάν η βαλβίδα εξαγωγής ήταν κλειστή στο TDC, ο όγκος συμπίεσης V_c θα ήταν ακόμα γεμάτος με καυσαέρια, τα οποία θα εμφανίζονταν στον επόμενο κύκλο καύσης ως υπολειμματικά καυσαέρια. Κοντά στο πάνω νεκρό σημείο, το έμβολο κινείται με πολύ χαμηλή ταχύτητα. Έτσι, πρακτικά δεν είναι σε θέση να ασκήσει οποιαδήποτε επίδραση αποβολής ή πρόσληψης στο λειτουργικό υγρό κατά τη διάρκεια αυτής της φάσης. Εάν, ωστόσο, η βαλβίδα εισαγωγής έχει ήδη ανοίξει πριν από το άνω νεκρό σημείο και η βαλβίδα εξαγωγής παραμένει επίσης ανοιχτή πέρα από το άνω νεκρό σημείο, η στήλη διασποράς της εξάτμισης ασκεί επίδραση αναρρόφησης στον κύλινδρο και στη συνδεδεμένη θύρα εισαγωγής, προκαλώντας τη ροή φρέσκου αερίου (αέρα) στον κύλινδρο και τα υπολειμματικά καυσαέρια που πρόκειται να καθαριστούν (Εικ. 2-2β). Μόνο επικάλυψη βαλβίδων έως περίπου 40–60° CA μπορεί να εφαρμοστεί σε κινητήρα ατμοσφαιρικής αναπνοής. Ωστόσο, αυτό αρκεί για να καθαρίσει σε μεγάλο βαθμό τα υπολειμματικά καυσαέρια. Εάν είχε επιλεγεί σημαντικά μεγαλύτερο, ουσιαστικά συμμετρικό με το TDC, η εξάτμιση θα ωθείται επίσης στην πολλαπλή εισαγωγής κατά τη διάρκεια της διαδρομής εξόθησης και η εξάτμιση θα αναρροφάται έξω από την πολλαπλή εξαγωγής κατά τη διάρκεια της επόμενης διαδρομής εισαγωγής. Η επικάλυψη βαλβίδων σε κινητήρες ντίζελ υψηλής υπερτροφοδότησης (βλ. Ενότητα 2.2) στους οποίους η μέση πίεση πριν από την εισαγωγή είναι υψηλότερη από τη μέση πίεση στην πολλαπλή εξαγωγής μπορεί να επιλεγεί να είναι σημαντικά μεγαλύτερη (μέχρι 120° CA). Αυτό χρησιμοποιείται για τον καθαρισμό του φρέσκου αέρα μέσω του κυλίνδρου με καθαρισμό των υπολειμματικών καυσαερίων (Εικ. 2-2γ). Από τη μία πλευρά, αυτό ανακουφίζει το θερμικό φορτίο των εξαρτημάτων που βρίσκονται δίπλα στον θάλαμο καύσης. Από την άλλη πλευρά, επιτρέπει τη διατήρηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων πριν από τον στροβιλοσυμπιεστή κάτω από ένα συγκεκριμένο όριο. Αυτό είναι ιδιαίτερα σημαντικό για τη λειτουργία μεγάλων κινητήρων ντίζελ που λειτουργούν με βαρύ μαζούτ (βλ. Ενότητα 3.3).

Κλείσιμο εισαγωγής (IC)

Το κλείσιμο εισαγωγής πρέπει να ρυθμιστεί έτσι ώστε η φόρτιση με φρέσκο αέρα, δηλαδή η ογκομετρική απόδοση Π , να γίνει μέγιστο, καθώς καθορίζει το οδηγούμενο φορτίο κινητήρα για μια συγκεκριμένη αναλογία αέρα/καυσίμου. Έτσι η προδιαγραφή του IC έχει πολύ ιδιαίτερη σημασία. Το IC ρυθμίζεται κανονικά μετά το BDC (βλ. Εικ. 2-1) επειδή η αδράνεια του εισερχόμενου αέρα προκαλεί τη συνέχιση της εισροής στον κύλινδρο όταν το έμβολο πρακτικά δεν ασκεί πλέον καμία επίδραση αναρρόφησης όταν φτάσει στην εγγύτητα του BDC. Εάν το IC έχει ρυθμιστεί πολύ μακριά μετά το BDC, εμφανίζεται μια ανεπιθύμητη ώθηση προς τα πίσω εισροής αέρα στη γραμμή εισαγωγής. Οι τυπικές τιμές είναι $IC = 20\text{--}60^\circ CA$ μετά το BDC. Ακριβώς όπως η ογκομετρική απόδοση, η βέλτιστη τιμή για το IC είναι κατά

κύριο λόγο συνάρτηση των στροφών του κινητήρα. Σε μια σταθερή τιμή για το IC, η ογκομετρική απόδοση ως συνάρτηση της ταχύτητας λαμβάνει μια καμπύλη όπως στο Σχ. 2-3 (συμπαγή γραμμή). Η πτώση αυτής της καμπύλης προς τα αριστερά ή τα δεξιά της κορυφής εξαρτάται κυρίως από το ότι το IC έχει ρυθμιστεί πολύ αργά ή πολύ νωρίς στο αντίστοιχο εύρος στροφών. Εάν, για παράδειγμα, ένας κινητήρας προορίζεται να λειτουργεί κυρίως στο ανώτερο εύρος στροφών στο μέλλον, τότε θα ήταν λογικό να ρυθμίσετε το IC κατάλληλα αργότερα (διακεκομμένη καμπύλη στο Σχ. 2-3).

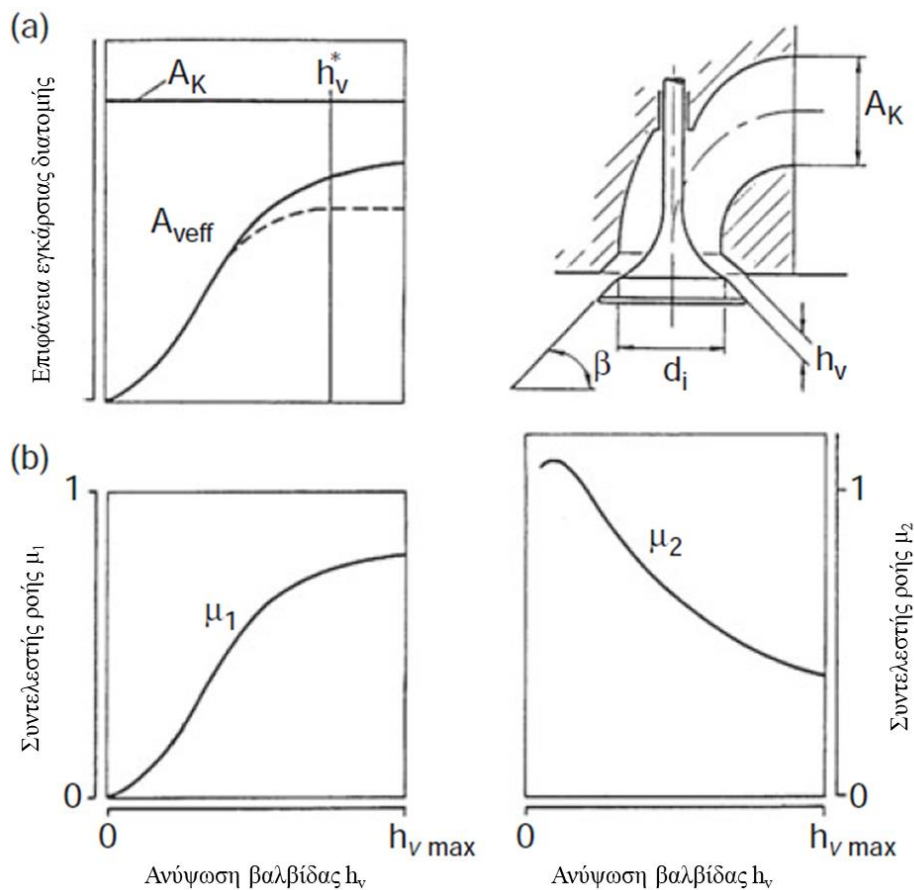


Εικόνα 2-3 Ογκομετρική απόδοση ως συνάρτηση της ταχύτητας

2.2.3 Διατομή βαλβίδας και συντελεστής ροής

Όταν η βαλβίδα και το στόμιο της βαλβίδας σχεδιάζονται να είναι ακίνητα, η μάζα αερίου που ρέει κατά τη διάρκεια του ανοίγματος δεν είναι μόνο συνάρτηση του γειτονικού λόγου πίεσης αλλά κυρίως και του χαρακτηριστικού ανύψωσης της βαλβίδας. Αυτό επηρεάζει άμεσα τη διατομή ελεύθερης ροής. Η γεωμετρική διατομή βαλβίδας $A_v(\varphi)$ που ενεργοποιείται από τη βαλβίδα κατά τη διάρκεια μιας συγκεκριμένης ανύψωσης $h_v(\varphi)$ υπολογίζεται με την εσωτερική διάμετρο έδρας βαλβίδας d_i και τη γωνία έδρας βαλβίδας β όπως στο Σχ. 2-4 με βάση:

$$A_v(\varphi) = \pi \cdot h_v(\varphi) \cdot \cos\beta \cdot [d_i + 0,5 \cdot h_v(\varphi) \cdot \sin 2\beta]. \quad (2-8)$$



Εικόνα 2-4 Αποτελεσματική διατομή βαλβίδας $A_{Veff}(\varphi)$ και συντελεστές ροής βαλβίδας

Η αποτελεσματική διατομή βαλβίδας $A_{veff}(\varphi)$ που είναι πράγματι διαθέσιμη για τη ροή κατά τη διάρκεια μιας συγκεκριμένης ανύψωσης βαλβίδας $h_v(\varphi)$ είναι συνήθως μικρότερη από την $A_V(\varphi)$. Αντιστοιχεί στη διατομή που πρέπει να εισαχθεί στην εξίσωση Saint-Venant (Εξ. (2-9)) για να ληφθεί η πραγματική ροή μάζας \dot{m} για δεδομένες τιμές για τη συνολική κατάσταση του αερίου στην πλευρά εισροής (p_{01} , T_{01}) και η στατική πίεση p_2 στην πλευρά εκροής

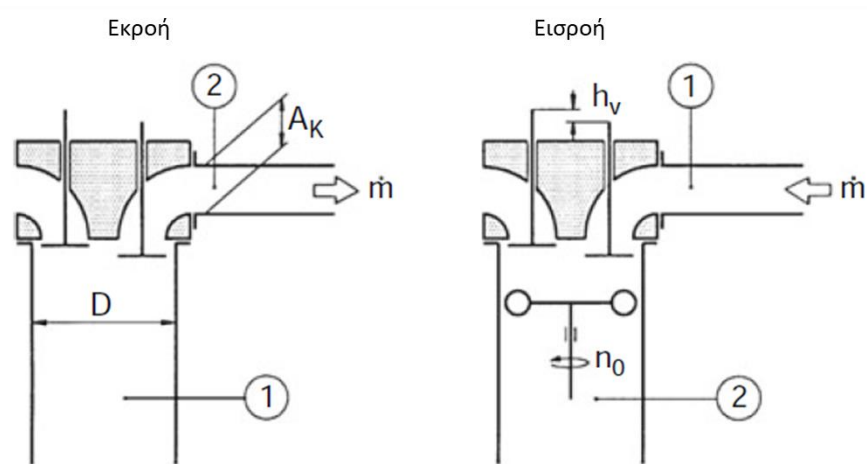
$$A_{veff} = \frac{m \sqrt{R \cdot T_{01}}}{p_{01} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \quad (2-9)$$

Για τον πειραματικό προσδιορισμό του $A_{veff}(\varphi)$ σε σταθερό πάγκο δοκιμής ροής όπως στο Σχ. 2-5, η υπό δοκιμή κεφαλή κυλίνδρου τοποθετείται σε σωλήνα με εσωτερική διάμετρο ίση με την οπή D του κυλίνδρου και σωλήνα με ισοδύναμη εσωτερική διατομή σε μια συνέχεια της διατομής της θύρας βαλβίδας A_K συνδέεται με το άκρο της εξωτερικής θύρας της υπό δοκιμή βαλβίδας.

Η ενεργή διατομή A_{veff} της θύρας βαλβίδας μπορεί στη συνέχεια να προσδιοριστεί και για τις δύο πιθανές κατευθύνσεις ροής ως συνάρτηση της ανύψωσης της βαλβίδας. Για το σκοπό αυτό, καθένα από τα ακόλουθα πρέπει να μετρηθεί για διακριτές ανυψώσεις βαλβίδων σε ολόκληρο το εύρος ανύψωσης βαλβίδων:

- συνολική κατάσταση στη θέση 1 (p_{01} , T_{01}),
- στατική πίεση στη θέση 2 (p_2) και

– ροή μάζας \dot{m} .



Εικόνα 2-5 Μέτρηση των συντελεστών ροής της βαλβίδας και του αριθμού στροβιλισμού σε μια δοκιμή ροής σε σταθερή κατάσταση

Εξ ορισμού, όλες οι απώλειες ροής που συμβαίνουν μεταξύ των σημείων ελέγχου 1 και 2 ενσωματώνονται στο $A_{V\text{eff}}$. Ως εκ τούτου, κατά κανόνα, το $A_{V\text{eff}}$ θα είναι πάντα μικρότερο από τη σχετική γεωμετρική διατομή θύρας A_K (Εικ. 2-4α). Τέτοιες σταθερές μετρήσεις ροής παρέχουν τις οριακές συνθήκες που σχετίζονται με την προσομοίωση διαδικασίας κινητήρα (βλ. Ενότητα 1.3) καθώς και άμεσες πληροφορίες για την αεροδυναμική ποιότητα μιας δεδομένης σχεδίασης βαλβίδας και θυρίδας βαλβίδας. Όταν το χαρακτηριστικό $A_{V\text{eff}}$, μια διακεκομμένη γραμμή στο Σχ. 2-4α, προχωρά οριζόντια πριν επιτευχθεί η μέγιστη ανύψωση της βαλβίδας, έχει επιλεγεί μια υπερβολικά μεγάλη ανύψωση, υπό την προϋπόθεση ότι η ογκομετρική απόδοση είναι ικανοποιητική. Εάν η ογκομετρική απόδοση δεν είναι αρκετά υψηλή, η θύρα της βαλβίδας είναι πολύ στενή για τη μέγιστη ανύψωση της βαλβίδας. Η γεωμετρία της βαλβίδας και της θύρας βαλβίδας και η μέγιστη ανύψωση της βαλβίδας πρέπει να ταιριάζουν έτσι ώστε η στενότερη διατομή ροής να βρίσκεται πάντα στην έδρα της βαλβίδας για όλο το εύρος της ανύψωσης της βαλβίδας.

Στην πράξη, οι ιδιότητες ροής της βαλβίδας συνήθως δεν αντιπροσωπεύονται από την ενεργή διατομή βαλβίδας $A_{V\text{eff}}(h_V)$ αλλά μάλλον από έναν συντελεστή ροής βαλβίδας $\mu(h_V)$, ο οποίος σύμφωνα με

$$\mu(h_V) = \frac{A_{V\text{eff}}(h_V)}{A_{\text{bez}}} \quad (2-10)$$

είναι ίση με την ενεργή διατομή βαλβίδας σε σχέση με μια διατομή αναφοράς A_{bez} . Στην πράξη, δύο εκδόσεις χρησιμοποιούνται κυρίως για τη διατομή αναφοράς:

Έκδοση 1: $A_{\text{bez}} = A_K$

Η διατομή σταθερής θύρας A_K (βλ. Εικ. 2-4) χρησιμοποιείται ως διατομή αναφοράς για την παραγωγή ενός συντελεστή ροής μ_1 που κυμαίνεται από $0 \leq \mu_1 \leq 1$ για ολόκληρο το εύρος ανύψωσης βαλβίδας (Εικ. 2-4β).

Έκδοση 2: $A_{\text{bez}} = A_V(h_V)$

Ο έτσι καθορισμένος συντελεστής ροής $\mu_2(h_V)$ είναι απροσδιόριστος για $h_V = 0$ και μπορεί επίσης να λάβει τιμές μεγαλύτερες από 1 για χαμηλές τιμές h_V (Εικ. 2-4γ).

2.2.4 Στρόβιλος εισαγωγής

Κατά κανόνα, οι κινητήρες ντίζελ υψηλής ταχύτητας άμεσου ψεκασμού εξαρτώνται από τον στροβιλισμό εισαγωγής για ικανοποιητικό σχηματισμό μείγματος και καύση, δηλαδή την περιστροφή του εισερχόμενου αέρα στον κύλινδρο γύρω από τον άξονα του κυλίνδρου που δημιουργείται συνήθως από μια θύρα στροβιλισμού, η οποία συνήθως εντείνεται περαιτέρω από συμπίεση (βλ. επίσης Ενότητα 3.1). Δεδομένου ότι τόσο ένας αδικαιολόγητα ασθενής στροβιλισμός όσο και ένας αδικαιολόγητα έντονος στροβιλισμός μπορεί να είναι επιζήμιοι για ένα δεδομένο σύστημα καύσης, η ένταση του στροβιλισμού πρέπει να προσδιορίζεται αντικειμενικά (αριθμός στροβιλισμού). Για να γίνει αυτό, ένας σταθερός πάγκος δοκιμής ροής (Εικ. 2-5) είναι εξοπλισμένος με ένα ανεμόμετρο πτερυγίων που έχει καθορισμένες διαστάσεις και είναι εγκατεστημένο σε μια καθορισμένη θέση. Για να χαρακτηριστεί ο στροβιλισμός, η ταχύτητα πτερυγίου n_D τοποθετείται σε σχέση με μια προβλεπόμενη ταχύτητα κινητήρα n που λαμβάνεται όταν η μετρούμενη μέση ταχύτητα αξονικής ροής c_a εξισώνεται με τη μέση ταχύτητα εμβόλου c_m , δηλ.

$$c_a = c_m = 2 \cdot n \quad (2-11)$$

και έτσι

$$n = \frac{C_a}{2 \cdot s} \quad (2-12)$$

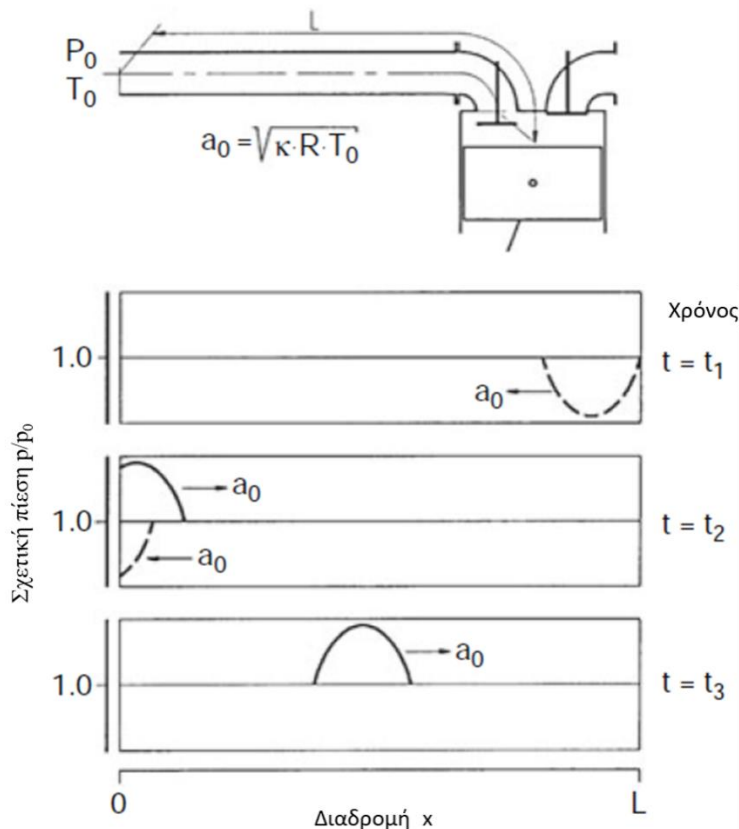
Ο λόγος n_D/n αλλάζει με την ανύψωση της βαλβίδας και πρέπει να υπολογιστεί ο μέσος όρος ως συνάρτησή του όταν αναζητείται ο μέσος στροβιλισμός (αριθμός στροβιλισμού D) που είναι αντιπροσωπευτικός για μια συγκεκριμένη θύρα βαλβίδας [2-2]:

$$D = \left(\frac{n_D}{n} \right)_m = \frac{1}{\pi} \int_{BDC}^{TDC} \frac{n_D}{n} \cdot \left(\frac{C_k}{C_m} \right)^2 d\phi \quad (2-13)$$

Στην εξ. (2-13), το c_k σημαίνει στιγμιαία ταχύτητα εμβόλου που αποδίδεται στη συγκεκριμένη θέση στροφάλου στην ταχύτητα n που υπολογίζεται σύμφωνα με την Εξ. (2-12).

2.2.5 Επιρροή της πολλαπλής εισαγωγής

Μαζί με τη γεωμετρία και την αεροδυναμική μηχανική του σωλήνα εισαγωγής μέσα στην κυλινδροκεφαλή (βαλβίδα και θύρα εισαγωγής), η ογκομετρική απόδοση που ορίζεται στην Εξ. (2-3) εξαρτάται επίσης ιδιαίτερα από τη γεωμετρία της συνδεδεμένης πολλαπλής εισαγωγής. Φανταστείτε έναν τετράχρονο μονοκύλινδρο κινητήρα με έναν λείο σωλήνα συνδεδεμένο στην πλευρά εισαγωγής, όπως απεικονίζεται σχηματικά στο Σχ. 2-6.



Εικόνα 2-6 Διαδρομή κυμάτων στον σωλήνα εισαγωγής με βάση την ακουστική θεωρία

Ο σωλήνας έχει το (επιμήκες) μήκος L και ένα «ανοιχτό άκρο σωλήνα» στο άκρο απέναντι από τον κύλινδρο. Η πίεση p μέσα στο σωλήνα ακριβώς πριν από το ΙΟ είναι ίση με την εξωτερική πίεση p_0 ($p/p_0 = 1$). Όταν ανοίγει η βαλβίδα εισαγωγής, το κενό που προκύπτει από τη διαδρομή εισαγωγής στον κύλινδρο προκαλεί ένα κύμα αναρρόφησης ($p/p_0 < 1$) να εξαπλωθεί από τη βαλβίδα εισαγωγής προς το ανοιχτό άκρο του σωλήνα (t_1). Σύμφωνα με την ακουστική θεωρία στην οποία βασίζεται αυτή η ιδέα, αυτό το κύμα αναρρόφησης κινείται με ηχητική ταχύτητα a_0 , η οποία σύμφωνα με τη σχέση

$$a_0 = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_0} \quad (2-14)$$

εξαρτάται άμεσα από τη θερμοκρασία του αερίου T_0 στον σωλήνα, η οποία θεωρείται σταθερή εδώ. Μετά το χρόνο $t = L/a_0$, το κύμα αναρρόφησης φτάνει στο ανοιχτό άκρο του σωλήνα όπου ανακλάται (t_2) ως κύμα πίεσης ($p > p_0$), το οποίο στη συνέχεια επιστρέφει (t_3) στη βαλβίδα εισαγωγής με την ταχύτητα a_0 . Εάν η βαλβίδα εισαγωγής είναι ακόμα ανοιχτή όταν φτάσει το κύμα πίεσης, τότε αυτό μπορεί να ενισχύσει την ογκομετρική απόδοση. Για το σκοπό αυτό, ολόκληρος ο χρόνος διαδρομής του κύματος $\Delta t = 2L/a_0$ πρέπει να είναι μικρότερος από τη διάρκεια ανοίγματος της βαλβίδας Δt_{IO-IC} . Αυτό επιτρέπει τη διατύπωση της ακόλουθης συνθήκης

$$L \leq \frac{a_0}{720 \cdot n} \cdot \Delta \phi_{IO-IC} \quad (2-15)$$

Σαφώς, στον δεδομένο χρονισμό της βαλβίδας εισαγωγής και συνεπώς στη δεδομένη διάρκεια ανοίγματος της βαλβίδας εισαγωγής $\Delta \phi_{IO-IC}$ σε μια συγκεκριμένη ταχύτητα n , ο σωλήνας εισαγωγής πρέπει να έχει συγκεκριμένο μήκος L για να επιτευχθεί η μέγιστη ογκομετρική απόδοση. Ωστόσο, το αντίστροφο είναι πιο σημαντικό για την πρακτική, δηλ. σε έναν δεδομένο χρονισμό, ένα δεδομένο μήκος

σωλήνα εισαγωγής L παράγει μέγιστη ογκομετρική απόδοση μόνο σε μια συγκεκριμένη ταχύτητα και συνήθως παράγει μόνο σχετικά υψηλές τιμές ογκομετρικής απόδοσης μέσα σε ένα σχετικά στενό εύρος ταχύτητας. Λογικά, η θεμελιώδης επίδραση της πολλαπλής εισαγωγής στην ογκομετρική απόδοση που διευκρινίζεται με το παράδειγμα ενός μονοκύλινδρου κινητήρα μπορεί να μεταφερθεί σε πολυκύλινδρους κινητήρες και να χρησιμοποιηθεί συστηματικά για να ρυθμιστεί η μέγιστη φόρτιση κυλίνδρου για ένα πολύ συγκεκριμένο εύρος στροφών (ρύθμιση πολλαπλής εισαγωγής και μεταβλητό μήκος πολλαπλή εισαγωγής).

2.3 Κύκλος δίχρονος

2.3.1 Διακριτικά χαρακτηριστικά της δίχρονης και της τετράχρονης ανταλλαγής αερίου σε σύγκριση

Ο δίχρονος κύκλος εργασίας αντιστοιχεί σε δύο διαδρομές εμβόλου ή μία περιστροφή στροφαλοφόρου (= 360°CA). Η ανταλλαγή αερίων πρέπει να γίνει στο χρονικό περιβάλλον του νεκρού σημείου του πυθμένα (BDC). Δύο συνέπειες μπορούν να συναχθούν απευθείας από αυτό:

- Εφόσον η ανταλλαγή αερίων ξεκινά ήδη πριν από το BDC και τερματίζεται μόνο μετά το BDC, ένα μέρος της διαδρομής διαστολής και συμπίεσης δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί.
- Η στιγμιαία ταχύτητα εμβόλου είναι τόσο χαμηλή κατά τη διάρκεια ολόκληρης της φάσης ανταλλαγής αερίων που το έμβολο ουσιαστικά δεν μπορεί να ασκήσει καμία επίδραση εισαγωγής ή εξώθησης στο φορτίο του κυλίνδρου. Ως εκ τούτου, η ανταλλαγή αερίων μπορεί να συμβεί μόνο όταν υπάρχει μια θετική κλίση σάρωσης, δηλ. υπερπίεση από την εισαγωγή προς την πλευρά της εξάτμισης, στην οποία οι δίχρονοι κινητήρες πρέπει να είναι εξοπλισμένοι με φουσητήρα καθαρισμού (ή αντλία καθαρισμού) ως θέμα αρχής.

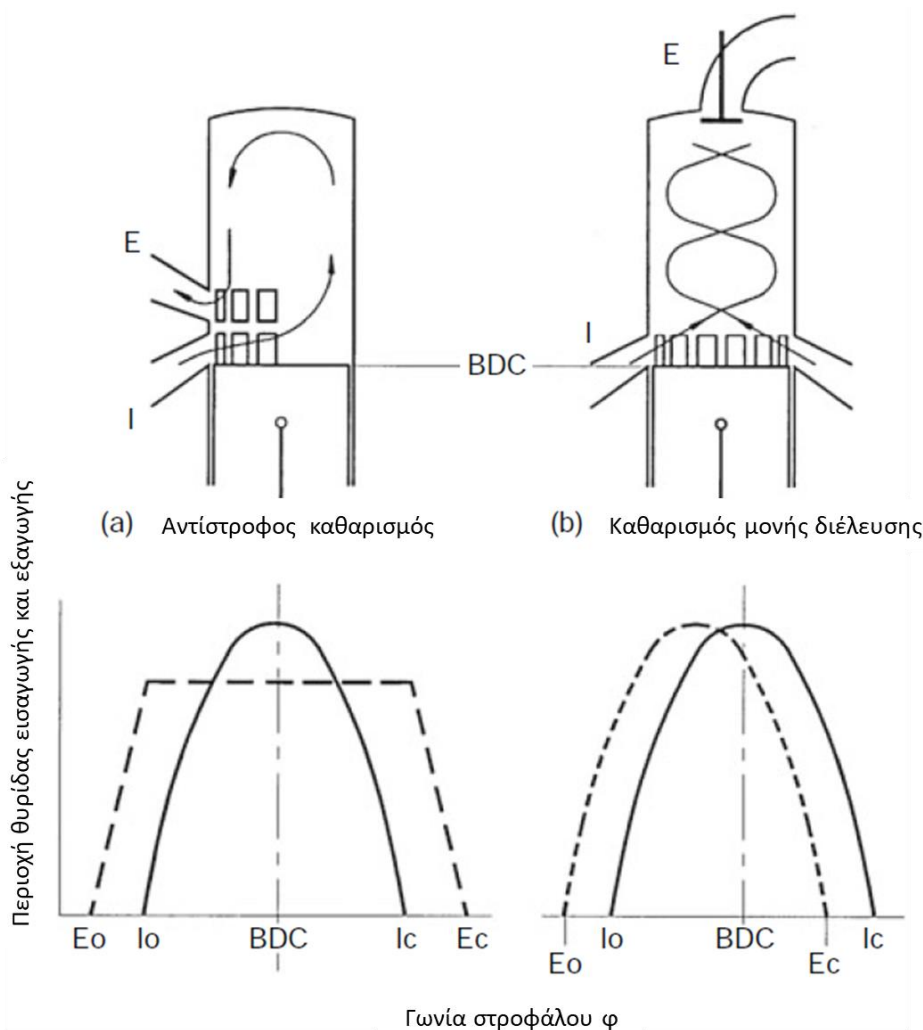
Τόσο οι βαλβίδες όσο και οι θυρίδες εφαρμόζονται τόσο σε καθαρή όσο και σε μικτές μορφές ως στοιχεία ανταλλαγής αερίων. Στην περίπτωση του χρονισμού θυρών (θυρίδες στην επιφάνεια της επένδυσης του κυλίνδρου), το έμβολο αναλαμβάνει επίσης τη λειτουργία ενός ολισθητήρα ελέγχου.

2.3.2 Μέθοδοι καθαρισμού

Όλες οι διεργασίες καθαρισμού δίχρονων που έχουν εφαρμοστεί μέχρι τώρα μπορούν να ταξινομηθούν σε δύο βασικές κατηγορίες

- σάρωση βρόχου και
- καθαρισμός μονής ροής.

Το MAN *reverse scavenging*, loop scavenging (καθαρισμός ανάστροφος ή βρόχου), ήταν σημαντικό για μεγάλους δίχρονους κινητήρες ντίζελ (με $D = 250\text{--}900\text{ mm}$) μέχρι τις αρχές της δεκαετίας του 1980. Ο λόγος διαδρομής προς διάτρηση ήταν ακριβώς πάνω από $s/D = 2$. Το Σχ. 2-7a παρουσιάζει μια σχηματική διάταξη της διάταξης των θυρών εξαγωγής και εισόδου και το σχετικό διάγραμμα χρονισμού.



Εικόνα 2-7 Σχηματικό διάγραμμα ροής καθαρισμού και χρονισμού για δύο βασικές διαδικασίες καθαρισμού μεγάλων δίχρονων κινητήρων ντίζελ.

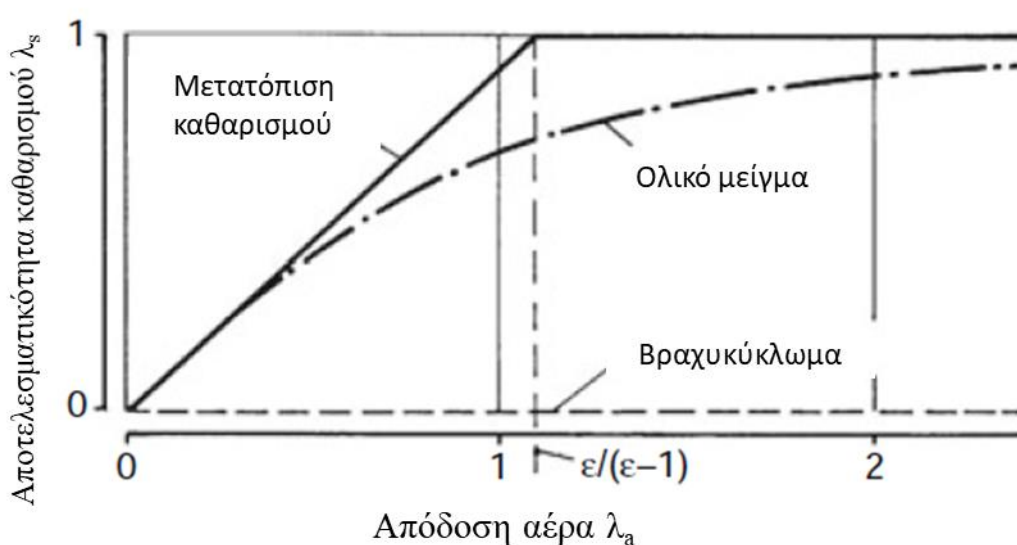
Η φάση προ-απελευθέρωσης (από ΕΟ σε ΙΟ) ξεκινά όταν το έμβολο που κινείται προς τα κάτω ενεργοποιεί τις θύρες εξάτμισης. Κατά τη διάρκεια αυτής της φάσης, η πίεση στον κύλινδρο, η οποία είναι ακόμα σχετικά υψηλή τη στιγμή της ΕΟ, θα πρέπει να διαχέεται αρκετά με την εκφόρτιση ενός τμήματος του φορτίου του κυλίνδρου ώστε να είναι ήδη χαμηλότερη από την πίεση σάρωσης όταν οι θύρες εισόδου ανοίγουν στη συνέχεια. Μόνο τότε μπορεί να ρέει ήδη φρέσκος αέρας στον κύλινδρο από την ΙΟ. Αυτό θα πρέπει να αναπτύξει μια ροή βρόχου στον κύλινδρο που αλληλεπιδρά με το αέριο του κυλίνδρου που εξακολουθεί να αποφορτίζεται όπως φαίνεται στο Σχ. 2-7α. Μετά την οπισθοπορεία στο ΒDC, το έμβολο κλείνει πρώτα τις θύρες εισόδου κατά τη διάρκεια της ανοδικής διαδρομής του και πάλι αποβάλλει μέρος του φορτίου του κυλίνδρου μέσω των θυρών εξάτμισης από το ΙC.

Αυτή η απώλεια φρέσκου αερίου που συνδέεται με τη λεγόμενη μετά την εξάτμιση είναι ένα σημαντικό μειονέκτημα κάθε συστήματος σάρωσης βρόχου και έχει τις ρίζες της στο συμμετρικό διάγραμμα χρονισμού (στο ΒDC). Το Uniflowscavenging έχει επιβεβαιωθεί έναντι της ανάστροφης σάρωσης για δίχρονους μεγάλους κινητήρες ντίζελ από τις αρχές της δεκαετίας του 1980, κυρίως λόγω της ανάγκης για μεγαλύτερες αναλογίες διαδρομής προς διάτρηση (s/D έως > 4) (βλ. Ενότητα 18.4). Ο καθαρισμός μονής ροής εφαρμόζεται γενικά με θύρες εισόδου και μία βαλβίδα εξαγωγής κεντραρισμένη στην κυλινδροκεφαλή (βλ. Εικ. 18-36 και 18-43).

Η ελεύθερη επιλογή του χρονισμού της βαλβίδας εξαγωγής που επιτρέπει αυτό καθιστά δυνατό ένα ασύμμετρο διάγραμμα χρονισμού (βλ. Εικ. 2-7β) και εξαλείφει τη μετά την εξάτμιση. Με την κατάλληλη

κωνικότητα των άκρων της θύρας εισόδου, μπορεί να τοποθετηθεί ένας στροβιλισμός στη διαμήκη κατεύθυνση του καθαρισμού που τρέχει από κάτω προς τα πάνω. Αυτό επιπροσθέτως σταθεροποιεί τη σάρωση και επίσης καθιστά δυνατή την άσκηση επιρροής στον σχηματισμό και την καύση του μείγματος. Η δυνατότητα ελέγχου του υψηλού θερμικού φορτίου της βαλβίδας εξαγωγής είναι απαραίτητη (βλ. Ενότητα 6.1).

Οι παράμετροι που ορίζονται στην Ενότητα. Το 2.1.1 μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την εξαγωγή της συσχέτισης που αναπαρίσταται στο Σχήμα 2-8 για την αξιολόγηση της δίχρονης σάρωσης. Το βέλτιστο χαρακτηριστικό καθαρισμού, δηλ. καθαρισμός καθαρής μετατόπισης, υπάρχει όταν η απόδοση του αέρα λ_a πρέπει μόνο να διατηρηθεί σε αναλογία με τον όγκο $V_h + V_c$ ή $\lambda_a = \varepsilon/(\varepsilon - 1)$ για να επιτευχθεί η απόδοση σαρώσεως $\lambda_s = 1.0$, δηλαδή πλήρης απομάκρυνση. Η ευθεία γραμμή $\lambda_s = 0$ αντιστοιχεί στη ροή βραχυκύκλωματος, δηλαδή δεν επιτυγχάνεται καθαρισμός όταν η απόδοση του αέρα λ_a είναι ακόμα τόσο μεγάλη.



Εικόνα 2-8 Αποδοτικότητα καθαρισμού ως συνάρτηση της απόδοσης αέρα για εξιδανικευμένες ακολουθίες σάρωσης

Η καμπύλη που συμβολίζεται ως ολικό μείγμα αντιστοιχεί σε καθαρισμό κατά την οποία κάθε στοιχείο μάζας του φρέσκου φορτίου που εισέρχεται στον κύλινδρο αναμιγνύεται πλήρως με τη συνολική μάζα φορτίου που βρίσκεται στιγμιαία στον κύλινδρο και μόνο στοιχεία μάζας από το στιγμιαίο φορτίο μίγματος ρέουν μέσω της εξάτμισης. Όπως είναι λογικό, από όλα τα συστήματα σάρωσης, η δέσμευση μονής ροής πλησιάζει περισσότερο στην καθαρή εκτόπιση.

2.4 Υπερφόρτιση κινητήρα ντίζελ

2.4.1 Γενικά

2.4.1.1 Ορισμός και στόχοι της υπερφόρτισης

Όπως σκοπεύουν να δείξουν οι ακόλουθες παρατηρήσεις, η υπερφόρτιση του κινητήρα καύσης είναι κατά κύριο λόγο μια μέθοδος για τη βελτίωση της πυκνότητας ισχύος. Σύμφωνα με τον ορισμό της αποτελεσματικής απόδοσης (Εξ. (1-8)), η καθαρή ισχύς του κινητήρα αυξάνεται με τη μάζα καυσίμου \dot{m}_B που μετατρέπεται στη μονάδα χρόνου. Ανάλογα με το σύστημα καύσης, απαιτείται μια συγκεκριμένη

ροή μάζας αέρα \dot{m}_{LZ} για την καύση. Η εφαρμογή της αναλογίας αέρα/καυσίμου λ_V και της στοιχειομετρικής αναλογίας αέρα/καυσίμου L_{min} καθώς και της ογκομετρικής απόδοσης αποδίδει την υπό όρους εξίσωση για το P_e με τη μορφή:

$$P_e = \frac{H_u}{L_{min}} \cdot \frac{V_H}{a} \cdot \frac{1}{\lambda_V} \cdot \lambda_i \cdot n_M \cdot \rho_L \cdot n_e \quad (2-16)$$

όπου $a = 2$ για τετράχρονο κινητήρα και $a = 1$ για δίχρονο κινητήρα (βλ. Ενότητα 1.2). Εφαρμόζοντας ένα συγκεκριμένο καύσιμο (H_u , L_{min}) και ένα συγκεκριμένο σύστημα καύσης (λ_V), αυτό δείχνει ότι, σε μια συγκεκριμένη ταχύτητα n_M ($\rightarrow \lambda_i = \text{σταθ.}$) και ανεξάρτητα από την αποτελεσματική απόδοση η_e , η καθαρή ισχύς ενός συγκεκριμένου κινητήρα (V_H , a) εξακολουθεί να είναι μόνο συνάρτηση της πυκνότητας ρ_L του αέρα πριν από την εισαγωγή του κινητήρα. Όταν ο αέρας πριν από την εισαγωγή παρέχεται στον κινητήρα με μεγαλύτερη πυκνότητα από τον αέρα του περιβάλλοντος, αυτό είναι *υπερτροφοδότηση*.

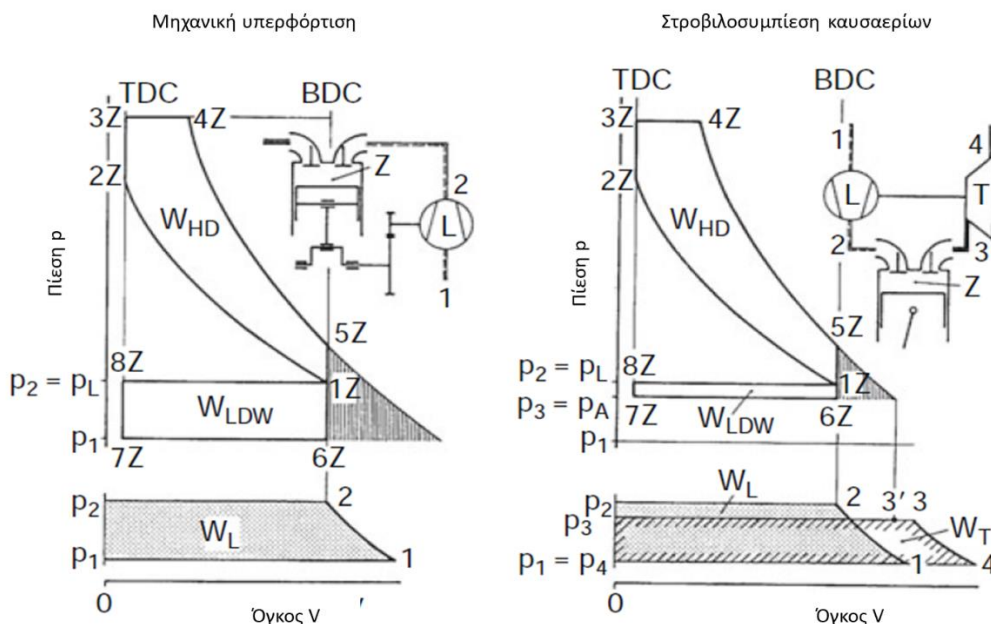
Δεδομένου ότι η πυκνότητα του αέρα ρ_L εξαρτάται από την πίεση p_L και τη θερμοκρασία T_L που υπολογίζεται από τη θερμική εξίσωση της κατάστασης ενός αερίου:

$$\rho_L = \frac{1}{R} \cdot \frac{p_L}{T_L} \quad (2-17)$$

και η T_L κανονικά δεν μπορεί να χαμηλώσει κάτω από τη θερμοκρασία περιβάλλοντος, η υπερφόρτιση είναι κυρίως μια αύξηση της πίεσης πριν από την εισαγωγή σε μια τιμή πάνω από την πίεση περιβάλλοντος, τη λεγόμενη πίεση υπερπλήρωσης p_L . Η μονάδα που χρησιμοποιείται για να γίνει αυτό ονομάζεται υπερσυμπίεστης. Οι επιλογές για υπερφόρτιση ορίζονται από το DIN 6262.

2.4.1.2 Στρογγυλοποίηση καυσαερίων και μηχανική υπερφόρτιση σε σύγκριση

Εφόσον η υπερσυμπίεση καυσαερίων και η μηχανική υπερπλήρωση έχουν αποκτήσει τη μεγαλύτερη πρακτική σημασία, οι διαφορετικές αλληλεπιδράσεις τους με έναν βασικό κινητήρα θα απεικονίζονται με τη βοήθεια του εξιδανικευμένου κύκλου (Εικ. 2-9). Στην περίπτωση μηχανικής υπερφόρτισης, ο υπερσυμπίεστης που τροφοδοτείται από τον κινητήρα τροφοδοτεί τους κυλίνδρους αέρα με πίεση $p_2 = p_L$ ίδια με την πίεση του κυλίνδρου κατά τη διαδρομή εισαγωγής, έτσι ώστε η συμπίεση να ξεκινά με υψηλότερη πίεση από ό,τι σε κινητήρα ατμοσφαιρικής αναπνοής (1Z). Μόλις ολοκληρωθεί η διαδρομή εκτόνωσης (5Z), η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει και το φορτίο του κυλίνδρου αποβάλλεται από την πίεση περιβάλλοντος (p_1). Αυτό παράγει θετική εργασία ανταλλαγής αερίων W_{LDW} (περιοχές 1Z, 6Z, 7Z, 8Z, 1Z) με την έννοια της εργασίας που παρέχεται από τον κινητήρα. Το (ισεντροπικό) έργο υπερσυμπίεστη W_L που πρέπει να παράγει ο κινητήρας είναι μεγαλύτερο από το έργο ανταλλαγής αερίων του. Η κάθετη εκκολαφθείσα περιοχή αντιστοιχεί στην απώλεια εργασίας που προκύπτει από τη μείωση του φορτίου του κυλίνδρου από την κατάσταση 5Z στην πίεση p_1 (μετά τη βαλβίδα εξαγωγής) αντί να διαστέλλεται ισεντροπικά (απώλεια λόγω ατελούς διαστολής).



Εικόνα 2-9 Υπερφόρτιση για την εξιδανικευμένη διαδικασία κινητήρα

Ο στροβιλοσυμπιεστής καυσαερίων πρέπει επίσης να παράγει εξίσου σπουδαίο υπερσυμπίεστή W_L στην ίδια πίεση υπερπλήρωσης p_2 και στην ίδια φάση υψηλής πίεσης της διαδικασίας του κινητήρα ως μηχανική υπερφόρτιση. Επιπλέον, ο κύλινδρος έχει την ίδια κατάσταση στο τέλος της διαστολής (5Z). Αντί να εκτρέπεται από το έργο του στροφαλοφόρου άξονα, το έργο του υπερσυμπίεστή W_L καλύπτεται από το (ισόγειο) έργο στροβίλου W_T , αντλείται από την ενέργεια των καυσαερίων.

Δεδομένου ότι η θερμοκρασία εξάτμισης T_3 πριν από τον στρόβιλο είναι υψηλότερη από την T_2 , υπό την προϋπόθεση $W_T = W_L$, η πίεση εξάτμισης p_3 πριν από τον στρόβιλο είναι χαμηλότερη από p_2 . Έτσι, η εργασία ανταλλαγής αερίου W_{LDW} είναι θετική και εδώ. Επιπλέον, η υψηλότερη αντίθλιψη στην έξοδο καθιστά την απώλεια εργασίας ως αποτέλεσμα της ατελούς διαστολής του φορτίου του κυλίνδρου (κάθετα διαφραγμένη περιοχή) χαμηλότερη από ό,τι στην περίπτωση της μηχανικής υπερφόρτισης. Η υψηλότερη θερμοκρασία στο σημείο 3 από το 3', η οποία θα προσαρμόζεται στην πίεση των καυσαερίων p_3 εάν το φορτίο του κυλίνδρου διαστέλλεται ισεντροπικά, δείχνει ότι ο στρόβιλος εξαγωγής ανακτά ακόμη και ένα μέρος αυτής της απώλειας εργασίας στην πλευρά του κυλίνδρου. Παρόλο που το Σχήμα 2-9 αντιστοιχεί μόνο σε εξιδανικευμένες αλλαγές κατάστασης, εξακολουθεί να δείχνει ότι η υπερσυμπίεση των καυσαερίων παρέχει σίγουρα καλύτερες συνθήκες για τη συνολική απόδοση του κινητήρα από τη μηχανική υπερτροφοδότηση.

2.4.2 Αλληλεπίδραση κινητήρα και υπερσυμπίεστή

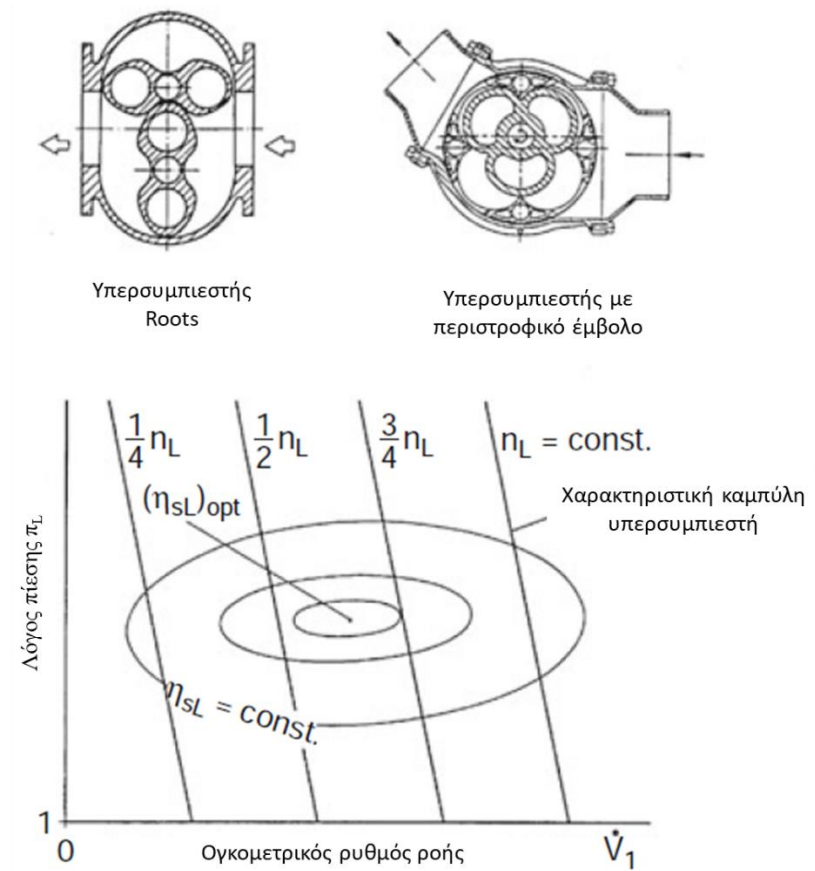
2.4.2.1 Τύποι υπερσυμπίεστών και χάρτες

Κάθε γνωστός τύπος υπερσυμπίεστή μπορεί να ταξινομηθεί σε μία από δύο ομάδες με βάση την αρχή λειτουργίας, και συγκεκριμένα:

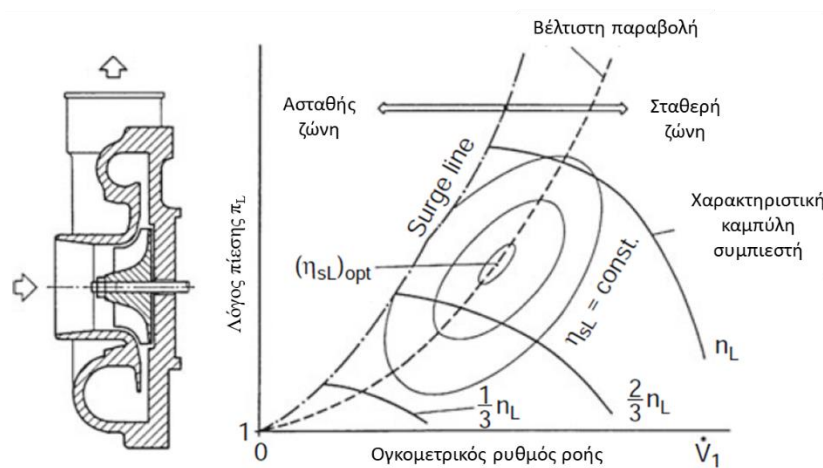
- υπερσυμπίεστες θετικού κυβισμού και
- στροβιλοσυμπίεστες.

Αντίστοιχα, υπάρχουν επίσης δύο βασικές μορφές χάρτη υπερσυμπίεστών. Ένας χάρτης υπερσυμπίεστή είναι μια αναπαράσταση του λόγου πίεσης υπερσυμπίεστή $p_L = p_2/p_1$ ως συνάρτηση του ρυθμού ροής όγκου \dot{V}_1 σε σχέση με μια καθορισμένη συνθήκη αναφοράς (p_1, T_1) με οικογένειες γραμμών σταθερής

ταχύτητας υπερσυμπιεστή n_L (χαρακτηριστική καμπύλη υπερσυμπιεστή) και σταθερές ισεντροπικές αποδόσεις υπερσυμπιεστή η_{sL} (Εικ. 2-10 και 2-11).



Εικόνα 2-10 Χάρτης υπερσυμπιεστή θετικής μετατόπισης (σχηματικός)



Εικόνα 2-11 Χάρτης ακτινικού στροβιλοσυμπιεστή (σχηματικός)

Υπερσυμπιεστές θετικού κυβισμού

Όχι μόνο οι συμπιεστές παλινδρομικού εμβόλου που χρησιμοποιήθηκαν στο παρελθόν μόνο για την υπερφόρτιση μεγάλων δίχρονων κινητήρων, αλλά και οι φυσητήρες Roots, οι διάφοροι συμπιεστές περιστροφικού εμβόλου (υπερσυμπιεστές με περιστροφικό έμβολο και υπερσυμπιεστές με συρόμενο

περύγιο), οι υπερσυμπιεστές σπειροειδούς τύπου (υπερσυμπιεστές G) και οι βιδωτοί υπερσυμπιεστές υπερσυμπιεστές θετικού εκτοπίσματος (Εικ. 2-10).

Οι χαρακτηριστικές καμπύλες υπερσυμπιεστή ($n_L = \text{σταθερό}$) αναπτύσσονται σχετικά απότομα σύμφωνα με την αρχή της θετικής μετατόπισης. Θα γίνονταν ακόμη και ακριβώς κάθετα αν ένας υπερσυμπιεστής δεν είχε απώλειες, ο ρυθμός ροής είναι μόνο συνάρτηση της ταχύτητας και όχι της αναλογίας πίεσης.

Ανάλογα με τη σχεδιάσή του, οι απώλειες διαρροής ενός υπερσυμπιεστή πραγματικού θετικού εκτοπίσματος ή οι απώλειες που προκαλούνται από την εκ νέου διαστολή του συμπιεσμένου μέσου στον νεκρό χώρο αυξάνονται καθώς αυξάνεται η αναλογία πίεσης και (σε $n_L = \text{σταθερό}$) ο ρυθμός ροής όγκου αντίστοιχα μειώνεται. Από αυτό προκύπτει ότι:

- Η επιτεύξιμη αναλογία πίεσης δεν είναι συνάρτηση της ταχύτητας. Επομένως, οι υψηλές αναλογίες πίεσης είναι δυνατές ακόμη και σε χαμηλές ταχύτητες και επομένως μικρές ογκομετρικές ροές.
- Ο ρυθμός ροής όγκου \dot{V}_1 είναι πρακτικά μόνο συνάρτηση της ταχύτητας.
- Ο χάρτης είναι σταθερός σε όλη την περιοχή και κατά συνέπεια μπορεί να χρησιμοποιηθεί για υπερφόρτιση.

Συμπιεστές Turbo

Οι στροβιλοσυμπιεστές περιλαμβάνουν αξονικούς και ακτινικούς συμπιεστές.

Δεδομένου ότι, σε αντίθεση με τους αξονικούς συμπιεστές, οι ακτινικοί συμπιεστές μπορούν να προσφέρουν υψηλή αναλογία πίεσης ακόμη και σε σχεδιασμό ενός σταδίου, χρησιμοποιούνται ουσιαστικά αποκλειστικά για σκοπούς υπερφόρτισης. Το Σχήμα 2-11 παρουσιάζει έναν σχηματικό χάρτη ενός ακτινικού συμπιεστή. Ο ρυθμός ροής όγκου \dot{V}_1 αυξάνεται περίπου αναλογικά και ο λόγος πίεσης p_1 περίπου τετραγωνικά με την ταχύτητα του συμπιεστή n_L . Οι χαρακτηριστικές καμπύλες του συμπιεστή φτάνουν στη γραμμή υπέρτασης καθώς ο ογκομετρικός ρυθμός ροής μειώνεται στην εγγύτητα των αντίστοιχων κορυφών τους. Αυτό χωρίζει τον χάρτη του συμπιεστή σε μια σταθερή (δεξιά) και μια ασταθή (αριστερά) περιοχή χάρτη. Ένας συμπιεστής πρέπει πάντα να ρυθμίζεται σε έναν κινητήρα έτσι ώστε η αναμενόμενη περιοχή λειτουργίας να βρίσκεται στα δεξιά της γραμμής υπέρτασης [2-3]. Αυτό αποτρέπει το κύμα, το οποίο εκδηλώνεται με παλμική πίεση και ρυθμό ροής όγκου που – εκτός από παροδική παροχή – διεγείρει τους κραδασμούς της λεπίδας σε έναν συμπιεστή, που μπορεί να τον καταστρέψουν.

Έχουν καθοριστεί τρία βασικά σημεία:

- Η επιτεύξιμη αναλογία πίεσης είναι συνάρτηση της ταχύτητας. Οι υψηλές αναλογίες πίεσης δεν μπορούν να επιτευχθούν σε χαμηλές ταχύτητες και μικρές ογκομετρικές παροχές.
- Ο ρυθμός ροής όγκου είναι συνάρτηση της ταχύτητας και του λόγου πίεσης.
- Η περιοχή του χάρτη στα αριστερά της γραμμής υπέρτασης είναι μια ασταθής περιοχή.

2.4.2.2 Χαρακτηριστικά ροής μάζας κινητήρα

Η αναπαράσταση του κινητήρα ως «καταναλωτής» στον χάρτη υπερσυμπιεστή είναι μια πρόσφορη μέθοδος για την απεικόνιση της αλληλεπίδρασης κινητήρα και υπερσυμπιεστή. Το χαρακτηριστικό καταναλωτή υποδηλώνεται ως χαρακτηριστικά ροής μάζας κινητήρα και έχει μια ουσιαστικά διαφορετική καμπύλη για τετράχρονους και δίχρονους κινητήρες.

Τετράχρονος κινητήρας

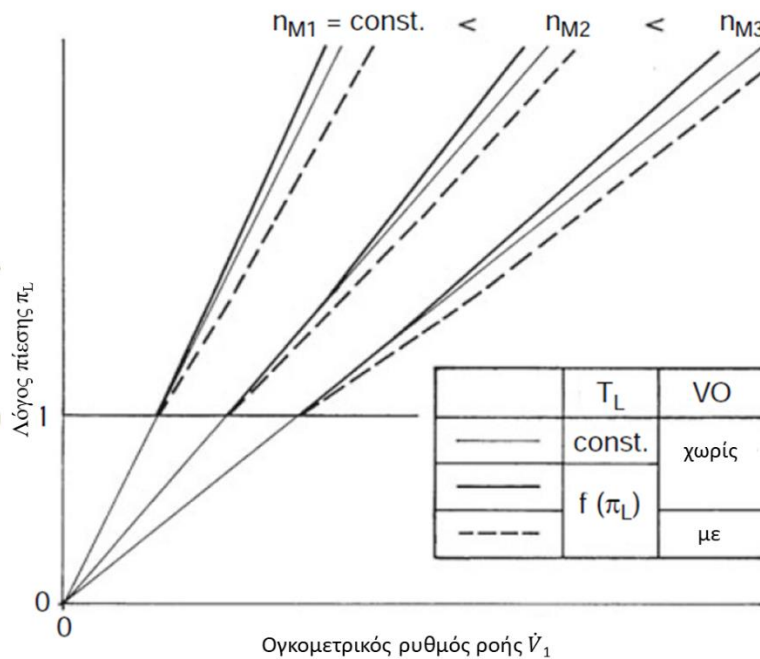
Υποθέτοντας ότι οι απώλειες καθαρισμού είναι αμελητέα μικρές, τα ακόλουθα ισχύουν για τον ογκομετρικό ρυθμό ροής \dot{V}_1 που «καταναλώνεται» από έναν κινητήρα σε σχέση με την κατάσταση εισαγωγής (p_1, T_1)

$$V_1 = \frac{m_L}{\rho_1} = V_H \cdot \lambda_i \cdot \frac{n_M}{2} \cdot \frac{\rho_L}{\rho_1} \quad (2-18)$$

Εφαρμόζοντας λογικά τις Εξ. (2-18), Εξ. (2-19) μπορεί να αποδοθεί στην ακόλουθη μορφή για έναν συγκεκριμένο κινητήρα ($V_H = \text{σταθερό}$)

$$\pi_L = \frac{p_L}{p_1} \sim \frac{T_L}{\lambda_i \cdot n_M} \cdot V_1 \quad (2-19)$$

Αυτό δηλώνει ότι, σε μια συγκεκριμένη ταχύτητα κινητήρα n_M και επομένως επίσης σε μια δεδομένη ογκομετρική απόδοση λ_i , ο λόγος πίεσης υπερπλήρωσης π_L και ο ογκομετρικός ρυθμός ροής \dot{V}_1 είναι ευθέως ανάλογοι σε μια συγκεκριμένη θερμοκρασία αέρα φόρτισης T_L . Στο Σχ. 2-12, αυτό αντιστοιχεί σε μια ευθεία γραμμή μέσω της αρχής. Η ευθεία εμφανίζει μικρότερη κλίση για μεγαλύτερη ταχύτητα ($n_{M2} > n_{M1}$). Αυτή η οικογένεια ευθειών γραμμών έχει πρακτική σημασία μόνο για τιμές αναλογίας πίεσης $\pi_L \geq 1$ έως, $\pi_L = 1.0$, που αντιστοιχούν σε έναν ατμοσφαιρικό κινητήρα. Η ενσωμάτωση της αύξησης του T_L με το π_L δημιουργεί την οικογένεια των παχύρρευστων γραμμών για το $\pi_L \geq 1$. Εάν η επικάλυψη βαλβίδων (VO) εφαρμόζεται επιπλέον στον κινητήρα που αναλύεται, τότε τα χαρακτηριστικά ροής μάζας παίρνουν τη μορφή των διακεκομμένων καμπυλών. Αυτό σημαίνει ότι η πίεση p_1 βρίσκεται στην πλευρά της εξάτμισης.

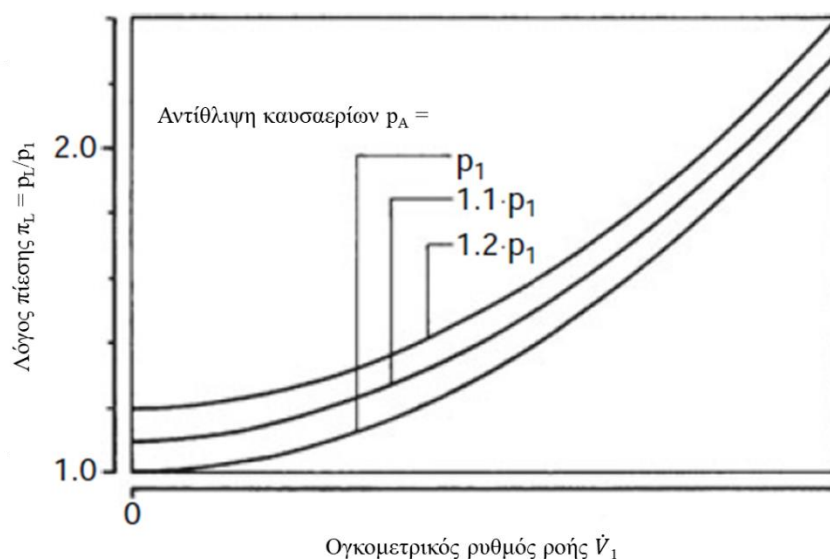


Εικόνα 2-12 Χαρακτηριστικά ροής μάζας κινητήρα τετράχρονου κινητήρα (σχηματική). Θερμοκρασία αέρα φόρτισης T_L , επικάλυψη βαλβίδας VO

Δίχρονος κινητήρας

Μια κλίση πίεσης από την πλευρά εισαγωγής προς την πλευρά της εξάτμισης είναι απαραίτητη για την ανταλλαγή αερίων δίχρονου κυλίνδρου. Ανεξάρτητα από τις στροφές του κινητήρα, τα ανοίγματα εισαγωγής και εξαγωγής ενός δίχρονου κυλίνδρου λειτουργούν σαν δύο γκάτζια συνδεδεμένα σε σειρά, τα οποία μπορούν να αντικατασταθούν από ένα γκάτζι παρέχοντας την ίδια αντίσταση στη ροή στην οποία η αναλογία πίεσης είναι p_L/p_A . Συνεπώς, χρησιμοποιώντας την πίεση p_A μετά την εξάτμιση ως παράμετρο, το χαρακτηριστικό ροής μάζας στο Σχήμα 2-13 λαμβάνει τη μορφή μιας χαρακτηριστικής

καμπύλης πεταλούδας στην οποία ο λόγος πίεσης π_L αυξάνεται κατά προσέγγιση τετραγωνικά με τον ρυθμό ροής \dot{V}_1 .



Εικόνα 2-13 Χαρακτηριστικά ροής μάζας κινητήρα ενός δίχρονου κινητήρα σε διαφορετική αντίθλιψη καυσαερίων

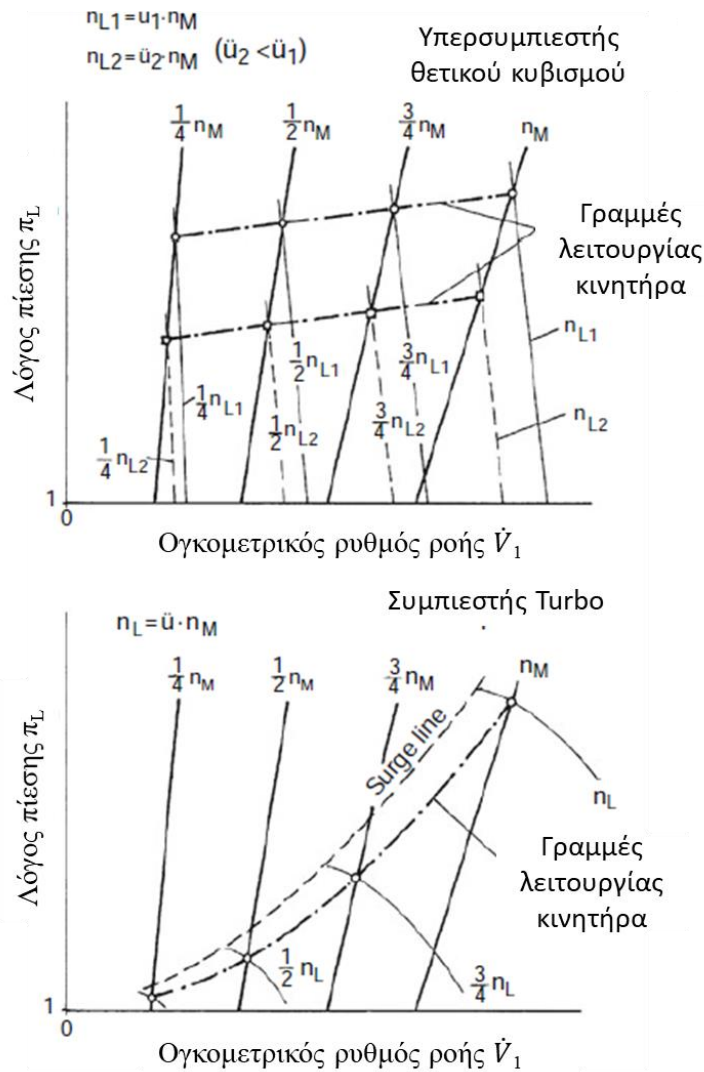
2.4.2.3 Γραμμές λειτουργίας κινητήρα

Κάθε ένα από τα σημεία λειτουργίας ενός υπερτροφοδοτούμενου κινητήρα εμφανίζεται στον χάρτη του υπερσυμπίεστη ως η τομή μεταξύ του σχετικού χαρακτηριστικού ροής μάζας κινητήρα και της σχετικής χαρακτηριστικής καμπύλης υπερσυμπίεστη. Η σύνδεση κάθε πιθανής διασταύρωσης για έναν συγκεκριμένο τρόπο λειτουργίας κινητήρα δημιουργεί τη γραμμή λειτουργίας του κινητήρα. Η γραμμή λειτουργίας του κινητήρα για ορισμένες πρακτικά σημαντικές διαδικασίες υπερτροφοδότησης παρουσιάζεται σχηματικά παρακάτω.

Μηχανική υπερφόρτιση

Όταν ένας τετράχρονος κινητήρας υπερτροφοδοτείται μηχανικά με έναν υπερσυμπίεστη θετικού κυβισμού, στον χάρτη του υπερσυμπίεστη εμφανίζεται μια γραμμή λειτουργίας κινητήρα που έχει ελαφρώς κλίση με τις στροφές του κινητήρα για μια σταθερή σχέση μετάδοσης u μεταξύ στροφών κινητήρα n_M και στροφών υπερσυμπίεστη n_L . Έτσι, η σχετικά υψηλή πίεση υπερπλήρωσης εξακολουθεί να είναι διαθέσιμη ακόμα και στο χαμηλότερο εύρος στροφών. Αυτό επιτρέπει σε έναν κινητήρα αυτοκινήτου να έχει καλή απόδοση επιτάχυνσης, για παράδειγμα. Η μεγέθυνση της σχέσης μετάδοσης u μπορεί να ανεβάσει το συνολικό επίπεδο πίεσης υπερπλήρωσης ή, αντίθετα, να το μειώσει (Εικ. 2-14, πάνω).

Ένας στροβιλοσυμπίεστης από την άλλη πλευρά αποδίδει τελείως διαφορετικά όταν χρησιμοποιείται για μηχανική υπερφόρτιση. Στην ίδια πίεση υπερπλήρωσης για την ονομαστική ταχύτητα με έναν υπερσυμπίεστη θετικού εκτοπίσματος, η πίεση υπερπλήρωσης μειώνεται πιο έντονα καθώς πέφτουν οι στροφές του κινητήρα (Εικ. 2-14, κάτω). Η μεταβλητή σχέση μετάδοσης είναι πάντα ένα θεμελιώδες χαρακτηριστικό της ιδέας κάθε φορά που καταβάλλονται προσπάθειες στην ανάπτυξη για την εγκατάσταση στροβιλοσυμπίεστών για μηχανική υπερφόρτιση λόγω της υψηλής απόδοσης τους.



Εικόνα 2-14 Γραμμή λειτουργίας κινητήρα ενός μηχανικά υπερτροφοδοτούμενου τετράχρονου κινητήρα στον χάρτη του υπερσυμπιεστή

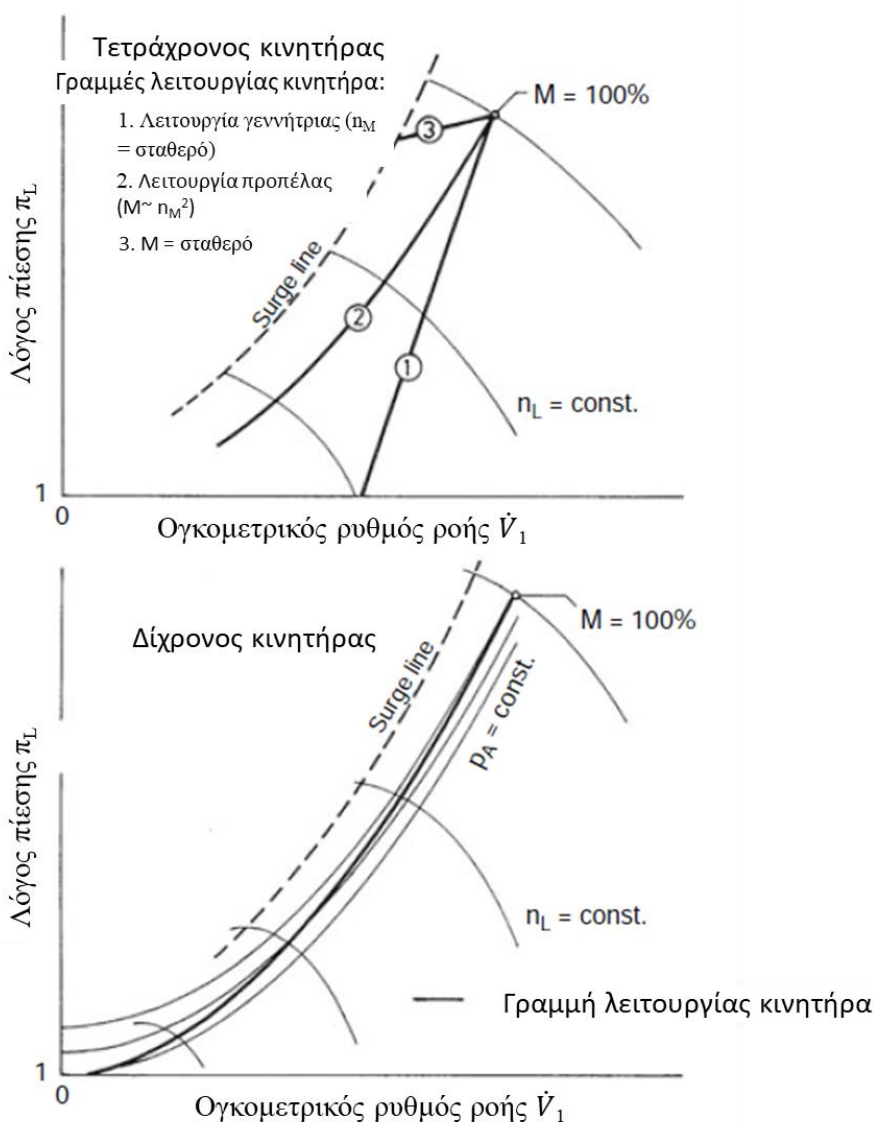
2.4.3 Στροβιλοσυμπίεση καυσαερίων

Αντί να καθορίζεται άμεσα από τις στροφές του κινητήρα όπως στη μηχανική υπερπλήρωση, η ταχύτητα του συμπιεστή στην υπερσυμπίεση καυσαερίων καθορίζεται από τη στιγμιαία παροχή ενέργειας καυσαερίων (ισχύς εξαγωγής) του κινητήρα στον στροβιλοσυμπιεστή καυσαερίων.

Το επάνω μέρος του Σχ. 2-15 παρουσιάζει ένα σχέδιο που επιτυγχάνει την επιθυμητή πίεση υπερπλήρωσης στο ονομαστικό σημείο ισχύος για έναν τετράχρονο κινητήρα ντίζελ. Λαμβάνοντας αυτό ως σημείο εκκίνησης, το σημείο λειτουργίας στον χάρτη του συμπιεστή μετατοπίζεται ανάλογα με τα χαρακτηριστικά φορτίου (βλ. Ενότητα 1.2). Στη λειτουργία της γεννήτριας ($n_M = n_{Nem} = \text{σταθερό}$), το σημείο λειτουργίας κινείται προς τα κάτω κατά μήκος των χαρακτηριστικών ροής μάζας κινητήρα καθώς μειώνεται η ισχύς του κινητήρα, επειδή μειώνεται και η ισχύς των καυσαερίων. Τουλάχιστον στη λειτουργία σταθερής κατάστασης, αυτή η πτώση της πίεσης υπερπλήρωσης δεν είναι προβληματική επειδή ένα χαμηλότερο φορτίο κινητήρα απαιτεί επίσης μόνο χαμηλότερη πίεση υπερπλήρωσης.

Εάν η ισχύς του κινητήρα αντιστραφεί υπό την προϋπόθεση $M = \text{σταθερό}$ (μείωση ταχύτητας στην ονομαστική ροπή κινητήρα), τότε πρέπει επίσης να γίνει αποδεκτή μια πτώση της πίεσης υπερπλήρωσης λόγω της μειωμένης ισχύος καυσαερίων, ακόμη και όταν η σταθερή πίεση υπερπλήρωσης θα ήταν

επιθυμητή για $M = \text{σταθερό}$. Επιπλέον, το σημείο λειτουργίας φτάνει στη γραμμή υπερχειλίσσης σχετικά γρήγορα. Στην περίπτωση λειτουργίας της προπέλας, η συσχέτιση $M \sim n_M^2$ ισχύει για μια σταθερή προπέλα. Η συγκεκριμένη πίεση υπερπλήρωσης σε μειωμένες στροφές κινητήρα είναι συνήθως αρκετά υψηλή, τουλάχιστον στη λειτουργία σταθερής κατάστασης.



Εικόνα 2-15 Γραμμές λειτουργίας κινητήρα για υπερσυμπίεση στον χάρτη του συμπίεστή

Σε έναν υπερτροφοδοτούμενο δίχρονο κινητήρα ντίζελ, παράγεται μόνο μία γραμμή λειτουργίας κινητήρα και για τους τρεις εξεταζόμενους τρόπους λειτουργίας. Η αντίθλιψη των καυσαερίων p_A αυξάνεται μετά τους κυλίνδρους και πριν από τον στροβιλοσυμπίεστή καθώς αυξάνεται ο ρυθμός ροής (\dot{V}_1). Ενώ κάθε πιθανό σημείο λειτουργίας κινητήρα βρίσκεται σε αυτήν τη γραμμή λειτουργίας του κινητήρα, τα σημεία λειτουργίας 50% ισχύος στη λειτουργία προπέλας και 50% ισχύος γεννήτριας, για παράδειγμα, δεν βρίσκονται στο ίδιο σημείο.

2.4.3.1 Θεμελιώδεις εξισώσεις υπερσυμπίεστή, απόδοση υπερσυμπίεστή

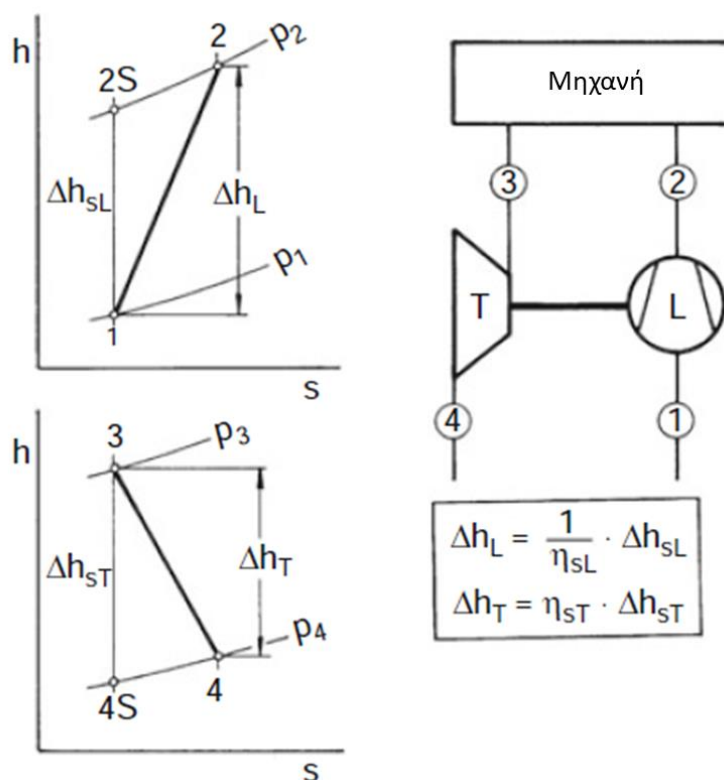
Η αρχή της υπερσυμπίεσης καυσαερίων σε λειτουργία σταθερής κατάστασης προϋποθέτει ότι υπάρχει πάντα ισότητα ισχύος μεταξύ του συμπιεστή και του στροβίλου:

$$P_L = P_T \quad (2-20)$$

Σύμφωνα με τη γενικά αποδεκτή υπόθεση ότι ο συμπιεστής και ο στρόβιλος είναι αδιαβατικές μηχανές (αδιαβατικά = χωρίς απώλεια ή κέρδος θερμότητας), τα ακόλουθα ισχύουν για την ισχύ του συμπιεστή (βλ. Εικ. 2-16).

$$P_L = \frac{dm_L}{dt} \cdot \Delta h_{sL} \cdot \dot{m}_L \cdot \Delta h_{sL} \cdot \frac{1}{\eta_{sL} \cdot \eta_{mL}} \quad (2-21)$$

$$\Delta h_{sL} = C_{pL} \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}} - 1 \right] \quad (2-22)$$



Εικόνα 2-16 Ειδικές εργασίες υπερσυμπιεστή και στροβίλου

και, αναλόγως, για την ισχύ του στροβίλου

$$P_m = \dot{m}_T \cdot \Delta h_{sT} \cdot \eta_{sT} \cdot \eta_{mT} \quad (2-23)$$

$$\Delta h_{sT} = c_{pT} \cdot T \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right] \quad (2-24)$$

Έτσι, η εξ. (2-20) μπορεί να αποδοθεί ως

$$\dot{m}_L \cdot c_{pL} \cdot T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}} - 1 \right] = \eta_{sL} \cdot \eta_{mL} \cdot \eta_{mT} \cdot \eta_{sT} \cdot \dot{m}_T \cdot c_{pT} \cdot T_3 \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right] \quad (2-25)$$

Δεδομένου ότι ο στρόβιλος και ο συμπιεστής μοιράζονται έναν άξονα, οι σχετικές μηχανικές απώλειες μπορούν να συνοψιστούν στη μηχανική απόδοση η_{mTL} του στροβιλοσυμπιεστή:

$$\eta_{mTL} = \eta_{mL} \cdot \eta_{mT} \quad (2-26)$$

Στην πράξη, οι μηχανικές απώλειες του (πλήρους) στροβιλοσυμπιεστή υπερτίθενται στην ισεντροπική απόδοση του στροβίλου η_{sT} , μετατρέποντάς τον έτσι σε η_T απόδοσης στροβίλου:

$$\eta_T = \eta_{sT} \cdot \eta_{mTL} \quad (2-27)$$

Η αλυσίδα προϊόντων συνολικής αποτελεσματικότητας στην Εξ. (2-25) συμβολίζεται ως η_{TL} απόδοσης στροβιλοσυμπιεστή:

$$\eta_{TL} = \eta_{sL} \cdot \eta_T \quad (2-28)$$

Εφαρμογή των εξ. (2-28), Εξ. (2-25) μπορεί να μετατραπεί στην 1η θεμελιώδη εξίσωση στροβιλοσυμπιεστή:

$$\pi_L = \frac{p_2}{p_1} = \left\{ 1 + \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_L} \cdot \frac{c_{pT}}{c_{pL}} \cdot \frac{T_3}{T_1} \cdot \eta_{TL} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right] \right\}^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}} \quad (2-29)$$

Εκτός από την επακόλουθη αύξηση του λόγου πίεσης υπερπλήρωσης καθώς αυξάνεται η πίεση καυσαερίων, η θερμοκρασία και η απόδοση του υπερσυμπιεστή η_{TL} , προκύπτει περαιτέρω ότι η μετάβαση σε στροβιλοσυμπιεστή με η_{TL} υψηλότερης απόδοσης για μια επιθυμητή πίεση υπερπλήρωσης p_2 απαιτεί μόνο μια ελαφρά συσσώρευση καυσαερίων πριν ο στρόβιλος (μικρότερες τιμές για p_3 , T_3), οπότε ο κινητήρας λειτουργεί με χαμηλότερα υπολειμματικά καυσαέρια και αντιδρά με χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου λόγω της χαμηλότερης εργασίας κατά την αποβολή. Η εξίσωση (2-29) μπορεί επιπλέον να μετατραπεί στην υπό όρους εξίσωση για την απόδοση του υπερσυμπιεστή:

$$\eta_{TL} = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_T} \cdot \frac{c_{pL}}{c_{pT}} \cdot \frac{T_1}{T_3} \cdot \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}} - 1}{1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}}} \quad (2-30)$$

Είναι ταυτόχρονα η υπό όρους εξίσωση για τη λεγόμενη απόδοση υπερφόρτισης επίσης. Αυτός ο όρος μπορεί να εφαρμοστεί αρκετά γενικά σε συστήματα υπερφόρτισης με ανάκτηση ενέργειας καυσαερίων. Το σύστημα υπερτροφοδότησης θεωρείται ως ένα «μαύρο κουτί» στο οποίο τροφοδοτούνται τα καυσαέρια με την κατάσταση p_3 , T_3 . Επεκτείνεται στο «μαύρο κουτί» στην αντίθλιψη p_4 και, στην

επιστροφή, συμπιέζει τον αέρα από την κατάσταση εισαγωγής p_1, T_1 στην πίεση υπερπλήρωσης p_2 . Εκτός από έναν υπερσυμπιεστή καυσαερίων (μονοβάθμιας λειτουργίας), αυτό το «μαύρο κουτί» μπορεί επίσης να αντιπροσωπεύει έναν υπερσυμπιεστή κυμάτων πίεσης (Comprex, βλ. Ενότητα 2.2.5) ή μια μονάδα στροβιλοσυμπιεστή δύο σταδίων μαζί με έναν ενδιάμεσο ψύκτη μεταξύ ο συμπιεστής χαμηλής και υψηλής πίεσης.

Οι εξισώσεις υπό όρους που τις παρήγαγαν και, ειδικότερα, η ενσωμάτωση των μεταβλητών κατάστασης (p, T) για τις συνθήκες 1–4 ως στατικές τιμές ή ως μεταβλητές ολικής κατάστασης αποτελούν σημαντική πληροφορία όταν υιοθετούνται συγκεκριμένες αριθμητικές τιμές για το η_{TL} . Σε λειτουργία σταθερής κατάστασης, η ροή μάζας καυσαερίων του κινητήρα αντιστοιχεί σε αυτή που παρέχεται στον στρόβιλο. Αυτό παράγει τη 2η θεμελιώδη εξίσωση στροβιλοσυμπιεστή:

$$\dot{m}_T = A_{Teff} \frac{p_{03}}{\sqrt{R \cdot T_{03}}} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa_T}{\kappa_T - 1} \left[\left(\frac{p_4}{p_{03}} \right)^{\frac{2}{\kappa_T}} - \left(\frac{p_4}{p_{03}} \right)^{\frac{\kappa_T + 1}{\kappa_T}} \right]} \quad (2-31)$$

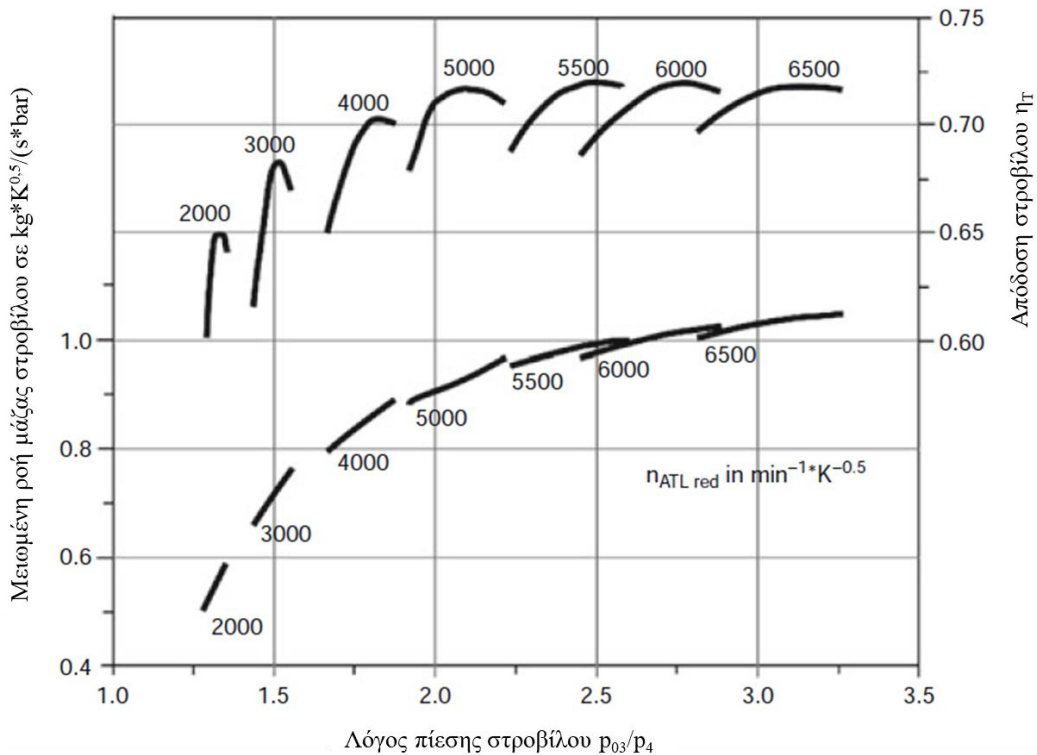
Αντιστοιχεί στην εξίσωση ροής για ένα γκάζι με ενεργή διατομή ίση με την ενεργή διατομή τουρμπίνας A_{Teff} . Εκτός από τη γεωμετρία του πτερυγίου οδήγησης του στροβίλου και του δρομέα, εξαρτάται ιδιαίτερα από την αναλογία πίεσης του στροβίλου p_{03}/p_4 . Όσο μεγαλύτερο γίνεται, τόσο μεγαλύτερο γίνεται το A_{Teff} . Έτσι, για τους αξονικούς στροβιλοσυμπιεστές, η ακόλουθη εμπειρική συσχέτιση ισχύει για το A_{Teff} :

$$A_{Teff} \sim \left(\frac{p_{03}}{p_4} \right)^{0.204} \quad \text{για} \quad \frac{p_{03}}{p_4} \geq 1 \quad (2-32)$$

Όχι μόνο η απόδοση του στροβίλου η_T αλλά και ο ρυθμός ροής στροβίλου των στροβίλων στροβιλοσυμπιεστών οχημάτων, οι οποίοι είναι σχεδόν πάντα ακτινικοί στρόβιλοι, συνήθως απεικονίζεται στον χάρτη του στροβίλου ως μειωμένη ροή μάζας \dot{m}_{Tred}

$$\dot{m}_{Tred} = \frac{\dot{m}_T}{p_{03}} \sqrt{T_{03}} = \frac{A_{Teff}}{\sqrt{R}} \cdot \sqrt{\frac{2\kappa_T}{\kappa_T - 1} \left[\left(\frac{p_4}{p_{03}} \right)^{\frac{2}{\kappa_T}} - \left(\frac{p_4}{p_{03}} \right)^{\frac{\kappa_T + 1}{\kappa_T}} \right]} \quad (2-33)$$

ως συνάρτηση του λόγου πίεσης του στροβίλου p_3/p_{04} (βλ. Εικ. 2-17).



Εικόνα 2-17 Χάρτης στροβίλου ενός στροβιλοσυμπιεστή οχήματος

Εάν, αν υποθέσουμε ότι ένα σημείο λειτουργίας του κινητήρα και επομένως και του στροβιλοσυμπιεστή ήταν μέχρι τώρα σταθερή ((P_T , P_L , n_{TL})=σταθερό), η παροχή ενέργειας καυσαερίων στον στροβιλοσυμπιεστή αλλάξει, τότε η ισχύς του στροβίλου P_T αυξάνεται ή μειώνεται σε σύγκριση με την ισχύ στιγμιαίας συμπίεστη P_L . Ως αποτέλεσμα, η ταχύτητα του υπερσυμπιεστή n_{TL} αλλάζει σύμφωνα με την αρχή της διατήρησης της γωνιακής ορμής (Εξ. (2-34)).

$$\frac{dn_{TL}}{dt} = \frac{1}{4\pi^2 \cdot \Theta_{TL} \cdot n_{TL}} (P_T - P_L) \quad (2-34)$$

Όσο μικρότερη είναι η ροπή αδράνειας μάζας του ρότορα του στροβιλοσυμπιεστή Θ_{TL} , τόσο μεγαλύτερη αποδεικνύεται αυτή η αλλαγή ταχύτητας. Πάνω απ' όλα, αυτό είναι σημαντικό για την καλή απόδοση της επιτάχυνσης του υπερσυμπιεστή (απόκριση).

2.4.3.2 Παλμική υπερσυμπίεση και υπερσυμπίεση σταθερής πίεσης

Επιρροή της πολλαπλής εξαγωγής

Η πολλαπλή εξαγωγή είναι ιδιαίτερα σημαντική για την υπερσυμπίεση καυσαερίων. Θα πρέπει να σχεδιαστεί έτσι ώστε

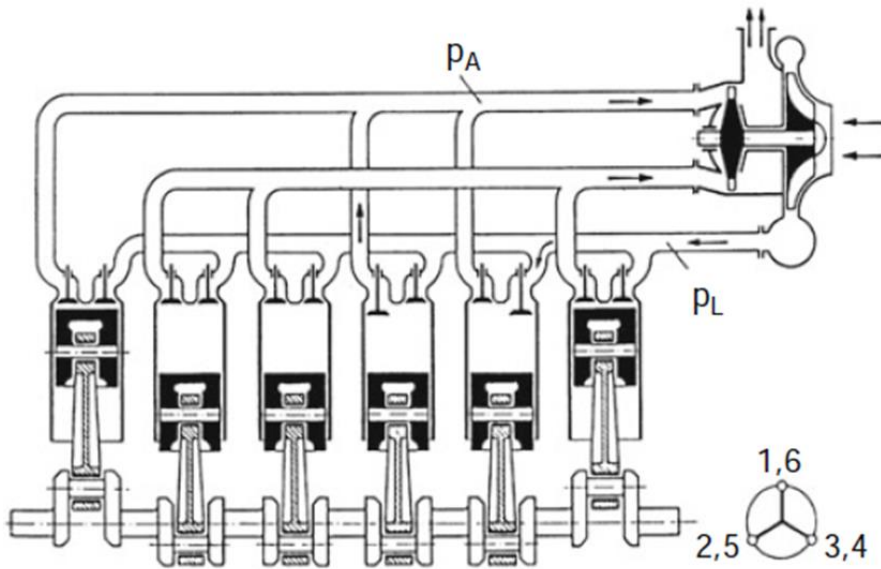
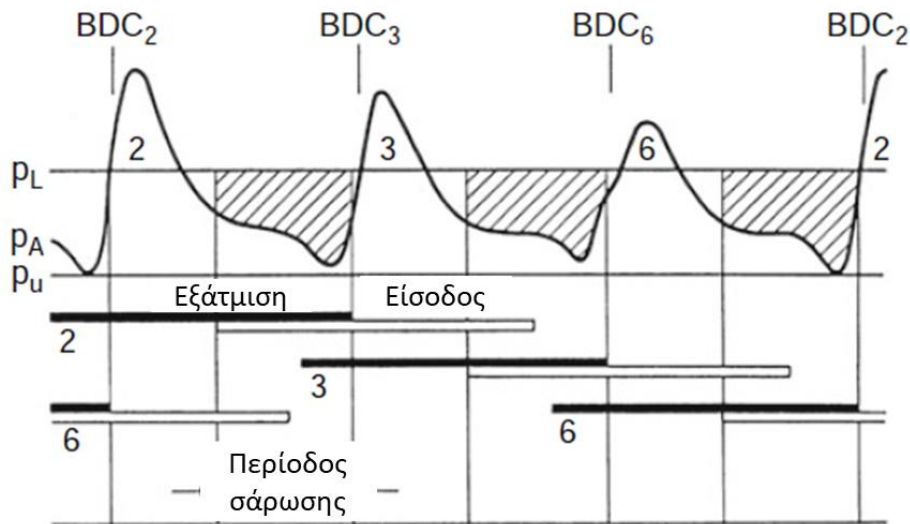
- οι συνδεδεμένοι κύλινδροι δεν παρεμβάλλονται μεταξύ τους κατά τη διαδικασία της εξάτμισης,
- η τεχνικά αξιοποιήσιμη ενέργεια καυσαερίων μεταφέρεται από τον κύλινδρο στον στρόβιλο με ελάχιστες απώλειες και
- η ενέργεια των καυσαερίων παρέχεται στον στρόβιλο κατά τη διάρκεια μιας περιόδου που διασφαλίζει ότι μετατρέπεται σε έργο στροβίλου με μέγιστη απόδοση.

Διακρίνονται δύο σημαντικές βασικές μορφές, η παλμική υπερσυμπίεση και η υπερσυμπίεση σταθερής πίεσης.

Παλμική υπερσυμπίεση

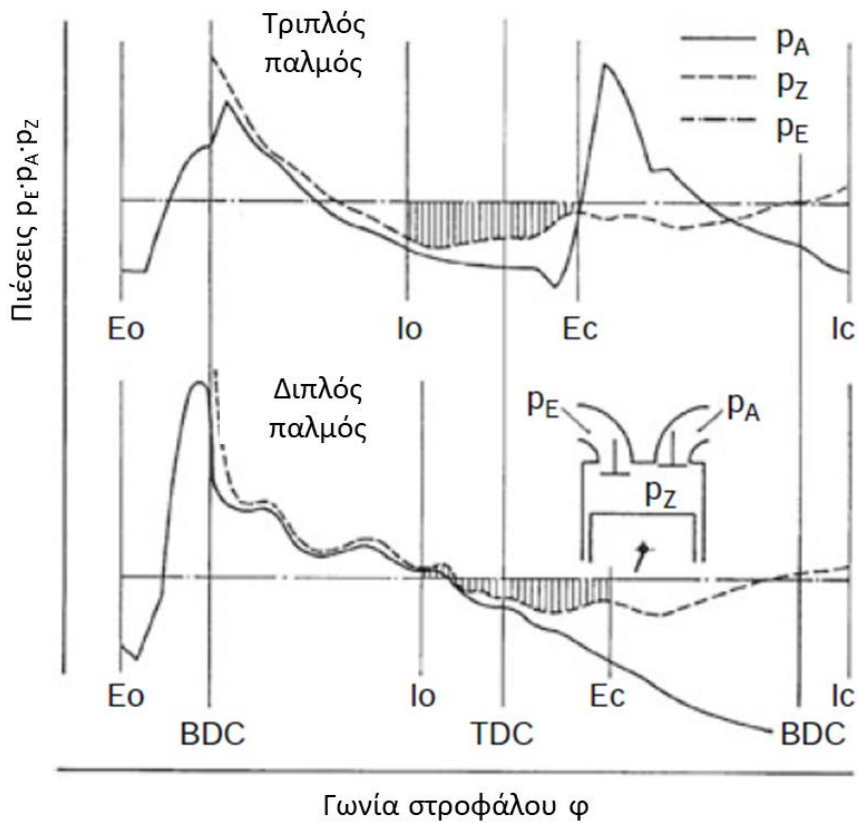
Η παλμική υπερσυμπίεση ανάγεται στο δίπλωμα ευρεσιτεχνίας του Büchi το 1925 για ένα λεγόμενο σύστημα κυμάτων πίεσης [2-4]. Σύμφωνα με αυτό, σε σωληνώσεις με διατομή ροής ίση με τη διατομή εξόδου της κυλινδροκεφαλής, μόνο τα καυσαέρια από καθένα μόνο από εκείνους τους κυλίνδρους μιας συστοιχίας κυλίνδρων που απέχουν αρκετά μεταξύ τους στο διάστημα ανάφλεξης ώστε να μην παρεμβαίνουν μεταξύ τους κατά τη φάση εξόδου τους θα πρέπει να συνδυάζονται σε μια κοινή υποδιακλάδωση της πολλαπλής εξαγωγής και να οδηγούνται σε ξεχωριστή είσοδο στροβίλου. Με τη σειρά του, το διάστημα ανάφλεξης δύο από τους κυλίνδρους διαδοχικής αποβολής ενός υποκλάδου μπορεί επίσης να μην είναι τόσο μεγάλο ώστε η πίεση των καυσαερίων στον σχετικό υποκλάδο της πολλαπλής εξαγωγής να πέσει στην αντίθλιψη του στροβίλου μεταξύ δύο παλμών εξάτμισης.

Αυτές οι απαιτήσεις ικανοποιούνται καλύτερα με τριπλή παλμική υπερσυμπίεση με διάστημα ανάφλεξης $3 \times 240^\circ\text{CA}$ σε τετράχρονους κινητήρες και $3 \times 120^\circ\text{CA}$ σε δίχρονους κινητήρες. Στην παλμική υπερσυμπίεση, η πίεση καυσαερίων p_A πέφτει κάτω από την πίεση υπερπλήρωσης p_L κατά τη φάση επικάλυψης βαλβίδας, όπως φαίνεται στο Σχ. 2-18.



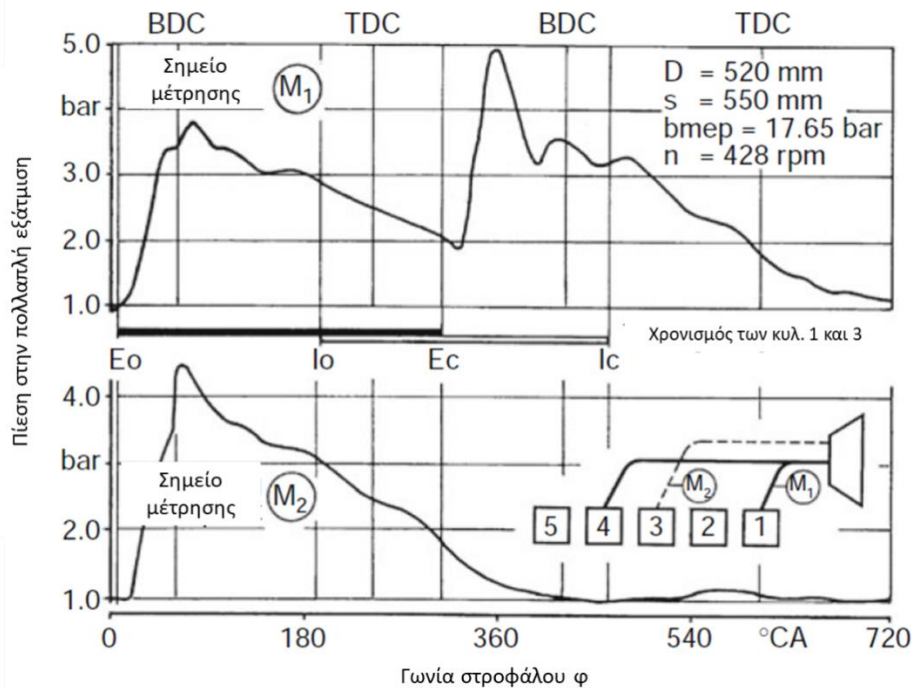
Εικόνα 2-18 Καμπύλες πίεσης καυσαερίων και καθοδήγηση γραμμής καυσαερίων για εξακύλινδρο κινητήρα με παλμική υπερσυμπίεση με βάση το [2-5]

Ως αποτέλεσμα, ο κύλινδρος εξακολουθεί να καθαρίζεται ακόμη και όταν η μέση πίεση εξάτμισης είναι τόσο υψηλή ή και μεγαλύτερη από την πίεση υπερπλήρωσης: Ωστόσο, ο υπερσυμπιεστής τριπλού παλμού που θεωρείται ιδανικός μπορεί να εφαρμοστεί μόνο όταν ο αριθμός των κυλίνδρων είναι $z = 3n$ ($n = 1, 2, \dots, N$) ανά συστοιχία κυλίνδρων. Ο συμμετρικός υπερσυμπιεστής διπλού παλμού είναι μια επιλογή για άλλους αριθμούς κυλίνδρων, υπό την προϋπόθεση ότι είναι ακέραιοι αριθμοί διαιρούμενοι με το δύο. Δεδομένου ότι το διάστημα ανάφλεξης (για έναν τετράχρονο κινητήρα) είναι τότε $2 \times 360^\circ$ CA, η πίεση των καυσαερίων πέφτει στην αντίθλιψη του στροβίλου μετά από κάθε παλμό εξάτμισης. Από την άλλη πλευρά, η απλή «ανύψωση πίεσης» διασπάται πιο αργά από ό,τι με τον τριπλό παλμό, επειδή η μερική διατομή της εισόδου του στροβίλου που αντιστοιχεί σε κάθε υποκλάδο της πολλαπλής εξαγωγής πρέπει να φιλοξενήσει μόνο την εξάτμιση από δύο κυλίνδρους και είναι αντίστοιχα μικρότερο από ό,τι στην περίπτωση ενός τριπλού παλμού (βλ. Εικ. 2-19). Η επίδραση του τελευταίου στην παρεμπόδιση του καθαρισμού μπορεί να εξαλειφθεί σε μεγάλο βαθμό με τη ρύθμιση της επικάλυψης της βαλβίδας αργότερα.



Εικόνα 2-19 Καμπύλες πίεσης ανταλλαγής αερίου κινητήρα ντίζελ μεσαίας ταχύτητας για τριπλή και συμμετρική υπερσυμπίεση διπλού παλμού

Η παλμική υπερσυμπίεση μπορεί να εφαρμοστεί μόνο σε κινητήρες με πέντε ή επτά κυλίνδρους ανά συστοιχία κυλίνδρων συνδυάζοντας κάθε διπλό ή τριπλό ασύμμετρο διπλό παλμό με έναν μονοπαλμό. Τα προαναφερθέντα μειονεκτήματα του συμμετρικού διπλού παλμού έναντι του τριπλού παλμού γίνονται όλο και πιο εμφανή τότε. Σε έναν πεντακύλινδρο κινητήρα, οι κύλινδροι καθενός από τους δύο διπλούς συνδυασμούς έχουν διαστήματα ανάφλεξης 288 και 432°CΑ. Το διάστημα ανάφλεξης για τον μονοπαλμό είναι 720°CΑ (Εικ. 2-20).



Εικόνα 2-20 Παλμική υπερσυμπίεση κινητήρα 10 κυλίνδρων μεσαίας ταχύτητας V

Εκτός από τον συμμετρικό διπλό παλμό, ένας τετραπλός παλμός είναι επίσης μια πιθανή παραλλαγή του στροβιλοσυμπιεστή παλμών για αριθμούς κυλίνδρων ανά συστοιχία κυλίνδρων που είναι ακέραιοι αριθμοί διαιρούμενοι με το τέσσερα. Το διάστημα ανάφλεξης είναι τότε $4 \times 180^\circ\text{CA}$. Εφόσον ο παλμός εξαγωγής του κυλίνδρου που εκπέμπεται στη συνέχεια φτάνει ήδη στη βαλβίδα εξαγωγής του κυλίνδρου κατά τη φάση καθαρισμού του, ένας τετραπλός παλμός θα ήταν ιδιαίτερα μειονεκτική μόνο για τους προηγούμενους λόγους. Αυτό ίσχυε επίσης μέχρι πριν από είκοσι πέντε χρόνια. Δεδομένης της σημερινής εξαιρετικά αυξημένης απόδοσης του υπερσυμπιεστή, το μόνο που χρειάζεται για μια επιθυμητή πίεση υπερπλήρωσης είναι μια πίεση καυσαερίων αρκετά χαμηλή ώστε να αποτρέπονται οι παλμοί των καυσαερίων που αναπτύσσονται κατά τη φάση επικάλυψης βαλβίδων στον υπερσυμπιεστή τετραπλού παλμού από το να φτάσουν την πίεση υπερπλήρωσης και, επομένως, μια θετική κλίση καθαρισμού κατά τη διάρκεια ολόκληρης της φάσης καθαρισμού. Η καμπύλη πίεσης καυσαερίων για τετραπαλμική υπερσυμπίεση εξακολουθεί να έχει σχετικά χαμηλά πλάτη λόγω του μικρού διαστήματος ανάφλεξης και της σχετικά μεγάλης διατομής εισόδου του στροβίλου ανά υποκλάδο της πολλαπλής εξαγωγής και παρέχει σε μεγάλο βαθμό σταθερή παροχή ενέργειας καυσαερίων στον στρόβιλο με την πάροδο του χρόνου.

Στροβιλοσυμπιεστή σταθερής πίεσης

Στην υπερσυμπίεση σταθερής πίεσης, οι σχετικά κοντοί σωλήνες σύνδεσης συνδέουν κάθε κύλινδρο συστοιχίας κυλίνδρων στην πλευρά της εξάτμισης με έναν σωλήνα πολλαπλής που οδηγείται κατά μήκος της συστοιχίας κυλίνδρων και συνδέεται με τον στροβιλοσυμπιεστή στο ένα άκρο. Η εσωτερική διατομή της πολλαπλής επιλέγεται συνήθως κάπως μικρότερη από την οπή του κυλίνδρου (βλ. Εικ. 19-35). Ο σχετικά μεγάλος όγκος της πολλαπλής εξαγωγής διασφαλίζει ότι η ροή της ενέργειας των καυσαερίων στον στρόβιλο είναι σε μεγάλο βαθμό ομοιόμορφη παρά τη διαλείπουσα πίεση από τους κυλίνδρους. Αυτό το σύστημα υπερσυμπίεσης ονομάζεται επίσης στροβιλοσυμπιεστής σταθερής πίεσης επειδή η πίεση των καυσαερίων πριν από τον στρόβιλο κυμαίνεται ελάχιστα. Κατά συνέπεια, ο αριθμός των κυλίνδρων δεν παίζει πλέον κανένα σημαντικό ρόλο σε έναν υπερτροφοδοτούμενο κινητήρα σταθερής πίεσης, δηλαδή ένας εν σειρά πεντακύλινδρος κινητήρας δεν διαφέρει πλέον από έναν εξακύλινδρο ως προς την υπερτροφοδότηση του.

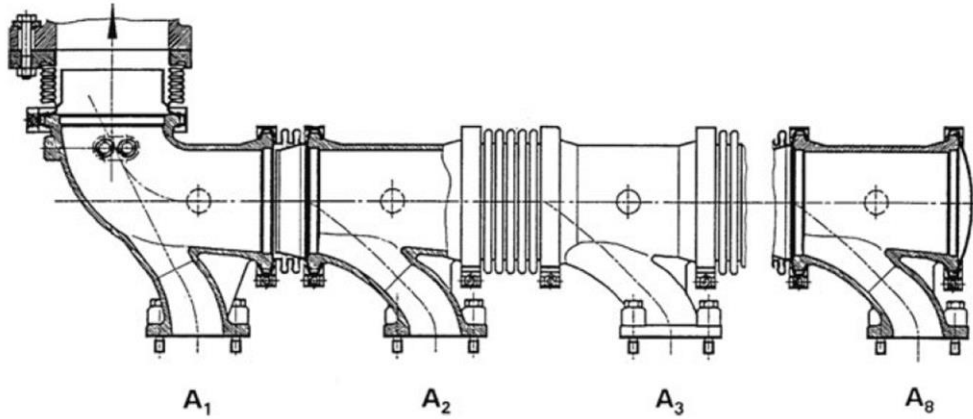
Υπάρχει επίσης ένα δομικό πλεονέκτημα. Η πολλαπλή εξαγωγή για διαφορετικούς αριθμούς κυλίνδρων μπορεί να συναρμολογηθεί σε εξίσου πολλά υπομήματα. Μεταξύ άλλων, αυτό απλοποιεί την αποθήκευση ανταλλακτικών και, συνολικά, μπορεί να θεωρηθεί σημαντικό επιχείρημα κόστους για υπερσυμπίεση σταθερής πίεσης. Από τη σκοπιά της θερμοδυναμικής, το πλεονέκτημα της σε μεγάλο βαθμό συνεχούς συμπίεσης του στροβίλου στην υπερσυμπίεση σταθερής πίεσης αντισταθμίζεται από το μειονέκτημα των μεγαλύτερων απωλειών στραγγαλισμού από ό,τι στον παλμικό στροβιλοσυμπιεστή κατά την εκκένωση από τον κύλινδρο, επειδή η πίεση εξάτμισης στην πολλαπλή παραμένει σε σχεδόν σταθερό επίπεδο πάνω από χρόνο, ενώ η αντίθλιψη των καυσαερίων «αισθανόμενη» από τον κύλινδρο στην παλμική υπερσυμπίεση ανεβαίνει γρήγορα κοντά στο επίπεδο της στιγμιαίας πίεσης του κυλίνδρου επειδή οι σωλήνες εξάτμισης της πολλαπλής είναι στενότεροι.

Γενικά, η άποψη σχετικά με το αν η χρήση υπερσυμπίεσης σταθερής πίεσης ή παλμικής υπερσυμπίεσης είναι πιο πλεονεκτική σε κινητήρες ντίζελ μεσαίας ταχύτητας σταθερής κατάστασης ως συνάρτηση του ρυθμού υπερφόρτισης είναι τώρα ότι ο υπερσυμπιεστής σταθερής πίεσης είναι πλεονεκτικός σε σχέση με τις μέσες αποτελεσματικές πιέσεις πέδησης $p_e \approx 18$ bar ή συγκεκριμένο έργο $w_e \approx 1,8$ kJ/dm³, που αντιστοιχεί σε πιέσεις ώθησης περίπου 3,4 bar [2-6].

Η παλμική υπερσυμπίεση βασικά υπερβαίνει πάντα την υπερσυμπίεση σταθερής πίεσης όσον αφορά την απόδοση μερικού φορτίου και την απόδοση επιτάχυνσης. Και στις δύο περιπτώσεις, ο στροβίλος λειτουργεί με πολύ χαμηλή απόδοση όταν η ισχύς του κινητήρα είναι χαμηλή και η παροχή ενέργειας των καυσαερίων των κυλίνδρων του κινητήρα είναι αντίστοιχα χαμηλή. Ωστόσο, δεδομένου ότι οι απώλειες στραγγαλισμού στον κύλινδρο είναι χαμηλότερες, η παλμική υπερσυμπίεση παρέχει λίγο περισσότερη χρησιμοποιήσιμη ενέργεια καυσαερίων στην τουρμπίνα. Επιπλέον, δεδομένου ότι η αρχή της παλμικής υπερσυμπίεσης προκαλεί την πίεση των καυσαερίων να «υποκαλύπτει» την πίεση υπερπλήρωσης κατά την επικάλυψη της βαλβίδας, βελτιώνεται η απομάκρυνση των υπολειμματικών καυσαερίων και επομένως περισσότερη περιεκτικότητα σε οξυγόνο στον κύλινδρο στο τέλος της φάσης ανταλλαγής αερίων. Ωστόσο, το επίπεδο του καθορίζει επίσης την ποσότητα του ρυθμού καυσίμου που αυξάνεται κατά την έναρξη της διαδικασίας επιτάχυνσης που είναι πραγματικά μετατρέψιμο σε ισχύ επιτάχυνσης.

Δεδομένου ότι η καλή απόδοση επιτάχυνσης είναι ιδιαίτερα σημαντική στους κινητήρες των οχημάτων, οι πολλαπλές εξαγωγές τους θα πρέπει να κατασκευαστούν σε μεγάλο βαθμό με βάση τις απαιτήσεις της παλμικής υπερσυμπίεσης. Παραβλέποντας οποιεσδήποτε παραδόσεις της εταιρείας αυτή τη φορά, όχι μόνο ο ρυθμός υπερφόρτισης ενός κινητήρα τύπου αλλά και η κύρια χρήση του ειδικότερα θα πρέπει να καθορίσει οποιαδήποτε απόφαση για υπερσυμπίεση παλμού ή σταθερής πίεσης για όλες τις άλλες κατηγορίες κινητήρων.

Τα τελευταία χρόνια ήταν γενικά δυνατή η απίστευτη βελτίωση της απόδοσης του στροβιλοσυμπιεστή. Αυτό εξαλείφει τη σύγκρουση στόχων και επιτρέπει σχεδιασμούς πολλαπλών καυσαερίων που μπορούν να θεωρηθούν μικτές μορφές και βέλτιστους συμβιβασμούς μεταξύ του υπερσυμπιεστή παλμού και σταθερής πίεσης σε κάθε περίπτωση (βλ. Εικ. 2-21).



Εικόνα 2-21 Σωλήνας εξάτμισης κινητήρα MWM TBD 604 BV 16 ($D = 170 \text{ mm}$, $s = 195 \text{ mm}$)

2.4.3.3 Intercooling

Όταν ο αέρας σε έναν υπερσυμπιεστή συμπιέζεται από την κατάσταση 1 στην πίεση p_2 , η θερμοκρασία στην έξοδο του υπερσυμπιεστή (T_2), η οποία είναι συνήθως υψηλότερη από την αντίστοιχη θερμοκρασία T_{2s} για ισοεντροπική συμπίεση, αυξάνεται επίσης με την πίεση.

Όταν η απόδοση ισοεντροπικού υπερσυμπιεστή η_{sL} προσδιορίζεται κατά τη δοκιμή σύμφωνα με

$$\eta_{sL} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_2 - T_1} \text{ με } T_{2s} = T_1 \cdot \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (2-35)$$

ή είναι γνωστός από τον χάρτη του υπερσυμπιεστή, τότε μπορεί να υπολογιστεί η θερμοκρασία T_2 (βλ. Εικ. 14-3):

$$T_2 = T_1 \cdot \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{sL}} \left[\frac{p_2}{p_1} \right]^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right\} \quad (2-36)$$

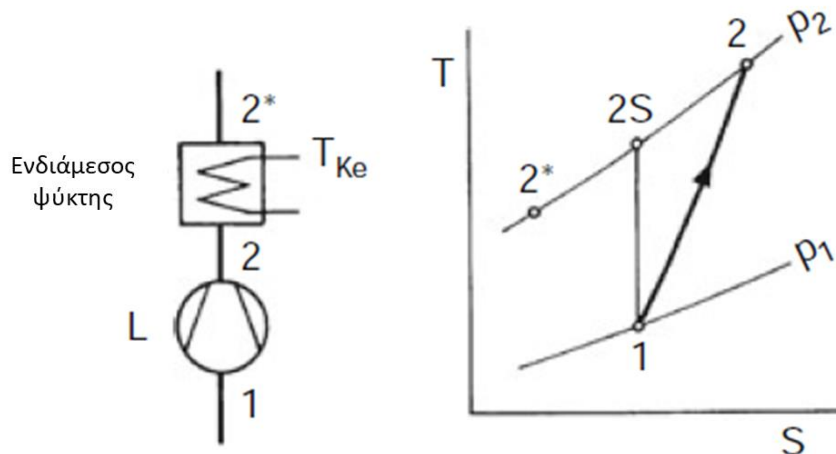
Ανεπιθύμητη στον κινητήρα, η αύξηση της θερμοκρασίας στον υπερσυμπιεστή μπορεί εν μέρει να ακυρωθεί με ισοβαρική επαναψύξη (σε $p_2 = \text{σταθερό}$), δηλαδή με ενδοψύξη σε έναν ενδιάμεσο ψύκτη. Εκτός από το επίπεδο θερμοκρασίας του διαθέσιμου ψυκτικού μέσου (θερμοκρασία εισόδου ψυκτικού T_{Ke}), η αποτελεσματικότητα του ενδιάμεσου ψύκτη καθορίζει την πιθανή μείωση της θερμοκρασίας στον ενδιάμεσο ψύκτη (βλ. Εικ. 2-22). Αυτό εκφράζεται στον ρυθμό ανάκτησης θερμότητας η_{LLK} , που ονομάζεται επίσης απόδοση του ενδιάμεσου ψύκτη:

$$\eta_{LLK} = \frac{T_2 - T_{2*}}{T_2 - T_{Ke}} \quad (2-37)$$

Οι μεγάλοι ενδιάμεσοι ψύκτες κινητήρα που λειτουργούν σύμφωνα με την αρχή του αντίθετου ρεύματος επιτυγχάνουν τις υψηλότερες τιμές για το η_{LLK} ($>0,90$) (βλ. Ενότητα 14.3). Παραβλέποντας την πολυπλοκότητα της μηχανικής του, η ενδιάμεση ψύξη φέρνει μόνο οφέλη, δηλαδή

- χαμηλότερη θερμική φόρτιση του κινητήρα,
- χαμηλότερο μηχανικό φορτίο του κινητήρα επειδή η ενδοψύξη επιτυγχάνει την επιθυμητή τιμή της πυκνότητας φόρτισης του κυλίνδρου σε χαμηλότερη πίεση υπερπλήρωσης και

– χαμηλότερες εκπομπές NO_x.



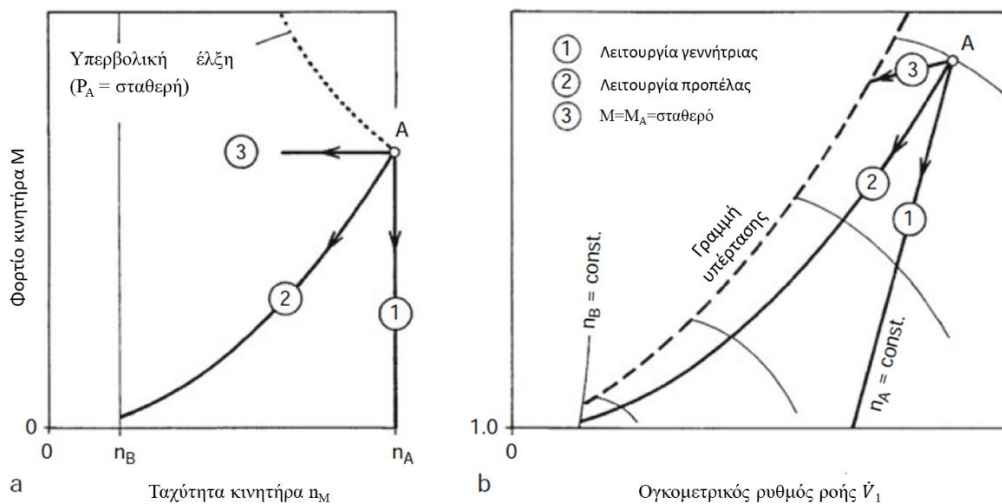
Εικόνα 2-22 Αύξηση θερμοκρασίας σε υπερσυμπιεστή και intercooler

2.4.3.4 Δυνατότητα οδήγησης σε σταθερή και δυναμική κατάσταση κινητήρα κατά την υπερπλήρωση καυσαερίων

Έλεγχος πίεσης ενίσχυσης

Όπως κάθε στροβιλομηχανή, ο συμπιεστής και ο στρόβιλος ενός στροβιλοσυμπιεστή καυσαερίων έχουν σχεδιαστεί για ένα συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας (σημείο σχεδιασμού) στο οποίο ο καθένας λειτουργεί υπό βέλτιστες συνθήκες.

Ένας στροβιλοσυμπιεστής έχει ρυθμιστεί σε ένα συγκεκριμένο σημείο λειτουργίας του κινητήρα όταν η ροή ενέργειας καυσαερίων από τον στροβιλοσυμπιεστή που παρέχεται από τον κινητήρα σε αυτό το σημείο λειτουργίας παρέχει την επιθυμητή πίεση υπερπλήρωσης (βλ. σημείο A στο Σχ. 2-23).



Εικόνα 2-23 Γραμμές λειτουργίας κινητήρα σε χάρτη κινητήρα (αριστερά) και χάρτη συμπιεστή (δεξιά) με υποβάθμιση κινητήρα. τετράχρονος κινητήρας ντίζελ με μη ρυθμισμένη υπερσυμπίεση καυσαερίων (EGT)

Κάθε σημείο λειτουργίας στον χάρτη του κινητήρα κάτω από την υπερβολή της ελκτικής δύναμης (γραμμή σταθερής ονομαστικής ισχύος) αντιστοιχεί σε χαμηλότερη ισχύ κινητήρα από την ονομαστική

ισχύ. Δεδομένου ότι παρέχει επίσης χαμηλότερη ισχύ εξάτμισης στον στροβιλοσυμπιεστή, η σχετική πίεση υπερπλήρωσης είναι επίσης χαμηλότερη από ό,τι στο σημείο Α.

Οι γραμμές λειτουργίας του κινητήρα για τους τρεις τρόπους λειτουργίας ξεχώρισαν:

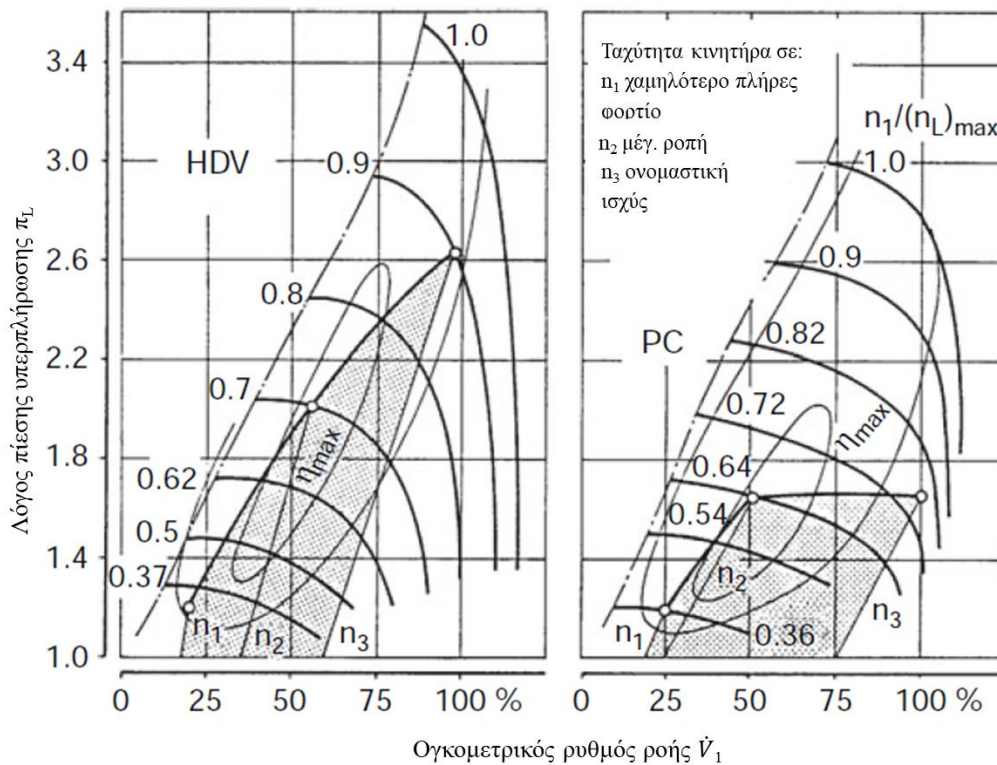
– λειτουργία γεννήτριας ($n_M = \text{σταθερή}$)

– λειτουργία προπέλας ($M \sim n_M^2$)

– η μείωση της ταχύτητας στην ονομαστική ροπή του κινητήρα ($M = \text{σταθερή}$)

έχουν γραφτεί στον χάρτη του κινητήρα (Εικ. 2-23, αριστερά) και (για έναν τετράχρονο κινητήρα) στον χάρτη του συμπιεστή (Εικ. 2-23, δεξιά) (βλ. επίσης Εικ. 2-15).

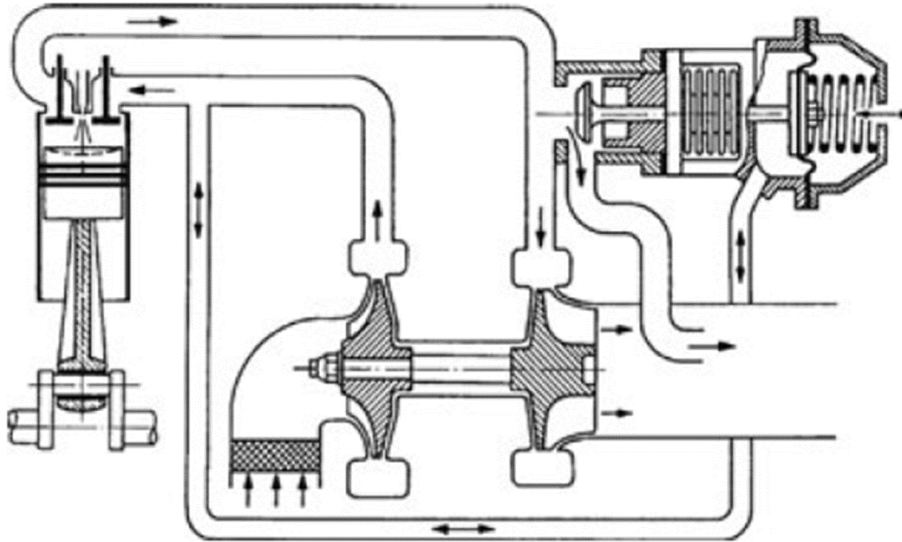
Με την προϋπόθεση ότι τα σημεία λειτουργίας του κινητήρα αλλάζουν σχεδόν οιοσύνει (δυνατότητα οδήγησης σε σταθερή κατάσταση), τότε, όπως εξηγείται στην Ενότητα. 2.2.2.3, η πτώση της πίεσης υπερπλήρωσης κατά τη λειτουργία της γεννήτριας και της προπέλας δεν είναι προβληματική. Ωστόσο, η μείωση της ταχύτητας στην ονομαστική ροπή του κινητήρα μπορεί να πραγματοποιηθεί μόνο με τη μείωση της αναλογίας αέρα/καυσίμου. Εκτός από την αύξηση του μαυρίσματος των καυσαερίων, μπορεί να αναμένεται αύξηση του θερμικού φορτίου των εξαρτημάτων του θαλάμου καύσης. Η μείωση της ταχύτητας στην ονομαστική ροπή του κινητήρα ενέχει επιπλέον τον κίνδυνο επικίνδυνης προσέγγισης ή ακόμη και υπέρβασης της γραμμής υπέρτασης (Εικ. 2-23, δεξιά). Δεδομένου ότι, λαμβάνοντας ως σημείο εκκίνησης το ονομαστικό σημείο ισχύος, απαιτείται όχι μόνο μια οριζόντια, αλλά και μια ανοδική γραμμή πλήρους φορτίου ως πτώση ταχύτητας, ο στροβιλοσυμπιεστής πρέπει, ωστόσο, να προσαρμοστεί διαφορετικά για κινητήρες οχημάτων από ό,τι για μεγάλους κινητήρες. Γίνεται διάκριση μεταξύ στροβιλοσυμπιεστών με σταθερή και με μεταβλητή γεωμετρία στροβίλου. Ένας στροβιλοσυμπιεστής με σταθερή γεωμετρία στροβίλου (Εικ. 2-24) επιλέγεται έτσι ώστε να παράγει ήδη την πίεση υπερπλήρωσης που απαιτείται για τη μέγιστη ροπή κινητήρα M_{\max} στις σχετικές μερικές στροφές κινητήρα n_2 . Αυτό ορίζεται περίπου στο 60% των ονομαστικών στροφών κινητήρα n_3 για κινητήρες επαγγελματικών οχημάτων και στο 40% περίπου για κινητήρες αυτοκινήτων. Με τη σειρά της, για τους προαναφερθέντες λόγους, η πίεση υπερπλήρωσης και η σχετική ροπή πλήρους φορτίου για χαμηλότερες στροφές κινητήρα ($n < n_2$) με βάση αυτήν μειώνονται πιο έντονα σε σχέση με το M_{\max} από ό,τι σε έναν ατμοσφαιρικό κινητήρα, ο οποίος έχει φυσικά τη μέγιστη «ώθηση πίεσης» σε κάθε ταχύτητα.



Εικόνα 2-24 Γραμμή λειτουργίας κινητήρα πλήρους φορτίου σε χάρτη υπερσυμπιεστή για επαγγελματικό όχημα (HDV) και κινητήρα αυτοκινήτου (PC)

Χωρίς καμία παρέμβαση ελέγχου στον στροβιλοσυμπιεστή, η πίεση υπερπλήρωσης πλήρους φορτίου αυξάνεται σταθερά σε στροφές κινητήρα που είναι ολοένα και υψηλότερες από εκείνες στη μέγιστη ροπή κινητήρα ($n > n_2$). Αυτή η αύξηση της πίεσης ώθησης πλήρους φορτίου μπορεί συνήθως να είναι ακόμα αποδεκτή σε κινητήρες επαγγελματικών οχημάτων, καθώς είναι βασικά κατασκευασμένοι πιο στιβαρά και χρησιμοποιείται για την παραγωγή μιας αντίστοιχα μεγάλης αναλογίας αέρα/καυσίμου αφού η καμπύλη ροπής πλήρους φορτίου κλίνει προς την ονομαστική ταχύτητα. Η πίεση ώθησης πλήρους φορτίου σε έναν κινητήρα αυτοκινήτου θα αυξανόταν ιδιαίτερα απότομα για ταχύτητες $n > n_2$ λόγω του συνολικά μεγαλύτερου εύρους στροφών που πρέπει να καλυφθεί και $n_2 \approx 0,40 \cdot n_3$. Το υψηλό μηχανικό φορτίο του συγκροτήματος στροφαλοφόρου που συνδέεται με αυτό το καθιστά απαράδεκτο απλώς και μόνο λόγω της υψηλής αναλογίας συμπίεσης που απαιτείται στους κινητήρες ντίζελ αυτοκινήτων.

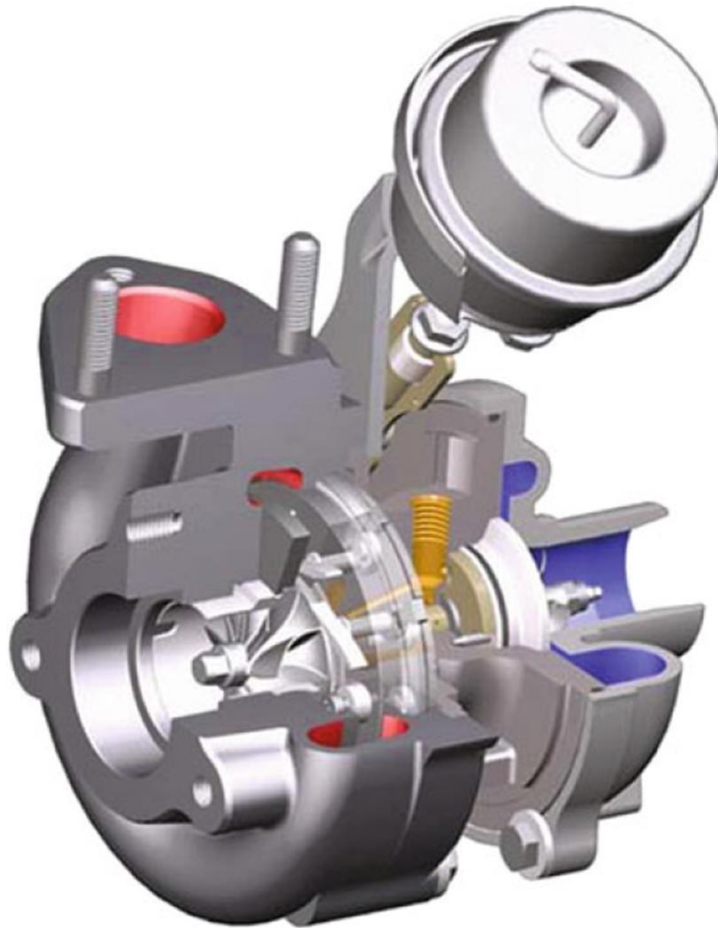
Ως εκ τούτου, ο έλεγχος της πίεσης υπερπλήρωσης ή τουλάχιστον ο περιορισμός της πίεσης υπερπλήρωσης από μια ανοιχτή αulάκωση είναι επιτακτική ανάγκη σε κινητήρες αυτοκινήτων με στροβιλοσυμπιεστή (Εικ. 2-25). Ένα διάφραγμα υπό πίεση υπερπλήρωσης ανοίγει τη βαλβίδα απορριμμάτων έναντι ενός ελατηρίου και η εξάτμιση διοχετεύεται γύρω από τον στρόβιλο όταν η πίεση υπερπλήρωσης έχει φτάσει στο ανώτατο επιτρεπόμενο όριο. Υποκινούμενοι από τις ειδικές απαιτήσεις των βενζινοκινητήρων από αυτή την άποψη (έλεγχος ποσότητας), οι βενζινοκινητήρες και οι πετρελαιοκινητήρες διαθέτουν πλέον κυρίως ηλεκτρονικά συστήματα ελέγχου πίεσης υπερπλήρωσης. Ένας ελεγκτής συγκρίνει την πραγματική τιμή της πίεσης υπερπλήρωσης με την ονομαστική τιμή που εξαρτάται από το σημείο λειτουργίας που είναι αποθηκευμένη στη μονάδα ελέγχου κινητήρα και την προσαρμόζει, σε αυτήν την περίπτωση με ηλεκτροπνευματικό έλεγχο της πύλης απορριμμάτων (κλειστού βρόχου απορριμμάτων).



Εικόνα 2-25 Περιορισμός πίεσης ώθησης με απορρόφηση [2-5]

Όσο χαμηλότερη είναι η πίεση υπερπλήρωσης που ρυθμίζεται στο μερικό φορτίο από την πίεση υπερπλήρωσης σε πλήρες φορτίο, τόσο χαμηλότερη είναι η πίεση εξάτμισης πριν από τον στρόβιλο. Εξίσου σημαντικό, αυτό αντανακλάται στην αντίστοιχα χαμηλότερη κατανάλωση καυσίμου κινητήρα. Η μεταβλητή γεωμετρία στροβίλου (VTG) μπορεί επίσης να επιτύχει μια σύγκλιση της παροχής αέρα του στροβιλοσυμπιεστή με την απαίτηση αέρα που εξαρτάται από το σημείο λειτουργίας του κινητήρα, η οποία συνεχίζει να αποκλίνει όταν χρησιμοποιείται ένας μη ελεγχόμενος στροβιλοσυμπιεστής, ειδικά καθώς μειώνονται οι στροφές του κινητήρα. Η τουρμπίνα του υπερσυμπιεστή επιλέγεται με διατομή (μεγάλη) ώστε να επιτυγχάνεται η επιθυμητή πίεση υπερπλήρωσης στο ονομαστικό σημείο ισχύος του κινητήρα.

Καθώς οι στροφές του κινητήρα μειώνονται, η πτώση της πίεσης υπερπλήρωσης αντισταθμίζεται με τη στένωση της διατομής εισροής στον ρότορα του στροβίλου, κατά προτίμηση με ρυθμιζόμενα πτερύγια οδηγού στροβίλου (Εικ. 2-26). Αυτό δημιουργεί αυξημένη συσσώρευση καυσαερίων πριν από τον στρόβιλο – υψηλότερες τιμές για p_3 και T_3 στην Εξ. (2-29) – και συνεπώς υψηλότερη πίεση ώθησης. Ωστόσο, η στένωση της διατομής του συστήματος περυνγίων οδήγησης του στροβίλου μπορεί να μην επιτραπεί να υποβαθμίσει υπερβολικά τις συνθήκες ροής στον ρότορα. Διαφορετικά, μια υπερβολική μείωση του η_T και, περαιτέρω, του η_{TL} (βλ. Εξ. (2-28) και (20-29)) καθιστά πολύ μικρή από την παροχή ενέργειας καυσαερίων χρησιμοποιήσιμη για την αύξηση της πίεσης ώθησης.



Εικόνα 2-26 Στροβιλοσυμπιεστής οχήματος με μεταβλητή γεωμετρία στροβίλου (ρυθμιζόμενα πτερύγια οδηγών) (Πηγή: BorgWarner TurboSystems)

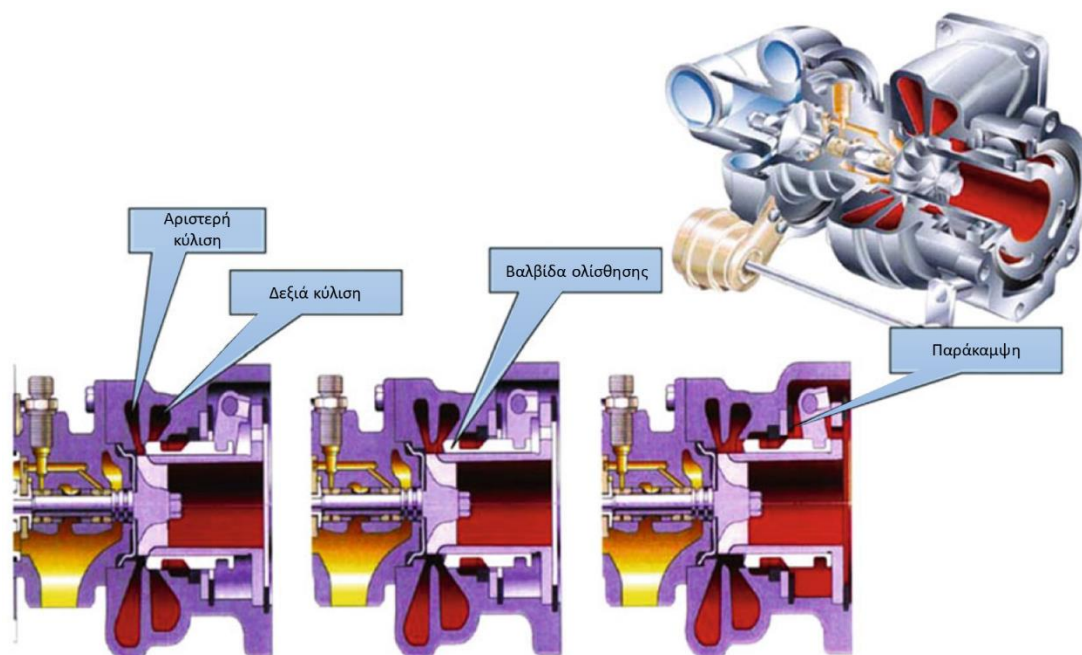
Η μηχανικά πιο αξιόπιστη λύση της μερικής κάλυψης της διατομής εισροής του ρότορα του στροβίλου με ένα χιτώνιο ικανό να ολισθαίνει προς την αξονική κατεύθυνση του ρότορα (βλ. Εικ. 2-27) πρέπει να ταξινομηθεί ως φτωχότερη από άποψη απόδοσης λόγω μείωσης του στροβίλου η διατομή συνδέεται με μερική πίεση του ρότορα του στροβίλου.

Στροβιλοσυμπιεστές με ρυθμιζόμενα πτερύγια οδηγού στροβίλου, που επιτρέπουν τη ρύθμιση της διατομής του στροβίλου σε ένα εύρος μεταξύ 100% και περίπου 70% της πλήρους διατομής, αναπτύχθηκαν ήδη για μεγάλους κινητήρες ντίζελ τη δεκαετία του 1970 [2-7]. Ωστόσο, δεν χρησιμοποιούνται πλέον στην παραγωγή, καθώς το γενικά υψηλό επίπεδο απόδοσης στροβιλοσυμπιεστών που έχει επιτευχθεί τώρα κάνει άλλες λύσεις προτιμότερες για μεγάλους κινητήρες ντίζελ [2-8].

Από την άλλη πλευρά, οι κινητήρες ντίζελ των οχημάτων είναι κυρίως εξοπλισμένοι με υπερσυμπιεστές VTG. Εκτός από τους πνευματικούς ενεργοποιητές που ήταν αποκλειστικά συνηθισμένοι αρχικά, οι ηλεκτρικοί ενεργοποιητές χρησιμοποιούνται τώρα όλο και περισσότερο επειδή η ταχύτητα προσαρμογής τους είναι υψηλότερη κατά 10 [2-9] και το χαρακτηριστικό ελέγχου βελτιώνεται σημαντικά.

Η διαδοχική υπερσυμπίεση παρέχει μια άλλη λύση, δηλαδή την προσαρμογή της διατομής του στροβιλοσυμπιεστή στις απαιτήσεις του κινητήρα [2-10]. Για το σκοπό αυτό, ένας κινητήρας είναι εξοπλισμένος με πολλούς στροβιλοσυμπιεστές συνδεδεμένους παράλληλα, καθένας από τους οποίους μπορεί να εμπλακεί ή να απεμπλακεί με πτερύγια στην πλευρά του αέρα και της εξάτμισης, έτσι ώστε κάθε «σωστή» διατομή στροβίλου να είναι διαθέσιμη στον κινητήρα ως λειτουργία του σημείου λειτουργίας.

Δεδομένου ότι αυτό επιτρέπει τη λειτουργία κάθε στροβιλοσυμπιεστή σχετικά κοντά στο καλύτερο σημείο του, παράγεται σχετικά καλή απόδοση υπερφόρτισης του κινητήρα ακόμη και σε εύρη λειτουργίας (χαμηλό φορτίο και χαμηλή ταχύτητα) όπου ένας μεγάλος στροβιλοσυμπιεστής λειτουργεί μακριά από το καλύτερο σημείο του.



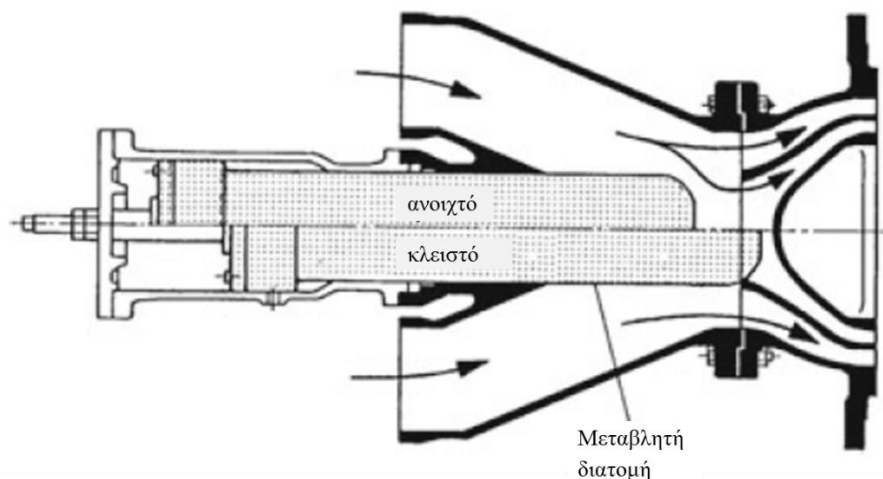
Εικόνα 2-27 Στροβιλοσυμπιεστής VST με τουρμπίνα μεταβλητού δακτυλίου ολίσθησης (Πηγή: BorgWarner Turbo Systems)

Τα πλεονεκτήματα της διαδοχικής υπερσυμπίεσης γίνονται ιδιαίτερα εμφανή κατά την επιτάχυνση του κινητήρα. Στην αρχή του σταδίου επιτάχυνσης, ολόκληρη η διαθέσιμη ενέργεια των καυσαερίων παρέχεται σε έναν μόνο υπερσυμπιεστή από συνολικά τέσσερις, για παράδειγμα. Κατά συνέπεια, η ταχύτητά του ανεβάζει πολύ υψηλές στροφές, κυρίως επειδή το συγκρότημα του ρότορα του έχει επίσης μικρότερη ροπή αδράνειας μάζας από έναν μεγάλο υπερσυμπιεστή. Η ταχύτερη συσσώρευση πίεσης υπερπλήρωσης που συνδέεται με αυτό επιτρέπει την ταχύτερη αύξηση της ποσότητας του καυσίμου που ψεκάζεται.

Δεδομένου ότι ο κινητήρας ανεβάζει στροφές σε υψηλή ταχύτητα γρηγορότερα και προσφέρει αυξημένο ρυθμό ενέργειας καυσαερίων, οι άλλοι στροβιλοσυμπιεστές μπορούν να εμπλακούν διαδοχικά και το επιθυμητό σημείο λειτουργίας σε υψηλότερο επίπεδο επιτυγχάνεται πολύ πιο γρήγορα από ό,τι όταν χρησιμοποιείται ένας μόνος (μεγάλος) υπερσυμπιεστής. Ένα σημαντικό μειονέκτημα της διαδοχικής υπερσυμπίεσης είναι η πιο σύνθετη διαμόρφωση του συστήματος υπερτροφοδότησης (πολλοί στροβιλοσυμπιεστές, πτερύγια τσοκ και εξάτμισης και ο έλεγχός τους) και η αυξημένη κεφαλαιουχική δαπάνη που συνδέεται με αυτό.

Η διαδοχική υπερσυμπίεση έχει εφαρμοστεί αποτελεσματικά σε κινητήρες ντίζελ υψηλής ταχύτητας υψηλής απόδοσης με υπερτροφοδότηση δύο σταδίων για πολλά χρόνια (βλ. Ενότητα 18.4). Τώρα εφαρμόζεται και σε κινητήρες οχημάτων, αν και συνήθως μόνο με δύο στροβιλοσυμπιεστές [2-11]. Όταν χρησιμοποιούνται δύο στροβιλοσυμπιεστές διαφορετικού μεγέθους, η εμπλοκή και η απεμπλοκή τους μπορεί να δώσει σε έναν κινητήρα συνολικά τρεις συνολικές διατομές στροβίλου διαφορετικού μεγέθους. Το σύστημα VMP (variable multi-pulse) που παράγεται από τη MaK (σήμερα Caterpillar Engines) παρέχει μια άλλη ενδιαφέρουσα μέθοδο παραγωγής μεταβλητής διατομής στροβίλου για κινητήρες μεσαίας ταχύτητας για θαλάσσιες εφαρμογές. Ωστόσο, δεν χρησιμοποιείται πλέον στο τρέχον πρόγραμμα κινητήρα [2-12]. Στο εύρος ισχύος κάτω από το 75% της ονομαστικής ισχύος, μια ολισθαίνουσα βαλβίδα που ονομάζεται μεταβλητή κλείνει μέρος της διατομής του δακτυλίου

ακροφυσίου του αξονικού στροβίλου (Εικ. 2-28). Έτσι, ο στρόβιλος δημιουργεί υψηλότερη πίεση και θερμοκρασία καυσαερίων και, κατά συνέπεια, μεγαλύτερη πίεση αέρα φόρτισης είναι διαθέσιμη για τον κινητήρα [2-12]. Σύμφωνα με τις προδιαγραφές του κατασκευαστή, αυτό μπορεί να μειώσει την κατανάλωση καυσίμου έως και 10 g/kWh.



Εικόνα 2-28 Ρύθμιση διατομής στροβίλου υπερσυμπιεστή καυσαερίων με βάση τη μέθοδο μεταβλητού πολλαπλών παλμών (VMP) του MaK

2.4.3.5 Μείωση μεγέθους

Η μείωση του μεγέθους αναφέρεται σε έννοιες που προορίζονται να παράγουν την επιθυμητή ονομαστική ισχύ κινητήρα μέσω ενός μικρότερου κινητήρα (μικρότερος συνολικός κυβισμός, πιθανώς και μικρότερος αριθμός κυλίνδρων), ο οποίος είναι αντίστοιχα εξαιρετικά υπερτροφοδοτούμενος. Η χαμηλότερη τριβή του μικρότερου κινητήρα αυξάνει τη μηχανική και συνεπώς την αποτελεσματική του απόδοση. Επιπλέον, το βάρος του κινητήρα μειώνεται. Ως εκ τούτου, η μείωση του μεγέθους έχει γίνει ένα σημαντικό χαρακτηριστικό του σχεδιασμού, κυρίως στην ανάπτυξη κινητήρων οχημάτων.

2.4.4 Ειδικές Μορφές Στροβιλοσυμπίεσης Καυσαερίων

2.4.4.1 Υπερσυμπίεση δύο σταδίων

Ο στροβιλοσυμπιεστής δύο σταδίων συνδέει δύο στροβιλοσυμπιεστές καυσαερίων ελεύθερου τροχού σε μια σειρά, ο ένας χαρακτηρίζεται ως στροβιλοσυμπιεστής χαμηλής πίεσης και ο άλλος ως υπερσυμπιεστής υψηλής πίεσης. Υπάρχουν δύο παραλλαγές.

- μη ρυθμισμένη υπερσυμπίεση δύο σταδίων και
- ρυθμιζόμενη υπερσυμπίεση δύο σταδίων.

Μη ρυθμισμένη υπερτροφοδότηση δύο σταδίων

Οι λόγοι πίεσης ώθησης έως και έξι και άνω αποτελούν βασική απαίτηση για μη ρυθμισμένη υπερτροφοδότηση δύο σταδίων όταν πρέπει να είναι η μέση αποτελεσματική πίεση πέδησης στην περιοχή $p_e = 30$ bar και άνω

δημιουργήθηκε [2-10]. Εάν δύο υπερσυμπιεστές (συμπιεστές) είναι συνδεδεμένοι σε μια σειρά και, για παράδειγμα, καθένας από αυτούς δημιουργεί λόγο πίεσης $\pi_L = 2,5$ σε ισοεντροπική απόδοση

υπερσυμπιεστή $\eta_{sL} = 80\%$, τότε και τα δύο στάδια υπερφόρτισης επιτυγχάνουν μια συνολική αναλογία πίεσης υπερπλήρωσης ίση με $\pi_{L_{ges}} = 6,25$ με ισοεντροπική απόδοση τουλάχιστον ακόμα 77,5%. Στην πραγματικότητα, μια ακτινική βαθμίδα συμπιεστή θα μπορούσε ενδεχομένως να παράγει ακόμα λόγο πίεσης ώθησης 6.25, αλλά μόνο με σημαντικά χαμηλότερη απόδοση. Αυτό το πλεονέκτημα της συμπίεσης δύο σταδίων ενισχύεται περαιτέρω όταν ενσωματώνεται ένας ενδιάμεσος ψύκτης. Μειώνει τη θερμοκρασία του αέρα πριν εισέλθει στον υπερσυμπιεστή υψηλής πίεσης και έτσι, σύμφωνα με την Εξ. (2-22), η ισχύς του συμπιεστή που θα εφαρμοστεί για την επιθυμητή αναλογία πίεσης. Καθένα από τα δύο αποτελέσματα επηρεάζει θετικά την απόδοση της υπερφόρτισης και συνεπώς την ειδική κατανάλωση καυσίμου ενός κινητήρα.

Όσο περισσότερο η στιγμιαία πίεση υπερπλήρωσης (σε μερική ισχύ) αποκλίνει από τη μέγιστη πίεση υπερπλήρωσης (στην ονομαστική ισχύ), τόσο μικρότερη γίνεται η θετική επίδραση της ενδοψύξης στην απόδοση υπερφόρτισης και επομένως άμεσα στη συνολική απόδοση του κινητήρα, επειδή αντίστοιχα λιγότερο πρέπει να ψύχεται τότε .

Για να διατηρείται υπό έλεγχο το μηχανικό φορτίο ενός κινητήρα που προκαλείται από τη μέγιστη πίεση του κυλίνδρου (πίεση πυροδότησης) σε τόσο υψηλούς ρυθμούς υπερφόρτισης όπως το επιτρέπει η υπερσυμπίεση δύο σταδίων – οι τιμές ήδη ανέρχονται σε $p_{Z_{max}} \approx 200 \text{ bar}$ [2-13] – ο λόγος συμπίεσης ε μειώνεται σε σύγκριση με τις κοινές τιμές για υπερσυμπίεση ενός σταδίου. Ωστόσο, μια πτώση του ϵ ως μεμονωμένος παράγοντας αντιπροσωπεύει πάντα μια επιδείνωση της απόδοσης του κινητήρα. Αυτός είναι ένας βασικός λόγος για τις θεμελιωδώς υψηλότερες ειδικές καταναλώσεις καυσίμου των υπερτροφοδοτούμενων κινητήρων δύο σταδίων υψηλής απόδοσης υψηλής απόδοσης (με $p_e \approx 30 \text{ bar}$) έναντι των μεσαίων ταχυτήτων υπερτροφοδοτούμενων κινητήρων ενός σταδίου (με $p_e \approx 21 \dots 24 \text{ bar}$).

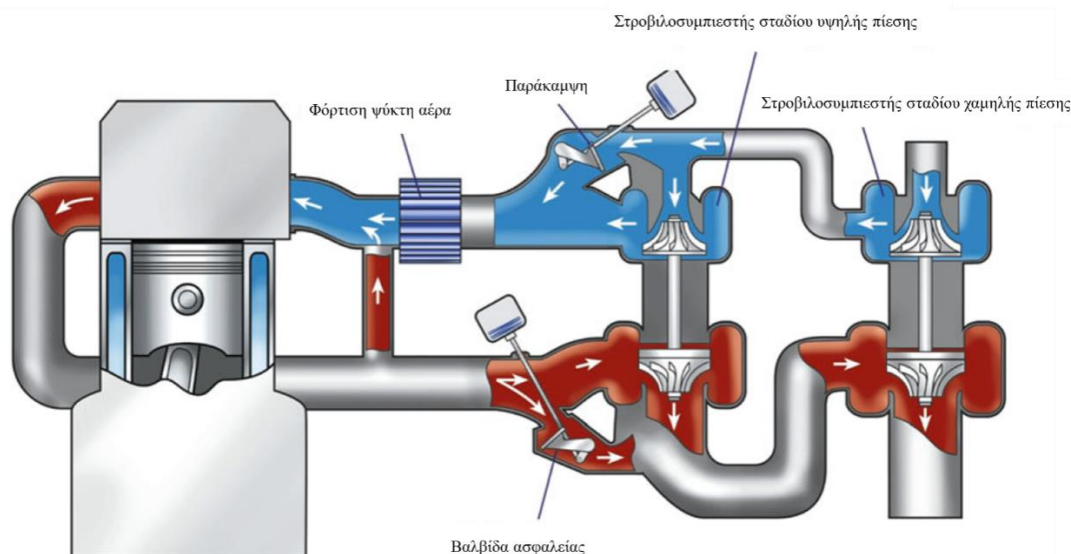
Έτσι, η υπερσυμπίεση δύο σταδίων – οι εφαρμογές πρωτοτυπήθηκαν στη δεκαετία του 1970 – δεν μπόρεσε να καθιερωθεί για κινητήρες ντίζελ μεσαίας ταχύτητας. Από την άλλη πλευρά, οι μέγιστες τιμές για την πυκνότητα ισχύος όπως παράγονται από υπερτροφοδοτούμενους κινητήρες ντίζελ δύο σταδίων, π.χ. Οι κινητήρες ταχύπλοων σκαφών έχουν κορυφαία προτεραιότητα και η χαμηλή ειδική κατανάλωση καυσίμου μόνο δευτερεύουσα προτεραιότητα.

Ελεγχόμενη υπερσυμπίεση δύο σταδίων

Η ρυθμιζόμενη υπερσυμπίεση δύο σταδίων εφαρμόζεται σε κινητήρες ντίζελ επαγγελματικών οχημάτων και αυτοκινήτων όχι απαραίτητα ως μέσο για την παραγωγή ιδιαίτερα υψηλής πίεσης υπερπλήρωσης, αλλά μάλλον ως εναλλακτική λύση στη διαδοχική υπερσυμπίεση διπλού υπερσυμπιεστή. Η βασική διαφορά με τον μη ρυθμιζόμενο στροβιλοσυμπιεστή δύο σταδίων είναι μια ελεγχόμενη παράκαμψη γύρω από τον στρόβιλο υψηλής πίεσης και τον συμπιεστή υψηλής πίεσης (βλ. Εικ. 2-29) καθώς και ένα απόβλητο στον στρόβιλο LP σε εφαρμογές για αυτοκίνητα. Οι κινητήρες των οχημάτων χρειάζονται ήδη μέγιστη πίεση υπερπλήρωσης στο χαμηλότερο εύρος στροφών κινητήρα για υψηλή ισχύ επιτάχυνσης. Η απλή υπερσυμπίεση καυσαερίων (χωρίς έλεγχο πίεσης υπερπλήρωσης) δεν μπορεί να το παράγει επειδή η ροή μάζας καυσαερίων του κινητήρα είναι χαμηλή. Και οι δύο βαλβίδες παράκαμψης διατηρούνται κλειστές σε αυτή τη φάση λειτουργίας. Αυτό προκαλεί τη διοχέτευση ολόκληρης της ροής μάζας καυσαερίων και ολόκληρης της ροής ενέργειας των καυσαερίων στον (μικρότερο) στρόβιλο HP, ο οποίος, παρόμοιος με έναν στρόβιλο VTG στενής ρύθμισης, περιστρέφεται πολύ γρήγορα, έτσι ώστε ο συμπιεστής HP να δημιουργήσει την επιθυμητή υψηλή πίεση υπερπλήρωσης. Η κατάντη τουρμπίνα LP λαμβάνει απλώς ένα μικρό υπόλοιπο ενέργειας καυσαερίων σε αυτή τη φάση λειτουργίας του κινητήρα. Έτσι, περιστρέφεται αντίστοιχα αργά και, παρόλο που αναγκάζει τη ροή ολόκληρης της μάζας αέρα μέσω του συμπιεστή LP, δημιουργεί μόνο μια πολύ μικρή αναλογία πίεσης.

Καθώς η ροή μάζας αερίου εργασίας μέσω του κινητήρα και η ροή ενέργειας των καυσαερίων από τον κινητήρα αυξάνονται καθώς οι στροφές του κινητήρα αυξάνονται και το φορτίο αυξάνεται, οι δύο βαλβίδες παράκαμψης ανοίγουν όλο και περισσότερο έως ότου οι στροβιλοσυμπιεστές HP και LP

λειτουργούν ως ένας τύπος μεικτής μορφής σειράς και παράλληλων σύνδεση. Οι κινητήρες εξοπλισμένοι με ένα τέτοιο σύστημα υπερτροφοδότησης, παρουσιάζουν εξαιρετικά καλή απόκριση [2-14].



Εικόνα 2-29 Ελεγχόμενη υπερφόρτιση δύο σταδίων, μπλοκ διάγραμμα (Πηγή: BorgWarner Turbo Systems)

2.4.4.2 Σύστημα Miller

Η προϋπόθεση για το σύστημα Miller [2-15] είναι ένας τετράχρονος κινητήρας με υπερσυμπίεση καυσαερίων και ενδοψύξη στον οποίο μπορεί να ρυθμιστεί ο χρονισμός του «κλείσιμο εισαγωγής» (IC) κατά τη λειτουργία. Ο στόχος είναι να επιτευχθεί χαμηλότερη θερμοκρασία κυλίνδρου σε μια επιθυμητή πίεση κυλίνδρου κατά την έναρξη της συμπίεσης από ό,τι ο δεδομένος ενδιάμεσος ψύκτης συνήθως στην κανονική περίπτωση. Για το σκοπό αυτό, ο στροβίλοσυμπιεστής πρέπει να ρυθμιστεί έτσι ώστε, ανάλογα με το πρόωρο κλείσιμο της βαλβίδας εισαγωγής (ακόμη πριν από το BDC) και τη συνεχή επέκταση της φόρτισης του κυλίνδρου στη συνέχεια, να παρέχει τόσο υψηλή πίεση υπερπλήρωσης ώστε η αρχική πίεση συμπίεσης που ορίζεται για η κανονική περίπτωση όμως επιτυγχάνεται.

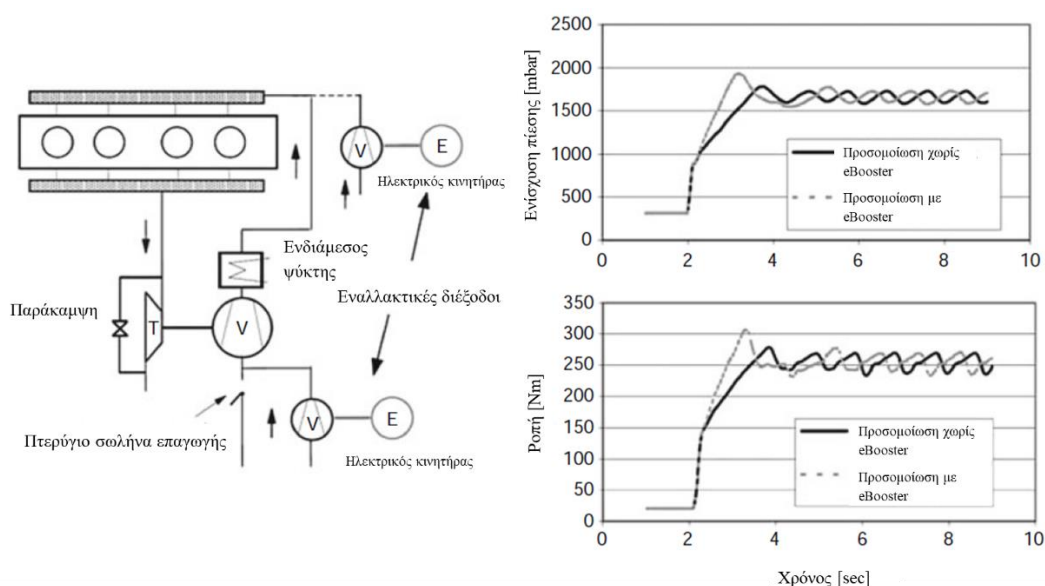
Η συνακόλουθη ψύξη διαστολής του αερίου του κυλίνδρου προκαλεί τη θερμοκρασία του στο BDC να πέσει σε τιμές κάτω από αυτήν που θα ήταν η θερμοκρασία στην κανονική περίπτωση, δηλαδή όταν «κλείνει η εισαγωγή» (IC) αργότερα.

Αυτή η μέθοδος επιτρέπει τη μετατόπιση του ορίου έκρηξης σε υπερτροφοδοτούμενους βενζινοκινητήρες σε υψηλότερα φορτία κινητήρα. Οι μέθοδοι έγκαιρου κλεισίματος εισαγωγής (EIC) ή καθυστερημένου κλεισίματος εισαγωγής (LIC) που εφαρμόζονται ήδη σε βενζινοκινητήρες με και χωρίς υπερτροφοδότηση μπορούν να χρησιμοποιηθούν για να θέσουν σε μεγάλο βαθμό το γκάτζι «εκτός λειτουργίας». Αυτό αναφέρεται ως εκτόνωση ενός βενζινοκινητήρα. Σε έναν κινητήρα ντίζελ, το μεγαλύτερο φορτίο κυλίνδρου (από την κανονική διαδικασία) κατά την έναρξη της συμπίεσης που επιτυγχάνεται από το σύστημα Miller σε ίση πίεση κυλίνδρου μπορεί είτε να βελτιώσει την απόδοση είτε να οδηγήσει σε λειτουργία με μεγαλύτερη αναλογία αέρα/καυσίμου. Δεδομένου ότι το επίπεδο πίεσης του κυλίνδρου είναι χαμηλότερο, μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί για τη μείωση των εκπομπών NO_x. Ωστόσο, οποιαδήποτε αξιολόγηση του συστήματος Miller στην καθαρή του μορφή πρέπει να λαμβάνει υπόψη ότι η υψηλότερη πίεση υπερπλήρωσης που δημιουργείται από τον συμπιεστή από ό,τι στην κανονική διαδικασία προκύπτει από το αυξημένο έργο αποβολής του κινητήρα. Αυτό από μόνο του επηρεάζει αρνητικά την απόδοση του κινητήρα. Το σύστημα Miller θα μπορούσε επίσης να ανοίξει τη δυνατότητα ελέγχου της πίεσης υπερπλήρωσης ενός κινητήρα με έναν υπερσυμπιεστή σταθερής

γεωμετρίας. Για το σκοπό αυτό, ο στροβιλοσυμπιεστής και, ειδικότερα, ο στρόβιλος του θα πρέπει να προσαρμοστούν στον κινητήρα (ταιριάζουν με στροβιλοσυμπιεστή) έτσι ώστε να παράγει ήδη την απαιτούμενη πίεση υπερπλήρωσης για το επιθυμητό χαρακτηριστικό πλήρους φορτίου στο εύρος χαμηλών στροφών του κινητήρα. λειτουργεί εδώ με κανονικό IC (μετά το BDC). Η πίεση υπερπλήρωσης αυτού του σχεδιασμού στροβιλοσυμπιεστή και, κατά συνέπεια, η στάθμη πίεσης του κυλίνδρου εμποδίζεται να μεγαλώσει πολύ στο ανώτερο εύρος στροφών του κινητήρα και επομένως σε υψηλούς ρυθμούς ροής, κλείνοντας τη βαλβίδα εισαγωγής αντίστοιχα νωρίς (πριν από το BDC) με θετική δευτερεύουσα επίδραση στον κύλινδρο ψύξη διαστολής.

2.4.4.3 Ηλεκτρικά υποβοηθούμενη υπερφόρτιση

Η ηλεκτρική ισχύς που λαμβάνεται προσωρινά από το ηλεκτρικό σύστημα ενός οχήματος μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί για να επιτευχθεί ταχύτερη συσσώρευση πίεσης υπερπλήρωσης, την οποία χρειάζονται οι κινητήρες υπερτροφοδοτούμενων οχημάτων για καλύτερη απόδοση επιτάχυνσης, από αυτήν που μπορεί να παράγει μόνος του ο υπερσυμπιεστής. Μέχρι στιγμής, έχει γίνει πρωτότυπο σε δύο μορφές, δηλαδή το eBooster και τον ηλεκτρικά υποβοηθούμενο στροβιλοσυμπιεστή (EAT).



Εικόνα 2-30 Στροβιλοσυμπιεστής καυσαερίων με eBooster, με βάση το [2-16] (Πηγή: BorgWarner Turbo Systems)

eBooster

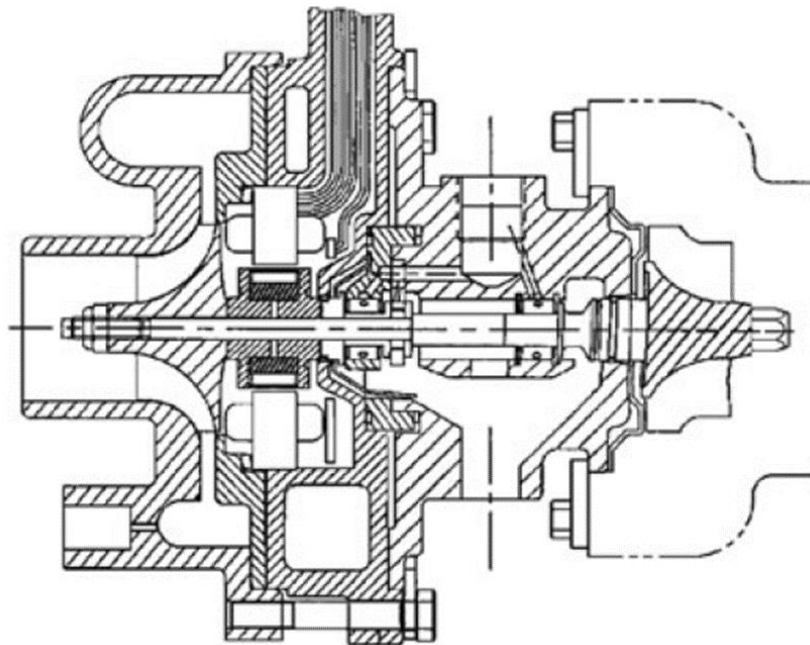
Συνήθως τοποθετημένος πριν από τον συμπιεστή στροβιλοσυμπιεστή, ένας ηλεκτρικά τροφοδοτούμενος στροβιλοσυμπιεστής (ακτινικός συμπιεστής) συνδέεται σειριακά με τον συμπιεστή του στροβιλοσυμπιεστή καυσαερίων. Ωστόσο, αυτός ο πρόσθετος ηλεκτροκίνητος συμπιεστής ενεργοποιείται μόνο στην αρχή του σταδίου επιτάχυνσης του κινητήρα. Τον υπόλοιπο χρόνο, παραμένει απενεργοποιημένος και μια παράκαμψη γύρω από τον πρόσθετο συμπιεστή τροφοδοτεί τον αέρα εισαγωγής απευθείας στον συμπιεστή του υπερσυμπιεστή (βλ. Εικ. 2-30). Τα όρια αυτής της διαδικασίας για ένα ηλεκτρικό σύστημα 12 V είναι η μέγιστη δυναμική ισχύς πρόωσης και η μέγιστη ηλεκτρική ισχύς που μπορεί να εξαχθεί ανά ακολουθία επιτάχυνσης για τη δεδομένη χωρητικότητα της μπαταρίας.

EAT

Ένα έλλειμμα πίεσης ώθησης στο χαμηλότερο εύρος στροφών κινητήρα μπορεί επίσης να μειωθεί χρησιμοποιώντας μια ξεχωριστή ηλεκτρική κίνηση για να φέρει τον ρότορα του υπερσυμπιεστή σε υψηλότερη ταχύτητα από ό,τι μπορεί να γίνει με τη στιγμιαία ροή ενέργειας καυσαερίων από τον κινητήρα μόνο. Για το σκοπό αυτό, ο ρότορας του ηλεκτροκινητήρα είναι ενσωματωμένος στον ρότορα του στροβιλοσυμπιεστή εκτός από τους αντίστοιχους ρότορες του συμπιεστή και του στροβίλου (βλ. Εικ. 2-31). Ωστόσο, αυτό το σύστημα ήταν δυνατό μόνο από τότε που υπήρχαν ηλεκτρικοί κινητήρες με εύρη στροφών που εκτείνονται σε αυτά των στροβιλοσυμπιεστών κινητήρων οχημάτων, δηλαδή τουλάχιστον μέχρι τις 100.000 r.p.m.

Τα ίδια ανώτερα όρια ισχύος που παρέχονται από το ηλεκτρικό σύστημα που ισχύουν για το eBooster ισχύουν και για το EAT. Ωστόσο, το EAT έχει ένα κρίσιμο μειονέκτημα σε σχέση με το eBooster, δηλαδή αυξάνει τη ροπή αδράνειας μάζας του ρότορα του στροβιλοσυμπιεστή.

Ενώ η ροή της ενέργειας των καυσαερίων από μόνη της θα μπορούσε πράγματι να επιταχύνει τον βασικό στροβιλοσυμπιεστή (χωρίς ηλεκτροκινητήρα στο ρότορα) ακριβώς σε μια συγκεκριμένη κατάσταση λειτουργίας του κινητήρα, αυτό δεν θα ήταν πλέον δυνατό (χωρίς ηλεκτρική υποβοήθηση) εάν υπήρχαν επιπλέον οι ρότορες του ηλεκτροκινητήρα στον ρότορα (βλ. την επίδραση του Y στην Εξ. (2-34)).



Εικόνα 2-31 Ηλεκτρικά υποβοηθούμενος στροβιλοσυμπιεστής (EAT) (Πηγή: BorgWarner Turbo Systems)

Ο ηλεκτροκινητήρας που είναι ενσωματωμένος στον ρότορα του στροβιλοσυμπιεστή θα μπορούσε ωστόσο να χρησιμοποιηθεί και ως γεννήτρια εάν η πρόθεση ήταν να μετατραπεί οποιαδήποτε επιπλέον ροή ενέργειας καυσαερίων που δεν απαιτείται για την υπερφόρτιση σε ηλεκτρική ισχύ και να τροφοδοτηθεί εκ νέου στο ηλεκτρικό σύστημα (βλ. Ενότητα 2.2.4.4 και [2-17]).

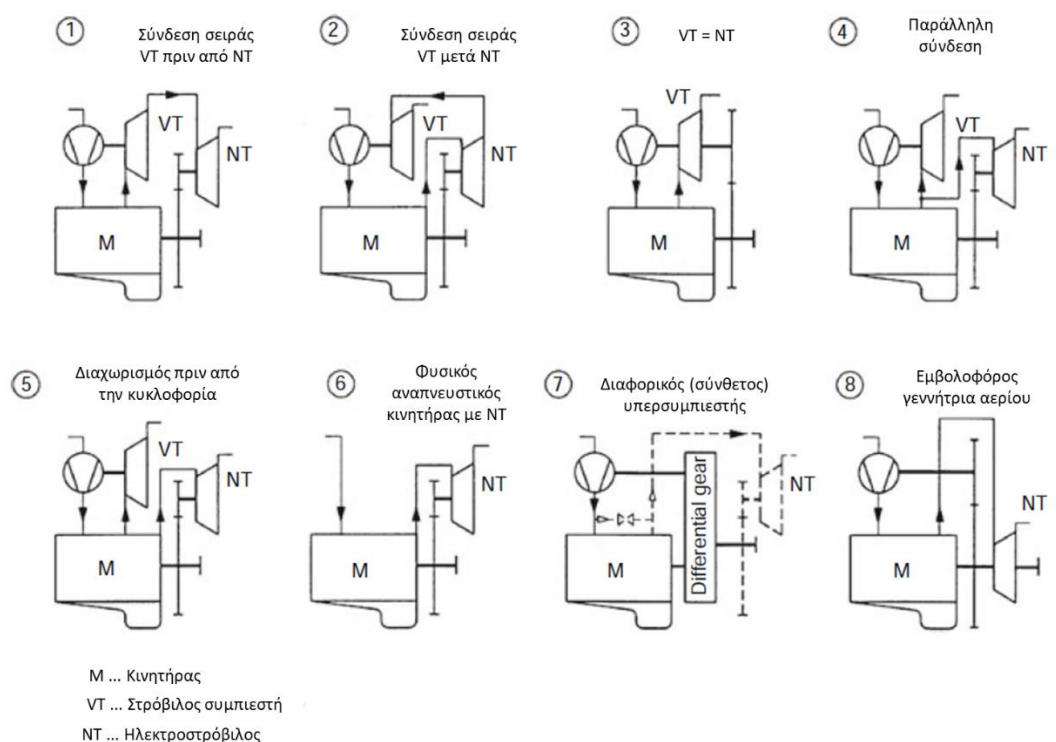
2.4.4.4 Στροβιλοσύνθεση

Η στροβιλοσύνθεση αναφέρεται στη λειτουργία μιας μηχανής εσωτερικής καύσης μαζί με έναν ή περισσότερους αεριοστροβίλους, όπου η ιπποδύναμη πέδησης αντλείται όχι μόνο από τον κινητήρα αλλά και από τουλάχιστον έναν από τους στροβίλους. Από τους τύπους κυκλωμάτων [2-18] που

παρουσιάζονται στο Σχ. 2-32, η παραλλαγή 4 έχει αποκτήσει πρακτική σημασία για μεγάλους κινητήρες ντίζελ και η παραλλαγή 1 για κινητήρες ντίζελ επαγγελματικών οχημάτων.

Ένας υπερτροφοδοτούμενος κινητήρας αποτελεί την αρχική έκδοση και στις δύο περιπτώσεις. Για άλλη μια φορά, αν και εδώ και δεκαετίες, αυτή η μέθοδος [2-5, 2-19] εφαρμόζεται μόνο για λίγα χρόνια από τότε που η απόδοση του στροβιλοσυμπιεστή αυξήθηκε τρομερά, μια απόλυτη προϋπόθεση για την υπερσύνθεση. Σύμφωνα με το [2-18], ένας κινητήρας επαγγελματικού οχήματος μπορεί να μειώσει την κατανάλωση καυσίμου έως και 5% χρησιμοποιώντας έναν στρόβιλο κατάντη ισχύος (παραλλαγή 1 στο Σχ. 2-32) με σταθερή σχέση μετάδοσης. Επιπλέον, η πίεση υπερπλήρωσης και συνεπώς η αναλογία αέρα/καυσίμου είναι υψηλότερες προς χαμηλότερο φορτίο και ταχύτητα σε σχέση με τον βασικό κινητήρα. Δεδομένου ότι ένας κινητήρας λειτουργεί κανονικά με σχετικά μικρή αναλογία αέρα/καυσίμου σε χαμηλότερες στροφές και πλήρες φορτίο, αυτό είναι μια θετική παρενέργεια του στροβιλοσυνδυασμού. Ωστόσο, η τουρμπίνα ισχύος προκαλεί αύξηση της ειδικής κατανάλωσης καυσίμου κάτω από τις μέσες ενεργές πιέσεις πέδησης κατά 5 bar, επειδή – εντεινόμενη από τη σταθερή σχέση μετάδοσης – τρέχει πολύ μακριά από το σημείο σχεδιασμού της και η απόδοσή της είναι αναλογικά χαμηλή. Ωστόσο, οι προσομοιώσεις της κατανάλωσης ανά απόσταση στο [2-18] έχουν δείξει ότι η βελτίωση που επιτυγχάνεται με την απενεργοποίηση του στροβίλου ισχύος στο χαμηλότερο εύρος φορτίου δεν αξίζει τον κόπο.

Η καλύτερη απόδοση επιτάχυνσης από αυτή του βασικού κινητήρα, επειδή ο στροβιλοσυμπιεστής είναι στενότερος είναι ένα άλλο θετικό αποτέλεσμα ενός στροβίλου ισχύος κατάντη. Η στροβιλοσύνθεση με μεγάλους τετράχρονους και δίχρονους κινητήρες ντίζελ (Εικ. 2-32, παραλλαγή 4) επεξεργάζεται έως και το 12,5% της ροής των καυσαερίων σε αντίστοιχα μικρότερους στρόβιλους ισχύος που συνδέονται παράλληλα. (Δεδομένου ότι η απόδοση του υπερσυμπιεστή είναι συνάρτηση του μεγέθους, η παραλλαγή 4 δεν συζητείται για κινητήρες επαγγελματικών οχημάτων.)



Εικόνα 2-32 Τύποι κυκλωμάτων για σύνθετη λειτουργία [2-18] 2 Ανταλλαγή αερίου και υπερφόρτιση 55

Έτσι, οι υπερτροφοδοτούμενοι πετρελαιοκινητήρες σταθερής πίεσης μέσης ταχύτητας μπορούν να επιτύχουν πρόσθετη ιπποδύναμη πέδησης περίπου 4%, ενώ μειώνουν την ειδική κατανάλωση καυσίμου κατά 4,5 g/kWh, που είναι ακόμα περίπου 2,5 g/kWh για 40% ισχύ προπέλας [2-20]. Ακόμη πιο

σημαντικές μειώσεις στην κατανάλωση καυσίμου μπορούν να επιτευχθούν όταν η τουρμπίνα ισχύος είναι απενεργοποιημένη στην περιοχή ισχύος (έλικα) κάτω από 75%, επειδή ολόκληρη η ροή ενέργειας των καυσαερίων που παρέχεται από τον κινητήρα παρέχεται στη συνέχεια στον στροβιλοσυμπιεστή και υπάρχει υψηλότερη πίεση υπερπλήρωσης που παράγεται, ειδικά επειδή ο στροβιλοσυμπιεστής ενός στροβιλοσυμπιεστή κινητήρα πρέπει γενικά να σχεδιάζεται πιο στενά από αυτόν του βασικού κινητήρα (χωρίς στροβιλοσυμπιεστή). Κατ' αρχήν, ένας στρόβιλος ισχύος θα πρέπει να παραμένει απενεργοποιημένος κάτω από το 40% της ισχύος του κινητήρα. Οι δίχρονοι κινητήρες diesel χαμηλής ταχύτητας επιτυγχάνουν συγκρίσιμα αποτελέσματα [2-21]. Η υψηλότερη απόδοση του υπερσυμπιεστή είναι η βασική προϋπόθεση για μια αισθητή αύξηση της συνολικής απόδοσης του κινητήρα με στροβιλοσυμπύκνωση. Σήμερα, οι υπερσυμπιεστές μεγάλων κινητήρων ντίζελ μπορούν να επιτύχουν τιμές άνω του 70% [2-22, 2-23].

2.4.4.5 Στροβιλοφρένο

Ένα στροβιλοφρένο (turbobrake) δεν είναι σύστημα υπερτροφοδότησης με τη στενότερη έννοια. Αντίθετα, χρησιμοποιεί επιπλέον τον υπερσυμπιεστή VTG κινητήρα ενός επαγγελματικού οχήματος για να αυξήσει την ισχύ πέδησης του κινητήρα. Η Mercedes Benz και η Iveco ήταν οι πρώτοι κατασκευαστές επαγγελματικών οχημάτων που παρήγαγαν μαζικά αυτό το σύστημα για βαρέα επαγγελματικά οχήματα [2-24]. Αυτό το σύστημα εφαρμόζεται κατά προτίμηση με βάση στροβιλοσυμπιεστές με τουρμπίνες με περίβλημα εισροής διπλής κύλισης.

Μια ολισθαίνουσα βαλβίδα που μπορεί να μετακινηθεί προς τον άξονα του ρότορα μπορεί να κλείσει το πολύ έναν από τους δύο κυλίνδρους στην είσοδο στον ρότορα του στροβίλου (βλ. Εικ. 2-27). Εάν ενεργοποιηθεί το φαινόμενο πέδησης – ο κινητήρας λειτουργεί σε κατάσταση υπέρβασης και χωρίς καύση – η ολισθαίνουσα βαλβίδα κλείνει έναν από τους δύο κυλίνδρους του στροβίλου. Με τη σχετικά υψηλή ροή μάζας από τον κινητήρα, η τότε στενότερη τουρμπίνα παράγει υψηλή ταχύτητα υπερσυμπιεστή και αντίστοιχα υψηλή πίεση υπερπλήρωσης. Αυτό απαιτεί αντίστοιχα υψηλή απόδοση συμπίεσης από τον κινητήρα κατά τη διάρκεια της διαδρομής συμπίεσης, η οποία λειτουργεί ως ισχύς πέδησης. Η βαλβίδα εξαγωγής ανοίγει ήδη στο τέλος της διαδρομής συμπίεσης, έτσι ώστε το συμπιεσμένο αέριο του κυλίνδρου να μην εκκενώνεται πλήρως στο έμβολο ως (θετικό) έργο διαστολής, το οποίο θα εξουδετερώσει το αποτέλεσμα πέδησης. Αυτό δημιουργεί έναν αρνητικό βρόχο υψηλής πίεσης στο διάγραμμα ένδειξης του κινητήρα. Ένας μηχανισμός εκτόνωσης πριν από τον στρόβιλο, δηλαδή ένα απόβλητο, διασφαλίζει ότι η υπερβολικά υψηλή πίεση υπερπλήρωσης δεν υπερφορτώνει τον κινητήρα είτε κατά το φρενάρισμα είτε κατά τη λειτουργία. Ένα turbobrake μπορεί να χρησιμοποιηθεί για να παράγει σημαντικά υψηλότερη ισχύ πέδησης κινητήρα από τη συγκεκριμένη ονομαστική ισχύ κινητήρα.

2.4.5 Υπερφόρτιση κυμάτων πίεσης (Comprex)

Ακριβώς όπως ένας στροβιλοσυμπιεστής καυσαερίων, ο υπερσυμπιεστής κυμάτων πίεσης γνωστός με το εμπορικό του όνομα Comprex χρησιμοποιεί επίσης την ενέργεια των καυσαερίων που παρέχεται από τον κινητήρα για να δημιουργήσει πίεση ώθησης, αλλά, σε αντίθεση με έναν στροβιλοσυμπιεστή καυσαερίων, μεταδίδοντας απευθείας ενέργεια από τα καυσαέρια στον αέρα που συμπιέζεται. Με βάση τα διπλώματα ευρεσιτεχνίας Burghard (1912) και Seippel (1940) και τη θεμελιώδη εργασία του Berchtold [2-25], το BBC (σήμερα ABB) ανέπτυξε αυτή τη μονάδα υπερτροφοδότησης, κυρίως σχεδιασμένη για κινητήρες ντίζελ οχημάτων, για μαζική παραγωγή στις δεκαετίες του 1960 και του 1970. Η λειτουργική του αρχή είναι συναρπαστική.

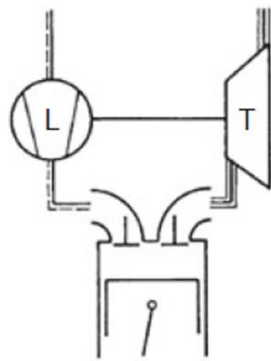
Η ιδιαίτερη δύναμη του υπερσυμπιεστή κυμάτων πίεσης είναι η ικανότητά του που απορρέει από την αρχή του να μετατρέπει αμέσως έναν ρυθμό ενέργειας καυσαερίων που αυξάνεται απότομα από τον

κινητήρα σε αυξημένη πίεση υπερπλήρωσης. Σε μια τέτοια περίπτωση, ένας στροβιλοσυμπιεστής πρέπει πρώτα να ξεπεράσει την αδράνεια μάζας του συγκροτήματος ρότορα του στροβιλοσυμπιεστή (υστερία στροβιλοσυμπιεστή). Αυτό το χαρακτηριστικό έκανε τον υπερσυμπιεστή κυμάτων πίεσης να φαίνεται ιδιαίτερα προορισμένος για κινητήρες οχημάτων και κινητήρες στους οποίους εφαρμόζονται βήματα υψηλού φορτίου [2-26]. Ωστόσο, οι στροβιλοσυμπιεστές έχουν φτάσει στο Comprex, τουλάχιστον όσον αφορά την απόδοση της επιτάχυνσης. Επιπλέον, κοστίζουν λιγότερο στην κατασκευή τους, ζυγίζουν λιγότερο και παρέχουν μεγαλύτερη ελευθερία εγκατάστασης σε έναν κινητήρα. Ως εκ τούτου, το Comprex δεν είναι πλέον εγκατεστημένο ως στάνταρ.

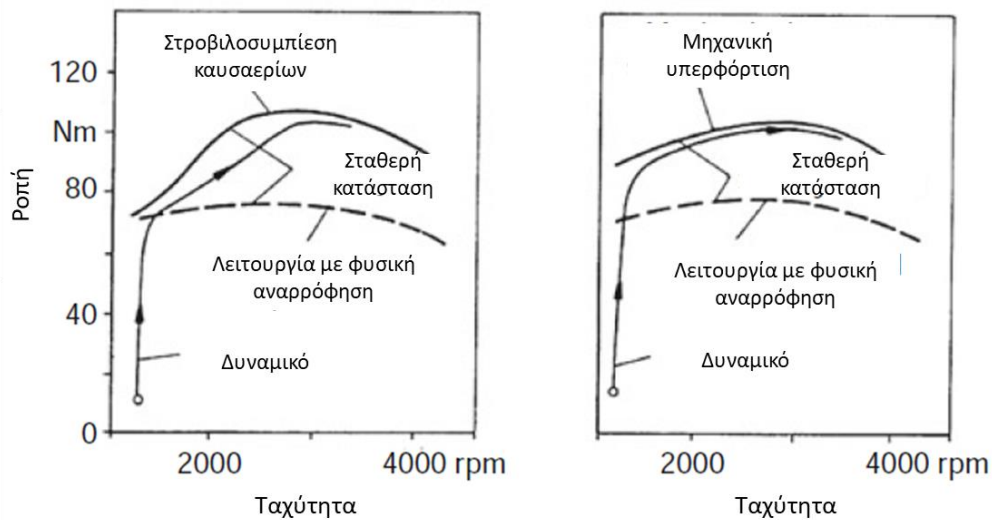
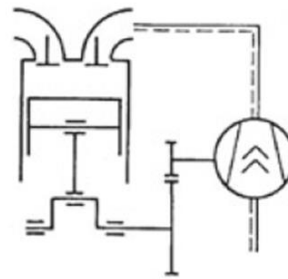
2.4.6 Μηχανική υπερφόρτιση

Όπως εξηγείται στην Ενότητα. 2.2.2, η κοινή μηχανική υπερτροφοδότηση έχει ήδη σχετικά υψηλή πίεση υπερπλήρωσης στο χαμηλότερο εύρος στροφών, ως αποτέλεσμα των μετατοπίσεων της ροπής πλήρους φορτίου περίπου παράλληλα με υψηλότερες τιμές σε σύγκριση με έναν βασικό ατμοσφαιρικό κινητήρα (Εικ. 2-33). Η σύζευξη της πίεσης υπερπλήρωσης και των στροφών του κινητήρα κάνει αυτό να συμβαίνει όχι μόνο σε σταθερή κατάσταση αλλά και σε δυναμική λειτουργία (επιτάχυνση). Όσο κι αν αυτό μιλάει για την εφαρμογή μηχανικής υπερσυμπίεσης και σε κινητήρες ντίζελ αυτοκινήτων, η υψηλότερη ειδική κατανάλωση καυσίμου από την υπερσυμπίεση καυσαερίων το αντιτίθεται.

Στροβιλοσυμπίεση καυσαερίων



Μηχανική υπερφόρτιση



Εικόνα 2-33 Ροπή πλήρους φορτίου ενός υπερτροφοδοτούμενου κινητήρα ντίζελ οχήματος

Απαιτείται η ενσωμάτωση ενός συστήματος ελέγχου πίεσης υπερπλήρωσης για να ελαχιστοποιηθεί αυτό το μειονέκτημα, δηλαδή ο υπερσυμπιεστής μπορεί να επιτρέπεται να παράγει μόνο τόση πίεση υπερπλήρωσης και να καταναλώνει την αντίστοιχη ισχύ πρόωσης ανά πάσα στιγμή, όπως πραγματικά απαιτεί ο κινητήρας ως συνάρτηση του σημείου λειτουργίας. Εκτός από έναν υπερσυμπιεστή κίνησης μεταβλητής αναλογίας, μια ελεγχόμενη παράκαμψη στον υπερσυμπιεστή μπορεί επίσης να το κάνει αυτό. Ένας μαγνητικός συμπλέκτης θα επέτρεπε την ενεργοποίηση του υπερσυμπιεστή μόνο όταν εξαντληθεί η «τροφοδοσία αέρα του κινητήρα με φυσική αναπνοή» στον κινητήρα.

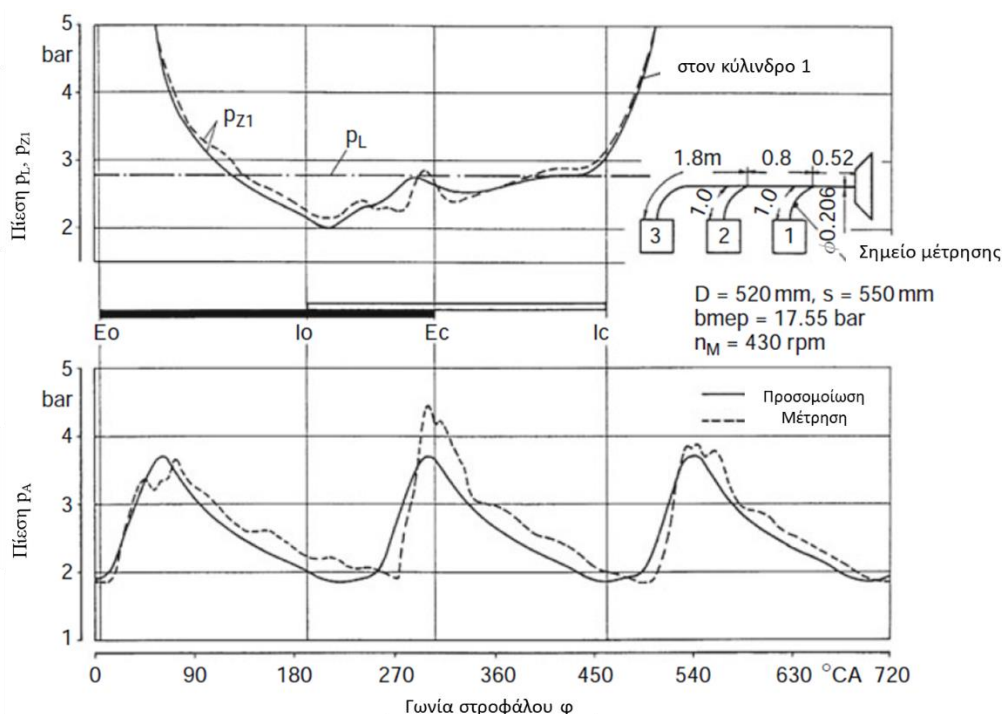
Μια πρόσφορη εφαρμογή μηχανικής υπερτροφοδότησης για κινητήρες ντίζελ μπορεί να είναι ένας μηχανικά κινούμενος υπερσυμπιεστής θετικού κυβισμού τοποθετημένος στην διαδρομή αέρα του κινητήρα ενός επαγγελματικού οχήματος πριν από τον συμπιεστή στροβιλοσυμπιεστή, στον οποίο ένας (μαγνητικός) συμπλέκτης ενεργοποιεί μόνο σε κάθε φάση επιτάχυνσης. Αυτό αντιστοιχεί στη λειτουργία ενός eBooster (βλ. Ενότητα 2.2.4.3).

2.5 Προσομοίωση Προγραμματισμένης Ανταλλαγής Αερίου

Εκτός από την προσομοίωση των αλλαγών κατάστασης εντός του κυλίνδρου, η προσομοίωση αλλαγών κατάστασης στις γραμμές εισαγωγής και εξαγωγής, η λεγόμενη προσομοίωση ανταλλαγής αερίων, αποτελεί την καρδιά της προσομοίωσης διεργασίας κινητήρα (βλ. Ενότητα 1.3).

Παρά τις μεθόδους προσομοίωσης που λαμβάνουν ως σημείο εκκίνησης μια εξαιρετικά απλουστευμένη υπόθεση μιας χωροχρονικής σταθερής αέριας κατάστασης στη γραμμή εισαγωγής και εξαγωγής, τα προγράμματα υπολογιστών που χρησιμοποιούνται μπορούν να χωριστούν σε δύο ομάδες.

Προγράμματα που βασίζονται στη διαδικασία οιονεί σταθερής κατάστασης της μεθόδου πλήρωσης και εκκένωσης προσομοιώνουν μόνο ένα χρονικό χαρακτηριστικό των αλλαγών κατάστασης στο σύστημα ανταλλαγής αερίων. Ως εκ τούτου, θεωρούνται επίσης ως μέθοδοι μηδενικών διαστάσεων. Για το σκοπό αυτό, ο σωλήνας εξάτμισης ενός υπερτροφοδοτούμενου πολυκύλινδρου κινητήρα, για παράδειγμα, θεωρείται ως δεξαμενή σταθερού όγκου που φορτίζεται κατά διαστήματα με καυσαέρια σύμφωνα με τη σειρά πυροδότησης του συνδεδεμένου κυλίνδρου και εκφορτίζεται συνεχώς από τον στρόβιλο καυσαερίων. Βασικά, η εφαρμογή της εξίσωσης ισοζυγίου μάζας και ενέργειας και της εξίσωσης κατάστασης ενός αερίου σε αυτόν τον όγκο ελέγχου επιτρέπει την προσομοίωση των χαρακτηριστικών της πίεσης και της θερμοκρασίας και έτσι, μεταξύ άλλων, την παροχή ενέργειας καυσαερίων στον στροβιλοσυμπιεστή επίσης. Οι χάρτες τους χρησιμοποιούνται για την εισαγωγή της τουρμπίνας και του συμπιεστή ενός στροβιλοσυμπιεστή στην προσομοίωση ως οριακές συνθήκες. Η σύγκριση της προσομοίωσης και των μετρήσεων στο Σχ. 2-34 επαληθεύει ότι μπορούν να ληφθούν πλήρως ρεαλιστικά αποτελέσματα.

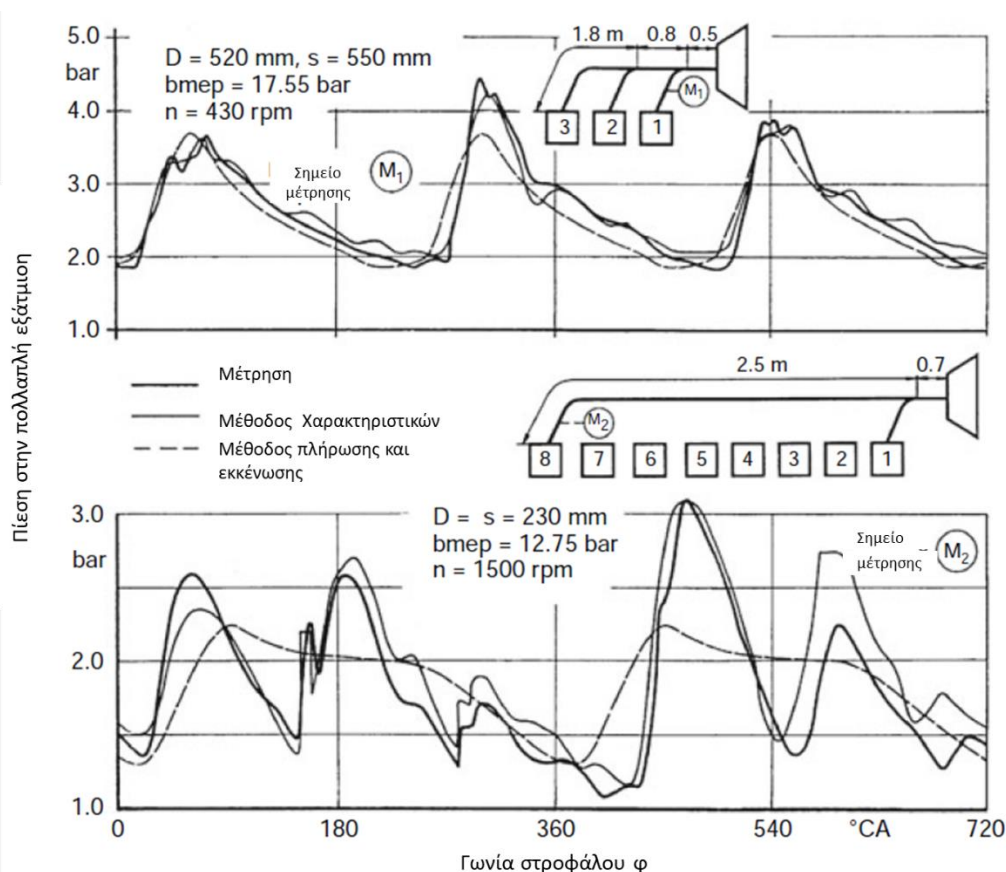


Εικόνα 2-34 Σύγκριση προσομοίωσης και μέτρησης της μεθόδου φόρτισης και εκφόρτισης για έναν κινητήρα ντίζελ μεσαίας ταχύτητας [2-27]

Όσο υψηλότερο είναι το επίπεδο ταχύτητας και όσο μεγαλύτερες και στενότερες είναι οι γραμμές του συστήματος ανταλλαγής αερίων του κινητήρα που προσομοιώνεται, τόσο λιγότερο πληρούνται οι βασικές προϋποθέσεις της μεθόδου πλήρωσης και εκκένωσης. Η τοπική εξάρτηση των μεταβλητών κατάστασης στις γραμμές του συστήματος ανταλλαγής αερίων πρέπει επίσης να επιτρέπεται με την ενσωμάτωση κατάλληλων μεθόδων ασταθούς προσομοίωσης, π.χ. η μέθοδος των χαρακτηριστικών. Η ροή στις γραμμές του συστήματος ανταλλαγής αερίων αντιμετωπίζεται ως μονοδιάστατη αστάθεια ροή σωλήνα [2-28, 2-29].

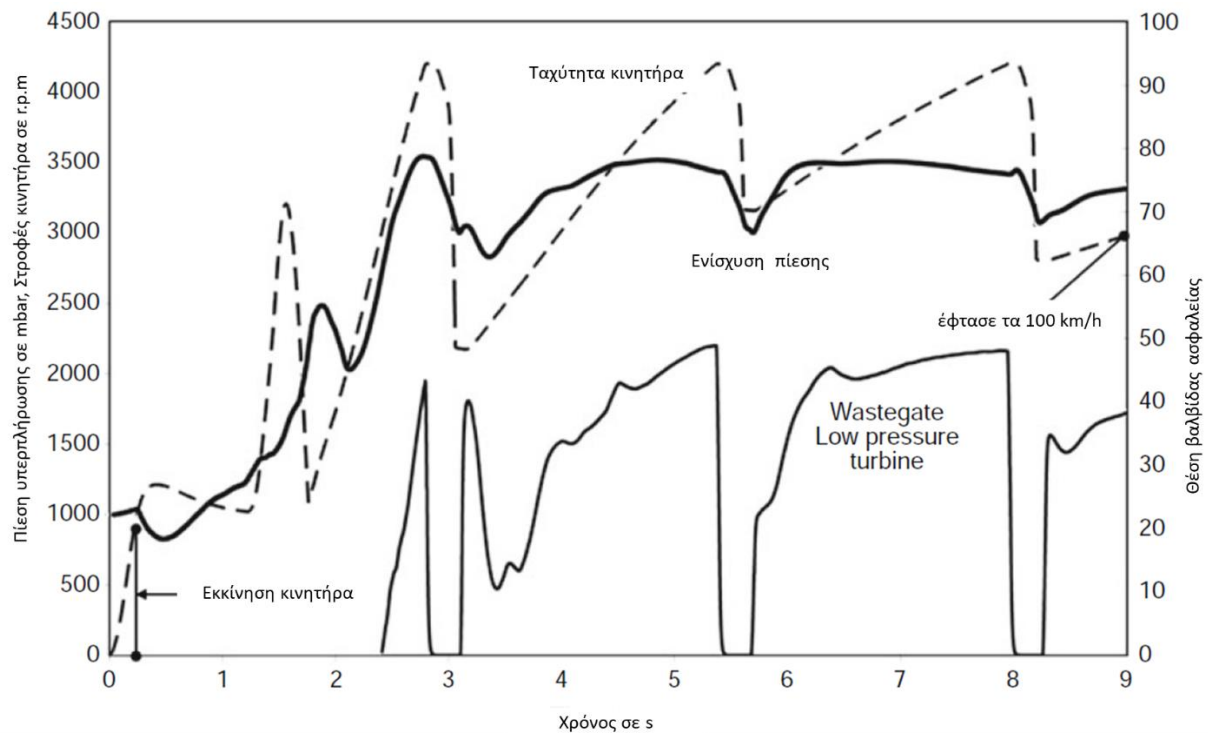
Ο Pucher [2-27] συγκρίνει την εφαρμογή της μεθόδου πλήρωσης και εκκένωσης οιονεί σταθερής κατάστασης και τη μέθοδο χαρακτηριστικών σε διαφορετικούς τετράχρονους κινητήρες ντίζελ (Εικ. 2-35): Η μέθοδος χαρακτηριστικών μπορεί να αναπαράγει τα έντονα δυναμικά αέρια καυσαέρια καμπύλη πίεσης για έναν κινητήρα ντίζελ υψηλής ταχύτητας υψηλής απόδοσης με σχετικά καλά συμμετρικό υπερσυμπιεστή διπλού παλμού. η μέθοδος πλήρωσης και εκκένωσης μπορεί μόνο να αναπαράγει τη

γενική της τάση. Από τις απαρχές της στη δεκαετία του 1960 και καθώς η τεχνολογία των υπολογιστών εξελίσσεται ραγδαία, η προσομοίωση διεργασιών κινητήρα έχει γίνει ένα απαραίτητο εργαλείο για την ανάπτυξη του κινητήρα. Εκτός από τις προσομοιώσεις των αλλαγών της κατάστασης στους κυλίνδρους και στις γραμμές ανταλλαγής αερίων, μπορεί επίσης να ενσωματώσει μοντελοποίηση ενός κινούμενου οχήματος (διαμήκης δυναμική οχήματος) και του οδηγού. Έτσι, για παράδειγμα, μπορούν να αναπτυχθούν στρατηγικές λειτουργίας για τη χρήση κινητήρα οχήματος με ελεγχόμενη υπερσυμπίεση δύο σταδίων σε έναν πολύ συγκεκριμένο τύπο οχήματος [2-30].



Εικόνα 2-35 Προσομοίωση οιοει σταθερής και παροδικής ανταλλαγής αερίων σε σύγκριση με μια μέτρηση

Το Σχήμα 2-36 παρουσιάζει τα χαρακτηριστικά ταχύτητας κινητήρα και πίεσης υπερπλήρωσης ενός υπερτροφοδοτούμενου κινητήρα νίζελ αυτοκινήτου δύο σταδίων με επιτάχυνση πλήρους φορτίου από 0 έως 100 km/h. Συγκεκριμένα, το χαρακτηριστικό ταχύτητας αποκαλύπτει τον χρόνο μιας συγκεκριμένης αλλαγής ταχύτητας που συνοδεύεται από απότομη πτώση της ταχύτητας. Η δυνατότητα προσομοίωσης της διαδικασίας του κινητήρα σε πραγματικό χρόνο που έχει επιτευχθεί [2-31] επιτρέπει την εφαρμογή της ως HIL (hardware in the loop) μεταξύ άλλων.



Εικόνα 2-36 Κινητήρας ντίζελ αυτοκινήτου με ελεγχόμενη υπερφόρτιση δύο σταδίων, πίεση ώθησης και αύξηση ταχύτητας σε επιτάχυνση πλήρους φορτίου από 0 έως 100 km/h, προσομοίωση με THEMOS1

Βιβλιογραφία

- 2-1 Bensinger, W.-D.: Die Steuerung des Gaswechsels in schnelllaufenden Verbrennungsmotoren. Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer (1955)
- 2-2 Pischinger, F.: Entwicklungsarbeiten an einem Verbrennungssystem für Fahrzeugdieselmotoren. ATZ 65 (1963) 1, pp. 11–16
- 2-3 Petermann, H.: Einführung in die Strömungsmaschinen. Berlin/Heidelberg/New York: Springer (1974)
- 2-4 DRP Nr. 568855
- 2-5 Zinner, K.: Aufladung von Verbrennungsmotoren. 3rdEd. Berlin/Heidelberg/New York: Springer (1985)
- 2-6 Zapf, H.; Pucher, H.: Abgasenergie-Transport und Nutzung für Stoss- und Stau-Aufladung. HANSA Schiffahrt– Schiffbau – Hafen 114 (1977) 14, pp. 1321–1326
- 2-7 Bozung, H.-G.: Die M.A.N.-Turboladerbaureihe NA und NA-VP für ein- und zweistufige Aufladung. MTZ 41 (1980) 4, pp. 125–133
- 2-8 Holland, P.; Wachtmeister, G.; Eilts, P.: Untersuchungen zum Einfluss des Aufladesystems auf das dynamische Verhalten mittelschnellaufender Viertakt-Dieselmotoren. Proceedings of the 8th Aufladetechnische Konferenz Dresden 2002, pp. 31–40
- 2-9 Anisits, F. et al.: Der erste Achtzylinder-Dieselmotormit Direkteinspritzung von BMW. MTZ 60 (1999) 6, pp. 362–371
- 2-10 Deutschmann, H.: Neue Verfahren für Dieselmotoren zur Mitteldrucksteigerung auf 30 bar und zur optimalen Nutzung alternativer Kraftstoffe. In: Pucher, H. et al.: Aufladung von Verbrennungsmotoren. Sindelfingen: Expert (1985)
- 2-11 Borila, Y.G.: Sequential Turbocharging. Automotive Engineering, Vol. 34 (1986) 11, pp. 39–44

- 2-12 Zigan, D.; Heintze, W.: Das VMP-Verfahren, eine neue Aufladetechnik für hohe Drehmomentanforderung. 5th Aufladetechnische Konferenz Augsburg October 11–12, 1993
- 2-13 Rudert, W.; Wolters, G.-M.: Baureihe 595 – Die neue Motorengeneration von MTU; Part 2. MTZ 52 (1991) 11, pp. 538–544
- 2-14 Stütz, W.; Staub, P.; Mayr, K.; Neuhauser, W.: Neues 2-stufiges Aufladekonzept für PKW-Dieselmotoren. Proceedings of the 9th Aufladetechnische Konferenz Dresden 2004, pp. 211–228
- 2-15 Miller, R.; Liebherr, H.U.: The Miller Supercharging System for Diesel and Gas Engines Operating Conditions. CIMAC Congress 1957 Zurich, pp. 787–803
- 2-16 Münz, S.; Schier, M.; Schmalzl, H.-P.; Bertolini, T.: Der eBooster – Konzeption und Leistungsvermögen eines fortgeschrittenen elektrischen Aufladesystems. Firmenschrift der 3 K-Warner Turbosystems GmbH (2002) 9
- 2-17 Hopmann, U.: Ein elektrisches Turbocompound Konzept für NFZ Dieselmotoren. Proceedings of the 9th Aufladetechnische Konferenz Dresden 2004, pp. 77–87
- 2-18 Woschni, G.; Bergbauer, F.: Verbesserung von Kraftstoffverbrauch und Betriebsverhalten von Verbrennungsmotoren durch Turbocompounding. MTZ 51 (1990) 3, pp. 108–116
- 2-19 Khanna, Y.K.: Untersuchung der Verbund- und Treibgasanlagen mit hochaufgeladenen Viertakt Dieselmotoren. MTZ 21 (1960) 1, pp. 8–16, 3, and 73–80
- 2-20 Pucher, H.: Analyse und Grenzen der Kraftstoffverbrauchsverbesserung bei Schiffsdieselmotoren im Turbocompoundbetrieb. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft Vol. 82. Berlin/Heidelberg/New York/London: Springer (1988)
- 2-21 Meier, E.: Turbocharging Large Diesel Engines – State of the Art and Future Trends. Brochure from ABB Turbo Systems Ltd. Baden (Switzerland) (1994)
- 2-22 Appel, M.: MAN B&W Abgasturbolader und Nutzturbinen mit hohen Wirkungsgraden. MTZ 50 (1989) 11, pp. 510–517
- 2-23 Nissen, M.; Rupp, M.; Widenhorn, M.: Energienutzung von Dieselabgasen zur Erzeugung elektrischer Bordnetzenergie mit einer Nutzturbinen-Generator-Einheit. HANSA Schifffahrt– Schiffbau –Hafen 129 (1992) 11, pp. 1282–1287
- 2-24 Flotho, A.; Zima, R.; Schmidt, E.: Moderne Motorbremssysteme für Nutzfahrzeuge. Proceedings of the 8th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 4.-06.10.1999, pp. 321–336
- 2-25 Berchtold, M.: Druckwellenaufladung für kleine Fahrzeug- Dieselmotoren. Schweizerische Bauzeitung 79 (1961) 46, pp. 801–809
- 2-26 BBC Brown Boveri, Baden (Switzerland): Erdbewegungsmaschinen mit Complex-Druckwellenlader. Complex Bulletin 7 (1980) 1
- 2-27 Pucher, H.: Ein Rechenprogramm zum instationären Ladungswechsel von Dieselmotoren. MTZ 38 (1977) 7/8, pp. 333–335
- 2-28 Seifert, H.: 20 Jahre erfolgreiche Entwicklung des Programmsystems PROMO. MTZ 51 (1990) 11, pp. 478–488
- 2-29 N.N.: GT-Power – User’s Manual and Tutorial, GTSuite TM Version 6.1, Gamma Technologies Inc. Westmont IL (2004)
- 2-30 Birkner, C.; Jung, C.; Nickel, J.; Offer, T.; Rüdten, K.v.: Durchgängiger Einsatz der Simulation beim modellbasierten Entwicklungsprozess am Beispiel des Ladungswechselsystems: Von der Bauteilauslegung bis zur Kalibrierung der Regelalgorithmen. In: Pucher, H.; Kahrstedt, J. (Eds.): Motorprozesssimulation und Aufladung. Haus der Technik Fachbuch Bd. 54, Renningen: expert 2005, pp. 202–220
- 2-31 Friedrich, I.; Pucher, H.: Echtzeit-DVA – Grundlage der Regelung künftiger Verbrennungsmotoren. Tagungsband der MTZ-Konferenz – Motor 2006. (June 1-2, 2006, Stuttgart) Der Antrieb von morgen, Wiesbaden: Vieweg Verlag 2006, pp. 215–224

3. Καύση κινητήρα ντίζελ

KlausB. Binder

3.1 Σχηματισμός και καύση μείγματος

3.1.1 Χαρακτηριστικά διαδικασίας

Οι προτιμώμενοι κινητήρες κίνησης για μηχανοκίνητα οχήματα βασίζονται σε κινητήρες εσωτερικής καύσης. Χρησιμοποιούν το οξυγόνο στον αέρα καύσης για να μετατρέψουν τη χημική ενέργεια που βασίζεται στο καύσιμο, η οποία αποτελείται κυρίως από υδρογονάνθρακες σε θερμότητα, η οποία με τη σειρά της μεταφέρεται στο μέσο λειτουργίας του κινητήρα. Η πίεση στο μέσο εργασίας αυξάνεται και, εκμεταλλευόμενη τη διαστολή, μπορεί να μετατραπεί σε κίνηση του εμβόλου και επομένως σε μηχανικό έργο.

Η αντικατάσταση του μέσου εργασίας, που ορίζεται επίσης ως αέριο εργασίας, μετά την εκτόνωση και την καύση εντός του θαλάμου καύσης του κινητήρα αναφέρεται ως «έλεγχος ανοικτής διαδικασίας με εσωτερική καύση» [3-1]. Ισχύει τόσο για βενζινοκινητήρες όσο και για κινητήρες ντίζελ. Αντίθετα, ένας κινητήρας Stirling, για παράδειγμα, περιγράφεται ως κινητήρας με έλεγχο κλειστής διαδικασίας και εξωτερική καύση. Στους συμβατικούς βενζινοκινητήρες, το μείγμα αέρα/καυσίμου σχηματίζεται στην πολλαπλή εισαγωγής. Κατά τη διάρκεια του κύκλου εισαγωγής και συμπίεσης σχηματίζεται ένα κυρίως ομοιογενές μείγμα, το οποίο αναφλέγεται από ένα μπουζί. Αυτό το σύστημα καύσης χαρακτηρίζεται επίσης από «σχηματισμό εξωτερικού μείγματος», ομοιογενές μείγμα και ανάφλεξη με σπινθήρα. Ξεκινώντας από το μπουζί, η ενέργεια απελευθερώνεται καθώς η φλόγα διαδίδεται και επομένως είναι ανάλογη με την επιφάνεια του μετώπου της φλόγας. Η ταχύτητα της φλόγας εξαρτάται από το καύσιμο, τη θερμοκρασία του μείγματος και την αναλογία αέρα/καυσίμου. Ο ρυθμός καύσης επηρεάζεται επιπλέον από την επιφάνεια του μετώπου της φλόγας. Η «αναδίπλωση φλόγας» που προκαλείται από αναταράξεις στο μείγμα προκαλεί αύξηση με τις στροφές του κινητήρα. Οι ροές του μείγματος που προκαλούνται από τη διαδικασία εισαγωγής και συμπίεσης καθώς και από την ίδια την καύση είναι ένας σημαντικός παράγοντας που επηρεάζει το δίπλωμα της φλόγας. Το καύσιμο πρέπει να είναι ανθεκτικό στην ανάφλεξη (ανθεκτικό στην έκρηξη) για να αποφευχθεί η αυτανάφλεξη ή η πρόωρη ανάφλεξη. Η αναλογία συμπίεσης περιορίζεται από την «χτύπημα» της καύσης ή την πρόωρη ανάφλεξη. Στην κρουστική καύση, οι συνθήκες ανάφλεξης επιτυγχάνονται σε ολόκληρο το μείγμα που δεν έχει φτάσει ακόμη η φλόγα, το λεγόμενο «αέριο τερματισμού». Το εξαιρετικά συμπιεσμένο και επομένως πλούσιο σε ενέργεια μείγμα καίγεται σχεδόν ισόχρονα χωρίς ελεγχόμενη διάδοση της φλόγας. Αυτό παράγει απότομες κλίσεις πίεσης με χαρακτηριστικές ταλαντώσεις πίεσης και προκαλεί πολύ υψηλή τοπική θερμική και μηχανική καταπόνηση των εξαρτημάτων. Η παρατεταμένη λειτουργία κατά τη διάρκεια της καύσης με χτυπήματα έχει ως αποτέλεσμα την πλήρη αστοχία του κινητήρα και επομένως πρέπει να αποφεύγεται αυστηρά. Η περιορισμένη συμπίεση, τα απαραίτητα συστήματα ελέγχου φορτίου (έλεγχος ποσότητας ή γκαζιού) και περιορισμένη ικανότητα υπερφόρτισης μειώνουν την αποτελεσματικότητα της διαδικασίας με το σχηματισμό εξωτερικού μείγματος και την ανάφλεξη με σπινθήρα. Ωστόσο, αυτή η διαδικασία δεν έχει εκπομπές σωματιδίων που προκαλούνται από το καύσιμο, καθώς δεν εμφανίζονται

περιοχές με πλούσιο μείγμα στον θάλαμο καύσης επειδή η λειτουργία είναι ομοιογενής όταν $\lambda = 1$. Οι σύγχρονοι βενζινοκινητήρες λειτουργούν επίσης με άμεσο ψεκασμό καυσίμου και, ανάλογα με το χρόνο έγχυσης, μπορεί να σχηματίσει ένα ομοιογενές ή ανομοιογενές μείγμα. Στους κινητήρες ντίζελ, αυτό αναφέρεται ως «σχηματισμός εσωτερικού μείγματος». Ο αέρας αντί για ένα μείγμα συμπιέζεται σε έναν κινητήρα ντίζελ. Το καύσιμο συμπιέζεται πολύ λίγο πριν από το άνω νεκρό σημείο και εγχυθεί ζεστός αέρας καύσης μαζί του. Έτσι, ο σχηματισμός μείγματος περνά στο θάλαμο καύσης του κινητήρα εξαιρετικά γρήγορα και η ανάφλεξη λαμβάνει χώρα χωρίς εξωτερική πηγή ανάφλεξης αποκλειστικά με τη μεταφορά της θερμότητας από τον πεπιεσμένο αέρα στο καύσιμο. Επομένως, ένας κινητήρας ντίζελ είναι ένας κινητήρας με «σχηματισμό εσωτερικού μείγματος» και «αυτόματη ανάφλεξη». Πρέπει να χρησιμοποιούνται πολύ εύφλεκτα καύσιμα και να διασφαλίζονται οι απαραίτητες θερμοκρασίες για να διασφαλιστεί η ανάφλεξη. Το τελευταίο πραγματοποιείται με υψηλή συμπίεση (λόγος συμπίεσης $12 < \epsilon < 21$) και, εάν είναι απαραίτητο, με επιπλέον θέρμανση του αέρα (π.χ. με προθερμαντήρα). Προβλήματα ανάφλεξης μπορεί να προκύψουν ειδικά κατά την εκκίνηση ενός κινητήρα. Η χαμηλή ταχύτητα εκκίνησης εξαλείφει τυχόν ενισχυτικά αποτελέσματα στο σύστημα εισαγωγής. Επομένως, στη φάση συμπίεσής του, οι δυνάμεις του εμβόλου αναρρόφησαν ήδη αέρα πίσω στην πολλαπλή εισαγωγής. Αυτή η διαδικασία ολοκληρώνεται μόνο όταν οι βαλβίδες εισαγωγής κλείνουν και η συμπίεση μπορεί να ξεκινήσει μόνο αυτή την καθυστερημένη στιγμή. Ως αποτέλεσμα, η αποτελεσματική αναλογία συμπίεσης και συνεπώς η θερμοκρασία συμπίεσης πέφτουν έντονα. Η αυξημένη απώλεια θερμότητας από τον αέρα αερίου που λειτουργεί στα ψυχρά τοιχώματα του θαλάμου καύσης κατά τη διάρκεια μιας ψυχρής εκκίνησης εντείνει αυτό το πρόβλημα με την εκκίνηση.

Ο ρυθμός έγχυσης και η ταχύτητα σχηματισμού μείγματος επηρεάζουν τη μετατροπή ενέργειας στους κινητήρες ντίζελ. Δεδομένου ότι ο σχηματισμός μείγματος είναι ετερογενής, απουσιάζει η τυπική διάδοση της φλόγας στους βενζινοκινητήρες και εξαλείφεται οποιοσδήποτε κίνδυνος «κτυπημένης καύσης». Επομένως, υψηλές αναλογίες συμπίεσης και πιέσεις υπερπλήρωσης μπορούν να παραχθούν σε κινητήρες ντίζελ. Τόσο ωφελούν την απόδοση όσο και το χαρακτηριστικό ροπής ενός κινητήρα. Το όριο συμπίεσης και πίεσης ώθησης δεν προκαθορίζεται από την «κτυπητή καύση» – όπως στους βενζινοκινητήρες – αλλά από τη μέγιστη επιτρεπόμενη πίεση κυλίνδρων, γι' αυτό οι σύγχρονοι κινητήρες ντίζελ αυτοκινήτων λειτουργούν σε εύρος περίπου 160–180 bar και επαγγελματικά οχήματα κινητήρες σε εύρος περίπου 210–230 bar. Το εύρος χαμηλής σχέσης συμπίεσης που καθορίζεται εδώ ισχύει για μεγάλους κινητήρες ντίζελ υψηλής υπερτροφοδότησης. Δεδομένου ότι ο σχηματισμός μείγματος είναι εσωτερικός, ο χρόνος που απαιτείται για την εξάτμιση του καυσίμου και το σχηματισμό μείγματος περιορίζει την ταχύτητα του κινητήρα ντίζελ. Επομένως, ακόμη και οι κινητήρες ντίζελ υψηλής ταχύτητας σπάνια λειτουργούν σε ταχύτητες πάνω από 4.800 rpm. Τα μειονεκτήματα που προκύπτουν στην πυκνότητα ισχύος αντισταθμίζονται από την ιδιαίτερη καταλληλότητά τους για υπερφόρτιση.

Η έγχυση του καυσίμου σε έναν δευτερεύοντα θάλαμο του κύριου θαλάμου, έναν «θάλαμο στροβιλισμού» ή «προθάλαμο», που αναφέρεται ως «έμμεση έγχυση καυσίμου». Παλαιότερα χρησιμοποιήθηκε για τον καλύτερο σχηματισμό του μείγματος και τη χρήση αέρα στον κύριο θάλαμο καθώς και για τον έλεγχο του θορύβου της καύσης. Τα προηγμένα συστήματα καύσης ντίζελ, δηλαδή οι κινητήρες άμεσου ψεκασμού, εγχέουν το καύσιμο απευθείας στον κύριο θάλαμο καύσης. Ο σχηματισμός εσωτερικού μείγματος και η συνακόλουθη καθυστερημένη έγχυση καυσίμου στον θάλαμο καύσης παράγουν διακριτές κλίσεις αέρα/καύσιμου (λ κλίσεις) στον θάλαμο καύσης. Ενώ ουσιαστικά δεν υπάρχει οξυγόνο στον πυρήνα του ψεκασμού καυσίμου ($\lambda \approx 0$), υπάρχουν και ζώνες στον θάλαμο καύσης με καθαρό αέρα ($\lambda = \infty$). Κάθε εύρος μεταξύ $\infty > \lambda > 0$ υπάρχει περισσότερο ή λιγότερο έντονα στον θάλαμο καύσης ενός κινητήρα ντίζελ κατά τη διάρκεια της έγχυσης. Η πλήρης χρήση του αέρα είναι ουσιαστικά αδύνατη στον σχηματισμό ετερογενούς μίγματος. Ο χρόνος είναι πολύ μικρός για να παραχθεί και να καεί πλήρως ένα ομοιογενές μείγμα. Επομένως, οι κινητήρες ντίζελ λειτουργούν επίσης με πλήρες φορτίο με περίσσεια αέρα 5–15%. Οι μεγάλοι κινητήρες ντίζελ χαμηλής ταχύτητας πρέπει να λειτουργούν με πολύ μεγαλύτερη περίσσεια αέρα λόγω της θερμικής φόρτισης των εξαρτημάτων. Αυτό

επηρεάζει τυχόν απαιτούμενα συστήματα μετεπεξεργασίας καυσαερίων. Οι καταλύτες τριών δρόμων (TWC), που λειτουργούν ομοιογενώς σε βενζινοκινητήρες σε $\lambda=1,0$, δεν μπορούν να χρησιμοποιηθούν, καθώς υπάρχει πάντα μια «οξειδωτική» ατμόσφαιρα στα καυσαέρια. Η κλίση αέρα/καυσίμου δεν ευθύνεται μόνο για τις διαφορές στην ποιότητα του μείγματος αλλά και για τις τοπικές διαφορές θερμοκρασίας σε ένα θάλαμο καύσης. Οι υψηλότερες θερμοκρασίες εμφανίζονται έξω από τον ψεκασμό καυσίμου σε εύρος $\omega > \lambda$, οι χαμηλότερες στον πυρήνα ψεκασμού σε εύρος $\lambda \approx 0$. Όπως φαίνεται στο Σχ. 3-1, σχηματίζονται οξειδία του αζώτου στις ζώνες με περίσσεια αέρα και υψηλές θερμοκρασίες. Οι θερμοκρασίες καύσης στην άπαχη εξωτερική ζώνη φλόγας είναι τόσο χαμηλές που το καύσιμο δεν μπορεί να οξειδωθεί πλήρως. Αυτή είναι η πηγή των άκαυστων υδρογονανθράκων. Τα σωματίδια αιθάλης και ο πρόδρομος τους μονοξειδίου του άνθρακα σχηματίζονται σε ζώνες ανεπάρκειας αέρα στον πυρήνα ψεκασμού. Δεδομένου ότι η περιοχή του πλούσιου μείγματος καθιστά αδύνατη την πρόληψη του σχηματισμού αιθάλης σε ένα ετερογενές μείγμα, τα σύγχρονα συστήματα ντίζελ στοχεύουν στην οξείδωση των σωματιδίων στον κινητήρα. Αυτό μπορεί να βελτιωθεί ουσιαστικά με τη διατήρηση ή τη δημιουργία μεγαλύτερων αναταράξεων κατά τη διάρκεια της διαδρομής διαστολής. Κατά συνέπεια, τα σύγχρονα συστήματα ντίζελ καίνε έως και το 95% των σωματιδίων που σχηματίζονται στον κινητήρα. Ο σχηματισμός εσωτερικού μείγματος που περιλαμβάνει υψηλή συμπίεση και μια μέθοδο ελέγχου φορτίου (έλεγχος ποιότητας) είναι η βάση της εξαιρετικής συνολικής απόδοσης του κινητήρα ντίζελ.

3.1.2 Σχηματισμός Μείγματος

3.1.2.1 Κύριες μεταβλητές που επηρεάζουν

Εκτός από την κίνηση του αέρα στο θάλαμο καύσης (σφίξιμο ή squish flow και air swirl), που μπορεί να διαμορφωθεί από τη σχεδίαση του θαλάμου καύσης και της θυρίδας εισαγωγής, ο εσωτερικός σχηματισμός μείγματος κυριαρχείται ουσιαστικά από την έγχυση. Ένα σύστημα έγχυσης πρέπει να εκτελεί τις ακόλουθες εργασίες: Δημιουργεί την απαιτούμενη πίεση ψεκασμού, μετράει το καύσιμο [3-2], διασφαλίζει τη διάδοση του ψεκασμού, εγγυάται ταχεία διάσπαση του ψεκασμού, σχηματίζει σταγονίδια και ανακατεύει το καύσιμο με τον αέρα καύσης (βλ. επίσης Κεφ. 5).

3.1.2.2 Αεροστροβιλισμός

Ο στροβιλισμός αέρα είναι ουσιαστικά μια «περιστροφική ροή στερεών» γύρω από τον άξονα του κυλίνδρου, η ταχύτητα περιστροφής του οποίου μπορεί να διαμορφωθεί από τη σχεδίαση της θύρας εισαγωγής και αυξάνεται με την ταχύτητα του κινητήρα επειδή αυξάνεται η ταχύτητα του εμβόλου. Μια βασική λειτουργία του στροβιλισμού αέρα είναι η διάσπαση του συμπαγούς ψεκασμού καυσίμου και η ανάμειξη του ακροφυσίου ψεκασμού των τομέων αέρα που βρίσκονται μεταξύ των ψεκασμών καυσίμου με το καύσιμο. Προφανώς, η απαίτηση στροβιλισμού μειώνεται καθώς αυξάνεται ο αριθμός των οπών των ακροφυσίων. Αυτό είναι πλεονεκτικό επειδή ένα αυξανόμενο επίπεδο στροβιλισμού προκαλεί αυξημένες απώλειες θερμότητας τοιχώματος και η δημιουργία στροβιλισμού πρέπει να επιτυγχάνεται με απώλειες φορτίου. Ενώ η υπερφόρτιση μπορεί να αντισταθμίσει τις απώλειες φόρτισης, οι δυσμενείς επιπτώσεις της δημιουργίας στροβιλισμού στην απόδοση ανταλλαγής αερίου και επομένως στην κατανάλωση καυσίμου εξακολουθούν να υφίστανται.

Ο στροβιλισμός μπορεί να δημιουργηθεί πολύ εύκολα όταν ο αέρας ρέει στον κύλινδρο εφαιτομενικά. Ωστόσο, αυτή η διάταξη παράγει εξαιρετικά υψηλές απώλειες φόρτισης, αυξάνει δυσανάλογα τον στροβιλισμό ως συνάρτηση των στροφών του κινητήρα και είναι εξαιρετικά κρίσιμη για τις κατασκευαστικές ανοχές. Οι ελικοειδείς θύρες, στις οποίες ο αέρας κινείται ήδη στο λιμάνι, ταιριάζουν καλύτερα από αυτή την άποψη (Εικ. 3-2). Αυτό διευκολύνει μια σχεδόν γραμμική αύξηση του επιπέδου στροβιλισμού ως συνάρτηση των στροφών του κινητήρα και επομένως μια σταθερή αναλογία στροφών περιστροφής προς ταχύτητα κινητήρα (n_{Drall} / n_{Mot}) και μπορεί να δημιουργήσει έναν καλό συμβιβασμό

μεταξύ του απαραίτητου επιπέδου στροβιλισμού και της αποδεκτής απώλειας ογκομετρικής αποδοτικότητας.

Η λοξότμηση της μίας πλευράς της δακτυλιοειδούς έδρας της βαλβίδας μπορεί να διευκολύνει την εκκένωση του αέρα προς την κατεύθυνση του στροβιλισμού και να αυξήσει τον στροβιλισμό στην κάτω περιοχή ανύψωσης της βαλβίδας. Αυτό το μέτρο μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί έξυπνα σε συνδυασμό με το χρονισμό της βαλβίδας για τη μείωση του στροβιλισμού ως συνάρτηση των στροφών του κινητήρα. Οι καλυμμένες βαλβίδες – μια άλλη μέθοδος δημιουργίας στροβιλισμού – πρέπει να εγκατασταθούν σε σταθερή θέση και συνεπώς δεν είναι κατάλληλες ως τυπική μέθοδος δημιουργίας στροβιλισμού για λόγους φθοράς, αλλά είναι βέλτιστα κατάλληλες για βασικές δοκιμές.

Δεδομένου ότι ο στροβιλισμός αέρα που δημιουργείται από τη γεωμετρία της θύρας στροβιλίζεται ταχύτερα καθώς αυξάνονται οι στροφές του κινητήρα, τα τμήματα αέρα που διοχετεύονται ανά βαθμό γωνίας στροφάλου μεγαλώνουν επίσης. Ωστόσο, αυτό το αυτορυθμιστικό αποτέλεσμα, το οποίο επιταχύνει το σχηματισμό μείγματος με την ταχύτητα, μπορεί να χρησιμοποιηθεί μόνο όταν ο χρόνος έγχυσης ενεργεί επίσης παρόμοια. Όταν ο χρόνος ψεκασμού που ορίζεται στο 8CA (π.χ. σε πλήρες φορτίο) ως συνάρτηση της ταχύτητας είναι σταθερός, ο χρόνος περιστροφής και έγχυσης μπορούν να ρυθμιστούν βέλτιστα σε όλο το εύρος στροφών του κινητήρα. Ωστόσο, όταν ο χρόνος έγχυσης (σε 8 CA) ως συνάρτηση της ταχύτητας αυξάνεται, ο στροβιλισμός στο χαμηλότερο εύρος στροφών είναι πολύ χαμηλός και η χρήση του αέρα δεν είναι ικανοποιητική ή είναι πολύ υψηλή στο ανώτερο εύρος στροφών και οι μεμονωμένες περιοχές ψεκασμού φουσκώνουν. Και τα δύο ενδεχόμενα μειώνουν την εφικτή μέση αποτελεσματική πίεση πέδησης και προκαλούν αυξημένες εκπομπές ρύπων. Αυτό το πρόβλημα εμφανίζεται σε οποιοδήποτε σύστημα έγχυσης που λειτουργεί με σταθερές διαμέτρους οπών ακροφυσίου, δηλαδή σε κάθε τυπικό σύστημα σήμερα. Ο λόγος υψηλής ταχύτητας (n_{max}/n_{min}) και/ή ο μεγάλος λόγος μάζας παροχής καυσίμου πλήρους φορτίου προς παροχή καυσίμου στο ρελαντί περιπλέκουν το σχεδιασμό του κινητήρα.

Η μεταβλητή πίεση έγχυσης στον χάρτη και η χρήση των λεγόμενων ακροφυσίων εγγραφής αποτελούν προσπάθειες επίλυσης αυτού του προβλήματος. Αν και η ταχύτητα στροβιλισμού ως συνάρτηση των στροφών του κινητήρα κάνει ακριβώς ό,τι πρέπει και η αναλογία στροβιλισμού/στροφών κινητήρα είναι σταθερή σε μια ελικοειδή θύρα τουλάχιστον, ελλείψει κατάλληλων σημείων εκκίνησης στο σύστημα ψεκασμού, γίνονται προσπάθειες να γίνει λάθος ο στροβιλισμός και προσαρμόστε το στην «κακή συμπεριφορά» του συστήματος έγχυσης. Σε κινητήρες με δύο ή περισσότερες βαλβίδες εισαγωγής, ο στροβιλισμός μπορεί να ενισχυθεί στο χαμηλότερο εύρος στροφών με την απεμπλοκή μιας βαλβίδας εισαγωγής (απενεργοποίηση της θύρας εισαγωγής IPSO) και έτσι να προσαρμοστεί στον σύντομο χρόνο ψεκασμού που είναι κοινός σε αυτό το εύρος.

Η απείρως μεταβλητή ρύθμιση του γκαζιού επιτρέπει ακόμη και τη ρύθμιση του επιπέδου στροβιλισμού για κάθε σημείο του χάρτη ως συνάρτηση της γωνίας ανοίγματος (Εικ. 3-3). Ωστόσο, αυτό δεν είναι βέλτιστο επειδή επιταχύνει το σχηματισμό μείγματος στο χαμηλότερο εύρος στροφών ενός κινητήρα και το καθυστερεί στο ανώτερο εύρος στροφών. Τα εύκαμπτα συστήματα έγχυσης είναι επίσης σε θέση να αντιμετωπίσουν τη σύγκρουση των στόχων μεταξύ στροβιλισμού και χρόνου έγχυσης σε περιορισμένο βαθμό ρυθμίζοντας την πίεση έγχυσης. Αυτό το μέτρο θα προκαλέσει πτώση της πίεσης στο χαμηλότερο εύρος στροφών. Η βέλτιστη λύση θα ήταν ένα ακροφύσιο με διατομή μεταβλητής ροής που αυξάνεται με την ταχύτητα.

3.1.2.3 Squish

Ο αέρας συμπιέζεται όλο και περισσότερο στο μπολ του εμβόλου κατά τη διάρκεια της διαδρομής συμπίεσης. Αυτό αυξάνει τον στροβιλισμό του αέρα. Όσο μικρότερο είναι ένα μπολ εμβόλου, τόσο μεγαλύτερος γίνεται ο στροβιλισμός. Μια ροή squish παρεμβαίνει όλο και περισσότερο στον προαναφερθέντα στροβιλισμό αέρα που δημιουργείται από τη ροή εισαγωγής στον κύλινδρο ή το μπολ του θαλάμου καύσης καθώς το έμβολο πλησιάζει στο ανώτερο νεκρό σημείο. Η ροή squish δημιουργείται

από τη μετατόπιση του αέρα που βρίσκεται μεταξύ της κεφαλής του εμβόλου και της κεφαλής του κυλίνδρου μέσα στο μπολ του εμβόλου (Εικ. 3-4). Η ροή squish εξουδετερώνει τη διάδοση του ψεκασμού καυσίμου και κατά συνέπεια υποστηρίζει την ανταλλαγή ορμής μεταξύ του αέρα του θαλάμου καύσης και του ψεκασμού ψεκασμού, που είναι σημαντικό για το σχηματισμό μείγματος.

Η κατεύθυνση της ροής αντιστρέφεται όταν ξεκινά η διαδρομή διαστολής. Ο κατάλληλος σχεδιασμός της γεωμετρίας του μπολ, ειδικά του χείλους του μπολ, επιτρέπει τη δημιουργία μιας εξαιρετικά τυρβώδους ροής στο διάκενο του εμβόλου, που διευκολύνει το σχηματισμό μείγματος και επιταχύνει την καύση.

3.1.2.4 Κινητική ενέργεια του ψεκασμού καυσίμου

Η κινητική ενέργεια του ψεκασμού καυσίμου είναι η κυρίαρχη παράμετρος στο σχηματισμό του μείγματος. Δεν εξαρτάται μόνο από τη μάζα καυσίμου στο ψεκασμό ψεκασμού αλλά και από τη διαβάθμιση πίεσης στο ακροφύσιο ψεκασμού. Μαζί με τη γωνία του κώνου ψεκασμού, καθορίζει την ανταλλαγή ορμής μεταξύ του αέρα του θαλάμου καύσης και του ψεκασμού καυσίμου καθώς και το εύρος μεγέθους των διαμέτρων των σταγονιδίων. Πάνω απ' όλα, η γωνία του κώνου ψεκασμού εξαρτάται από την εσωτερική ροή του ακροφυσίου και επομένως από τον σχεδιασμό του ακροφυσίου και την παρακείμενη πίεση καθώς και από την πυκνότητα του αέρα. Καθώς αυξάνεται η σπηλαιώση σε μια οπή ακροφυσίου, η γωνία του κώνου ψεκασμού μεγαλώνει και η ανταλλαγή ορμής με τον αέρα εντείνεται. Στα συστήματα έγχυσης με εκκεντροφόρο, ο ρυθμός παροχής της αντλίας έγχυσης και οι διατομές ροής στο ακροφύσιο έγχυσης μπορούν να επηρεάσουν την ενέργεια ψεκασμού. Η πίεση σιδηροτροχιάς είναι η κρίσιμη παράμετρος στα συστήματα έγχυσης συσσωρευτών.

Το σπρέι έγχυσης μεταφέρει το καύσιμο στις εξωτερικές περιοχές ενός θαλάμου καύσης. Δεδομένου ότι ο αέρας είναι πολύ συμπιεσμένος, ζεστός και επομένως πολύ παχύρρευστος, αυτή η λειτουργία δεν πρέπει να υποτιμάται. Η καμπύλη πίεσης στην οπή του ακροφυσίου είναι εξαιρετικά σημαντική. Η αύξηση ή τουλάχιστον η σταθερή πίεση ως συνάρτηση του χρόνου έγχυσης είναι επωφελής [3-4]. Η πίεση που πέφτει κατά τη διάρκεια του ψεκασμού δεν διευκολύνει την οποιαδήποτε αλληλεπίδραση των επιμέρους ζωνών καυσίμου στο ψεκασμό και επομένως θα πρέπει να αποφεύγεται όσο το δυνατόν περισσότερο. Η κάλυψη των εξωτερικών περιοχών ενός θαλάμου καύσης είναι η προϋπόθεση για την καλή χρήση του αέρα του θαλάμου καύσης και κατά συνέπεια την υψηλή πυκνότητα ισχύος του κινητήρα. Μόνο ένας περιορισμένος αριθμός οπών ακροφυσίων και επομένως μια υψηλή μάζα καυσίμου στο σπρέι μπορεί να το επιτύχει αυτό όταν η πίεση ψεκασμού είναι περιορισμένη. Ο αριθμός των ψεκασμών έγχυσης μπορεί να αυξηθεί καθώς αυξάνεται η πίεση ψεκασμού και έτσι η κατανομή του καυσίμου στον θάλαμο καύσης βελτιώθηκε χωρίς να επηρεάζεται η διάδοση του ψεκασμού. Αυτό εκδηλώνεται με τη συσχέτιση μεταξύ του βάθους διείσδυσης του ψεκασμού, της πίεσης έγχυσης ή της διαβάθμισης πίεσης στην έξοδο του ακροφυσίου και της διαμέτρου της οπής. Αντίστοιχα, το βάθος διείσδυσης ψεκασμού είναι συνάρτηση της πίεσης δίπλα στην οπή του ακροφυσίου, της διαμέτρου μιας οπής ακροφυσίου, της πυκνότητας του καυσίμου, της αντίστροφης τιμής της πυκνότητας του αέρα και του χρόνου μετά την έναρξη της έγχυσης [3-5]. Με την προϋπόθεση ότι ο χρόνος έγχυσης είναι περίπου ο ίδιος, η διάμετρος της μεμονωμένης οπής και επομένως η μάζα καυσίμου στο μεμονωμένο ψεκασμό μειώνεται καθώς αυξάνεται ο αριθμός των οπών των ακροφυσίων. Έτσι, η ορμή του ψεκασμού που είναι καθοριστική για τη διάδοση του ψεκασμού πρέπει και πάλι να αντισταθμίζεται με αναλογική αύξηση της πίεσης.

Η είσοδος αέρα στο σπρέι (παρασυρμός αέρα) εντείνεται καθώς αυξάνεται η πίεση έγχυσης και έτσι αυξάνεται το τοπικό I στο ψεκασμό. Σύμφωνα με τον Wakuri [3-5], το μεγαλύτερο βάθος διείσδυσης ψεκασμού από μόνο του αυξάνει ήδη την τοπική αναλογία αέρα/καυσίμου καθώς αυξάνεται η πίεση ψεκασμού. Η σημασία του στροβιλισμού και του squish μειώνεται όσο αυξάνεται η πίεση έγχυσης. Τα σύγχρονα συστήματα καύσης επαγγελματικών οχημάτων λειτουργούν σε συνδυασμό με ακροφύσια με οκτώ έως δέκα οπές σε πιέσεις έγχυσης πάνω από 2.000 bar και είναι ουσιαστικά απαλλαγμένα από

στροβιλισμούς και στροβιλισμούς. Οι κινητήρες αυτοκινήτων που λειτουργούν ταχύτερα χρησιμοποιούν την πολύ σταθερή ροή στροβιλισμού για την οξείδωση των σωματιδίων κατά τη φάση της διαστολής. Επιπλέον, το μεγαλύτερο εύρος ταχυτήτων απαιτεί ένα σχετικά βαθύ και επομένως στενό μπολ, το οποίο αναπόφευκτα παράγει μια ροή squish.

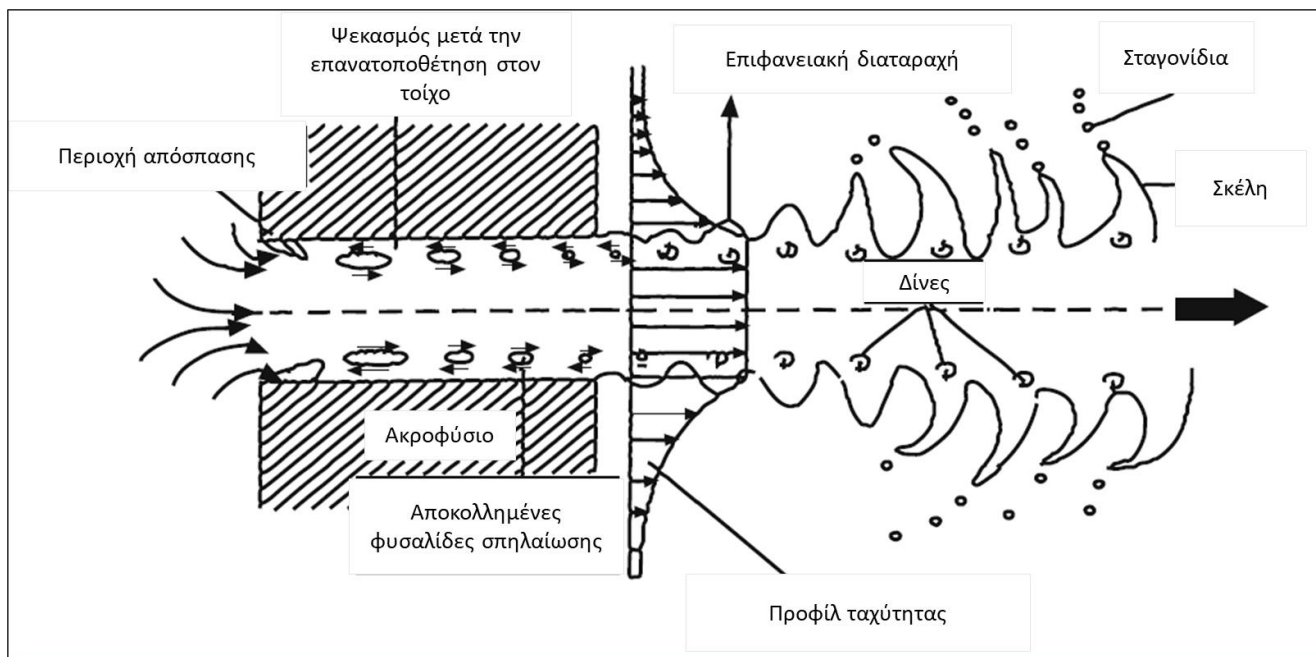
3.1.2.5 Διάσπαση ψεκασμού

Η άμεση έγχυση απαιτεί την ολοκλήρωση της εξάτμισης και το σχηματισμό μείγματος σε λίγα χιλιοστά του δευτερολέπτου. Αυτό απαιτεί εξαιρετικά γρήγορη διάσπαση του συμπαγούς ψεκασμού και το σχηματισμό πολλών σταγονιδίων με μεγάλες επιφάνειες. Δύο μηχανισμοί διασφαλίζουν ότι το σπρέι καυσίμου διασπάται γρήγορα και η επιφάνεια του καυσίμου που δημιουργείται είναι μεγάλη: «πρωτογενής διάσπαση» στην περιοχή δίπλα στο ακροφύσιο που προκαλείται από τις τυρβώδεις ροές και τη σπηλαίωση στο ακροφύσιο και «δευτερεύουσα διάσπαση» που προκαλείται από αεροδυναμικές δυνάμεις στο μακρινό πεδίο του ακροφυσίου.

3.1.2.6 Πρωτογενής Διάσπαση

Η κύρια διάσπαση ενός ψεκασμού καυσίμου που εγχέεται σε πολύ συμπιεσμένο, πολύ παχύρρευστο αέρα θαλάμου καύσης επηρεάζεται από την ανακατανομή του προφίλ ταχύτητας μέσα στο σπρέι (αλληλεπίδραση διαφορετικών τμημάτων στο ψεκασμό), την επιφανειακή τάση, τις αεροδυναμικές δυνάμεις (ανταλλαγή ορμής μεταξύ του κινούμενου ψεκασμού και του «αναπαυόμενου» αέρα), του στροβιλισμού (σε μεγάλο βαθμό που προκαλείται από την ορμή του ψεκασμού) και της σπηλαίωσης [3-6]. Η σπηλαίωση παράγεται από την κίνηση του καυσίμου που ρέει τυρβωδώς στο ακροφύσιο. Σημαντικό ρόλο παίζουν οι έντονες παραμορφώσεις που επηρεάζονται από την αναλογία των ακτίνων των καμπυλοτήτων του ακροφυσίου προς την ακτίνα της οπής, τα υδροδυναμικά φαινόμενα ροής και το σχήμα και η κωνικότητα της οπής. Η γνώση τόσο των παραμέτρων της ταχύτητας και του στροβιλισμού όσο και της περιεκτικότητας σε ατμούς και αέρια κατ' όγκο μπορεί να εφαρμοστεί για τον προσδιορισμό του μεγέθους και του αριθμού των φυσαλίδων σπηλαίωσης. Οι φυσαλίδες σπηλαίωσης σε μια οπή ακροφυσίου επηρεάζουν τη διάσπαση του ψεκασμού, τη διάδοση του ψεκασμού και το σχηματισμό σταγονιδίων, καθώς και τη συσσώρευση εναποθέσεων σε μια οπή και την ανθεκτικότητα του ακροφυσίου.

Το Σχήμα 3-1 απεικονίζει τα φαινόμενα διάσπασης ενός ψεκασμού έγχυσης δίπλα σε ένα ακροφύσιο.



Εικόνα 3-1: Διάσπαση ψεκασμού δίπλα στο ακροφύσιο

Η θερμοκρασία και η σύνθεση του καυσίμου καθορίζουν την ιδιότητα της πτητικότητας και διαδραματίζουν βασικό ρόλο στη διάσπαση του ψεκασμού, καθώς ο σχηματισμός πυρήνων σπηλαίωσης επηρεάζεται από την απαέρωση των αερίων που διαλύονται στο καύσιμο ως αποτέλεσμα της πίεσης κορεσμένων ατμών που πέφτει κάτω τοπικά [3-7].

Αρχικά, ένας συμπαγής πυρήνας ψεκασμού υγρού παρατηρείται σε κοντινή απόσταση από το ακροφύσιο. Ωστόσο, οι φυσαλίδες αέρα και ατμών καυσίμου το υποβάλλουν ήδη σε ισχυρή διάσπαση σε απόσταση από την έξοδο του ακροφυσίου, η οποία είναι πέντε έως δέκα φορές μεγαλύτερη από τη διάμετρο της οπής του ακροφυσίου. Η σχέση των αεροδυναμικών δυνάμεων με τις επιφανειακές δυνάμεις, δηλαδή ο αριθμός Weber, περιγράφει το μέγεθος και την κατανομή των σταγονιδίων:

$$We = \rho_k \cdot v_{inj}^2 \cdot d \cdot \sigma^{-1}$$

όπου ρ_k σημαίνει την πυκνότητα του καυσίμου, v_{inj} την ταχύτητα ψεκασμού στην οπή του ακροφυσίου, d τη διάμετρο της οπής του ακροφυσίου και σ την επιφανειακή τάση. Ο αριθμός Weber υποδηλώνει τη σχέση της κινητικής ενέργειας της συνεχούς στήλης ψεκασμού που αναδύεται από την οπή του ακροφυσίου ανά μονάδα χρόνου και την ενέργεια της ελεύθερης επιφάνειας που παράγεται ανά μονάδα χρόνου.

3.1.2.7 Δευτερεύουσα διάσπαση

Η δευτερεύουσα διάσπαση στην πραγματικότητα «ατομοποιεί» το σπρέι έγχυσης από χονδρόκοκκους συνδέσμους σε μεσαίου μεγέθους σταγονίδια με κυματιστή διάσπαση και σε μικροσταγονίδια με ψεκασμό. Ο σχηματισμός του τελευταίου είναι απαραίτητος για τη γρήγορη θέρμανση και εξάτμιση – και επομένως για τη μείωση της φυσικής καθυστέρησης ανάφλεξης. Οι αεροδυναμικές δυνάμεις παίζουν τον κρίσιμο ρόλο στη δευτερογενή ψεκασμό. Η πίεση έγχυσης, η καμπύλη πίεσης έγχυσης, η γωνία κώνου ψεκασμού και η πυκνότητα αέρα είναι παράμετροι που επηρεάζουν σημαντικά.

Δύο εφέ που συμβαίνουν ταυτόχρονα κατά τη διάρκεια της δευτερογενούς διάλυσης αξίζουν προσοχής:

(α) η παραμόρφωση των πρωταρχικών σταγονιδίων που επιβραδύνεται από τις δυνάμεις τριβής ως αποτέλεσμα της μεγαλύτερης αδράνειας του πυρήνα ψεκασμού από την άκρη του ψεκασμού και
 (β) η διάτμηση των σταγονιδίων στην περιοχή mm ως αποτέλεσμα της κυματοειδής αποσύνθεσης των πλευρών του άκρου του ψεκασμού. Και εδώ, η παράμετρος που ορίστηκε παραπάνω, δηλαδή ο αριθμός Weber, είναι μια χαρακτηριστική τιμή που χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της πυκνότητας του ατμοσφαιρικού αέρα του ψεκασμού.

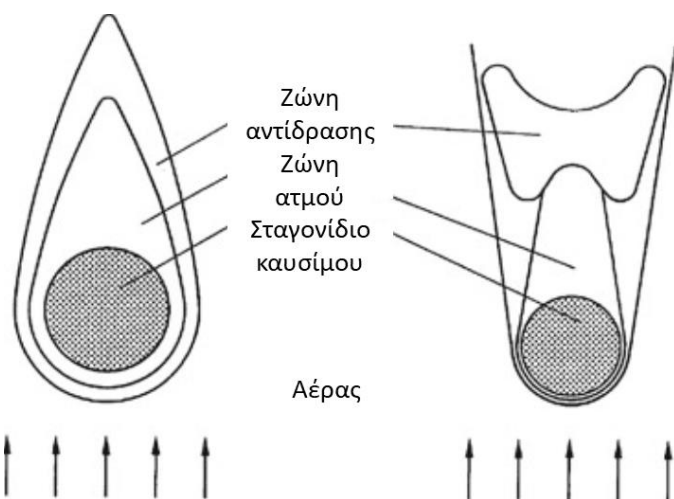
Η πίεση στην οπή του ακροφυσίου που αυξάνεται ως συνάρτηση του χρόνου έγχυσης διευκολύνει την ανταλλαγή ορμής μεταξύ του αέρα του θαλάμου καύσης και του ψεκασμού καυσίμου και επομένως ευνοεί την ταχεία διάσπαση του ψεκασμού. Όχι μόνο φτάνει περισσότερος αέρας στον ψεκασμό, αλλά και οι διάμετροι των σταγονιδίων μικραίνουν καθώς αυξάνεται η πίεση έγχυσης.

Σύμφωνα με τον Sauter, η στατιστικά μέση διάμετρος σταγονιδίων d_{32} (η μέση διάμετρος Sauter) είναι συνάρτηση του αριθμού Weber που περιγράφεται παραπάνω, του αριθμού Reynolds και της διαμέτρου της οπής του ακροφυσίου ή της κλίσης πίεσης στην έξοδο του ακροφυσίου Δp , της πυκνότητας καυσίμου ρ_k , του αέρα πυκνότητα ρ_L και το ιξώδες καυσίμου ν_k .

$$d_{32} = f\left(\frac{1}{\Delta p, \rho_k, \rho_L, \nu_k}\right)$$

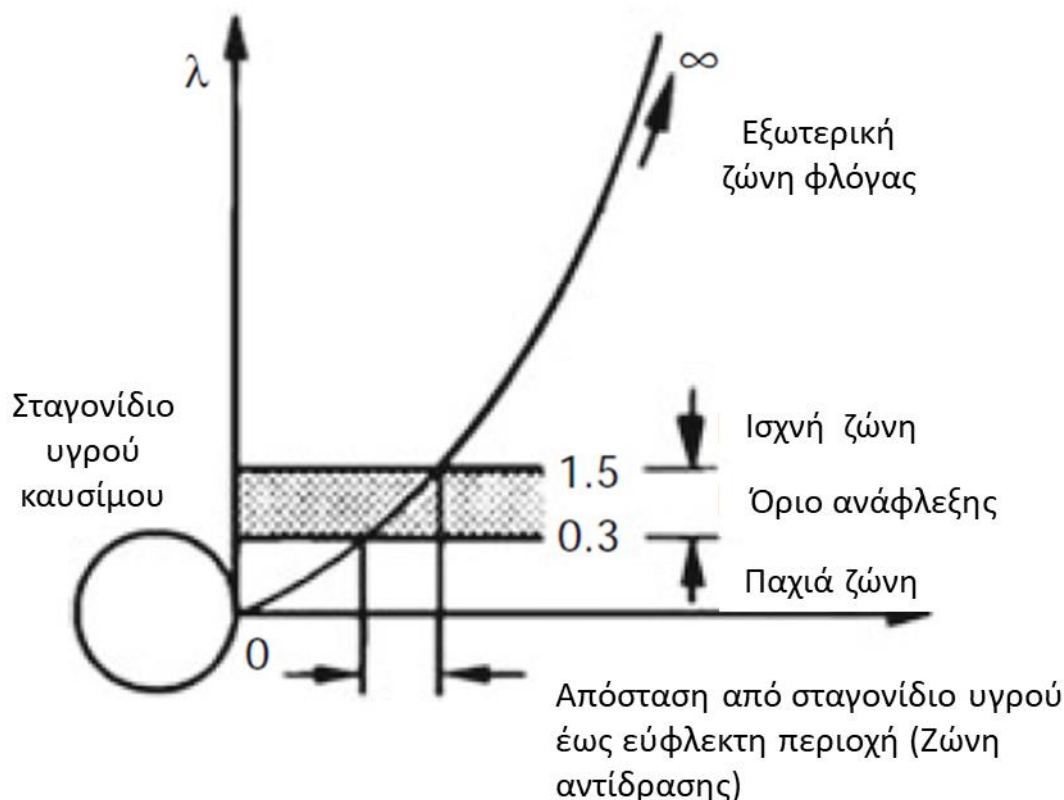
3.1.2.8 Εξάτμιση καυσίμου

Το καύσιμο πρέπει να είναι ατμού έτσι ώστε οι χημικές αντιδράσεις να μπορούν να εξελιχθούν στο έτσι σχηματιζόμενο ετερογενές μείγμα σταγονιδίων αέρα και υγρού καυσίμου ποικίλου μεγέθους και κατανομής. Αποδίδεται κρίσιμη σημασία στη μεταφορά θερμότητας του αέρα που θερμαίνεται με συμπίεση στο υγρό καύσιμο. Αυτή η διαδικασία επηρεάζεται θεμελιωδώς από την κινητική ενέργεια του ψεκασμού καυσίμου και επομένως, με τη σειρά της, από την πίεση ψεκασμού (Εικ. 3-6).



Εικόνα 3-2 Προετοιμασία σταγόνας καυσίμου σε χαμηλή (αριστερά) και υψηλή (δεξιά) ταχύτητα εισροής

Υψηλή σχετική ταχύτητα μεταξύ των σταγονιδίων και του περιβάλλοντος τους, διευκολύνει τόσο τη δημιουργία επιφανειών ελεύθερων σταγονιδίων όσο και τη μεταφορά μάζας και τη μεταφορά θερμότητας. Όσο πιο λεπτός είναι ο ψεκασμός των σταγονιδίων και όσο μεγαλύτερη είναι η σχετική ταχύτητα της φάσης διασκορπισμένου καυσίμου και η φάση συνεχούς φόρτισης του θαλάμου καύσης, τόσο πιο γρήγορα επιτυγχάνονται θερμοκρασίες που οδηγούν σε αισθητή εξάτμιση στο εξωτερικό κέλυφος της επιφάνειας των σταγονιδίων, το επιφανειακό φιλμ. Το μείγμα αέρα/καυσίμου στις ζώνες διάχυσης και αντίδρασης που σχηματίζονται με αυτόν τον τρόπο είναι εύφλεκτο όταν η αναλογία αέρα/καυσίμου l είναι στην περιοχή μεταξύ $0,3 < l < 1,5$ (Εικ. 3-7).

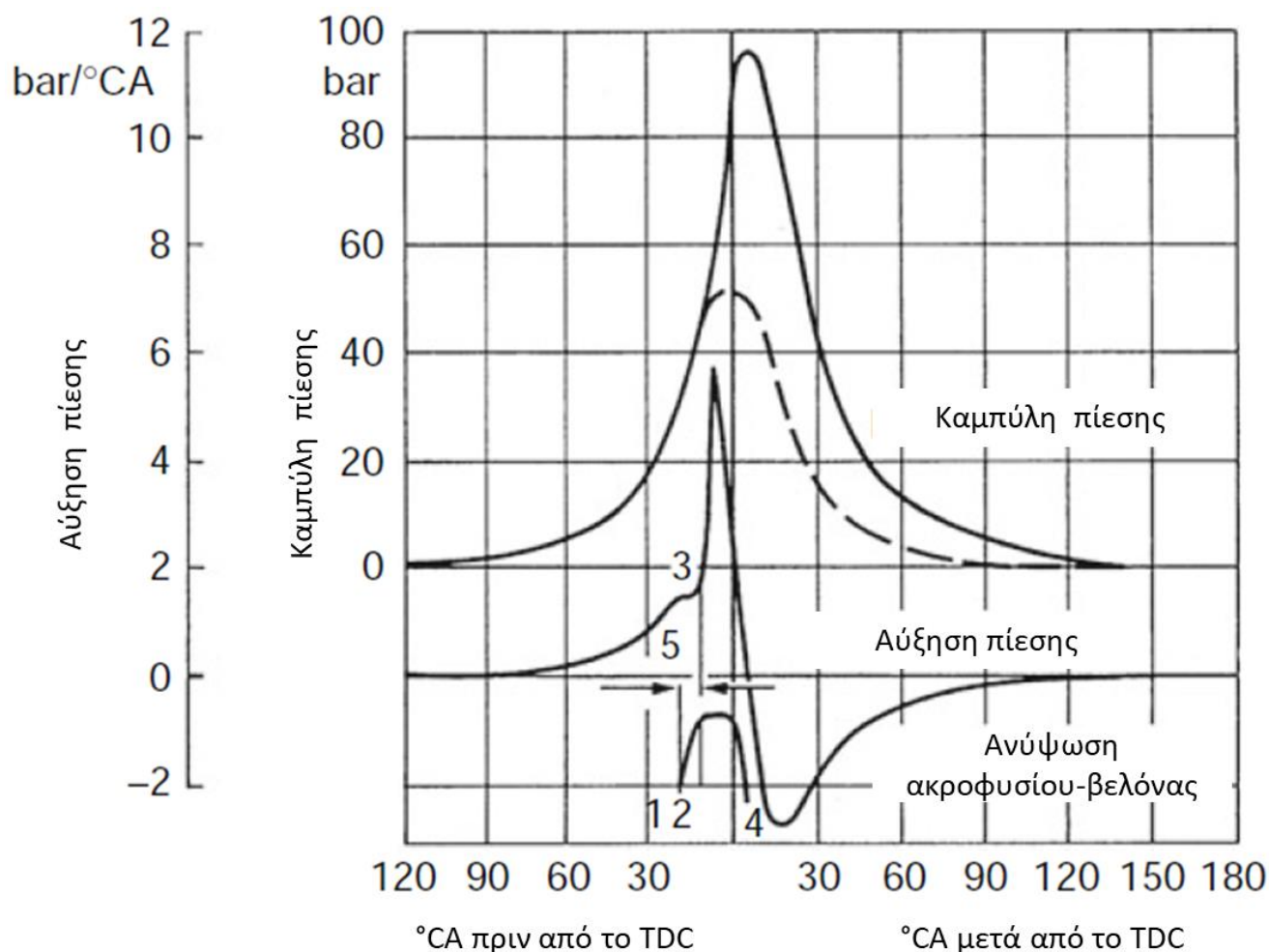


Εικόνα 3-3 Σχηματική αναλογία αέρα/καυσίμου ως συνάρτηση της απόστασης από τη σταγόνα καυσίμου

3.1.3 Καθυστέρηση ανάφλεξης και ανάφλεξης

Η απόδοση ανάφλεξης του καυσίμου που εγχέεται στον συμπιεσμένο και επομένως ζεστό αέρα του θαλάμου καύσης εξαρτάται από τον ρυθμό της αντίδρασης που σχηματίζει ρίζες ανάφλεξης ως αποτέλεσμα της θερμικής διέγερσης των μορίων. Ανάλογα με τις προηγούμενες περιγραφείσες διαδικασίες θέρμανσης και διάχυσης μετά τη δευτερεύουσα διάσπαση, τόσο οι θερμοδυναμικές συνθήκες στον θάλαμο καύσης, δηλαδή η πίεση και οι τοπικές θερμοκρασίες, όσο και η τοπική συγκέντρωση ατμού, καθορίζουν τις συνθήκες για την αυτανάφλεξη. Φυσικά, το ίδιο το καύσιμο παίζει σημαντικό ρόλο. Ο αριθμός κετανίου CN περιγράφει την ποιότητα ανάφλεξής του. Το εξαιρετικά εύφλεκτο n-δεκαεξάνιο (κετάνιο) έχει δείκτη 100 και το αργής ανάφλεξης μεθυλ ναφθαλίνιο δείκτης 0. Όσο μεγαλύτερος είναι ο αριθμός κετανίου του, τόσο πιο αναφλεξιμότητα είναι ένα καύσιμο. Οι αριθμοί κετανίου $CN > 50$ είναι επιθυμητοί για συμμόρφωση με τους εξαιρετικά αυστηρούς κανονισμούς εξάτμισης και θορύβου (βλ. Κεφ. 4).

Το χρονικό διάστημα μεταξύ της έναρξης της έγχυσης και της έναρξης της ανάφλεξης είναι ζωτικής σημασίας για την απόδοση, τις εκπομπές ρύπων, τον θόρυβο της καύσης και το φορτίο των εξαρτημάτων. Συνήθως υπολογίζεται από την ανύψωση της βελόνας του ακροφυσίου και την ένδειξη της πίεσης του θαλάμου καύσης, ο χρόνος μεταξύ αυτών των δύο συμβάντων αναφέρεται ως καθυστέρηση ανάφλεξης και είναι ένα σημαντικό χαρακτηριστικό της καύσης του κινητήρα ντίζελ (Εικ. 3-8).



Εικόνα 3-4 Καθυστέρηση ανάφλεξης για κινητήρα ντίζελ άμεσου ψεκασμού. 1 Έναρξη παράδοσης, 2 Έναρξη έγχυσης, 3 Έναρξη ανάφλεξης, 4 Τέλος έγχυσης, 5 Καθυστέρηση ανάφλεξης

Γίνεται διάκριση μεταξύ ενός φυσικού και ενός χημικά επαγόμενου συστατικού στην καθυστέρηση ανάφλεξης. Η φυσική καθυστέρηση ανάφλεξης περιλαμβάνει τις διαδικασίες της πρωτογενούς και δευτερογενούς διάσπασης του ψεκασμού που περιγράφηκαν παραπάνω, την εξάτμιση του καυσίμου και τις διαδικασίες που δημιουργούν ένα αντιδραστικό μείγμα αέρα/καυσίμου. Η καθυστέρηση χημικής ανάφλεξης καθορίζει το χρονικό πλαίσιο κατά το οποίο σχηματίζονται οι ρίζες ανάφλεξης (π.χ. OH) σε μια προ-αντίδραση.

Οι σύγχρονοι κινητήρες ντίζελ υψηλής υπερτροφοδότησης που λειτουργούν με πιέσεις ψεκασμού έως και 2.000 bar έχουν καθυστερήσεις ανάφλεξης μεταξύ 0,3 και 0,8 ms. Οι κινητήρες φυσικής αναπνοής έχουν καθυστερήσεις ανάφλεξης μεταξύ 1 και 1,5 ms με αντίστοιχα χαμηλές πιέσεις ψεκασμού.

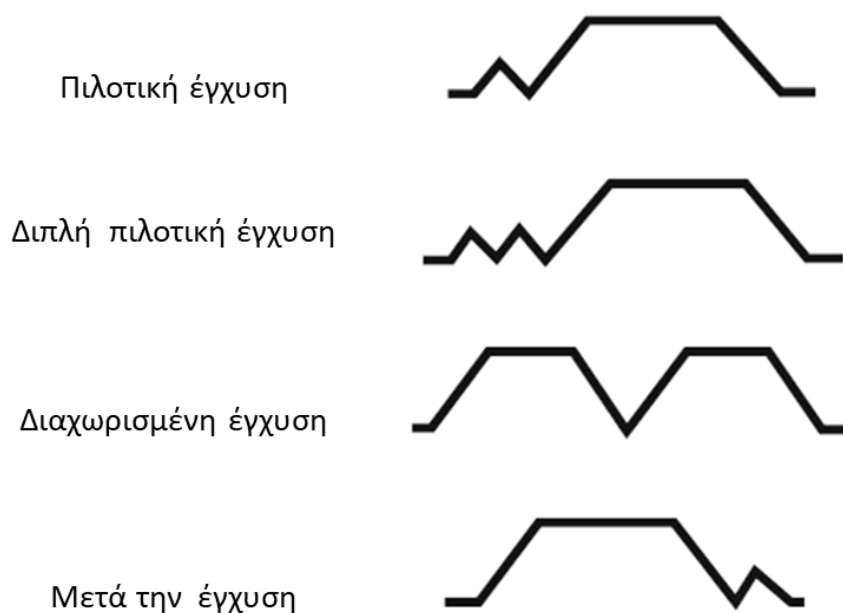
Εκτός από τον αριθμό κετανίου, τιμές που περιγράφουν τη θερμοκρασία κατά την έναρξη της έγχυσης (λόγος συμπίεσης, θερμοκρασία αέρα εισαγωγής, χρόνος έγχυσης) και την κατάσταση του αέρα στον κύλινδρο (πίεση ώθησης, στροβιλισμός αέρα, ροή συμπίεσης, ταχύτητα εμβόλου) επίσης εισέλθουν στον σύνθετο υπολογισμό της καθυστέρησης ανάφλεξης. Με την πάροδο του χρόνου έχουν αναπτυχθεί πολυάριθμοι εμπειρικοί τύποι για την περιγραφή της καθυστέρησης ανάφλεξης [3-8 – 3-10].

Συνήθως, το προετοιμασμένο καύσιμο αρχικά αναφλέγεται στην άκρη του ψεκασμού στην πλευρά του ψεκασμού (χαμηλή διείδυση αέρα) του ψεκασμού ψεκασμού. Οι βαθμίδες 1 που εμφανίζονται είναι σημαντικά χαμηλότερες σε αυτή την περιοχή της ζώνης διάχυσης, δηλαδή υπάρχουν λιγότερες ανομοιογένειες στη σύνθεση του μείγματος, από ό,τι στην πλευρά του λούφα ή στο άκρο ψεκασμού. Ως αποτέλεσμα, υψηλότερες θερμοκρασίες από ό,τι στις ζώνες με υψηλές κλίσεις 1 είναι επίσης δυνατές

εδώ. Επομένως, η ανάφλεξη είναι αδύνατη σε κοντινή απόσταση από το ακροφύσιο ψεκασμού, επειδή, όπως περιγράφεται παραπάνω, κυριαρχεί ένα συμπαγές σπρέι καυσίμου.

3.1.4 Καύση και ρυθμός απελευθέρωσης θερμότητας

Ένα θεμελιώδες χαρακτηριστικό των κινητήρων ντίζελ είναι η ικανότητά τους να χρησιμοποιούν το χρόνο και τον τρόπο εισαγωγής του καυσίμου στον θάλαμο καύσης (διαμόρφωση ρυθμού) για τον έλεγχο της καύσης και συνεπώς της μετατροπής ενέργειας. Αν και αυτό διευκολύνει την απόδοση, είναι επίσης υπεύθυνο για τις συγκρούσεις στόχων μεταξύ της εκπομπής σωματιδίων (σωματίδια σωματιδίων) και του οξειδίου του αζώτου (NOX) από τη μια πλευρά και της κατανάλωσης καυσίμου και των NOX από την άλλη. Όσο λιγότερο καύσιμο φτάνει στα τοιχώματα του θαλάμου καύσης σε υγρή μορφή και όσο καλύτερο υγρό καύσιμο συγκρατείται στον αέρα καύσης και εξατμίζεται γρήγορα, τόσο περισσότερο ο ρυθμός έγχυσης διαμορφώνει τον ρυθμό απελευθέρωσης θερμότητας. Η ταχύτητα διεύθυνσης και ο ρυθμός εξάτμισης του ψεκασμού παίζουν σημαντικό ρόλο. Προαιρετικά, ακόμη και σε συνδυασμό με συστήματα έγχυσης συσσωρευτή (συστήματα κοινής ράγας με πίεση έγχυσης ως συνάρτηση του φορτίου και της ταχύτητας), τα ηλεκτρονικά ενεργοποιημένα στοιχεία ελέγχου μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την εφαρμογή διαμόρφωσης του ρυθμού έγχυσης, πολλαπλών πιλοτικών εγχύσεων και/ή πολλαπλών εγχύσεων μετά την έγχυση (Εικ. 3 -5).

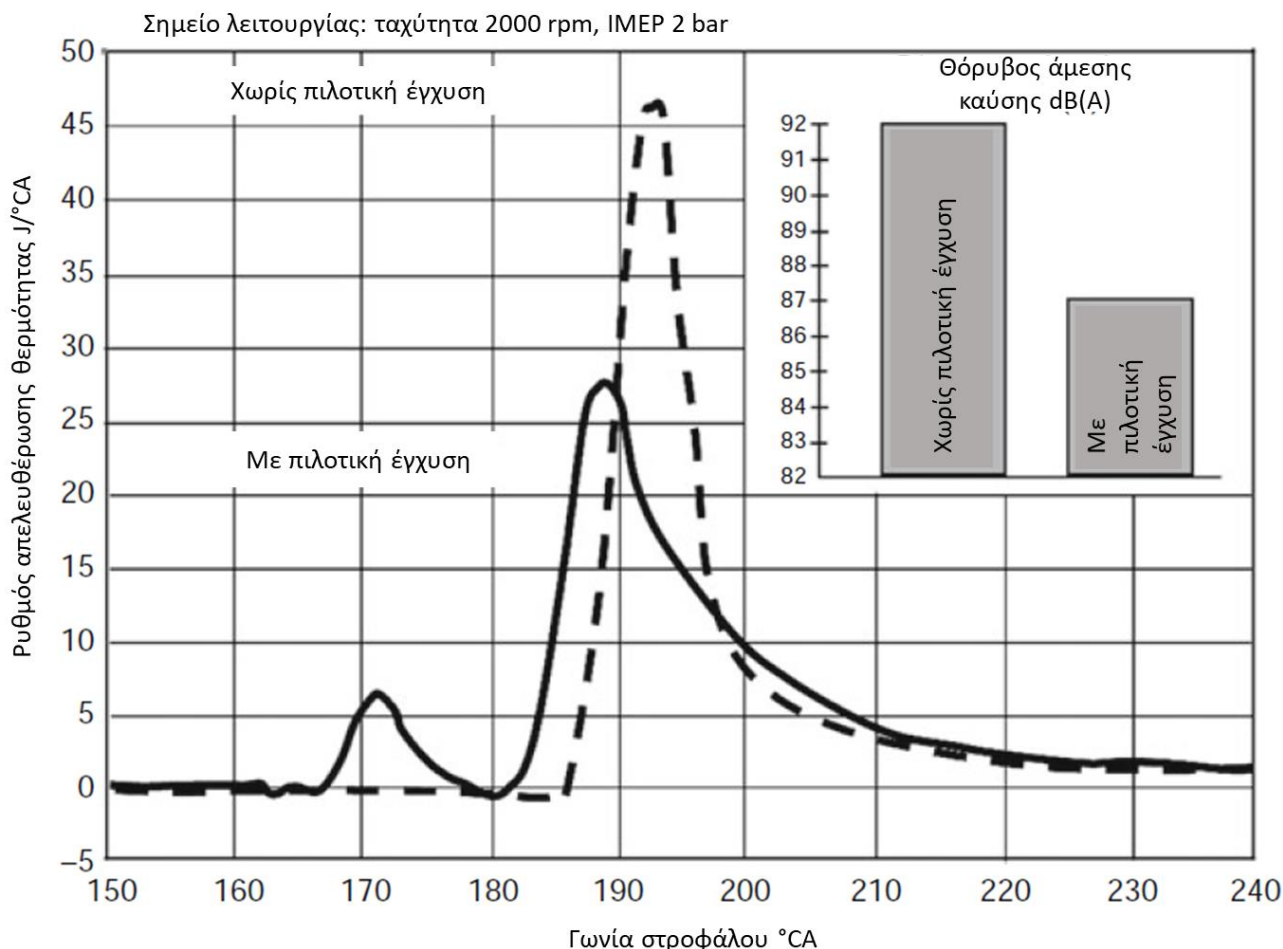


Εικόνα 3-5 Σχηματικό χαρακτηριστικό των πιθανών χαρακτηριστικών έγχυσης για πολλαπλή έγχυση [3-11]

Μαζί με την αυξημένη συχνότητα μεταγωγής, η πρόοδος από ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες σε πιεζοηλεκτρικά μπεκ παρέχει βασικά μια επιλογή καθορισμού καθορισμένων διαδρομών για το στοιχείο μεταγωγής (μεταβλητό γκάζι). Ωστόσο, επειδή ο σχηματισμός μείγματος επωφελείται από την υψηλή πίεση στην οπή του ακροφυσίου, πρέπει να αποτραπεί το στραγγαλισμό στην έδρα της βελόνας (βλ. Κεφ. 5).

Οι σύγχρονοι κινητήρες ντίζελ άμεσου ψεκασμού έχουν πολύ μικρές καθυστερήσεις ανάφλεξης στην περιοχή 0,3–0,5 ms σε πλήρες φορτίο και 0,6–0,8 ms σε χαμηλότερο μερικό φορτίο. Δεδομένου ότι ο χρόνος έγχυσης είναι επομένως μεγαλύτερος από την καθυστέρηση ανάφλεξης σε ένα ευρύ φάσμα φορτίου, μόνο ένα μικρό κλάσμα του καυσίμου εγχέεται πριν από την έναρξη της ανάφλεξης. Αυτό το κλάσμα καυσίμου αναμιγνύεται πολύ καλά με τον αέρα καύσης και έχει υψηλές τιμές I και χαμηλή κλίση

1. Ενώ αυτό αποτρέπει τον σχηματισμό σωματιδίων αιθάλης σε αυτές τις περιοχές μείγματος, ένα σημαντικό μέρος των οξειδίων του αζώτου προέρχεται από τον κινητήρα σε αυτή τη φάση καύσης «προαναμεμιγμένης φλόγας». Επιπλέον, η αναλογία της προαναμεμιγμένης φλόγας επηρεάζει τον θόρυβο της καύσης και την κατανάλωση καυσίμου. Ένα μεγαλύτερο ποσοστό προαναμεμιγμένης φλόγας (καύση σταθερού όγκου) αυξάνει τον θόρυβο αλλά ωφελεί την κατανάλωση καυσίμου (Εικ. 3-6).



Εικόνα 3-6 Ρυθμός απελευθέρωσης θερμότητας και θορύβου καύσης με και χωρίς έγχυση πιλότου [3-12]

Το μεγαλύτερο μέρος του καυσίμου εγχέεται κατά τη διάρκεια της καύσης που βρίσκεται ήδη σε εξέλιξη. Δεδομένων των τοπικά χαμηλών τιμών I, σχηματίζεται λίγο NOX αλλά πολύ αιθάλη σε αυτή τη «φλόγα διάχυσης» (καύση σταθερής πίεσης). Έτσι, η οξείδωση της αιθάλης στο εσωτερικό των κινητήρων είναι μια έμφαση της σύγχρονης μηχανικής κινητήρων ντίζελ. Επικρατούν άριστες οριακές συνθήκες για την οξείδωση καθώς υπάρχουν μικρά ακόμη μη πηκτικά σωματίδια με μεγάλες επιφάνειες όταν οι θερμοκρασίες είναι αρκετά υψηλές. Ο απαραίτητος στροβιλισμός μπορεί να παρέχεται, για παράδειγμα, από υψηλή κινητική ψεκασμού με βάση τις υψηλές πιέσεις έγχυσης. Επιπλέον, η μετά την έγχυση είναι ένα κατάλληλο μέσο για την αύξηση της θερμοκρασίας και του στροβιλισμού και συνεπώς για τη μείωση των σωματιδίων μέσω της οξείδωσης στο εσωτερικό του κινητήρα.

Η μετατροπή ενέργειας θα πρέπει να ολοκληρωθεί έγκαιρα για να αποφευχθούν ανεπιθύμητες απώλειες θερμότητας. Τα συστήματα μετεπεξεργασίας καυσαερίων που είναι ολοένα και πιο απαραίτητα για τη συμμόρφωση με τα μελλοντικά πρότυπα καυσαερίων επιβάλλουν ιδιαίτερες απαιτήσεις σχετικά με τη θερμοκρασία και τη σύνθεση των καυσαερίων. Συνεπώς, αποδίδεται όλο και μεγαλύτερη σημασία στην ανάλυση του συνολικού συστήματος κινητήρα/μεταεπεξεργασίας.

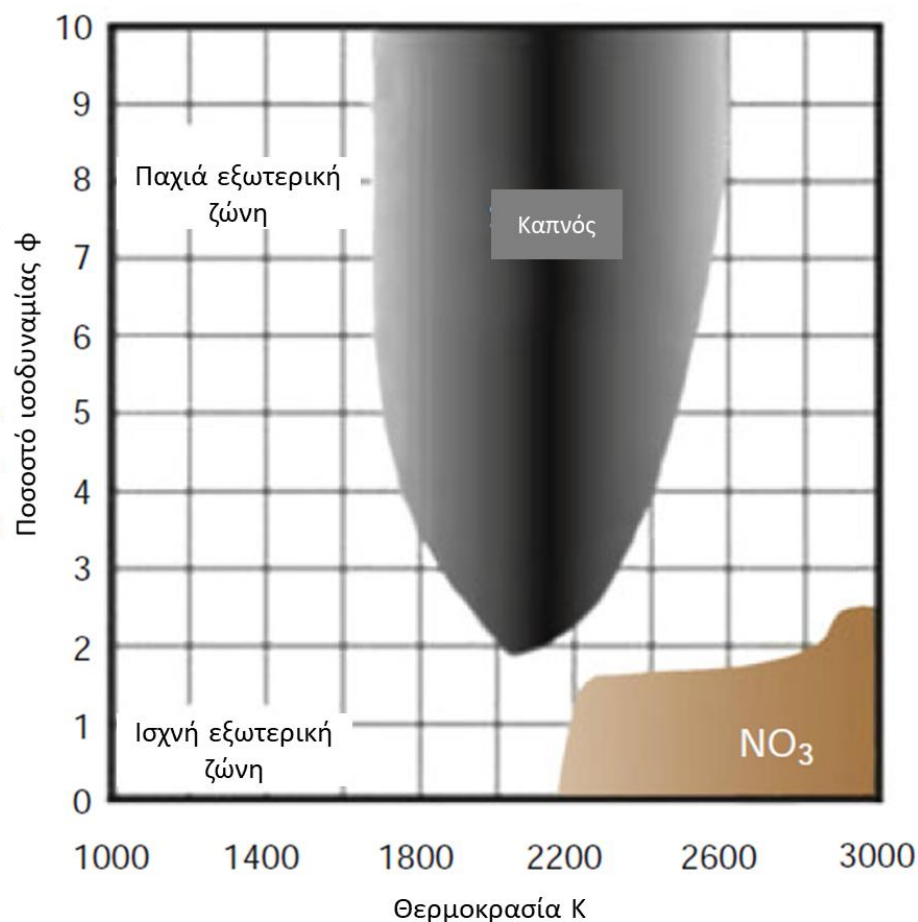
Τα εξαρτήματα του κινητήρα επιπλώνονται όλο και περισσότερο με ολοένα και πιο μεταβλητά εξαρτήματα. Κατ' αρχήν, πλήρως εύκαμπτα συστήματα έγχυσης, μεταβλητός χρονισμός βαλβίδων, μεταβλητή περιδίνηση, μεταβλητή γεωμετρία στροβίλου, μεταβλητή συμπίεση ή/και έλεγχος θερμοκρασίας ψυκτικού υγρού παρέχουν πολλές παραμέτρους για τη βελτιστοποίηση ενός κύκλου καύσης για διαφορετικές απαιτήσεις. Αυξανόμενη σημασία αποδίδεται στα συστήματα αισθητήρων και ενεργοποιητών και στη διαχείριση του κινητήρα. Όταν τα συστήματα μετεπεξεργασίας περιλαμβάνονται στην ανάλυση, τότε ακόμη και τα ρυθμιζόμενα συστήματα είναι συνήθως πολύ αργά στην παροδική λειτουργία του κινητήρα. Οι «στρατηγικές έλεγχου κλειστού βρόχου που βασίζονται σε μοντέλα» γίνονται όλο και πιο σημαντικές και επιτυγχάνουν τους επιθυμητούς στόχους.

3.1.5 Παραγωγή ρύπων

Κατ' αρχήν, το μείγμα αέρα/καυσίμου μπορεί να αναφλεγεί σε ένα σχετικά μεγάλο εύρος αναλογίας αέρα/καυσίμου $1,5 > 1 > 0,5$. Ωστόσο, οι καλύτερες συνθήκες ανάφλεξης υπάρχουν στην άκρη του ψεκασμού. Ενώ η θερμοκρασία στον πυρήνα ψεκασμού είναι χαμηλή (θερμοκρασία καυσίμου), οι θερμοκρασίες στην άκρη του ψεκασμού είναι ουσιαστικά αυτές του πεπιεσμένου αέρα. Κατά συνέπεια, το μείγμα αρχίζει να αναφλέγεται στην μάλλον άπαχη περιοχή στην άκρη του ψεκασμού. Οι υψηλότερες θερμοκρασίες καύσης αναπτύσσονται σε ζώνες γύρω στο $l = 1,1$ (βλ. Εικ. 3-1). Αυτές είναι οι ευνοημένες περιοχές σχηματισμού οξειδίου του αζώτου, καθώς δεν υπάρχει μόνο οξυγόνο αλλά και άζωτο.

Το σχήμα 3-7 δείχνει ότι τα οξειδία του αζώτου σχηματίζονται στην περιοχή του άπαχου μείγματος σε θερμοκρασίες πάνω από 2.000 Κ. Όχι μόνο η τοπική αναλογία αέρα/καυσίμου αλλά και ο σχηματισμός θερμικού μονοξειδίου του αζώτου που περιγράφεται από τον Zeldovich είναι συνάρτηση του χρόνου παραμονής και αυξάνεται εκθετικά με την τοπική θερμοκρασία. Ορισμένες περιοχές κατά μήκος του προς τα έξω αραιωτικού μείγματος είναι τόσο ισχνές που η καύση αποτυγχάνει να αναφλέξει το μείγμα παρά την άνοδο της θερμοκρασίας. Οι άκαυστοι υδρογονάνθρακες σχηματίζονται σε αυτήν την «απαγή ζώνη εξωτερικής φλόγας».

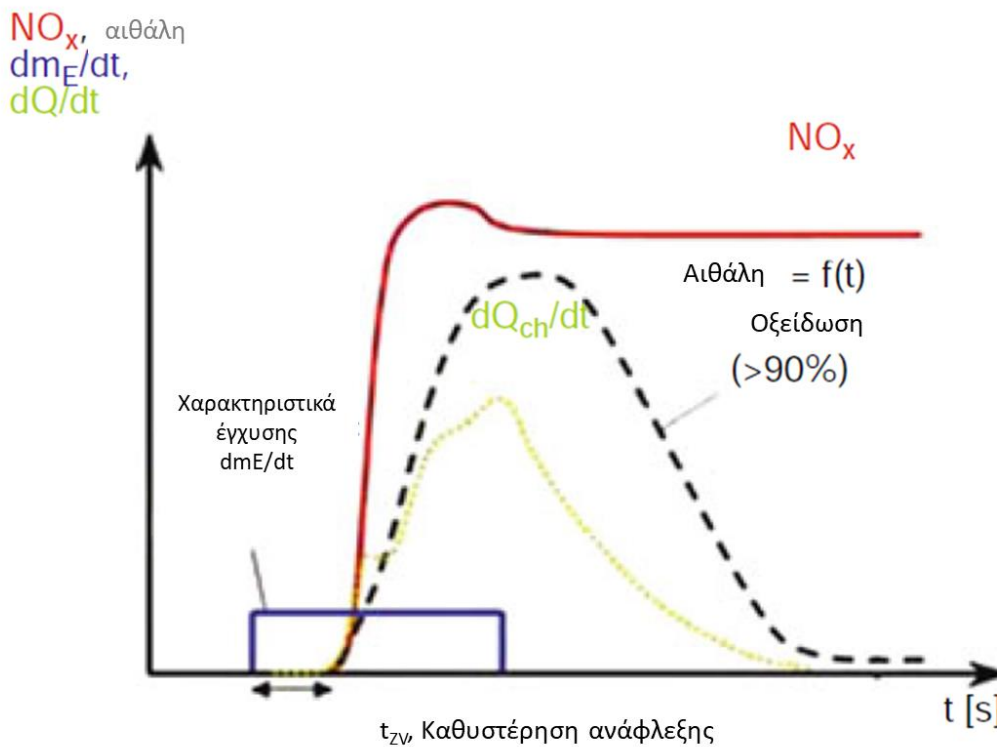
Τα σωματίδια αιθάλης σχηματίζονται σε ζώνες πλούσιου μείγματος σε θερμοκρασίες άνω των 1.600 Κ. Τέτοιες υψηλές θερμοκρασίες εμφανίζονται μόνο μετά την ενεργοποίηση της ανάφλεξης. Οι πλούσιες περιοχές βρίσκονται κυρίως στον πυρήνα ψεκασμού ή στην περιοχή του ψεκασμού καυσίμου που μπλοκάρεται από το τοίχωμα του μπολ. Το καύσιμο πρέπει να είναι ατμού για να σχηματιστεί αιθάλη αρχικά. Έτσι, το μέγεθος των σταγονιδίων καυσίμου δεν έχει άμεση επίδραση στην κατανομή μεγέθους των σωματιδίων που εκπέμπονται. Στη φάση της καθυστέρησης ανάφλεξης, το σπρέι έχει χρόνο να διαδοθεί σε θερμοκρασίες κάτω από τη θερμοκρασία σχηματισμού αιθάλης, να αραιώσει και να εξαντλήσει τις πλούσιες περιοχές. Έτσι, κατ' αρχήν, μια μεγαλύτερη καθυστέρηση ανάφλεξης είναι καλύτερη για χαμηλό ρυθμό σχηματισμού αιθάλης. Ωστόσο, η αραιώση του μείγματος παράγει επίσης μεγάλες περιοχές I στις οποίες σχηματίζεται μονοξείδιο του αζώτου (προαναμεμιγμένη φλόγα). Οι άπαχες εξωτερικές ζώνες φλόγας στις οποίες παράγονται άκαυστοι υδρογονάνθρακες επεκτείνονται επίσης. Δεδομένου ότι το καύσιμο καίγεται πολύ γρήγορα σε μια προαναμεμιγμένη φλόγα, μια μεγάλη καθυστέρηση ανάφλεξης επηρεάζει επίσης αρνητικά τον θόρυβο της καύσης. Επομένως, στα σύγχρονα συστήματα καύσης επιδιώκεται μικρότερη καθυστέρηση ανάφλεξης.



Εικόνα 3-7 Αναλογία αέρα/καυσίμου και εύρη θερμοκρασίας NOX και σχηματισμού αιθάλης ($\phi = 1/\lambda$)

Το Σχήμα 3-8 παρουσιάζει μια σχηματική εικόνα της διαδικασίας έγχυσης σε συνάρτηση με το χρόνο ως ορθογώνιο. Με μια περισσότερο ή λιγότερο απότομη κλίση που καθορίζεται από την προαναμεμιγμένη φλόγα, η απελευθέρωση θερμότητας ξεκινά μετά την καθυστέρηση ανάφλεξης. Ελεγχόμενη από την καύση διάχυσης, η δεύτερη φάση της μετατροπής ενέργειας περνάει σημαντικά πιο αργά. Σαφώς, τα οξειδία του αζώτου σχηματίζουν την πρώτη φάση της καύσης και, με την πάροδο του χρόνου, μειώνονται αμελητέα από το υδρογόνο ή το μονοξείδιο του άνθρακα που υπάρχει για λίγο.

Δεδομένου ότι το πλούσιο μείγμα πρέπει να υποβληθεί σε κατάλληλα υψηλές θερμοκρασίες, τα σωματίδια αιθάλης επίσης αρχίζουν να σχηματίζονται μόνο καθώς μετατρέπεται η ενέργεια. Ωστόσο, η συγκέντρωση αιθάλης στον θάλαμο καύσης μειώνεται αισθητά καθώς προχωρά η καύση. Έως και το 95% περίπου της αιθάλης που σχηματίζεται στο θάλαμο καύσης επαναοξειδώνεται στη φάση της διαστολής. Οι υψηλές θερμοκρασίες και οι αναταράξεις διευκολύνουν την οξείδωση της αιθάλης. Δεδομένου ότι πήζουν μόνο σε μεγαλύτερα σωματίδια με την πάροδο του χρόνου, η συνεχής μικρότητα των σωματιδίων έχει ευεργετική επίδραση. Οι συνθήκες για την οξείδωση της αιθάλης γίνονται χειρότερες καθώς προχωρά η διαστολή, επειδή η πίεση, η θερμοκρασία, οι αναταράξεις και η επιφάνεια των σωματιδίων μειώνονται (ως αποτέλεσμα της πήξης). Επομένως, ο χρόνος που απαιτείται για την οξείδωση των σωματιδίων αυξάνεται με τη διαστολή. Οι συνθήκες οξείδωσης στα καυσαέρια γίνονται τόσο δυσμενείς που δεν αξίζει να αναφερθεί η οξείδωση της αιθάλης. Τα σωματίδια πρέπει να παγιδευτούν σε ένα φίλτρο, ένα φίλτρο σωματιδίων ντίζελ ή DPF, για να παραχθεί ο απαιτούμενος χρόνος παραμονής. Δεδομένου ότι είναι ακόμα αδύνατο να διασφαλιστεί μια επαρκής θερμοκρασία στα μεγάλα εύρη λειτουργίας των κινητήρων ντίζελ, απαιτούνται πρόσθετα μέτρα στο DPF για να επιτευχθεί η θερμοκρασία καύσης των σωματιδίων αιθάλης.



Εικόνα 3-8 συγκεντρώσεις NOX και αιθάλης σε θάλαμο καύσης ως συνάρτηση της θέσης του εμβόλου στο 8CA

3.2 Χαρακτηριστικά σχεδιασμού

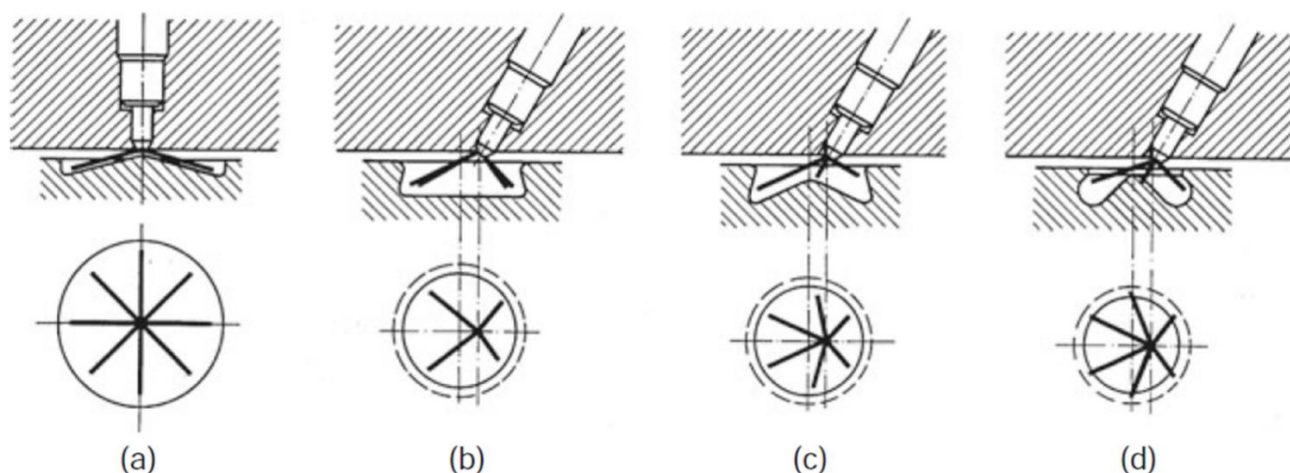
3.2.1 Σχεδιασμός θαλάμου καύσης

Γίνεται διάκριση στη δομική σχεδίαση των θαλάμων καύσης μεταξύ κινητήρων με αδιαίρετους θαλάμους καύσης στους οποίους το καύσιμο εγχέεται απευθείας στον κύριο θάλαμο καύσης (άμεσος ψεκασμός) και κινητήρες με διαιρεμένους θαλάμους καύσης. Στο τελευταίο, το καύσιμο εγχέεται σε έναν προθάλαμο (ή θάλαμο στροβιλισμού). Επομένως, αυτό αναφέρεται ως «έμμεση» ένεση. Μέρος του καυσίμου καίγεται στον προθάλαμο. Η αύξηση της πίεσης διοχετεύει εξατμισμένο καύσιμο ή/και στοιχεία μερικώς οξειδωμένου καυσίμου στον κύριο θάλαμο όπου συνεχίζει να καίγεται με τον αέρα εκεί. Έτσι, η μερική καύση του καυσίμου παράγει την ενέργεια που απαιτείται για την κάλυψη του κύριου θαλάμου. Αυτή η καύση δύο σταδίων δημιουργεί πλεονεκτήματα όσον αφορά τον θόρυβο της καύσης αλλά μειονεκτήματα όσον αφορά την κατανάλωση καυσίμου λόγω της μεγάλης διάρκειας της καύσης και της αύξησης των απωλειών θερμότητας του τοίχου. Ειδικά στο χαμηλότερο εύρος στροφών, η καύση στον κύριο θάλαμο και η συνακόλουθη αύξηση της πίεσης παρατείνουν τη διαφυγή των αερίων από τον προθάλαμο. Οι διατομές μεταφοράς από τον προθάλαμο στον κύριο θάλαμο καθορίζουν τη διάρκεια της καύσης στο ανώτερο εύρος στροφών. Πρέπει να βρεθεί ένας συμβιβασμός μεταξύ της πίεσης που απαιτείται στον θάλαμο για τη χρήση του αέρα του κύριου θαλάμου και της διάρκειας της καύσης. Καθώς η τεχνολογία έγχυσης για υψηλότερες πιέσεις έγχυσης και οι επιλογές για πιλοτική έγχυση και διαμόρφωση ρυθμού έγχυσης έχουν βελτιωθεί, οι πιο αποδοτικοί κινητήρες άμεσου ψεκασμού έχουν ολοένα και περισσότερους κινητήρες προθάλαμου από την αγορά. Επομένως, τα χαρακτηριστικά των κινητήρων προθάλαμου δεν εξετάζονται περαιτέρω εδώ. Μόνο ένας θάλαμος καύσης που είναι συμπαγής και επομένως ταυτόχρονα καλός όσον αφορά τις απώλειες θερμότητας στον τοίχο μπορεί να παράγει την υψηλή αναλογία συμπίεσης που χρειάζονται οι κινητήρες ντίζελ για την εξάτμιση και την ανάφλεξη του

καυσίμου ($15 < \varepsilon < 20$, μεγάλοι κινητήρες $12 < \varepsilon < 16$). Επομένως, οι κινητήρες ντίζελ έχουν συνήθως μια επίπεδη κυλινδροκεφαλή με παράλληλες βαλβίδες πάνω και εσοχή. Δεδομένου ότι το κενό μεταξύ της κυλινδροκεφαλής και του εμβόλου διατηρείται όσο το δυνατόν μικρότερο ($< 1 \text{ mm}$), οι θάλαμοι καύσης των κινητήρων ντίζελ άμεσου ψεκασμού σχηματίζονται σχεδόν αποκλειστικά από ένα μπολ που βρίσκεται στο έμβολο. Έτσι, ο αέρας στην περιοχή του κορυφαίου νεκρού σημείου που είναι διαθέσιμο για την καύση καυσίμου συγκεντρώνεται σε συντριπτική πλειοψηφία (80–85%) στο μπολ του εμβόλου. Κατά τη συμπίεση, καθώς και μετά την έναρξη της ανάφλεξης, δημιουργείται μια ροή squish που κατευθύνεται στο μπολ και μια τυρβώδης ροή πίσω στο διάκενο του εμβόλου κατά τη διάρκεια της διαστολής. Ο σχεδιασμός του μπολ εμβόλου, ειδικά η άκρη του μπολ, μπορεί να επηρεάσει και τις δύο ροές. Διευκολύνουν σημαντικά την ανάμειξη αέρα και καυσίμου.

Το αποτέλεσμα μπορεί να ενταθεί με «ανασυρόμενα» μπολ. Ωστόσο, τα άκρα τέτοιων εμβόλων κύπελλων φορτίζονται πολύ μηχανικά και θερμικά. Ο στροβιλισμός αέρα παρέχει μια άλλη επιλογή για τη διευκόλυνση του σχηματισμού μείγματος. Περιγράφεται ως περιστροφή του αέρα καύσης σε συμπαγές σώμα κυρίως γύρω από τον άξονα του κυλίνδρου, αυτή η ροή επηρεάζεται από τη σχεδίαση της θυρίδας εισαγωγής, τη διάμετρο του μπολ και τη διαδρομή του κινητήρα και χρησιμεύει για την κάλυψη των τομέων αέρα μεταξύ των ψεκασμών έγχυσης. Το επίπεδο στροβιλισμού που απαιτείται μπορεί να μειωθεί καθώς αυξάνεται ο αριθμός των οπών των ακροφυσίων. Οι κινητήρες μακράς διαδρομής λειτουργούν με υψηλότερη ταχύτητα εμβόλου και επομένως με υψηλότερη ταχύτητα εισόδου και επομένως λειτουργούν με χαμηλότερο επίπεδο στροβιλισμού της θύρας εισαγωγής. Τα μπολ με μικρή διάμετρο αυξάνουν επίσης τον στροβιλισμό που δημιουργείται από τις θύρες.

Οι θύρες εισαγωγής των κινητήρων άμεσου ψεκασμού που δημιουργούν στροβιλισμό έχουν σχεδιαστεί ως ελικοειδείς ή εφαιπτομενικές θύρες. Και οι δύο παραλλαγές μπορούν να χρησιμοποιηθούν σε τεχνολογία τεσσάρων βαλβίδων ή επίσης να συνδυαστούν με θύρα φόρτισης. Η σχεδίαση του μπολ του εμβόλου θα πρέπει πάντα να εξετάζεται σε συνδυασμό με τη σχεδίαση του ακροφυσίου ψεκασμού και το εύρος στροφών του κινητήρα. Το υγρό καύσιμο πρέπει να εμποδίζεται να φτάσει στον πάτο του μπολ. Ως εκ τούτου, οι κινητήρες με μεγάλο εύρος στροφών τείνουν να λειτουργούν με στενά και βαθιά μπολ εμβόλων (b έως d στην Εικ. 3-13). Ένα πολύ έντονα ανασυρόμενο μπολ δημιουργεί μια εξαιρετικά τυρβώδη ροή στο διάκενο του εμβόλου. Αυτό επιταχύνει την καύση διάχυσης και μειώνει τη διάρκεια της καύσης. Το θερμομηχανικό φορτίο του χείλους του μπολ θέτει περιορισμούς σε αυτά τα μέτρα. Οι κινητήρες επαγγελματικών οχημάτων χαμηλού στροβιλισμού έχουν συνήθως φαρδιά και επίπεδα έμβολα (a στο Σχ. 3-13).



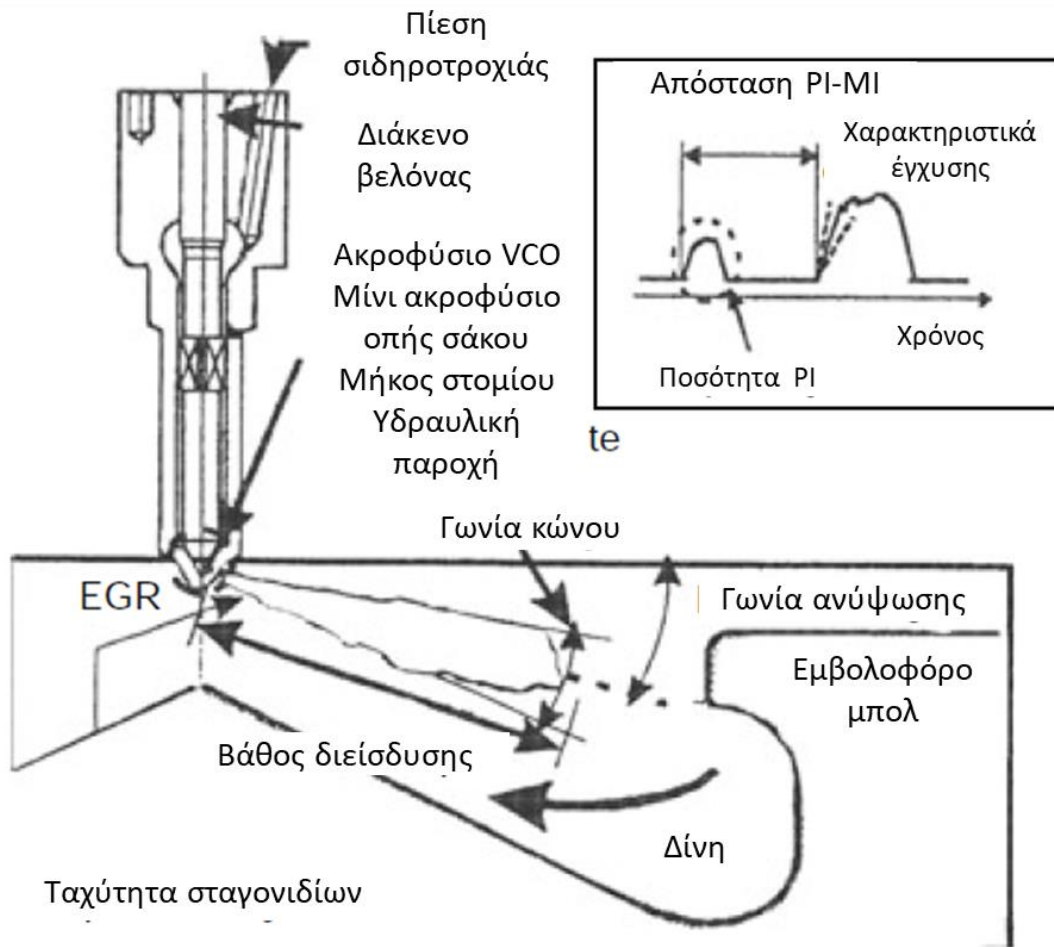
Εικόνα 3-9 Δοχεία θαλάμου καύσης κινητήρων ντίζελ άμεσου ψεκασμού

3.2.2 Διαμόρφωση ακροφυσίου έγχυσης

Το ακροφύσιο έγχυσης επηρεάζει σημαντικά τη διάσπαση του ψεκασμού, το σχηματισμό σταγονιδίων και την κάλυψη του αέρα καύσης από τον ψεκασμό έγχυσης. Η διαμόρφωση της τεχνολογίας δύο βαλβίδων για τις βαλβίδες ανταλλαγής αερίου συνεπάγεται την τοποθέτηση του ακροφυσίου έγχυσης έκκεντρα σε σχέση με τον κύλινδρο και το μπολ του εμβόλου. Για βέλτιστη κάλυψη αέρα, τα ακροφύσια έκκεντρα τοποθετημένα θα πρέπει να σχεδιάζονται με διαφορετικές διαμέτρους οπών και ασύμμετρη κατανομή οπών στην περιφέρεια. Αυτό συνήθως παραλείπεται για λόγους κόστους και κατασκευής.

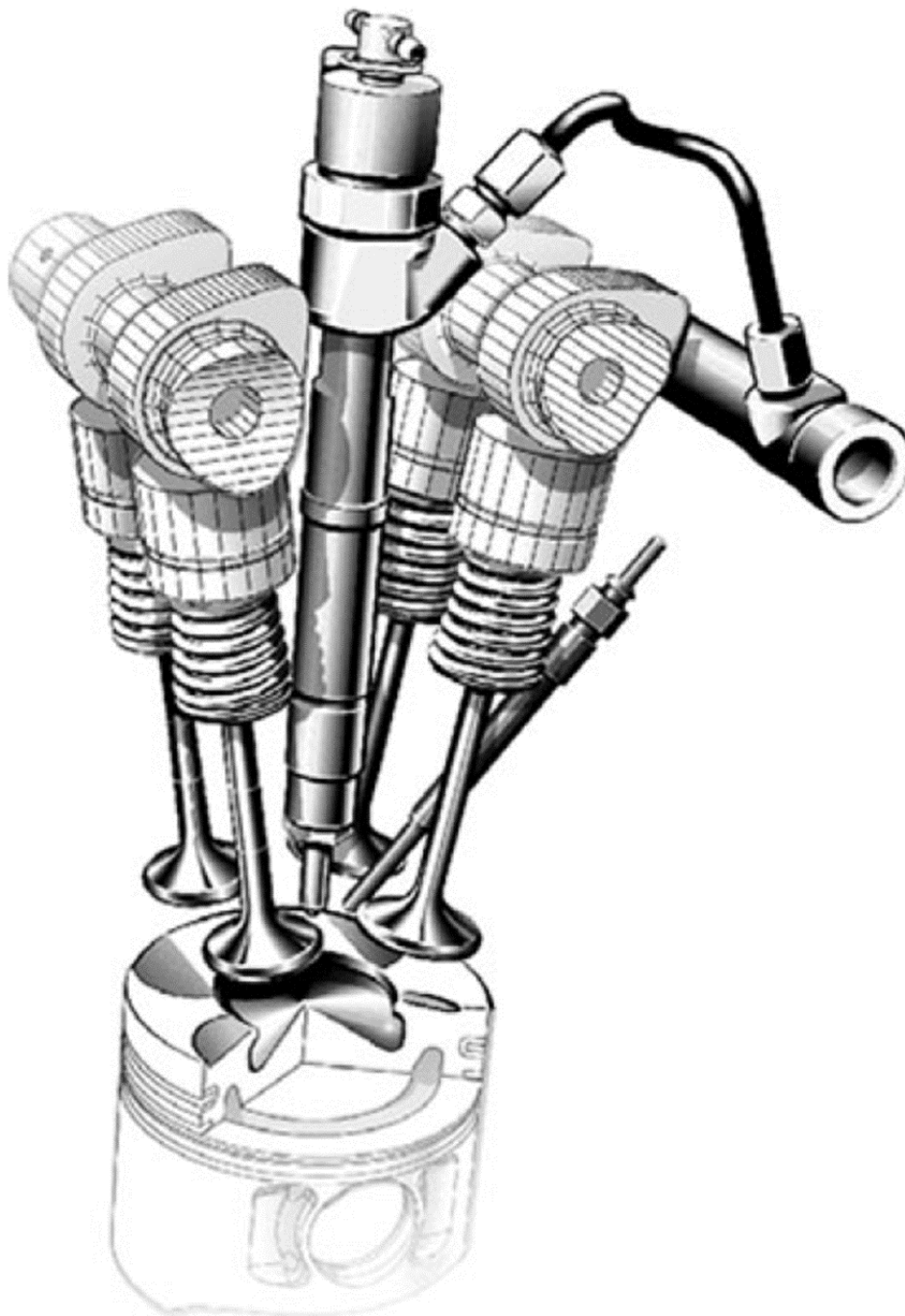
Επιπλέον, δεδομένου ότι οι ψεκασμοί καυσίμου πρέπει να χτυπήσουν το τοίχωμα του μπολ στο ίδιο ύψος, οι οπές πρέπει να διαμορφωθούν με διαφορετική γωνία σε σχέση με τον άξονα του ακροφυσίου, δηλαδή η γωνία του κώνου της οπής του ακροφυσίου αποκλίνει από αυτή του άξονα του ακροφυσίου. Αυτό επηρεάζει αρνητικά τις συνθήκες ροής στο ακροφύσιο και, παρά τις μεγάλες προσπάθειες στον τομέα του σχεδιασμού και της κατασκευής ακροφυσίων, οι ιδιότητες των μεμονωμένων ψεκασμών ποικίλουν πολύ.

Η τεχνολογία τεσσάρων βαλβίδων επιτρέπει το κεντράρισμα του ακροφυσίου σε σχέση με τον κύλινδρο και έτσι διευκολύνει τις συμμετρικές συνθήκες για ψεκασμούς καυσίμου. Αυτό ωφελεί τον σχηματισμό μείγματος και συνεπώς τις χαρακτηριστικές παραμέτρους του κινητήρα της κατανάλωσης, του θορύβου καύσης και των εκπομπών και επιτρέπει τη βελτιστοποίηση των εν μέρει αντισταθμιστικών επιδράσεων. Μαζί με το χρόνο έγχυσης και την ταχύτητα ψεκασμού, η προβολή του ακροφυσίου και η γωνία κώνου της οπής του ακροφυσίου καθορίζουν το σημείο πρόσκρουσης των ψεκασμών καυσίμου στο χείλος του μπολ (Εικ. 3-14).



Εικόνα 3-10 Η διάδοση του ψεκασμού και οι παράγοντες επιρροής του [3-13]

Το σημείο πρόσκρουσης πρέπει να είναι όσο το δυνατόν υψηλότερο. Οι εργασίες σχεδιασμού πρέπει να επιτρέπουν την πιθανή επίδραση της ροής squish στο σημείο πρόσκρουσης ως συνάρτηση της ταχύτητας και της αυξανόμενης παρεμβολής της πυκνότητας του αέρα στη διάδοση του ψεκασμού. Το Σχήμα 3-15 παρουσιάζει μια επιλογή για τη διαμόρφωση κεντρικού ακροφυσίου για τεχνολογία τεσσάρων βαλβίδων και τη διαμόρφωση ενός προθερμαντήρα που είναι απαραίτητος για την υποβοήθηση εκκίνησης με κρύο.



Εικόνα 3-11 Διαμόρφωση κεντρικού ακροφυσίου έγχυσης για τεχνολογία τεσσάρων βαλβίδων

3.2.3 Ανακυκλοφορία καυσαερίων, μείωση θερμοκρασίας καύσης

Πολύ αδρανές μόλις σχηματιστεί, το μονοξείδιο του αζώτου δύσκολα αναμορφώνεται στη φάση διαστολής (βλ. Ενότητα 3.1.1.5). Ακόμη και η πρόσθετη εισαγωγή υδρογόνου, μονοξειδίου του άνθρακα ή υδρογονανθράκων έχει μικρή επίδραση. Εάν δεν αποτραπεί ο σχηματισμός οξειδίων του αζώτου, μόνο η μετεπεξεργασία των καυσαερίων μπορεί να τα μειώσει αποτελεσματικά. Εξοικειωμένη με τους

βενζινοκινητήρες, η καθιερωμένη τεχνολογία τριών κατευθύνσεων καταλύτη δεν μπορεί να εφαρμοστεί επειδή υπάρχει πάντα περίσσεια αέρα.

Δεδομένου ότι το μονοξειδίο του αζώτου που παράγεται σύμφωνα με τον μηχανισμό Zeldovich - που ονομάζεται επίσης θερμικός μηχανισμός NO - σχηματίζεται πολύ γρήγορα (προτροπή NO) και οι τοπικές ζώνες λ που επικρατούν κατά τον σχηματισμό ετερογενούς μείγματος και ευνοούν το σχηματισμό NO δεν μπορούν να αποτραπούν, η μείωση της θερμοκρασίας καύσης παρέχει τεχνικά αποτελεσματική προσέγγιση για τη μείωση του σχηματισμού NO.

Η πιο γνωστή μέθοδος για τη μείωση της θερμοκρασίας είναι η ανακύκλωση καυσαερίων (EGR), η οποία χρησιμοποιείται σε κινητήρες ντίζελ αυτοκινήτων για μεγάλο χρονικό διάστημα. Ουσιαστικά, η αυξημένη θερμοχωρητικότητα των αδρανών προϊόντων καύσης ατμού και διοξειδίου του άνθρακα επηρεάζει την τοπική θερμοκρασία. Το ψυχρό EGR είναι ιδιαίτερα αποτελεσματικό και μειώνει τις αρνητικές επιπτώσεις στην κατανάλωση καυσίμου, αλλά τονίζει την ισορροπία θερμότητας του ψυγείου ενός οχήματος.

Ως εκ τούτου, η ικανότητα ψύξης του ψυγείου ενός οχήματος μπορεί να περιορίσει τον δυναμικό ρυθμό EGR σε ορισμένες περιοχές φορτίου. Δεδομένου ότι τα καυσαέρια είναι επιθετικά, τα θερμαντικά σώματα πρέπει να είναι κατασκευασμένα από ανοξείδωτο χάλυβα. Οι υπερτροφοδοτούμενοι κινητήρες ντίζελ προσφέρονται ιδιαίτερα στο EGR, καθώς διευκολύνουν τη μεταφορά των καυσαερίων από το σύστημα καυσαερίων στην οδό εισαγωγής. Όταν τα καυσαέρια εξάγονται πριν από τον στρόβιλο και τροφοδοτούνται στον αέρα μετά την ενδοψύξη, αυτό αναφέρεται ως «EGR υψηλής πίεσης» (EGR μικρής διαδρομής). Το «EGR χαμηλής πίεσης» εξάγει τα καυσαέρια μετά τον στρόβιλο ή μετά το φίλτρο σωματιδίων ντίζελ (DPF) και το τροφοδοτεί στον αέρα εισαγωγής πριν από τον συμπιεστή (μακράς διαδρομής EGR). Αυτή η διαμόρφωση καταπονεί τον συμπιεστή και τον ενδιάμεσο ψύκτη και δεν είναι τόσο καλή από άποψη απόδοσης αλλά έχει πλεονεκτήματα όσον αφορά την ανάμειξη των καυσαερίων με τον αέρα καύσης και την ομοιόμορφη κατανομή στον κύλινδρο. Μια πνευματικά, υδραυλικά ή ηλεκτρομαγνητικά ενεργοποιημένη βαλβίδα EGR ελέγχει τον ρυθμό ανακυκλοφορίας σε κάθε περίπτωση. Δεδομένου ότι τα καυσαέρια που παρέχονται συνήθως αντικαθιστούν τμήματα του αέρα καύσης, αυτό αναφέρεται ως «αντικαταστημένο EGR». Η αναλογία αέρα/καυσίμου μειώνεται σε αυτόν τον τύπο EGR. Απαιτείται αυξημένη πίεση υπερπλήρωσης όταν η αναλογία αέρα/καυσίμου πρέπει να διατηρείται σταθερή παρά το EGR. Αυτό αναφέρεται ως «πρόσθετο EGR».

Οι στροβιλοσυμπιεστές με μεταβλητή γεωμετρία στρόβιλου είναι ιδιαίτερα κατάλληλοι για το EGR, καθώς επιτρέπουν τη ρύθμιση της κλίσης πίεσης που είναι απαραίτητη για τη μεταφορά καυσαερίων σε μεγάλα εύρη φορτίων και ακόμη και καθιστούν δυνατή την «πρόσθετη EGR». Η μεταφορά EGR απαιτεί σημαντική συσσώρευση πίεσης. Ως εκ τούτου, η τουρμπίνα δεν μπορεί πλέον να αποσυμπιεστεί πλήρως. Ένας δεύτερος στρόβιλος κατόντη μπορεί να χρησιμοποιήσει την υπολειπόμενη κλίση πίεσης που απομένει. Είτε συνδέεται με δεύτερο συμπιεστή (υπερσυμπιεστή δύο σταδίων) είτε απελευθερώνει την ενέργειά του στον στροφαλοφόρο άξονα (turbocharging TC). Μια άλλη επιλογή για τη μεταφορά καυσαερίων περιλαμβάνει την αξιοποίηση των κορυφών της πίεσης καυσαερίων. Η υπερπίεση των κορυφών πίεσης μιας βαλβίδας καλαμιού επιτρέπει για λίγο τη σύνδεση μεταξύ της πολλαπλής εξαγωγής και της πολλαπλής εισαγωγής. Η επιλογή μιας καθυστερημένης έναρξης έγχυσης είναι μια απλή μέθοδος για τη μείωση της θερμοκρασίας καύσης, καθώς η αύξηση της πίεσης και επομένως η θερμοκρασία που προκαλείται από την καύση συγκρούεται με την πτώση της πίεσης που προκαλείται από τη διαστολή. Ωστόσο, αυτή η επίδραση επηρεάζει αρνητικά την οξείδωση της αιθάλης και την απόδοση του κινητήρα. Ο λεγόμενος κύκλος Miller μπορεί επίσης να χρησιμοποιηθεί για τη μείωση της θερμοκρασίας καύσης. Το πρόωρο «κλείσιμο εισαγωγής» χρησιμοποιεί μέρος του κύκλου της εξάτμισης για την επέκταση του αναρροφούμενου αέρα. Ως αποτέλεσμα, η θερμοκρασία του μειώνεται και η καύση προχωρά σε χαμηλότερο επίπεδο θερμοκρασίας. Αυτή η τεχνική ερευνάται κυρίως για χρήση σε μεγάλους κινητήρες ντίζελ και είναι αρκετά ευνοϊκή για τους στόχους που επιδιώκονται στο εύρος μερικού φορτίου, ιδιαίτερα επειδή το λ είναι επίσης χαμηλό. Ένα μειονέκτημα αυτής της ιδέας, το πρόωρο «κλείσιμο εισαγωγής»

επιρεάζει αρνητικά την ογκομετρική απόδοση και συνεπώς την ισχύ και πρέπει να αντισταθμίζεται με μέτρα στον υπερσυμπιεστή.

Η έγχυση νερού είναι επίσης ένα μέσο μείωσης της καύσης

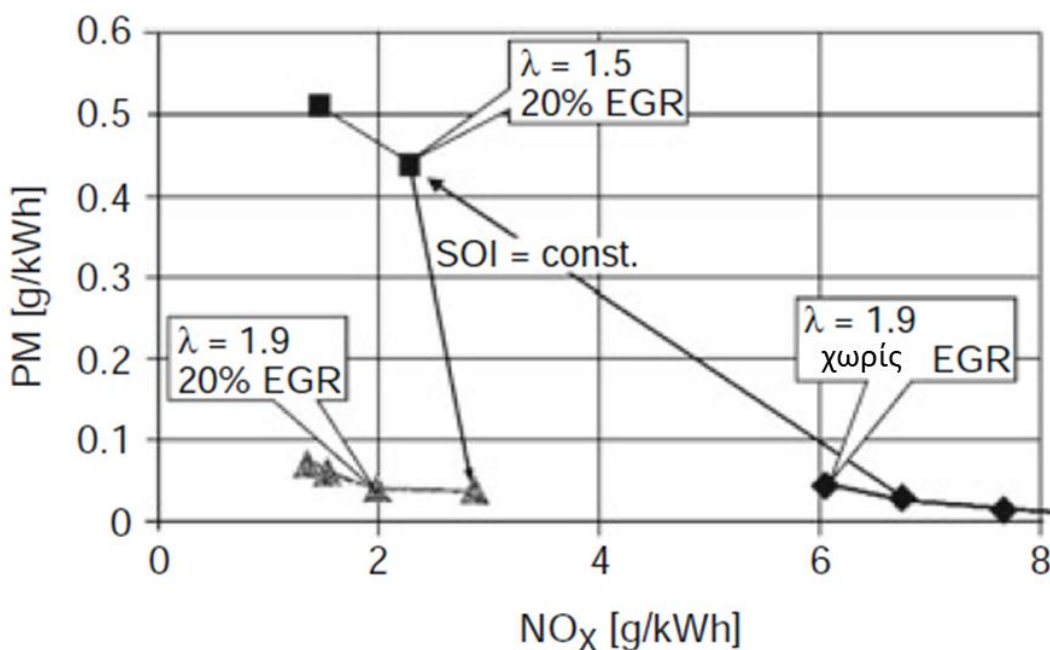
θερμοκρασία. Η εισαγωγή νερού στην πολλαπλή εισαγωγής εμφανίζει το λιγότερο αποτέλεσμα και επιπλέον έχει το μειονέκτημα της αραίωσης του λαδιού. Ενώ η έγχυση νερού σε ένα θάλαμο καύσης μέσω ενός ξεχωριστού ακροφυσίου είναι καλύτερα προσαρμοσμένη, η ψύξη του είναι προβληματική. Ένα «μπεκ διπλού καυσίμου» είναι η πιο αποτελεσματική αλλά πιο περίπλοκη μέθοδος. Κατά τη διάρκεια της παύσης της έγχυσης, μια δοσομετρική αντλία αποθηκεύει νερό στο ακροφύσιο έγχυσης.

Το νερό είναι τοποθετημένο έτσι ώστε πρώτα το καύσιμο ντίζελ, μετά το νερό και ξανά το καύσιμο ντίζελ εισάγονται στον θάλαμο καύσης. Αυτό έχει το μεγάλο πλεονέκτημα ότι δεν παρατείνει την καθυστέρηση ανάφλεξης και το τέλος της καύσης και καθιστά το νερό διαθέσιμο στο σωστό μέρος τη σωστή στιγμή για μείωση της θερμοκρασίας. Από αυτή την άποψη, η εισαγωγή νερού ως γαλάκτωμα ντίζελ/νερού είναι λιγότερο κατάλληλη και η παροχή νερού είναι προβληματική σε κάθε περίπτωση.

3.2.4 Επίδραση της υπερφόρτισης

Όπως δείχνει το Σχ. 3-16, η ανακυκλοφορία των καυσαερίων μπορεί να μειώσει σημαντικά τις εκπομπές οξειδίων του αζώτου. Ωστόσο, η αναλογία αέρα/καυσίμου λ πέφτει σημαντικά με την αντικατάσταση του EGR. Οι χειρότερες συνθήκες για την οξείδωση της αιθάλης προκαλούν αύξηση των σωματιδίων.

Οι αρχικές τιμές σωματιδίων μπορούν σχεδόν να επιτευχθούν με την ίδια αναλογία αέρα/καυσίμου λ , δηλαδή με το λεγόμενο πρόσθετο EGR. Κατά την ίδια έναρξη της έγχυσης, οι εκπομπές NO_x αυξάνονται μόνο οριακά. Το πρόσθετο EGR δημιουργεί μεγάλες απαιτήσεις για τη μηχανική υπερσυμπιεστή, την ισορροπία θερμότητας και την επιτρεπόμενη μέγιστη πίεση του κινητήρα.



Εικόνα 3-12 Επίδραση του ρυθμού EGR και της αναλογίας αέρα/καυσίμου στα NO_x και τις εκπομπές σωματιδίων ενός κινητήρα ντίζελ άμεσου ψεκασμού

Δεδομένου ότι ένας κινητήρας με παλινδρομικό έμβολο και ο ρυθμός ροής αέρα στροβιλομηχανής ή στροβιλοσυμπιεστή ως συνάρτηση της ταχύτητας εμφανίζει διαφορετικά χαρακτηριστικά ροής μάζας, οι διατομές του στροβίλου πρέπει είτε να είναι υπερβολικά μεγάλες στο χαμηλότερο εύρος στροφών ή

υπερβολικά μικρές στο άνω. Η ταχεία απόκριση υπερσυμπιεστή απαιτεί έναν στρόβιλο σχεδιασμένο για μικρές ροές μάζας. Ως αποτέλεσμα, βουλώνει στο ανώτερο εύρος στροφών. Αυτό βλάπτει την αποτελεσματικότητα της ανταλλαγής αερίων και αυξάνει την εσωτερική ανακυκλοφορία των καυσαερίων. Μια βαλβίδα εκκένωσης ελεγχόμενης πίεσης μπορεί να λύσει αυτό το πρόβλημα, αλλά σε βάρος της βέλτιστης ανάκτησης ενέργειας καυσαερίων. Ένας στρόβιλος με «μεταβλητή γεωμετρία τουρμπίνας» ή διαδοχική υπερσυμπίεση είναι καλύτερες εναλλακτικές όσον αφορά αυτό [3-14]. Η υπερφόρτιση όχι μόνο βοηθά στην εκτόνωση της σύγκρουσης στόχων μεταξύ NO_x και PM. Είναι επίσης εξαιρετικά σημαντικό για την αύξηση της πυκνότητας ισχύος και την προσαρμογή της απόδοσης ροπής ενός κινητήρα. Ως εκ τούτου, οι σύγχρονες ευρωπαϊκές ιδέες κινητήρων ντίζελ περιλαμβάνουν ήδη υπερσυμπίεση δύο σταδίων με ενδιάμεση ψύξη αέρα φόρτισης.

3.3 Εναλλακτικές Διαδικασίες Καύσης

Ο ετερογενής σχηματισμός μίγματος του κινητήρα ντίζελ προκαλεί συγκρούσεις αντικειμενικού στόχου μεταξύ PM και NO_x και μεταξύ NO_x και κατανάλωσης. Το ετερογενές μείγμα ενός συμβατικού κινητήρα ντίζελ περιέχει πάντα εύρος θερμοκρασίας και λ στις οποίες μπορούν να σχηματιστούν τόσο οξειδία του αζώτου όσο και σωματίδια. Δεδομένου ότι, σε αντίθεση με τα σωματίδια που σχηματίζονται στον θάλαμο καύσης, τα οξειδία του αζώτου δεν μπορούν πλέον να μειωθούν στον κινητήρα αφού σχηματιστούν, τα σύγχρονα συστήματα καύσης στοχεύουν να αποτρέψουν τον σχηματισμό οξειδίων του αζώτου αρχικά μειώνοντας τη θερμοκρασία (μετέπειτα έναρξη της έγχυσης, EGR, κύκλος Miller, έγχυση νερού). Μέθοδοι οξειδωσης αιθάλης (υψηλότερη πίεση έγχυσης, μετά την έγχυση, υπερφόρτιση) πρέπει να εφαρμόζονται όλο και περισσότερο όταν ένα συγκεκριμένο μέτρο εις βάρος του σχηματισμού αιθάλης.

Μια καλή προσέγγιση παρέχεται επίσης από το ίδιο το καύσιμο. Δεδομένου ότι τα αρωματικά παρουσιάζουν τη βασική δακτυλιοειδή δομή των σωματιδίων αιθάλης και επομένως αξίζουν να θεωρούνται ως πρόδρομοί τους, τα καύσιμα χωρίς αρωματικά συμβάλλουν στη διευκόλυνση της σύγκρουσης στόχων μεταξύ NO_x και PM. Τα καύσιμα GTL (αέριο σε υγρό) που παράγονται από μεθάνιο (φυσικό αέριο) μέσω της διαδικασίας Fischer-Tropsch αποτελούνται αποκλειστικά από παραφίνες και είναι επομένως ιδανικά καύσιμα ντίζελ (βλ. Κεφ. 4).

Τα άτομα οξυγόνου που υπάρχουν στα μόριά τους, εμποδίζουν τα καύσιμα που περιέχουν οξυγόνο όπως η μεθανόλη ή ο διμεθυλαιθέρας (DME) να σχηματίσουν αιθάλη. Ωστόσο, η χαμηλή τους τάση ανάφλεξης (μεθανόλη) ή ο ατμός τους (DME) τα καθιστά λιγότερο κατάλληλα για συμβατική έγχυση ντίζελ. Ο μεθυλεστέρας κραμβέλαιου (RME) εγκρίνεται μόνο από κατασκευαστές κινητήρων σε περιορισμένο βαθμό. Τα διαστήματα αλλαγής λαδιών είναι σημαντικά μικρότερα. Η ευρέως ποικίλη ποιότητα του εμπορικά διαθέσιμου RME προκαλεί επίσης διαφορές στο ιξώδες, το οποίο επηρεάζει το σχηματισμό του μείγματος. Ως εκ τούτου, οι περισσότεροι κατασκευαστές κινητήρων τείνουν να υποστηρίζουν ένα απρόβλεπτο μείγμα έως και 5% RME στο συμβατικό καύσιμο ντίζελ. Οι κατασκευαστές κινητήρων βλέπουν το συμπιεσμένο κραμβέλαιο (χωρίς μετατροπή σε μεθυλεστέρα) πολύ επικριτικά, καθώς μπορεί να οδηγήσει σε προβλήματα σε ένα σύστημα ψεκασμού και να προκαλέσει βλάβη στον κινητήρα ως αποτέλεσμα. Δεδομένου ότι μόνο ο καρπός του φυτού χρησιμοποιείται στο RME, οι πιο πρόσφατες προσεγγίσεις για τη χρήση της βιομάζας στοχεύουν στην αεριοποίηση ολόκληρων φυτών. Το αέριο μπορεί ειδικά να χρησιμοποιηθεί σε σταθερές εγκαταστάσεις ή να υγροποιηθεί σε ένα περαιτέρω βήμα για κινητές εφαρμογές (όπως δείχνει το παράδειγμα του GTL).

Τα συστήματα εναλλακτικής καύσης προσπαθούν να μειώσουν τη θερμοκρασία καύσης και να αποτρέψουν πλήρως τα κρίσιμα εύρη $1,3 > \lambda > 1,1$ (σχηματισμός NO_x) ή $0 < \lambda < 0,5$ (σχηματισμός αιθάλης). Ο στόχος είναι να λειτουργεί ένας κινητήρας πολύ πιο αδύνατος, ομοιογενώς

και σε χαμηλές θερμοκρασίες. Οι περισσότερες προσεγγίσεις φτάνουν στο χρόνο που είναι απολύτως απαραίτητος για επαρκή ομογενοποίηση παρατείνοντας τη φάση της καθυστέρησης ανάφλεξης.

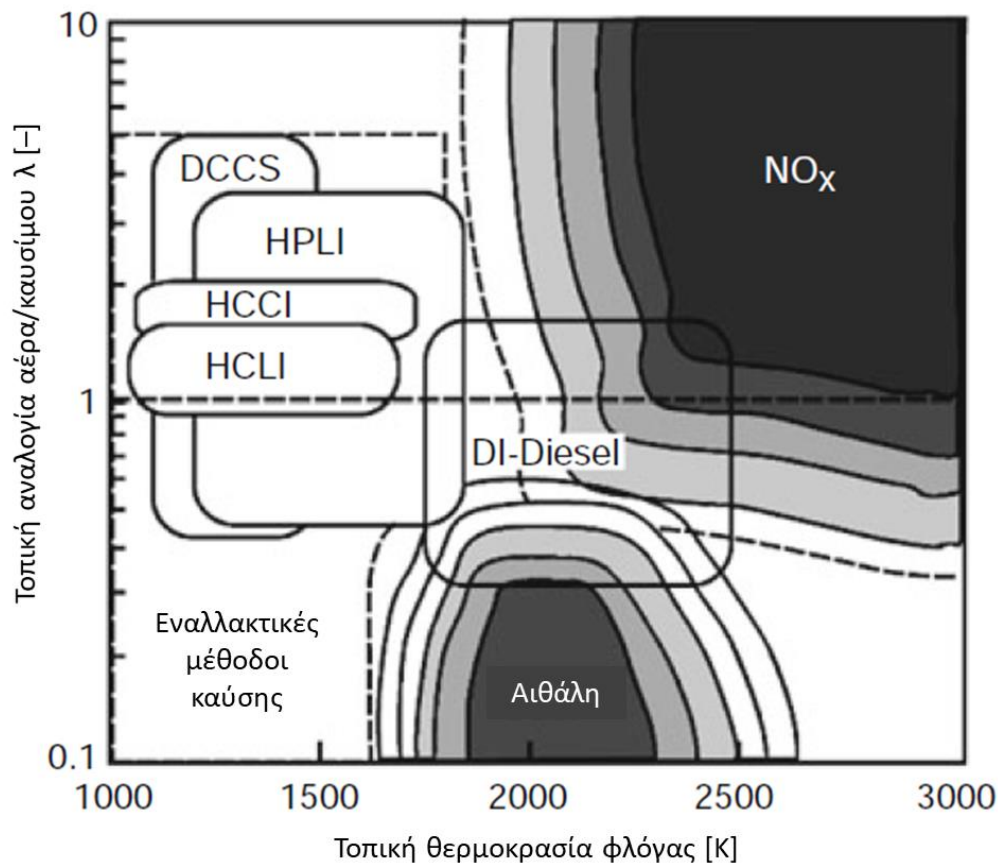
Η διαδικασία ομογενούς όψιμης έγχυσης φόρτισης (HCLI) πλησιάζει περισσότερο τον συμβατικό σχηματισμό μείγματος ντίζελ. Η διαδικασία λειτουργεί με κάπως πιο προηγμένο χρονισμό έγχυσης από τους συμβατικούς κινητήρες ντίζελ και επομένως μεγαλύτερη καθυστέρηση ανάφλεξης. Αυτό αποσκοπεί στην παράταση του χρόνου μείωσης των πλούσιων περιοχών και στην αύξηση του μεριδίου των περιοχών με άπαχο μείγμα. Η διαδικασία απαιτεί ρυθμούς EGR σε μέγεθος 50–80% για την πρόληψη της πρόωρης ανάφλεξης και επομένως μπορεί να εφαρμοστεί μόνο στην περιοχή μερικού φορτίου.

Η διαδικασία όψιμης έγχυσης υψηλής προαναμίξεως (HPLI) λειτουργεί επίσης με μεγάλη καθυστέρηση ανάφλεξης αλλά μέτρια ταχύτητα ανακυκλοφορίας καυσαερίων. Όπως υποδηλώνει το όνομα, η μεγάλη καθυστέρηση ανάφλεξης επιτυγχάνεται με εξαιρετικά επιβραδυνόμενη έγχυση σημαντικά μετά το TDC. Η διαδικασία έχει μειονεκτήματα όσον αφορά την κατανάλωση καυσίμου και η θερμοκρασία των καυσαερίων περιορίζει το εύρος του οδηγού χάρτη.

Στο σύστημα ελεγχόμενης καύσης με αραίωση (DCCS), τα ποσοστά EGR > 80% προορίζονται για τη μείωση της θερμοκρασίας κάτω από τη θερμοκρασία του NOX και του σχηματισμού αιθάλης στο συμβατικό χρονισμό έγχυσης.

Η ομογενοποίηση στη μείωση των NOX και της αιθάλης είναι ζωτικής σημασίας για την κλασική διαδικασία ανάφλεξης με ομογενή συμπίεση φορτίου (HCCI). Στο μείγμα δίνεται πολύς χρόνος για να ομογενοποιηθεί και επομένως εγγέεται στον κύκλο συμπίεσης πολύ νωρίς (90–1408 CA πριν από το TDC) ή ακόμη και ο σχηματισμός εξωτερικού μείγματος. Η αραίωση του λιπαντικού λαδιού που προκαλείται από κακώς ατμοποιημένο καύσιμο ντίζελ μπορεί να προκαλέσει προβλήματα. Η καύση ξεκινά όταν έχει επιτευχθεί η απαιτούμενη θερμοκρασία ανάφλεξης με συμπίεση του μείγματος. Ο έλεγχος του θερμοδυναμικά σωστού σημείου ανάφλεξης και του κύκλου καύσης κάτω από τις διαφορετικές οριακές συνθήκες είναι εξαιρετικά σημαντικός για αυτήν την ιδέα, η οποία σχετίζεται στενά με την αρχή του συμβατικού βενζινοκινητήρα. Η διαδικασία απαιτεί μείωση του λόγου συμπίεσης σε $12:1 < \epsilon < 14:1$ και χρήση υψηλότερων ρυθμών EGR (40–80%) για την πρόληψη της πρόωρης ανάφλεξης. Οι υψηλότεροι ρυθμοί ανακυκλοφορίας καυσαερίων παράγονται εν μέρει χρησιμοποιώντας ένα συγκρότημα γραναζιών βαλβίδας με μεταβλητό χρονισμό βαλβίδων. Τέτοια συγκροτήματα γραναζιών βαλβίδας επιτρέπουν επίσης την εφαρμογή του κύκλου Miller με τον οποίο μπορεί να μειωθεί η θερμοκρασία του μείγματος. Ωστόσο, η γραμμή μεταξύ της καύσης, της πρόωρης ανάφλεξης και των αστοχιών είναι πολύ καλή. Σε ακραίο μερικό φορτίο, το τελευταίο απαιτεί επιπλέον στραγγαλισμό του αέρα εισαγωγής για το EGR. Υπό το φως αυτών των περιορισμών, αυτή η διαδικασία είναι επίσης εφικτή μόνο στο χαμηλότερο και μεσαίο εύρος φορτίου.

Το Σχήμα 3-17 παρουσιάζει την αναλογία αέρα/καυσίμου και τις κλίμακες θερμοκρασίας που ευνοούνται και επιδιώκονται στις διαδικασίες που περιγράφονται παραπάνω. Το DCCS επιτυγχάνει το μεγαλύτερο εύρος λ οδήγησης και τις χαμηλότερες θερμοκρασίες. Το HCCI παρέχει το μικρότερο εύρος οδήγησης λ. Επιπρόσθετα απαιτείται στραγγαλισμός αέρα εισαγωγής στο χαμηλότερο εύρος φορτίου για το EGR.



Εικόνα 3-13 Περιοχές λειτουργίας συστημάτων εναλλακτικής καύσης σκυροδέματος

Η ικανότητα μιας από αυτές τις διαδικασίες να καθιερωθεί δεν θα εξαρτηθεί μόνο από το εύρος φορτίου οδήγησης και την απαιτούμενη διαχείριση αέρα, αλλά και από την αποτελεσματικότητα του συμβιβασμού των παραμέτρων του κινητήρα σε πλήρες και μερικό φορτίο. Εάν αυτές οι διαδικασίες που έχουν σχεδιαστεί κυρίως για το εύρος μερικού φορτίου φέρουν υπερβολικά μειονεκτήματα σε όλο το εύρος φορτίου, η πιθανότητα εφαρμογής θα μειωθεί.

Η ελπίδα επίτευξης καλύτερης ομογενοποίησης και ακριβέστερου ελέγχου του σημείου ανάφλεξης με την προσαρμογή του καυσίμου στις μεταβαλλόμενες οριακές συνθήκες μπορεί κάλλιστα να είναι δύσκολο να εκπληρωθεί. Οι κινητήρες πολλαπλών καυσίμων δεν θέτουν απαιτήσεις για το καύσιμο όσον αφορά τα όρια έκρηξης (αριθμός οκτανίου ON) ή την ποιότητα ανάφλεξης (αριθμός κετανίου CN) και επομένως θα πρέπει να είναι εξίσου συμβατοί με τη βενζίνη και το καύσιμο ντίζελ. Όπως εξηγείται στην Ενότητα 3.1.1, οι βενζίνες με αντοχή στην ανάφλεξη απαιτούν εξωτερική πηγή ανάφλεξης με τη μορφή μπουζί. Ενώ τα καύσιμα υψηλής ανάφλεξης δεν χρειάζονται εξωτερική πηγή ανάφλεξης, μπορούν να εισαχθούν σε ένα θάλαμο καύσης μόνο πολύ αργά, προκειμένου να αποφευχθεί η πρόωρη ανάφλεξη. Έτσι, απαιτούν όψιμο εσωτερικό σχηματισμό μίγματος. Ένας κινητήρας που λειτουργεί αποκλειστικά με βενζίνη θα μπορούσε με τη σειρά του να το απαλλάξει. Ένας κινητήρας πολλαπλών καυσίμων που προορίζεται να λειτουργεί και με τους δύο τύπους καυσίμων απαιτεί εσωτερικό σχηματισμό μίγματος με καθυστερημένο ψεκασμό και πρόσθετη ανάφλεξη με σπινθήρα. Η εφαρμογή τέτοιων διαδικασιών περιορίζεται κυρίως σε εξειδικευμένα προϊόντα (π.χ. στρατιωτικά οχήματα).

3.4 Προσομοίωση Διαδικασίας Έγχυσης

Χαρακτηριστικό και Ρυθμός Έκλυσης Θερμότητας

Εκτός από τα πειράματα, τα προγράμματα που προσομοιώνουν τον έλεγχο διεργασιών σε κινητήρες εσωτερικής καύσης έχουν γίνει απαραίτητα εργαλεία για τη βελτιστοποίηση των συχνά αντικρουόμενων παραμέτρων του κινητήρα [3-15]. Η προσομοίωση διαδικασίας μπορεί να συντομεύσει σημαντικά τους χρόνους ανάπτυξης και να μειώσει τις δοκιμαστικές εκτελέσεις για τη βελτιστοποίηση των διαδικασιών. Τα εργαλεία που είναι διαθέσιμα σήμερα όχι μόνο μπορούν να χρησιμοποιηθούν για την εκτέλεση μελετών ευαισθησίας που προβλέπουν τάσεις, αλλά παρέχουν επίσης λεπτομερείς ποσοτικές πληροφορίες σε υποπεριοχές. Τέτοιες φαινομενολογικές προσεγγίσεις όπως η τρισδιάστατη προσομοίωση είναι εξίσου χρήσιμες. Ολόκληρη η διαδικασία καύσης του κινητήρα πρέπει να περιγραφεί από τη ροή εισαγωγής και έγχυση έως την εξάτμιση, το σχηματισμό μείγματος και την καύση μέχρι το σχηματισμό και την εκπομπή ρύπων.

Το εξαιρετικά πολύπλοκο θερμοδυναμικό σύστημα ετερογενούς καύσης (κινητήρας ντίζελ) μπορεί να ελεγχθεί μόνο με τη διάσπασή του σε υποδιεργασίες. Διάφορες πλατφόρμες προσομοίωσης για μοντελοποίηση διατίθενται στο εμπόριο ως λογισμικό υπολογιστικής δυναμικής ρευστών (CFD). Τα καθιερωμένα προγράμματα περιλαμβάνουν FLUENT, STAR CD και FIRE. Το σύστημα προγράμματος PROMO χρησιμοποιείται επίσης για την προσομοίωση της ανταλλαγής αερίων. Τα λεγόμενα «φαινομενολογικά μοντέλα μηδενικών διαστάσεων» εφαρμόζονται συχνά σε μελέτες παραμέτρων.

Διαδραστικά συστήματα προσομοίωσης προσανατολισμένα στις γεωμετρίες του σκυροδέματος των θυρών και του θαλάμου καύσης χρησιμοποιούν ως βάση για την τρισδιάστατη μοντελοποίηση για τη βελτιστοποίηση των συστημάτων καύσης. Οι θεμελιώδεις εξισώσεις για τις διεργασίες ροής επιλύονται με τη βοήθεια μαθηματικών τεχνικών και διευκολύνουν τις ακριβείς λεπτομερείς αναπαραστάσεις του σταδίου εισαγωγής και συμπίεσης που ενσωματώνουν την κίνηση του εμβόλου και της βαλβίδας. Η βάση για την περιγραφή των διαδικασιών καύσης είναι η μοντελοποίηση CFD της διάδοσης ψεκασμού καυσίμου, η διάσπαση του ψεκασμού και ο σχηματισμός σταγονιδίων, η εξάτμιση σταγονιδίων, το μίγμα ατμών με τον αέρα καύσης, η εκκίνηση της ανάφλεξης και η καύση και η παραγωγή καυσαερίων καθώς και η μείωσή τους στον κινητήρα.

Το προαναφερθέν λογισμικό ενσωματώνει επίσης το «μοντέλο διακριτών σταγονιδίων», τη μέθοδο περιγραφής των ψεκασμών έγχυσης με βάση τη στατιστική μηχανική που είναι γενικά διαδεδομένη σήμερα. Περιγράφει τη δυναμική της κατανομής πιθανοτήτων ενός συστήματος πολλαπλών σωματιδίων στην οποία κάθε σωματίδιο υπόκειται σε μια συνεχή διαδικασία αλλαγής (π.χ. εξάτμιση και επιβράδυνση για σταγονίδια καθώς και συγκρούσεις ή διαδικασίες διάσπασης και πήξης).

Ένας απλός μηχανισμός χημικής αντίδρασης στον οποίο χημικά είδη που παρουσιάζουν ίδια ή παρόμοια συμπεριφορά συγχωνεύονται σε «γενικά είδη» εφαρμόζεται για να περιγράψει τις αντιδράσεις αυτοανάφλεξης στην αέρια φάση [3-16]. Αυτό μπορεί να μειώσει σημαντικά τον αριθμό των βημάτων υπολογισμού που απαιτούνται σε ένα πολυδιάστατο πρόγραμμα υπολογιστή.

Η προσομοίωση του κύκλου καύσης βασίζεται σε υπολογισμούς μοντέλων σχηματισμού μίγματος, καθώς επηρεάζουν σημαντικά την καύση και την παραγωγή ρύπων. Ωστόσο, τα μαθηματικά μοντέλα ενέχουν τον κίνδυνο οι παράμετροι του μοντέλου να αλληλεπιδράσουν με τους αριθμούς και κατά συνέπεια να παράγουν ψευδή αποτελέσματα. Αυτή ήταν η εμπειρία με τα μοντέλα ψεκασμού και τη χρήση τους για συστήματα έγχυσης, η οποία επέτρεψε μια ολοένα υψηλότερη πίεση έγχυσης. Το λογισμικό CFD αφαιρεί την πραγματική γεωμετρία ως τη διαμόρφωση του συστήματος. Η τρισδιάστατη προσομοίωση συχνά δεν μπορεί να περιγράψει μικρογεωμετρίες, π.χ. όπως εμφανίζονται στις οπές των ακροφυσίων, με επαρκή ανάλυση της διαμόρφωσης του συστήματος ή για την κατάλληλη αναπαράσταση των σχετικών αριθμητικών τιμών με σημεία συστήματος [3-17]. Ωστόσο, είναι αδύνατο να βελτιωθεί η διαμόρφωση του συστήματος στο ακροφύσιο κατά βούληση για διάφορους λόγους. Ως

εκ τούτου, η ανάγκη επαλήθευσης των αποτελεσμάτων από υπολογισμούς μοντέλων και ελέγχου τους έναντι αξιόπιστων μετρούμενων αποτελεσμάτων συνεχίζει να επιμένει.

Με βάση την υπόθεση ότι η διαδικασία οξείδωσης διαρκεί σημαντικά ταχύτερα από τη διαδικασία σχηματισμού μίγματος μεταξύ αέρα και εξαιρισμένου καυσίμου, το μοντέλο «παγκόσμιας αντίδρασης ενός σταδίου» χρησιμοποιείται για τη φάση υψηλής θερμοκρασίας της καύσης στην οποία το καύσιμο οξειδώνεται με οξυγόνο του αέρα καύσης για να σχηματιστεί διοξείδιο του άνθρακα και νερό.

Υπάρχουν επίσης μοντέλα που ενσωματώνουν τις υποδιεργασίες πυρήνωσης και πήξης καθώς και οξείδωσης για τον σχηματισμό αιθάλης. Ο σχηματισμός οξειδίου του αζώτου περιγράφεται με τη βοήθεια του μηχανισμού Zeldovich. Δεδομένου ότι ο σχηματισμός θερμικού NO διαρκεί σημαντικά περισσότερο από τις αντιδράσεις οξείδωσης στη φλόγα, μπορεί να αντιμετωπιστεί χωρίς να συνδεθεί από τις πραγματικές αντιδράσεις καύσης.

Βιβλιογραφία

3-1 Schmidt, E.: Thermodynamische und versuchsmässige Grundlagen der Verbrennungsmotoren, Gasturbinen, Strahlantriebe und Raketen. Berlin/Heidelberg/New York: Springer (1967)

3-2 Krieger, K.: Dieseleinspritztechnik für PKW-Motoren. MTZ 60 (1999) 5, 308

3-3 Naber, D. et al.: Die neuen Common-Rail-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung in der modellgepflegten E-Klasse. Part 2: MTZ 60 (1999) 9

3-4 Binder, K.: Einfluss des Einspritzdruckes auf Strahlausbreitung, Gemischbildung und Motorkennwerte eines direkteinspritzenden Dieselmotors. Diss. TU München (1992)

3-5 Wakuri et al.: Studies on the Fuel Spray Combustion Characteristics in a Diesel Engine by Aid of Photographic Visualisation. ASME ICE Vol. 10 Fuel Injection and Combustion. Book-No. G00505 (1990)

3-6 Leipertz, A.: Primärzerfall FVV. 730 (2002)

3-7 Ruiz, E.: The Mechanics of High Speed Atomisation. 3rd International Conference on Liquid Atomisation and Spray Systems London (1985)

3-8 Hardenberg, H. et al.: An empirical Formula for Computing the Pressure Rise Delay of a Fuel from its Cetane Number and from the Relevant Parameter of Direct Injection Diesel Engines. SAE 7900493 (1979)

3-9 Heywood, J.B.: Internal Engines Fundamentals. New York: McGraw Hill Book Company (1988)

3-10 Hiroyasu, H. et al.: Spontaneous Ignition Delay of Fuel Sprays in High Pressure Gaseous Environments. Trans. Japan Soc. Mech. Engrs. Vol. 41, 40345, pp. 24–31

3-11 Chmela, F. et al.: Emissionsverbesserung an Dieselmotoren mit Direkteinspritzung mittels Einspritzverlaufsformung. MTZ 60 (1999) 9

3-12 Kollmann, K.: DI-Diesel or DI-Gasoline Engines – What is the future of Combustion Engines. 4th Conference on Present and Future Engines for Automobiles Orvieto (1999)

3-13 Wagner, E. et al.: Optimierungspotential der Common Rail Einspritzung für emissions- und verbrauchsarme Dieselmotoren. Tagungsbericht AVL-Tagung Motor und Umwelt Graz (1999)

3-14 Zellbeck, H. et al.: Neue Aufladekonzepte zur Verbesserung des Beschleunigungsverhaltens von Verbrennungsmotoren. Vol. 1, 7th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology (1998)

3-15 Chmela, F. et al.: Die Vorausberechnung des Brennverlaufes von Dieselmotoren mit direkter Einspritzung auf Basis des Einspritzverlaufes. MTZ 59 (1998) 7/8

3-16 Winklhofer, E. et al.: Motorische Verbrennung – Modellierung und Modelverifizierung. Vol. 1, 7th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology (1998)

3-17 Krüger, C. et al.: Probleme und Lösungsansätze bei der Simulation der dieselmotorischen Einspritzung. Mess- und Versuchstechnik für die Entwicklung von Verbrennungsmotoren. Essen: Haus der Technik (2000) 9

Egler, W., Giersch, R. J., Boecking, F., Hammer, J., Hlousek, J., Mattes, P., ... & Janetzky, B. (2010). Fuel injection systems. In *Handbook of diesel engines* (pp. 127-174). Springer, Berlin, Heidelberg.

4. Υδραυλική έγχυση

Η περιγραφή των διαδικασιών στα συστήματα έγχυσης συνεπάγεται τη διεπιστημονική εφαρμογή των μεθόδων της μηχανικής των ρευστών, της τεχνικής μηχανικής, της θερμοδυναμικής, της ηλεκτρολογικής μηχανικής και της μηχανικής ελέγχου. Οι πιέσεις είναι πολύ υψηλές και ο πιλοτικός ψεκασμός στον κύριο ψεκασμό απαιτεί ελάχιστη παροχή $1,5 \text{ mm}^3$ καυσίμου ανά έγχυση με ακρίβεια μέτρησης $-0,5 \text{ mm}^3$ σε ευέλικτα επιλέξιμα διαστήματα. Αυτό επιβάλλει σημαντικές απαιτήσεις στην ποιότητα των μοντέλων και των αριθμητικών μεθόδων. Επιπλέον, οι διεργασίες στο συμπιεστό ρευστό είναι βαθιά παροδικές. Έτσι, τα εξαρτήματα κινδυνεύουν από τη διάβρωση της σπηλαίωσης και μπορούν να διεγερθούν σε ταλαντώσεις με υψηλά μηχανικά φορτία. Επηρεάζοντας ουσιαστικά τις ιδιότητες του καυσίμου και τα διάκενα ρουλεμάν ή εμβόλου/χιτώνα στις αντλίες, η σημαντική θέρμανση του καυσίμου από στραγγαλισμό και οι απώλειες τριβής πρέπει επίσης να είναι ποσοτικοποιήσιμες.

4.1 Εξίσωση κατάστασης για τα καύσιμα

Η γνώση των ιδιοτήτων του υγρού είναι η προϋπόθεση για την κατανόηση και τη μοντελοποίηση της υδραυλικής συμπεριφοράς. Η πυκνότητα ρ και ο ειδικός όγκος $v = 1/\rho$ περιγράφουν τη συμπιεστότητα του καυσίμου και του λαδιού δοκιμής. Η βιβλιογραφία περιέχει έναν αριθμό προσεγγίσεων που βασίζονται σε συστηματικές μετρήσεις σε εργαστήρια υψηλής πίεσης που προσεγγίζουν τις πυκνότητες ή τους συγκεκριμένους όγκους ρευστών ως συνάρτηση της πίεσης p και της θερμοκρασίας T [5-1]. Ένα, η τροποποιημένη εξίσωση Tait

$$v(p, T) = v_0(T) \left(1 + C(T) \ln \frac{p+B(T)}{p_0+B(T)} \right)$$

$$v_0(T) = \alpha_1 + \alpha_2 T + \alpha_3 T^2 + \alpha_4 T^3 \quad (5-1)$$

$$B(T) = b_1 + b_2/T + b_3/T^2$$

$$C(T) = c_1 + c_2 T$$

έχει αποδειχθεί σταθερά για τα καύσιμα ντίζελ και τα δοκιμαστικά λιπαντικά όπου p_0 είναι η πίεση περιβάλλοντος.

Οι αλλαγές κατάστασης προχωρούν τόσο γρήγορα κατά τη διάρκεια μιας έγχυσης που μπορεί να θεωρηθούν αδιαβατικές. Οι διεργασίες συμπίεσης και διαστολής με ασήμαντες απώλειες τριβής και ορμής μπορούν επιπλέον να θεωρηθούν ως αναστρέψιμες και επομένως ως ισεντροπικές. Καθώς ισχύει,

$$\alpha^2 = (\delta p / \delta \rho)_s = -1/\rho^2 (\delta \rho / \delta v)_s \quad (5-2)$$

για την ταχύτητα του ήχου $a(p, T)$ σε σταθερή εντροπία s , η [5-2] χαρακτηρίζει τόσο τον ρυθμό διάδοσης του κύματος γραμμικής πίεσης όσο και τις τοπικές μεταβολές της ισεντροπικής πίεσης. Σύμφωνα με την [5-2], οι ισεντροπικές αλλαγές κατάστασης συσχετίζονται επιπλέον με την αλλαγή της θερμοκρασίας

$$(\delta T / \delta p)_s = -T / (c_p \rho^2) (\delta \rho / \delta T)_p = T / c_p (\delta v / \delta T)_p \quad (5-3)$$

Η ακόλουθη εξίσωση συσχετίζει την ειδική θερμοχωρητικότητα c_p με την ταχύτητα του ήχου σε γνωστή πυκνότητα $\rho(p, T)$

$$c_p = (\delta \rho / \delta T)_p^2 / [(\delta \rho / \delta p)_T - 1/\alpha^2] T / \rho^2$$

$$= -(\delta v / \delta T)_p^2 / [(\delta \rho / \delta p)_T + (v/\alpha)^2] \cdot T \quad (5-4)$$

Έτσι, η περιγραφή της συμπεριφοράς της κατάστασης ολοκληρώνεται θεωρητικά όταν εδραιωθούν οι συσχετίσεις $\rho(p, T)$ ή $v(p, T)$ και $a(p, T)$ ή $c_p(p, T)$. Ωστόσο, οι επιμέρους παράγωγοι καθιστούν την εξίσωση εξαιρετικά επιρρεπή σε σφάλματα. Έτσι, μια εγγενώς συνεπής, ακριβής προσέγγιση είναι δύσκολο να επιτευχθεί μέσω εμπειρικών εξισώσεων κατάστασης με περιορισμένες μετρήσεις. Σύμφωνα με τους Davis και Gordon [5-3], εάν η ταχύτητα του ήχου είναι γνωστή σε ολόκληρη την περιοχή ενδιαφέροντος, το $v(p, T)$ μπορεί να υπολογιστεί για διακριτά σημεία ενσωματώνοντας την εξίσωση του Maxwell.

$$(\delta c_p / \delta p)_T = -T(\delta^2 v / \delta T^2)_p \quad (5-5a)$$

$$(\delta v / \delta p)_T = -[T/c_p(\delta v / \delta T)_p^2 + (v/a)^2] \quad (5-5b)$$

Μια περαιτέρω ανάπτυξη που προτείνεται από τον Jungemann [5-4], υπολογίζει την επιλεγμένη εξίσωση των συντελεστών κατάστασης σε ένα πρόβλημα ελαχιστοποίησης έτσι ώστε οι έτσι εξακριβωμένες τιμές ρευστού να πληρούν βέλτιστα το σύστημα των μερικών διαφορικών εξισώσεων (5-5) και την ταχύτητα του ήχου και της ειδικής θερμότητας εκφράζονται βέλτιστα. Αυτή η μέθοδος χρησιμοποιήθηκε, για παράδειγμα, για τον προσδιορισμό της εμπειρικής εξίσωσης κατάστασης με βάση την Εξ. (5-1) για ένα κοινό λάδι δοκιμής συμβατό με το ISO 4113. Βασίστηκε σε τιμές για την ταχύτητα του ήχου που μετρήθηκαν σε ολόκληρη την περιοχή της κατάστασης και σε τιμές για τον συγκεκριμένο όγκο και την ειδική θερμική χωρητικότητα που μετρήθηκαν κατά μήκος των ισοβαρών σε πίεση περιβάλλοντος.

4.1.1 Μοντελοποίηση, Προσομοίωση και Σχεδιασμός

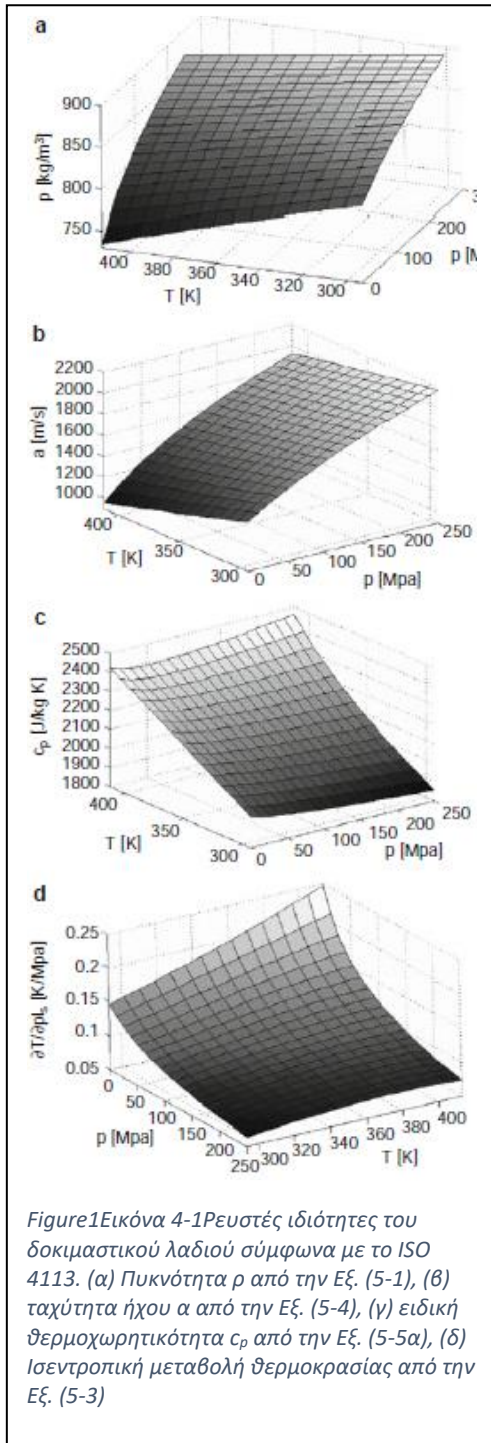


Figure 1: Εικόνα 4-1 Ρευστές ιδιότητες του δοκιμαστικού λαδιού σύμφωνα με το ISO 4113. (α) Πυκνότητα ρ από την Εξ. (5-1), (β) ταχύτητα ήχου a από την Εξ. (5-4), (γ) ειδική θερμοχωρητικότητα c_p από την Εξ. (5-5α), (δ) Ισοεντροπική μεταβολή θερμοκρασίας από την Εξ. (5-3)

Τα συστήματα έγχυσης ντίζελ έχουν πλέον αναπτυχθεί και σχεδιαστεί ουσιαστικά με τη βοήθεια αριθμητικής προσομοίωσης που βασίζεται σε μαθηματική μοντελοποίηση, δηλαδή περιγραφή της πραγματικότητας με μαθηματικές εξισώσεις. Αναμένεται να περιγράψει σωστά τις ροές μάζας, τις ταλαντώσεις της πίεσης και τις απώλειες πίεσης με την πάροδο του χρόνου. Παράμετροι στόχου, π.χ. Τα χαρακτηριστικά του ρυθμού έγχυσης, εξαρτώνται από την πολύπλοκη αλληλεπίδραση των διαφόρων στοιχείων του συστήματος και απαιτούν τόσο ανάλυση του συνολικού συστήματος που επιτρέπει κατάλληλα τοπικές επιρροές όσο και μεμονωμένες αναλύσεις με πολύ υψηλή τοπική ανάλυση. Η υπολογιστική δυναμική ρευστών (CFD) μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την λεπτομερή ανάλυση των τοπικών τρισδιάστατων ροών. Αυτό εξετάζεται στην Ενότητα. 5.2. Τα τρέχοντα εργαλεία για προσομοιώσεις συστήματος (βλ. [5-5-5-7]) επιτρέπουν την επιλογή παραμετροποιήσιμων στοιχείων μοντέλου από ένα κιτ και τη συγχώνυσή τους σε ένα πλήρες μοντέλο που συνήθως υποστηρίζεται από γραφικές διεπαφές. Ενσωματώνοντας κάθε σχετικό τρισδιάστατο εφέ, η θεωρία εξορθολογισμού χρησιμοποιείται για τη μοντελοποίηση των υδραυλικών ζωνών. Αυτό παράγει ένα «μοντέλο υδραυλικού δικτύου». Τα πιο σημαντικά στοιχεία του μοντέλου επισημαίνονται παρακάτω.

Θάλαμος: Αυτό το στοιχείο μοντέλου έχει στοιχειώδη σημασία ως κόμβος στο δίκτυο. Οι θάλαμοι μπορεί να είναι εξαρτήματα γεμάτα καύσιμο, μπεκ και βαρέλια αντλίας υψηλής πίεσης. Εξ ορισμού, οι τοπικές αλλαγές πίεσης και θερμοκρασίας δεν λαμβάνονται υπόψη. Οι επιφάνειες επαφής του εκχωρημένου χώρου αναφοράς μπορούν να μεταφέρουν ροές μάζας με το διάνυσμα ταχύτητας v που προκύπτουν από κινούμενα τοιχώματα (οι λεγόμενες «σωματικές δεσμευμένες επιφάνειες») και από τη ροή των ελεύθερων επιφανειών A . Χρησιμοποιώντας την Εξ. (5-2) για να ενσωματωθεί η συμπιεστότητα, μια ισορροπία μάζας αποδίδει τα ακόλουθα

για αλλαγές πίεσης:

$$(V/\alpha^2)(dp/dt) = - \rho(dV/dt) - \int_A \rho \bar{v} dA \quad (5-6)$$

Γραμμές: Διάδοση γραμμικών κυμάτων, π.χ. μεταξύ της αντλίας και του συσσωρευτή υψηλής πίεσης ή μεταξύ του συσσωρευτή υψηλής πίεσης και των μπεκ ψεκασμού, παίζει σημαντικό ρόλο σε εξαιρετικά παροδικές διεργασίες. Αντιστοιχεί στην Εξ. (5-6), η διαφορική ισορροπία κατά μήκος ενός σωλήνα ροής με τη συντεταγμένη x και την ταχύτητα w είναι

$$(\delta p/\delta t + w\delta p/\delta x)/(\alpha^2\rho) + \delta w/\delta x + (\delta A/\delta t + w\delta A/\delta x)/A = 0 \quad (5-7)$$

Λαμβάνοντας υπόψη την τριβή, η εξίσωση κίνησης του Euler

$$\Delta w/\delta t + w\delta w/\delta x + (1/\rho)(\delta p/\delta x) + r = 0 \quad (5-8)$$

ενσωματώνει την αδράνεια του καυσίμου ως ισορροπία ορμής. Το σύστημα μερικής διαφορικής εξίσωσης που αποτελείται από την Εξ. (5-7) και

(5-8) βασίζεται σε έναν πολύ ακριβή υπολογισμό χρησιμοποιώντας το στοιχείο μοντέλου της γραμμής. **Βραχύς σωλήνας:** Η αδράνεια του καυσίμου παίζει σημαντικό ρόλο σε σχετικά μικρά τμήματα, π.χ. ανοίγει οπές καυσίμου στην περιοχή του ακροφυσίου ενός μπεκ ψεκασμού, αλλά η διάδοση του κύματος πίεσης όχι. Ως εκ τούτου, ένα μοντέλο ενός κοντού σωλήνα διανέμει την Εξ. (5-7). Η εξίσωση (5-8) λαμβάνει υπόψη τις απώλειες πίεσης ροής και την αδράνεια του ρευστού. Ένας βραχύς σωλήνας απαιτεί ουσιαστικά λιγότερο υπολογιστικό χρόνο από μια γραμμή. Ακόμη και οι ροές σε μεγαλύτερες οπές ή γραμμές μπορούν να προσεγγιστούν καλά συνδέοντας κοντές σωλήνες και θαλάμους σε σειρά.

Γκάζια και βαλβίδες: Η ογκομετρική ροή στα γκάζια και στις έδρες των βαλβίδων εξαρτάται από την παρακαείμενη διαφορική πίεση και την πραγματική επιφάνεια διατομής που καθορίζεται από τις γεωμετρικές συνθήκες. Η εξίσωση του Bernoulli που διευρύνεται από την τριβή είναι ένα κατάλληλο μαθηματικό μοντέλο:

$$\int_1^2 \left(\frac{\delta w}{\delta t}\right) dx + \int_1^2 (1/\rho) dp + (w_2^2 - w_1^2)/2 + \int_1^2 r dx = 0 \quad (5-9)$$

Παράγεται με την ολοκλήρωση της εξίσωσης (5-8) μεταξύ των διατομών «1» και «2». Φαινομενολογικές δηλώσεις για απώλειες πίεσης που προκαλούνται από την τριβή και τις ασυνέχειες των τοιχωμάτων εισέρχονται στο r . Δεδομένου ότι τα μήκη των τμημάτων που αναλύθηκαν είναι εξαιρετικά μικρά, η αδράνεια και επομένως ο πρώτος όρος μπορεί συνήθως να αγνοηθούν.

Ροή κενού: Διαρροές, π.χ. σε αντλίες υψηλής πίεσης ή μπεκ

Οι οδηγοί εμβόλου μπορούν να υπολογιστούν ως επίπεδη ροή με την εξίσωση λίπανσης Reynolds [5-8]. Σε πολλές περιπτώσεις πρέπει να ενσωματωθούν επιπρόσθετες επιρροές, όπως η επέκταση του διακένου σε υψηλές πιέσεις και η θέση έκκεντρου εμβόλου. Δεδομένου ότι δεν υπάρχει καμία εγγύηση ότι η ροή παραμένει στρωτή, απαιτούνται περαιτέρω διορθωτικές παρεμβάσεις.

Δυνάμεις πίεσης: Οι δυνάμεις πίεσης παίζουν καθοριστικό ρόλο στα κινούμενα εξαρτήματα, π.χ. βαλβίδες πίεσης ή βελόνες ακροφυσίων. Η μοντελοποίηση αυτής της σύζευξης υδραυλικών και μηχανικών βασίζεται στη μαθηματική δήλωση

$$\vec{F} = \int_0 p d\vec{O} \quad (5-10)$$

Με γνωστή την κατανομή πίεσης στην επιφάνεια O από μια παράλληλη συζευγμένη τρισδιάστατη προσομοίωση ροής, η Εξ. (5-10) θα απέδιδε την ακριβή δύναμη. Αυτή η προσπάθεια μπορεί να εξαλειφθεί στις περισσότερες περιπτώσεις.

$$\vec{F} = \sum_i (p_i \cdot A_{F,i})$$

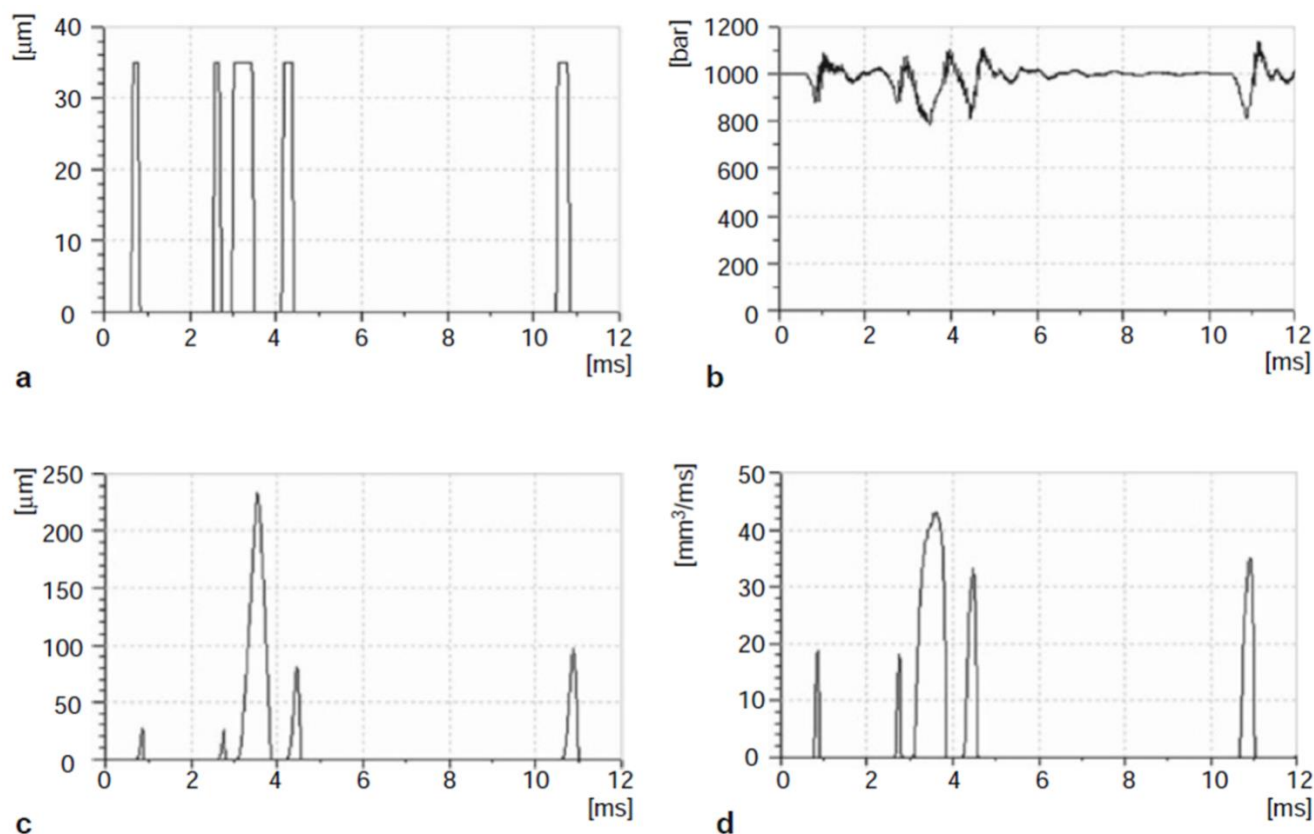
μειώνει τον υπολογισμό της δύναμης στις πιέσεις του παρακαίμενου θαλάμου p_i και στις εκχωρημένες περιοχές ενεργούς πίεσης $A_{F,i}$. Οι τοπικές αποκλίσεις της πίεσης του θαλάμου προσαρμόζονται με χάρτες που εξαρτώνται από την πίεση και τη διαδρομή των περιοχών αποτελεσματικής πίεσης.

Σπηλαίωση: Δημιουργούνται θύλακες ατμών, δηλαδή η σπηλαίωση συμβαίνει όταν η πίεση φτάσει την πίεση ατμών τοπικά. Για παράδειγμα, ένα γκάζι σε έναν εγχυτήρα πριν από την ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα έχει σχεδιαστεί σκόπιμα έτσι ώστε να λαμβάνει χώρα σπηλαίωση κατά τη διάρκεια της έγχυσης, καθιστώντας έτσι τη ροή ανεξάρτητη από την αντίθλιψη και την ανύψωση της ηλεκτρομαγνητικής

βαλβίδας. Αυτό έχει σημαντικά πλεονεκτήματα για ογκομετρική σταθερότητα. Το 1966, ο Schmitt [5-9] εντόπισε μια μέθοδο για τη σχετικά απλή σύνδεση των υποθέσεων με την ενεργειακή εξίσωση (5-8) για να είναι επίσης σε θέση να υπολογίσει τη ροή σε πεταλούδες. Επιπλέον, η ανάπτυξη μοντέλων σπηλαίωσης και η ενσωμάτωσή τους σε τρισδιάστατο CFD απαιτεί μεγάλη προσπάθεια για να εξασφαλιστεί η ποιότητα των προβολών της ζημιάς των εξαρτημάτων [5-10].

Παραμετροποίηση: Οι γνωστές διαστάσεις, π.χ. η μάζα της βελόνας του ακροφυσίου, τα μήκη και οι διαμέτροι των γραμμών και οι παγιδευμένοι όγκοι του εγχυτήρα και της ράγας χρησιμοποιούνται για την παραμετροποίηση των μοντέλων συστημάτων έγχυσης. Ένας χάρτης που εξαρτάται από την ανύψωση και την πίεση καθορίζει τις ενεργές περιοχές διατομής των βαλβίδων και τις ενεργές περιοχές πίεσης της βαλβίδας. Αυτοί οι χάρτες υπολογίζονται με τρισδιάστατα CFD ή λεπτομερή μοντέλα εξορθολογισμού [5-4] και εισάγονται στα μοντέλα με κατάλληλη μορφή. Δεδομένων των υψηλών πιέσεων του συστήματος, οι παραμορφώσεις των εξαρτημάτων μπορεί να προκαλέσουν αλλαγή της υδραυλικής λειτουργίας. Οι επιρροές των ελαστικοτήτων προσδιορίζονται με τη βοήθεια της μεθόδου πεπερασμένων στοιχείων (FEM) και ενσωματώνονται στα μοντέλα.

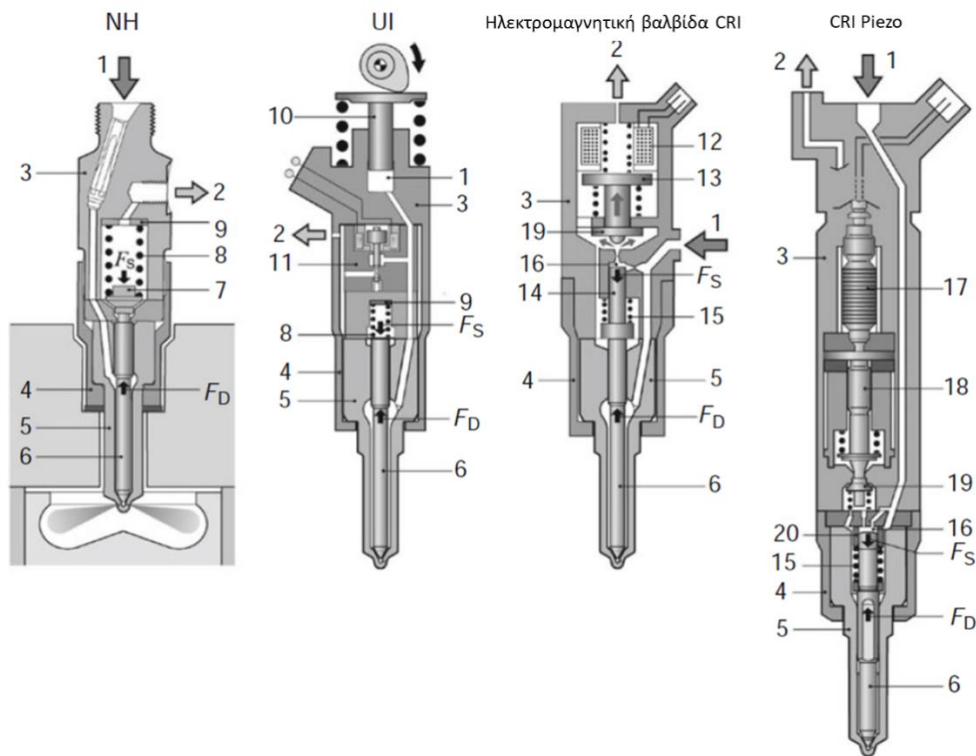
Ενεργοποιητές: Ακριβής αναπαραγωγή των στοιχείων ενεργοποίησης, π.χ. η ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα ή ο πιεζοηλεκτρικός ενεργοποιητής, παίζει επίσης πολύ μεγάλο ρόλο στην ακριβή μέτρηση της ποσότητας καυσίμου που ψεκάζεται. Τα ηλεκτρομαγνητικά μοντέλα, τα οποία μπορούν να συνδεθούν απευθείας με τα υδραυλικά και μηχανικά μοντέλα, χρησιμοποιούνται για τον υπολογισμό της δημιουργίας και της μείωσης της δύναμης ενεργοποίησης με την πάροδο του χρόνου. Λαμβάνοντας ως παράδειγμα ένα πιεζοηλεκτρικά ελεγχόμενο σύστημα, το Σχήμα 4-2 παρουσιάζει τυπικά αποτελέσματα προσομοίωσης για πενταπλή έγχυση.



Εικόνα 4-2 Αποτελέσματα προσομοίωσης για ένα πιεζο-ελεγχόμενο εγχυτήρα κοινής ράγας για αυτοκίνητα. (α) Ανύψωση βαλβίδας, (β) Πίεση στο ακροφύσιο έγχυσης, (γ) Ανύψωση βελόνας ακροφυσίου, (δ) Χαρακτηριστικό έγχυσης

4.2 Ακροφύσια έγχυσης και θήκες ακροφυσίων

Τα ακροφύσια έγχυσης είναι η διεπαφή μεταξύ του συστήματος έγχυσης και του θαλάμου καύσης. Επηρεάζουν σημαντικά την ισχύ του κινητήρα, τις εκπομπές καυσαερίων και τον θόρυβο και σφραγίζουν το σύστημα ψεκασμού από τον θάλαμο καύσης μεταξύ των εγχύσεων. Ενσωματώνονται σε συγκροτήματα συγκράτησης ακροφυσίων (NHA), εγχυτήρες μονάδας (UI) και εγχυτήρες common rail (CRI) και τοποθετούνται μαζί τους στην κυλινδροκεφαλή ως λειτουργική μονάδα τοποθετημένη ακριβώς στον θάλαμο καύσης (Εικ. 4-3).



Εικόνα 4-3 Υποδοχές ακροφυσίων, μπεκ. 1 είσοδος υψηλής πίεσης, 2 επαναφορά καυσίμου, 3 θήκη ακροφυσίου, 4 παξιμάδι συγκράτησης ακροφυσίων, 5 σώμα ακροφυσίου, 6 βελόνα ακροφυσίου, 7 μπουλόνι ώθησης, 8 ελατήριο συμπίεσης, 9 στόμιο ρύθμισης, 10 έμβολο αντλίας

Σχετικές υποενότητες της ενότητας 4.3 εξηγούν τα μπεκ ψεκασμού μονάδας και κοινής ράβδου. Οι ακόλουθες λειτουργικές αρχές ισχύουν για τον έλεγχο της βελόνας του ακροφυσίου:

Η βελόνα κλείνει/σφραγίζει το σύστημα έγχυσης από το θάλαμο καύσης: Μια μηχανικά ή υδραυλικά παραγόμενη δύναμη κλεισίματος που δρα στο άκρο της βελόνας πιέζει τη βελόνα του ακροφυσίου στην έδρα του ακροφυσίου.

Η βελόνα ανοίγει: Η βελόνα του ακροφυσίου ανοίγει στην αρχή της φάσης έγχυσης μόλις η «υδραυλική» δύναμη F_D στην πλευρά του καθίσματος (η πίεση έγχυσης που επενεργεί στην περιοχή του δακτυλίου μεταξύ του οδηγού της βελόνας και της έδρας του ακροφυσίου) γίνει μεγαλύτερη από την δύναμη κλεισίματος F_S . Το NHA και το UI είναι συστήματα έγχυσης με έκκεντρο με βελόνες ακροφυσίων ελεγχόμενης πίεσης, το CRI είναι συστήματα έγχυσης συσσωρευτή πίεσης με βελόνες ακροφυσίων ελεγχόμενης ανύψωσης, δηλαδή μια «υδραυλική» δύναμη κλεισίματος μπορεί να διαμορφωθεί ως συνάρτηση της πίεσης του συστήματος που εξαρτάται από το χάρτη του καυσίμου και, έτσι, η βελόνα μπορεί να ανυψωθεί ελεγχόμενη (βλ. επίσης Ενότητα 5.3.1.1, Εικ. 4-14).

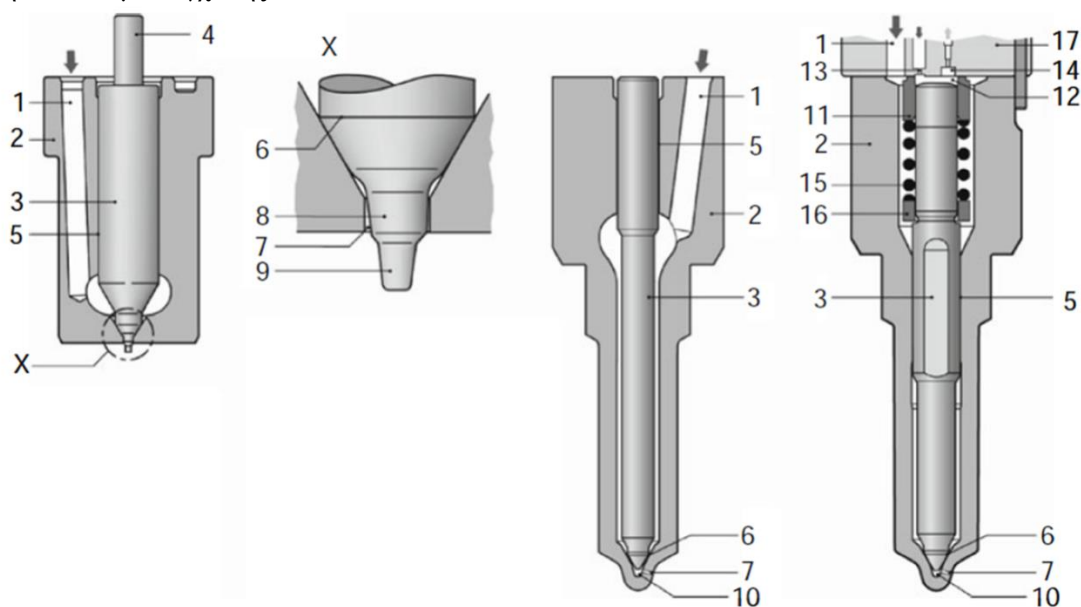
4.2.1 Ακροφύσια έγχυσης

Με τη συστηματική κατανομή και το βέλτιστο ψεκάσμο του καυσίμου στον θάλαμο καύσης, τα ακροφύσια επηρεάζουν έντονα τον σχηματισμό του μείγματος και επηρεάζουν τα χαρακτηριστικά της έγχυσης.

4.2.1.1 Σχεδιασμός, τύποι

Ένα τυπικό ακροφύσιο αποτελείται από ένα σώμα ακροφυσίου με είσοδο υψηλής πίεσης, οδηγό βελόνας, έδραση και ζώνη οπής ψεκάσμου και μια βελόνα που ανοίγει προς τα μέσα. Είναι κοινά τρία βασικά σχέδια ακροφυσίων που βασίζονται στο σύστημα καύσης και στον έλεγχο της βελόνας (Εικ. 5-4):

- Τα ακροφύσια για εφαρμογές NHA σε κινητήρες IDI δεν είναι πλέον σημαντικά στην ανάπτυξη του κινητήρα.
- Τα ακροφύσια τύπου οπής χρησιμοποιούνται σε εφαρμογές NHA, UI και CRI σε κινητήρες DI.
- Οι μονάδες ακροφυσίων, δηλαδή ακροφύσια τύπου οπής με ενσωματωμένο υδραυλικό θάλαμο ελέγχου, χρησιμοποιούνται για εφαρμογές CRI σε κινητήρες DI. Τα γκάζια εισόδου και ελεγχόμενης εξόδου στον εγχυτήρα ρυθμίζουν την πίεση στον θάλαμο ελέγχου. Ο όγκος του θαλάμου ελέγχου είναι υδραυλικά άκαμπος, δηλαδή έχει σχεδιαστεί με μικρό εσωτερικό όγκο για να επιτυγχάνεται χαμηλή ποσότητα καυσίμου έγχυσης.



Εικόνα 4-4 Σχέδια ακροφυσίων. 1 είσοδος υψηλής πίεσης, 2 σώμα ακροφυσίου, 3 βελόνα ακροφυσίου, 4 πείρος πίεσης, 5 οδηγός βελόνας, 6 έδραση βελόνας (- \emptyset), 7 οπή ψεκάσμου, 8 πείρος στραγγαλισμού, 9 ακροφύσιο, 10 οπή σάκου, 11 θήκη θαλάμου ελέγχου, 12 θάλαμος ελέγχου, 13 γκάζι εισόδου, 14 ελεγχόμενο στόμιο εξόδου, 15 ελατήριο επιστροφής, 16 ελατήριο ελατηρίου, 17 πλάκα περιορισμού (μπεκ)

Το μέγεθος του ακροφυσίου εξαρτάται από τη μετατόπιση του κυλίνδρου και την ποσότητα του ψεκαζόμενου καυσίμου. Τα ακροφύσια και οι μονάδες ακροφυσίων τύπου οπής χωρίζονται περαιτέρω σε σχέδια στομίου ή σάκου που καλύπτονται από βαλβίδες (Εικ. 4-5).



Εικόνα 4-5 Σχέδια οπών στομίου και σάκου με καλυμμένη βαλβίδα

Σχεδιασμός: Κάθε τρέχουσα ιδέα κινητήρα ΔΙ χρησιμοποιεί ακροφύσια οπής και μονάδες ακροφυσίων. Ο στόχος του σχεδιασμού του ακροφυσίου είναι η μετατροπή της ενέργειας πίεσης σε κινητική ενέργεια με βελτιστοποιημένη απόδοση, δηλαδή σε ψεκασμούς έγχυσης με χαρακτηριστικά διεύθυνσης, διάσπασης και ψεκασμού προσαρμοσμένα βέλτιστα στο σύστημα καύσης, τη γεωμετρία του θαλάμου καύσης, την ποσότητα του ψεκασμού καυσίμου, τη διαχείριση αέρα κινητήρα και το φορτίο και μοτίβο έγχυσης ανάλογα με την ταχύτητα.

Γεωμετρία καθίσματος: Ο σχεδιασμός του καθίσματος ενσωματώνει τη λειτουργία στεγανοποίησης και η διάμετρός του καθορίζει την πίεση ανοίγματος.

Σε μικρότερες ανυψώστρες, το διάκενο έδρας λειτουργεί ως γκάζι ροής και επηρεάζει την εισροή των οπών ψεκασμού και επομένως την προετοιμασία του ψεκασμού καθώς και τη δυναμική της βελόνας μέσω των πεδίων πίεσης στο διάκενο που προκαλείται από τη ροή. Όσον αφορά τις διαφορές μήκους και γωνίας ως προς το σώμα, το κάθισμα της βελόνας και ο κώνος της άκρης της βελόνας έχουν σχεδιαστεί με βάση το σύστημα και αποτελούν συμβιβασμό της δυναμικής της βελόνας (ποσότητα καυσίμου έγχυσης και χαρακτηριστικό ψεκασμού) και της σταθερότητας για μεγάλο χρονικό διάστημα (φθορά και προκύπτον εγχυόμενο καύσιμο μετατόπιση ποσότητας).

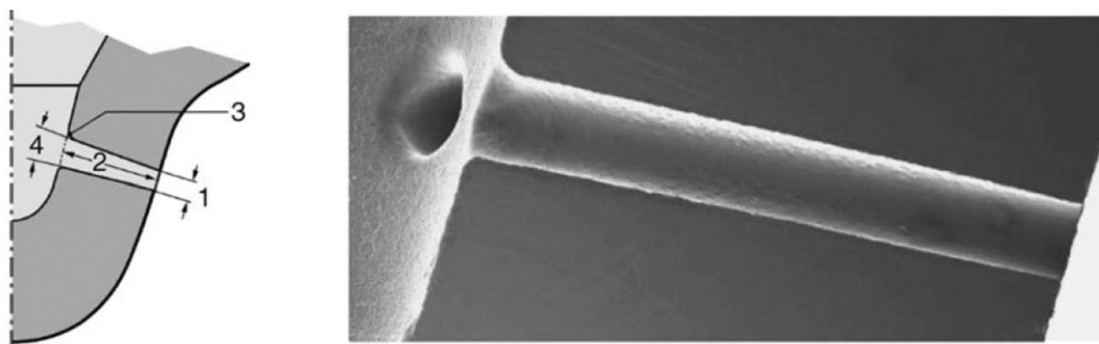
Οδηγός βελόνας: Ο οδηγός βελόνας στο σώμα του ακροφυσίου κεντράρει τη βελόνα στο κάθισμα του σώματος κατά τη διάρκεια της έγχυσης και διαχωρίζει τις περιοχές υψηλής και χαμηλής πίεσης. (Αυτό δεν ισχύει για τις μονάδες ακροφυσίων). Τα διάκενα των οδηγών είναι στην περιοχή από 1–5 mm. Όσο υψηλότερη είναι η πίεση του ψεκασμού ή του συστήματος, τόσο μικρότερο είναι το διάκενο του οδηγού προκειμένου να ελαχιστοποιηθούν οι απώλειες διαρροής. Τα ακροφύσια με στόμιο που καλύπτονται από βαλβίδες έχουν συχνά έναν δεύτερο οδηγό στον άξονα του ακροφυσίου για να βελτιώσουν το κέντρο της βελόνας στο κάθισμα και έτσι την κατανομή του καυσίμου στις οπές ψεκασμού και τη δυναμική της βελόνας. Τα ακροφύσια των οπών του σάκου είναι πιο ανθεκτικά από αυτή την άποψη, καθώς η ροή στο κάθισμα δεν επηρεάζει άμεσα τις συνθήκες στις οπές ψεκασμού.

Ανύψωση βελόνας: Ο υδραυλικός σχεδιασμός διατηρεί ασήμαντες τις απώλειες στραγγαλισμού στο κάθισμα κατά την πλήρη ανύψωση. Η βελόνα είτε ανυψώνεται βαλλιστικά είτε περιορίζεται από ένα σταθερό στοπ. Το πλεονέκτημα της βαλλιστικής ανύψωσης είναι ένα σχεδόν γραμμικό (ομαλό) χαρακτηριστικό παροχής καυσίμου ως συνάρτηση της διάρκειας του ψεκασμού. Ωστόσο, είναι σκόπιμο μόνο για μπεκ ψεκασμού common rail, οι οποίοι ελέγχουν το χρόνο ανοίγματος και κλεισίματος με πολύ μεγαλύτερη ακρίβεια από άλλα συστήματα. Άνοιγμα καλυμμένο με βαλβίδα, σχεδιασμός οπής σάκου και παγιδευμένος όγκος (Εικ. 5-5): Το μέγεθος του λεγόμενου εγκλωβισμένου όγκου που παραμένει κάτω από την άκρη της έδρας μετά το κλείσιμο της βελόνας είναι το χαρακτηριστικό στο στόμιο καλυμμένο με βαλβίδα και στα ακροφύσια οπής σάκου που σχετίζονται με τις εκπομπές.

Η περιεκτικότητα του καυσίμου εξατμίζεται με κακή καύση και αυξάνει τις εκπομπές HC. Ένα ακροφύσιο με στόμιο καλυμμένο με βαλβίδα έχει τον μικρότερο δυνατό παγιδευμένο όγκο,

ακολουθούμενο από κωνικά και κυλινδρικά ακροφύσια οπής σάκου. Οι οπές ψεκασμού στα ακροφύσια στομίου που καλύπτονται από βαλβίδες είναι διατεταγμένες σε μονή ή πολλαπλές σειρές στον κώνο έδρας κάτω από την έδρα της βελόνας. Πρέπει να διατηρηθεί ένα ελάχιστο υπολειπόμενο πάχος τοιχώματος λόγω της εισροής των οπών ψεκασμού και για λόγους αντοχής. Τα ακροφύσια οπών σάκου απαιτούν σημαντικά μικρότερες ελάχιστες αποστάσεις μεταξύ των οπών ψεκασμού.

Μήκος οπής ψεκασμού (Εικ. 4-6): Τα τρέχοντα μήκη οπών ψεκασμού είναι μεταξύ 0.7 και 1 mm. Δεδομένου ότι οι οπές ψεκασμού είναι κοντά στο σημείο προσβολής των δυνάμεων στην έδρα, επηρεάζουν τον ψεκασμό καθώς και την αντοχή του άκρου, ειδικά στα ακροφύσια στομίου που καλύπτονται από βαλβίδες.



Εικόνα 4-6 Γεωμετρία οπής ψεκασμού. 1 διάμετρος οπής ψεκασμού, 2 μήκος οπής ψεκασμού, 3 υδροδιαβρωτική στρογγυλεμένη είσοδος οπής ψεκασμού, 4 κωνική οπή ψεκασμού

Γεωμετρία οπών και ψεκασμός: Ο στόχος είναι να παραχθεί η βέλτιστη κατανομή καυσίμου, ο ψεκασμός και η προετοιμασία του μείγματος στον θάλαμο καύσης. Ο αριθμός των οπών ψεκασμού και η κατεύθυνση των ψεκασμών, καθένα από τα οποία έχει χωρική συσχέτιση με την κυλινδροκεφαλή, τον προθερμαντήρα και το μπουλ του θαλάμου καύσης, σχεδιάζονται πρώτα.

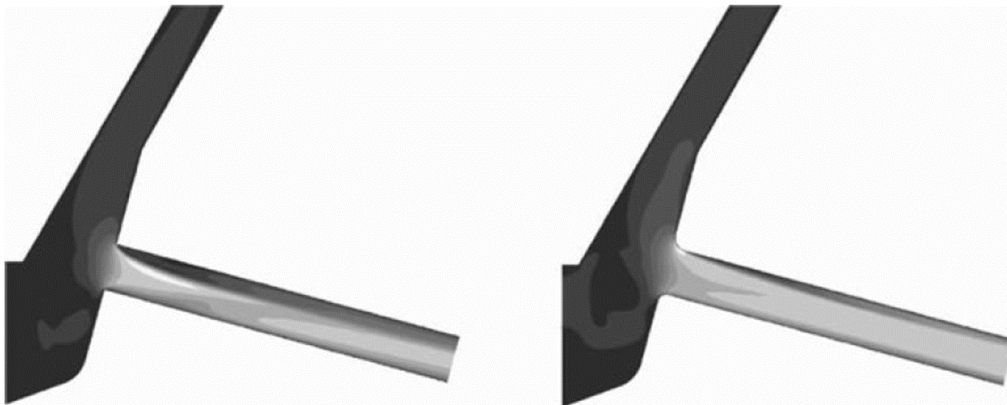
Η διατομή της οπής ψεκασμού ορίζεται από τη μέγιστη ποσότητα ψεκασμού καυσίμου, τη σχετική πίεση ψεκασμού και την αποδεκτή διάρκεια ψεκασμού. Ο αριθμός των οπών ψεκασμού εξαρτάται από το σύστημα καύσης και τη διαχείριση του αέρα (συμπεριλαμβανομένου του στροβιλισμού). Τα σπρέι μπορεί να μην αναμειγνύονται. Επί του παρόντος, επτά έως εννέα οπές ψεκασμού με διάμετρο 105–135 mm χρησιμοποιούνται σε αυτοκίνητα και έξι έως οκτώ οπές ψεκασμού με διάμετρο 150–190 mm σε επαγγελματικά οχήματα.

Διαμόρφωση ψεκασμού: Ορισμένες παράμετροι είναι διαθέσιμες για τον βέλτιστο σχεδιασμό μιας οπής ψεκασμού ακροφυσίου. Πρέπει να επιλέγονται οι κατάλληλες παράμετροι ώστε να επιτρέπουν την υψηλή ευαισθησία των ακροφυσίων με βελτιστοποιημένη απόδοση, σχεδόν χωρίς σπηλαιώσεις ροές οπών ψεκασμού σε οπτανθρακοποίηση. Γίνεται έρευνα σχετικά με τις δυνατότητες σχεδίων οπών ψεκασμού επιλεκτικών οπών (δηλαδή κάθε τρύπα ψεκασμού σχεδιάζεται ξεχωριστά), διαμορφώσεις διπλών οπών και ακόμη και ομάδες οπών ή συνδυασμούς σχεδίων στομίων που καλύπτονται από βαλβίδα και σχεδίων οπών σάκου με παράλληλους, αποκλίνοντες ή διασταυρούμενους ψεκασμούς. Πίνακας 4-1). Αυτό απαιτεί μικρότερους διαμέτρους οπών ψεκασμού και ένα σύστημα διάβρωσης με σπινθήρα ή διάτρησης λέιζερ ειδικά σχεδιασμένο για αυτές.

Πίνακας 4-1 Επισκόπηση του σχεδιασμού της οπής ψεκασμού

Παράμετροι	Στόχοι σχεδιασμού
Αριθμός οπών ακροφυσίων	Ο αριθμός πρέπει να είναι όσο το δυνατόν υψηλότερος, ωστόσο η ανάμειξη των ψεκασμών είναι κρίσιμη

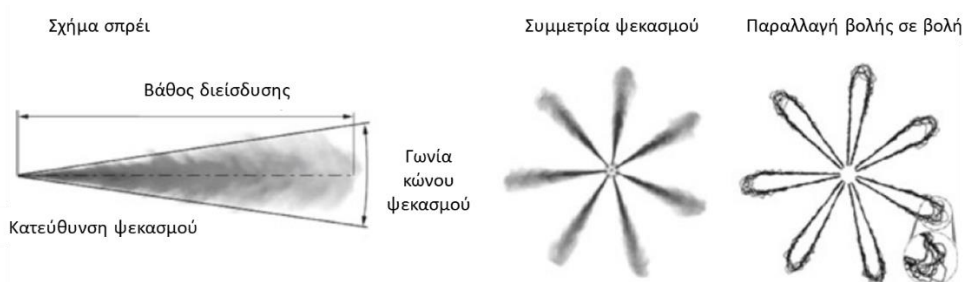
Διατομή οπής ακροφυσίου	Η μικρότερη δυνατή διατομή είναι η βέλτιστη για ψεκασμό και σχηματισμό μίγματος
Υδροδιαβρωτική στρογγυλοποίηση (ακμή εισροής)	Η υδροδιαβρωτική στρογγυλοποίηση προβλέπει τη φθορά και, ανάλογα με την έκταση της στρογγυλοποίησης, επηρεάζει τη ροή της εσωτερικής οπής ψεκασμού (με/χωρίς σπηλαίωση) Εικ. 5-6 και 5-7
Κωνικότητα	Σε συνδυασμό με την υδροδιαβρωτική στρογγυλοποίηση και το μήκος της οπής ψεκασμού, η κωνικότητα επηρεάζει την απόδοση της μετατροπής πίεσης και τη διάσπαση του ψεκασμού
Μήκος οπής ψεκασμού	Όσο μικρότερο είναι το μήκος, τόσο μικρότερο είναι το βάθος διείσδυσης του ψεκασμού (με ισοδύναμη απόδοση)



Εικόνα 4-7 Προσομοίωση ροής: Σύγκριση οπών ψεκασμού (στρογγυλεμένη και μη στρογγυλεμένη είσοδος)

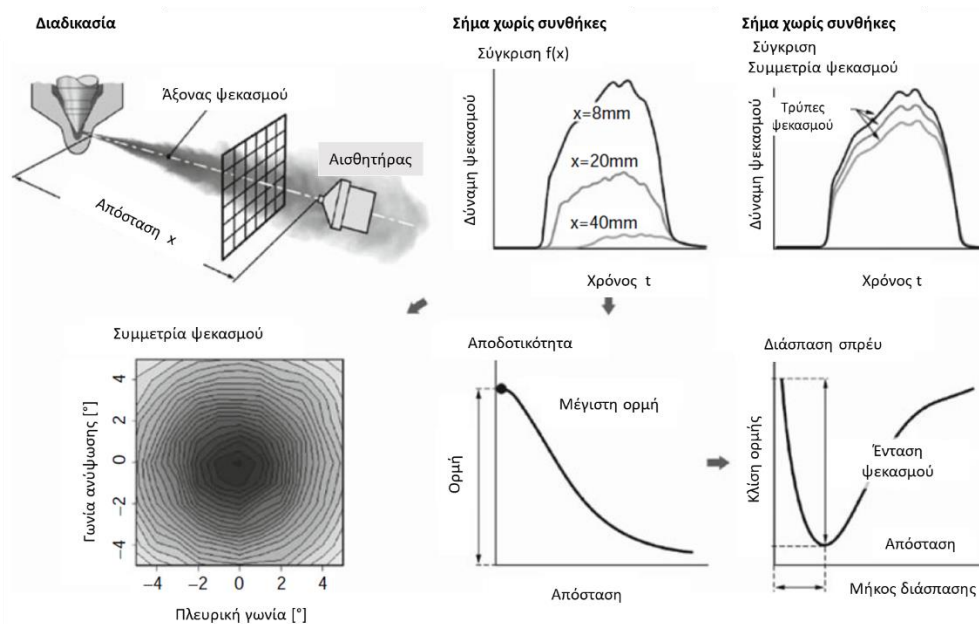
4.2.1.2 Ανάλυση ψεκασμού, προσομοίωση

Ανάλυση οπτικού μοτίβου ψεκασμού: Συγκρίνοντας τα περιγράμματα ψεκασμού τους, τα μοτίβα ψεκασμού που έχουν καταγραφεί με κάμερα υψηλής ταχύτητας παρέχουν γρήγορα πληροφορίες για το σχήμα του ψεκασμού, τη συμμετρία του σχεδίου ψεκασμού, την ανάπτυξη του ψεκασμού στην αρχή και το τέλος της έγχυσης και τις παραλλαγές από τη λήψη σε βολή (Εικ. 4-8).



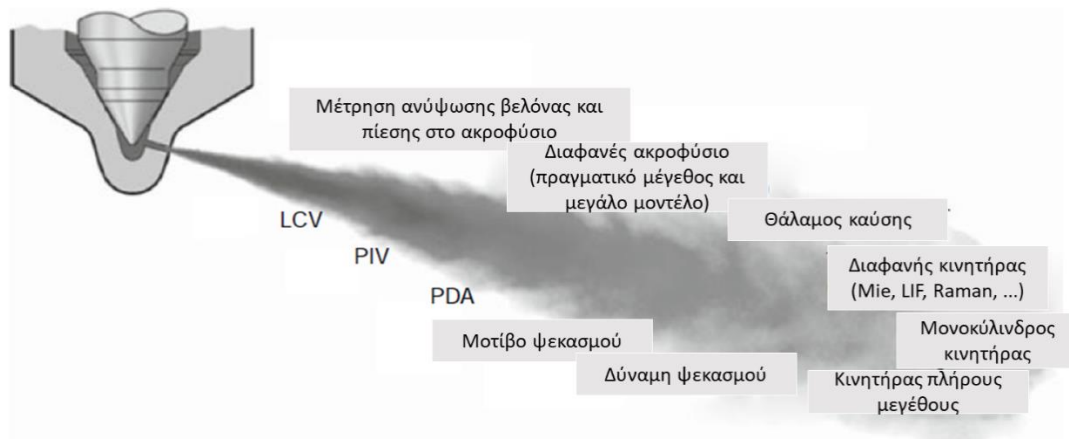
Εικόνα 4-8 Ανάλυση σχεδίου οπτικού ψεκασμού

Ανάλυση δύναμης ψεκασμού: Αυτή η ανάλυση παρέχει ακριβείς πληροφορίες σχετικά με την απόδοση, τη συμμετρία, τη διάσπαση του ψεκασμού και τη δομή. Ένας αισθητήρας πίεσης σαρώνει το σπρέι έγχυσης σε διάφορες αποστάσεις από το ακροφύσιο και συλλαμβάνει το μη κλιματιζόμενο σήμα και τη δομή του ψεκασμού (Εικ. 4-9).



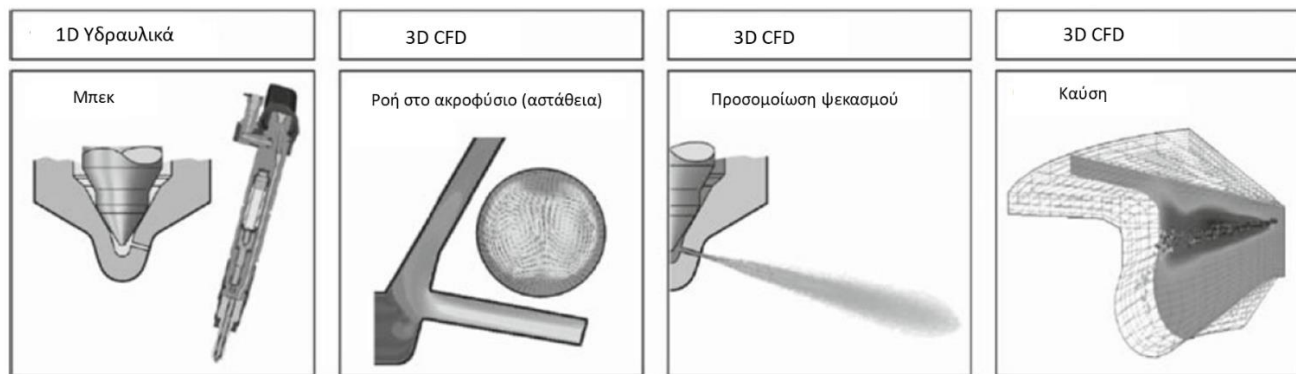
Εικόνα 4-9 Ανάλυση δύναμης ψεκασμού

Οι υπάρχουσες διαδικασίες βελτιώνονται συνεχώς και δοκιμάζονται νέες τεχνικές (Εικ. 4-10) προκειμένου να ληφθούν περισσότερες πληροφορίες για το σπρέι, π.χ. διάσπαση ψεκασμού, μέγεθος σταγονιδίων, εξάτμιση, μεταφορά αέρα, σχηματισμός μίγματος και καύση.



Εικόνα 4-10 Εργαλεία ανάλυσης ψεκασμού, καύσης και εκπομπών

Η γνώση αυτών των μεγεθών είναι η προϋπόθεση για την προσομοίωση της αλυσίδας διεργασίας από τη ροή του εσωτερικού ακροφυσίου μέσω της καύσης και για την αριθμητική προσομοίωση της εκπομπής (Εικ. 4-11). Επιδιώκεται εντατική έρευνα και ανάπτυξη σε κάθε τομέα αυτής της αλυσίδας διεργασιών. Υπάρχουν ήδη εξαιρετικά μοντέλα συστημάτων έγχυσης, τα οποία αναπαράγουν ακόμη και το υδραυλικό αποτέλεσμα των αλλαγών στα εξαρτήματα σε όλη τη διάρκεια του κύκλου ζωής.



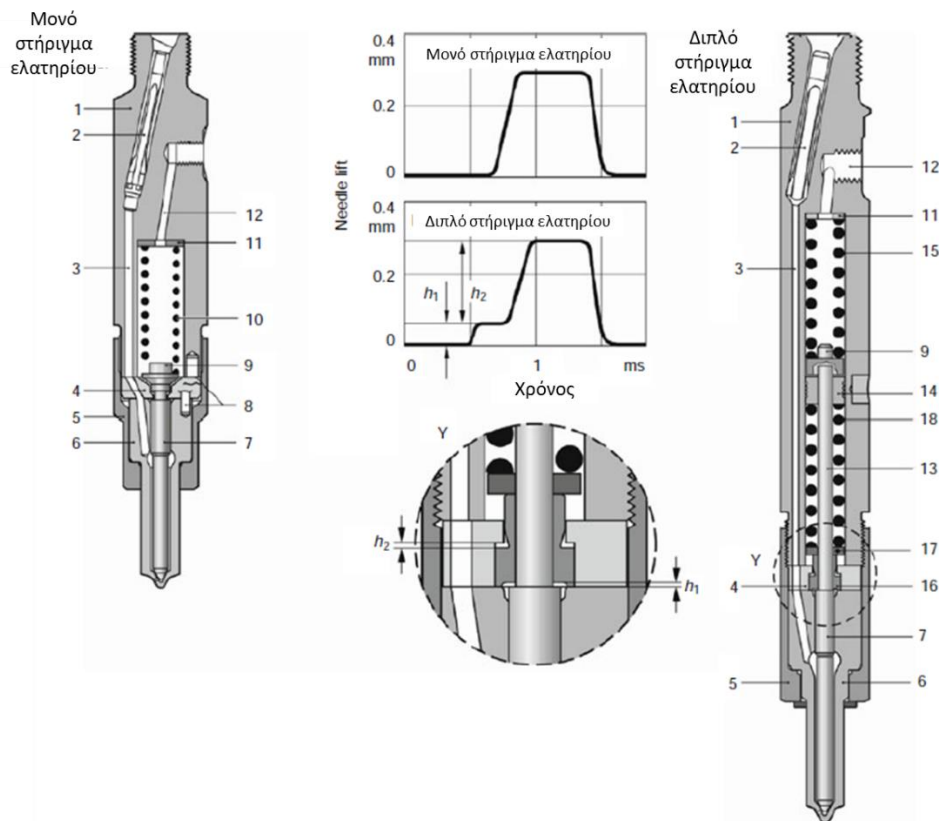
Εικόνα 4-11 Αλυσίδα διαδικασίας προσομοίωσης

Υλικά, θερμοκρασία άκρου: Οι ταλαντώσεις πίεσης στα συστήματα κοινής ράγας δημιουργούν σχετικές κινήσεις στο κάθισμα μεταξύ της βελόνας και του σώματος. Επιφανειακές επικαλύψεις εφαρμόζονται για μείωση της φθοράς. Τα ακροφύσια είναι θερμικά πολύ φορτισμένα (έως περίπου 3008 C στα αυτοκίνητα και > 3008 C στα επαγγελματικά οχήματα). Για το υψηλότερο εύρος θερμοκρασίας χρησιμοποιούνται χάλυβες ανθεκτικοί στη θερμότητα και θερμικά αγωγάιμοι δακτύλιοι.

Τα ακροφύσια που λειτουργούν σε χαμηλές θερμοκρασίες (< περίπου 1208 C) για παρατεταμένο χρονικό διάστημα ενδέχεται να υποστούν διάβρωση σε ολόκληρη την περιοχή του καθίσματος/της οπής ψεκασμού (καυσαέρια και νερό αντιδρούν και σχηματίζουν θειικό οξύ).

4.2.2 Υποδοχές ακροφυσίων και συγκροτήματα υποδοχής ακροφυσίων

Τα ακροφύσια συνδυάζονται με υποδοχές ακροφυσίων με ένα ελατήριο και διπλό ελατήριο (Εικ. 4-12) για να σχηματίσουν συγκροτήματα συγκράτησης ακροφυσίων, τα οποία χρησιμοποιούνται σε συστήματα που κινούνται με έκκεντρο. Οι βάσεις μονής ελατηρίου (1SH) χρησιμοποιούνται σε επαγγελματικά οχήματα και οι υποδοχές διπλών ελατηρίων (2SH) σε αυτοκίνητα, καθώς ο προστιθέμενος πιλοτικός ψεκασμός μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη μείωση του θορύβου καύσης.



Εικόνα 4-12 Συγκρότημα βάσης ακροφυσίου. 1 Σώμα μπεκ, 2 φίλτρο άκρον, 3 είσοδος υψηλής πίεσης, 4 ενδιάμεσος δίσκος, 5 παξιμάδι συγκράτησης ακροφυσίου, 6 σώμα ακροφυσίου, 7 βελόνα ακροφυσίου, 8 πείρος εντοπισμού, 9 ράβδος ώθησης, 10 ελατήριο συμπίεσης, 11 ελατήριο, 12 επαφoρά καυσίμου, 13 Πείρος πίεσης, 14 δίσκος οδήγησης, 15 ελατήριο συμπίεσης 1, 16 χιτώνιο ρύθμισης διαδρομής, 17 ελατήριο ελατήριo, 18 ελατήριο συμπίεσης 2

Λειτουργία μονής βάσης ελατηρίου: Δείτε την εισαγωγή στην Ενότητα 5.2 (η βελόνα κλείνει και η βελόνα ανοίγει). Το φορτίο του ελατηρίου συμπίεσης δημιουργεί τη δύναμη κλεισίματος της βελόνας. Λειτουργία συγκράτησης διπλού ελατηρίου: Η βελόνα του ακροφυσίου ανοίγει αρχικά έναντι της δύναμης του ελατηρίου συμπίεσης 1 (15, ανύψωση h_1 , φάση πιλοτικής έγχυσης), το οποίο δρα στη βελόνα μέσω μιας ράβδου ώθησης. Για την κύρια έγχυση (ανύψωση h_2), η υδραυλική δύναμη πρέπει να χρησιμοποιήσει ένα χιτώνιο ρύθμισης ανύψωσης για να υπερνικήσει τη δύναμη του ελατηρίου συμπίεσης 2 (18) που επενεργεί επιπλέον στη βελόνα. Το πρώτο στάδιο περνά πολύ γρήγορα σε υψηλές ταχύτητες. Οι δυνάμεις κλεισίματος και οι πιέσεις ανοίγματος ρυθμίζονται με την προένταση των ελατηρίων συμπίεσης με ρυθμιστικά ελατήρια. Τα ηλεκτρονικά ελεγχόμενα συστήματα έγχυσης χρησιμοποιούν υποδοχές ακροφυσίων με αισθητήρες κίνησης βελόνας. Ένας πείρος που συνδέεται με τη ράβδο ώθησης βυθίζεται σε ένα επαγωγικό πηνίο στη βάση του ακροφυσίου και παρέχει σήματα για την έναρξη, το τέλος και τη συχνότητα της έγχυσης.

4.3 Συστήματα έγχυσης

4.3.1 Βασικές Λειτουργίες

Οι βασικές λειτουργίες ενός συστήματος έγχυσης ντίζελ μπορούν να αναλυθούν σε τέσσερις υπολειτουργίες:

- **Παροχή καυσίμου** (πλευρά χαμηλής πίεσης) από το ρεζερβουάρ μέσω του φίλτρου καυσίμου στην παραγωγή υψηλής πίεσης. Αυτή η λειτουργία αναλαμβάνεται από το υποσύστημα «κύκλωμα χαμηλής πίεσης», το οποίο είναι γενικά εξοπλισμένο με τα εξαρτήματα του προφίλτρου, του κύριου φίλτρου (θερμαίνεται εάν χρειάζεται), της αντλίας τροφοδοσίας και των βαλβίδων ελέγχου. Το κύκλωμα χαμηλής πίεσης συνδέει τη δεξαμενή του οχήματος με την τροφοδοσία του συστήματος υψηλής πίεσης και την επιστροφή με γραμμές μέσω των εξαρτημάτων χαμηλής πίεσης. Πρέπει να τηρούνται οι λειτουργικά καθοριστικές προδιαγραφές πίεσης και ροής των συνδεδεμένων εξαρτημάτων υψηλής και χαμηλής πίεσης.
- **Παραγωγή υψηλής πίεσης και παροχή καυσίμου** (πλευρά υψηλής πίεσης) στο σημείο μέτρησης ή σε συσσωρευτή με υψηλή απόδοση κατά τη συμπίεση. Η βέλτιστη σταθερή κατάσταση και η δυναμική πίεση ψεκασμού πρέπει να παρέχονται σε συνάρτηση με το σημείο λειτουργίας του κινητήρα. Πρέπει να παραδοθούν η απαιτούμενη ποσότητα ψεκασμού καυσίμου και οι εξαρτώμενες από το σύστημα ποσότητες ελέγχου και διαρροών. Αυτή τη λειτουργία αναλαμβάνει η αντλία υψηλής πίεσης και, ανάλογα με το σύστημα, ένας συσσωρευτής. Στο κύκλωμα υψηλής πίεσης εγκαθίστανται βαλβίδες για τον έλεγχο των ροών μάζας και των πιέσεων. Στα προηγμένα συστήματα έγχυσης, ενεργοποιούνται ηλεκτρονικά.
- **Μέτρηση καυσίμου** που μετρά με ακρίβεια τη μάζα καυσίμου στον θάλαμο καύσης ως συνάρτηση της ταχύτητας και του φορτίου του κινητήρα και υποστηρίζεται από συστήματα μετεπεξεργασίας καυσαερίων. Προηγμένα συστήματα έγχυσης μετρούν το καύσιμο με τη βοήθεια ηλεκτρομαγνητικών ή πιεζοβαλβίδων που ενεργοποιούνται ηλεκτρικά, τοποθετημένες στις αντλίες υψηλής πίεσης ή απευθείας στα μπεκ.
- **Προετοιμασία καυσίμου** με τη βέλτιστη χρήση της ενέργειας πίεσης για το σχηματισμό πρωτογενούς μείγματος για το σκοπό ενός ψεκασμού υγρού που κατανέμεται βέλτιστα στο θάλαμο καύσης από άποψη χρόνου και τοποθεσίας. Το καύσιμο παρασκευάζεται στο ακροφύσιο έγχυσης. Η αλληλεπίδραση της δοσομετρικής βαλβίδας με τον έλεγχο της βελόνας του ακροφυσίου και η δρομολόγηση της ροής από την είσοδο του ακροφυσίου μέχρι την εκφόρτισή της στις οπές των ακροφυσίων είναι καθοριστικής σημασίας.

4.3.1.1 Τύποι

ΣΥΝΟΨΗ

Οι βασικές λειτουργίες που περιγράφονται παραπάνω εφαρμόζονται διαφορετικά ανάλογα με τον τύπο του συστήματος έγχυσης. Το Σχήμα 4-13 παρουσιάζει μια επισκόπηση των εμπορικά διαθέσιμων συστημάτων έγχυσης και τυπικών πεδίων εφαρμογής. Πρέπει να γίνει μια αρχική διάκριση μεταξύ συμβατικά σχεδιασμένων συστημάτων και συστημάτων με συσσωρευτές υψηλής πίεσης.



Εικόνα 4-13 Παρουσιάστε τα σχέδια συστημάτων έγχυσης και τις εφαρμογές τους

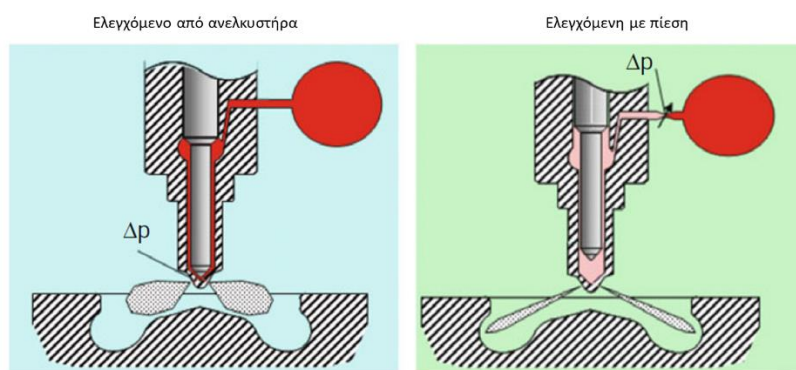
Τα συστήματα έγχυσης χωρίς συσσωρευτές έχουν πάντα έμβολα αντλίας υψηλής πίεσης που κινούνται απευθείας από ένα έκκεντρο και έτσι δημιουργούν ένα κύμα πίεσης στο σύστημα υψηλής πίεσης, το οποίο χρησιμοποιείται άμεσα για το άνοιγμα του ακροφυσίου ψεκασμού και την έγχυση του κυλίνδρου καυσίμου επιλεκτικά σύμφωνα με τη σειρά πυροδότησης. Το επόμενο επίπεδο ταξινόμησης περιλαμβάνει συστήματα με «κεντρική αντλία έγχυσης» που εξυπηρετεί κάθε κύλινδρο και παρέχει και μετράει το καύσιμο. Τυπικοί εκπρόσωποι είναι οι αντλίες εν σειρά και οι αντλίες διανομής με αξονικά και ακτινικά στοιχεία αντλίας.

Το άλλο σχέδιο χαρακτηρίζεται από «αποσπώμενες αντλίες ψεκασμού ανά κύλινδρο κινητήρα». Μία ξεχωριστή μονάδα παραγωγής πίεσης που κινείται από τον εκκεντροφόρο άξονα του κινητήρα είναι προσαρτημένη για κάθε έναν από τους κυλίνδρους του κινητήρα εσωτερικής καύσης. Το καύσιμο μετράται με ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες ταχείας μεταγωγής που είναι ενσωματωμένες στη μονάδα αντλίας. Η μονάδα έγχυσης είναι ένα γνωστό παράδειγμα αυτού του τύπου συστήματος έγχυσης. Τα συστήματα συσσωρευτών από την άλλη πλευρά έχουν μια κεντρική αντλία υψηλής πίεσης που συμπιέζει το καύσιμο και το παραδίδει σε έναν συσσωρευτή σε υψηλή πίεση. Οι βαλβίδες χαμηλής και υψηλής πίεσης ελέγχουν την πίεση στον συσσωρευτή. Το καύσιμο μετράται από τον συσσωρευτή με μπεκ, τα οποία με τη σειρά τους ελέγχονται από ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες ή πιεζοηλεκτρικές βαλβίδες. Το όνομα κοινών σιδηροδρομικών συστημάτων προέρχεται από το «κοινός συσσωρευτής/διανομέας». Ανάλογα με τον τύπο του ενεργοποιητή στα μπεκ, γίνεται διάκριση μεταξύ συστημάτων «σωληνοειδούς common rail» και συστημάτων «πιεζοηλεκτρικών common rail», καθώς και ειδικών σχεδίων.

Έλεγχος ανύψωσης/πίεσης βελόνας ακροφυσίου: Όλα τα συστήματα έγχυσης προετοιμάζουν το καύσιμο ανεξάρτητα από τη σχεδίαση του ακροφυσίου έγχυσης, το οποίο είτε συνδέεται με τη μονάδα αντλίας μέσω γραμμής υψηλής πίεσης είτε απευθείας ενσωματωμένο στο περίβλημα της μονάδας αντλίας ή στον εγχυτήρα. Ο τύπος ελέγχου της βελόνας του ακροφυσίου είναι ένα κύριο χαρακτηριστικό που ξεχωρίζει τα συμβατικά και τα συστήματα έγχυσης common rail. Ενώ η βελόνα του ακροφυσίου στα συστήματα έγχυσης που κινούνται με έκκεντρο είναι «ελεγχόμενη πίεση», ο εγχυτήρας στα συστήματα common rail είναι «ελεγχόμενος με ανύψωση». Το Σχήμα 4-14 συγκρίνει τους τύπους ελέγχου βελόνας ακροφυσίων και συνοψίζει τα κύρια χαρακτηριστικά τους.

Η εφαρμογή συστημάτων common rail σε σχεδόν κάθε κινητήρα μπορεί να αναμένεται στο μέλλον. Δεδομένου ότι είναι πιο ευέλικτα από τα συμβατικά σχέδια, αυτά τα συστήματα έγχυσης είναι ήδη η κύρια εφαρμογή για αυτοκίνητα. Η δυνατότητα ελεύθερα επιλογής της πίεσης και του αριθμού των

εγχύσεων ανά κύκλο εργασίας ως συνάρτηση της ταχύτητας και του φορτίου του κινητήρα και άλλων παραμέτρων είναι απαραίτητη για την εκπλήρωση των στοχευόμενων παραμέτρων του κινητήρα. Επιπλέον, ένας συσσωρευτής καθιστά δυνατό τον εντοπισμό της έγχυσης πολύ αργά σε σχέση με τη γωνία στροφάλου του κινητήρα για τον έλεγχο της μετεπεξεργασίας των καυσαερίων. Αυτό θα είναι απαραίτητο για τη συμμόρφωση με μελλοντικά πρότυπα εκπομπών. Αν και μια βελόνα ακροφυσίου ελεγχόμενης πίεσης έχει επίσης πλεονεκτήματα για τις εκπομπές, παραλείπεται υπέρ των εύκαμπτων πολλαπλών εγχύσεων και βασίζεται ο έλεγχος ανύψωσης της βελόνας ακροφυσίου σε εγχυτήρες common rail. Σε μια ανάλυση του συνολικού συστήματος, τα πλεονεκτήματα της μέτρησης καυσίμου ελεγχόμενης ανύψωσης όσον αφορά την ακρίβεια, την ελάχιστη ποσότητα καυσίμου έγχυσης και τα ελάχιστα διαστήματα ψεκασμού αντισταθμίζουν αυτά των συμβατικών συστημάτων με βελόνες ελεγχόμενης πίεσης.



Χαρακτηριστικά της έγχυσης ελεγχόμενης ανύψωσης

- Το ακροφύσιο μπορεί να ενεργοποιηθεί απευθείας ή με σερβοβαλβίδα
- Με απλά λόγια, η υψηλή πίεση είναι σταθερή μέχρι τη μεταβλητή διατομή, η πίεση ρυθμίζεται από την πτώση της πίεσης στην έδρα του ακροφυσίου
- Η βελόνα του ακροφυσίου λειτουργεί βαλβιστικά (όχι στη μέγιστη ανύψωση) ή μη βαλβιστικά (φτάνοντας τη μέγιστη ανύψωση)
- Το ακροφύσιο λειτουργεί με ρεύμα, η διατομή είναι μεταβλητή
- Το ακροφύσιο μπορεί να κλείσει γρήγορα ανεξάρτητα από την πίεση παροχής
- Ο έλεγχος διατομής συνήθως προκαλεί υψηλό στραγγαλισμό του καθίσματος με μερικό φορτίο στο κάθισμα του ακροφυσίου. Επομένως, η χρησιμοποιούμενη διαφορική πίεση πάνω από την οπή ψεκασμού είναι μικρή
- Η υψηλή πίεση μπορεί να παρέχεται από αντλία και γραμμή ή συσσωρευτή και γραμμή
- Το σχήμα του ρυθμού προκαλεί φτωχότερη εκπομπή, λιγότερους θορύβους και καλύτερη πολλαπλή έγχυση από την έγχυση ελεγχόμενης πίεσης

Χαρακτηριστικά της έγχυσης ελεγχόμενης πίεσης

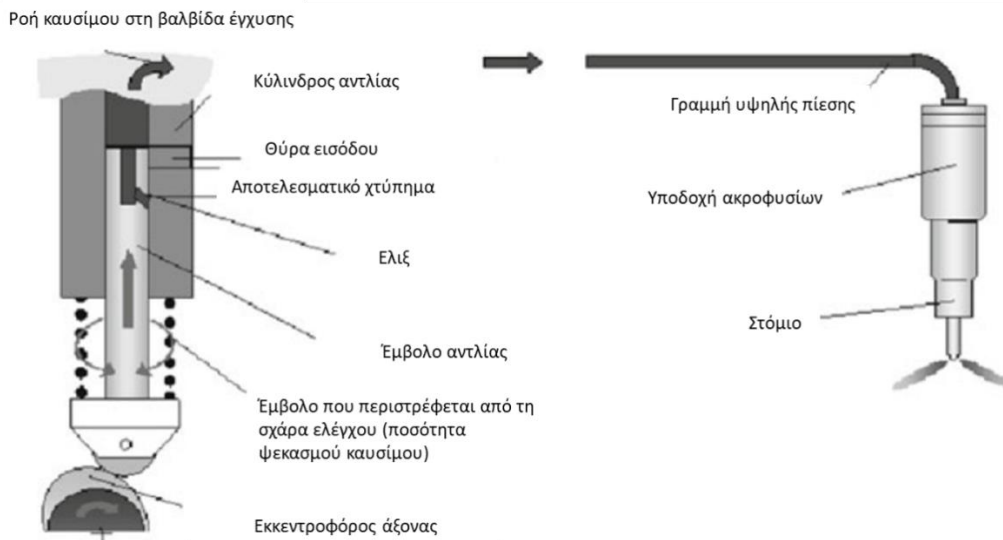
- Το κύμα πίεσης που προέρχεται από τη δοσομετρική βαλβίδα ανεβάζει την πίεση στο θάλαμο ακροφυσίων μέχρι να επιτευχθεί η πίεση ανοίγματος
- Το ακροφύσιο ανοίγει και παραμένει ανοιχτό έως ότου η πίεση πέσει κάτω από την αρχική πίεση κλεισίματος
- Η βελόνα του ακροφυσίου λειτουργεί μόνο βαλβιστικά (όχι στη μέγιστη ανύψωση) όταν οι ποσότητες είναι πολύ μικρές ή μη βαλβιστικά (φτάνοντας στο μέγιστο ανύψωση)
- Η πίεση ρυθμίζεται από την αντλία μέσω μιας γραμμής ή από τη βαλβίδα μέτρησης μέσω της γραμμής από τον συσσωρευτή
- Η υψηλή ταχύτητα βελόνας συνήθως προκαλεί υψηλό στραγγαλισμό της έδρας με μερικό φορτίο στο κάθισμα του ακροφυσίου. Επομένως, η χρησιμοποιούμενη διαφορική πίεση πάνω από την οπή ψεκασμού είναι μεγάλη
- Το σχήμα του ρυθμού διευκολύνει την καλύτερη εκπομπή, περισσότερους θορύβους και φτωχότερη πολλαπλή έγχυση από την έγχυση ελεγχόμενης με ανύψωση

Εικόνα 4-14 Σύγκριση της έγχυσης ελεγχόμενης πίεσης και ανύψωσης

Ενσωματωμένες αντλίες (Εικ. 4-15)

Κύρια χαρακτηριστικά

- Υπάρχει ένα στοιχείο αντλίας ανά κύλινδρο κινητήρα και τα στοιχεία είναι διατεταγμένα εν σειρά.
- Το έμβολο κινείται από τον εκκεντροφόρο άξονα της αντλίας και επαναφέρεται από το ελατήριο του εμβόλου και η διαδρομή του εμβόλου είναι σταθερή.
- Η παράδοση ξεκινά όταν το έμβολο κλείσει τις θυρίδες διαρροής.
- Το έμβολο συμπιέζει το καύσιμο όταν κινείται προς τα πάνω και το παραδίδει στο ακροφύσιο.
- Το ακροφύσιο λειτουργεί με ελεγχόμενη πίεση.
- Η κεκλιμένη έλικα καθαρίζει ξανά τη σύνδεση με τη θύρα διαρροής και έτσι μειώνει το φορτίο στο θάλαμο εμβόλου. Το ακροφύσιο κλείνει ως αποτέλεσμα.
- Η αποτελεσματική διαδρομή είναι η διαδρομή του εμβόλου μετά το κλείσιμο του θαλάμου του εμβόλου μέχρι την απενεργοποίηση. Η αποτελεσματική διαδρομή και επομένως η ποσότητα του καυσίμου που έχει εγχυθεί μπορεί να μεταβάλλεται χρησιμοποιώντας το χειριστήριο για την περιστροφή του εμβόλου.

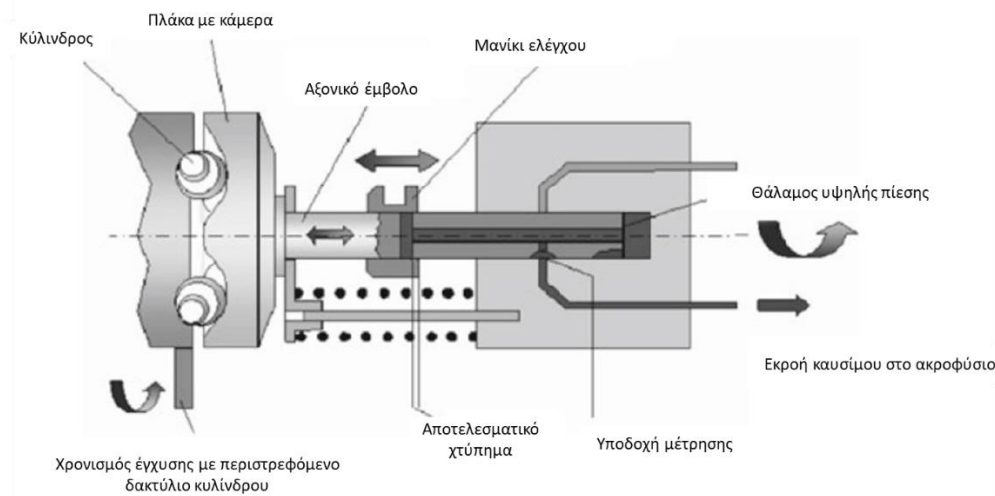


Εικόνα 4-15 Αρχή σχεδίασης και λειτουργίας μιας εν σειράς αντλίας

Αξονικές αντλίες διανομής (Εικ. 4-16)

Κύρια χαρακτηριστικά

- Υπάρχει ένα αξονικό στοιχείο αντλίας για όλους τους κυλίνδρους κινητήρα.
- Η πλάκα εκκέντρου κινείται από τον εκκεντροφόρο άξονα του κινητήρα και ο αριθμός των εκκέντρων ισούται με τον αριθμό των κυλίνδρων κινητήρα (6).
- Οι λοβοί του εκκεντροφόρου κυλίνονται στον δακτύλιο του κυλίνδρου και αυτό δημιουργεί περιστροφική και διαμήκη κίνηση του εμβόλου του διανομέα.
- Ένα κεντρικό έμβολο διανομέα ανοίγει και κλείνει τις θύρες και τις σπές.
- Η ροή καυσίμου κατανέμεται στις εξόδους στους κυλίνδρους του κινητήρα,
- Το έμβολο συμπιέζεται αξονικά και παρέχει καύσιμο στο ακροφύσιο ελεγχόμενης πίεσης.
- Ένα κολάρο ελέγχου μεταβάλλει την αποτελεσματική διαδρομή και συνεπώς την ποσότητα του καυσίμου ψεκασμού.
- Η έναρξη της παράδοσης μεταβάλλεται από έναν μηχανισμό χρονισμού έγχυσης, ο οποίος περιστρέφει τον δακτύλιο του κυλίνδρου σε σχέση με την πλάκα εκκέντρου.

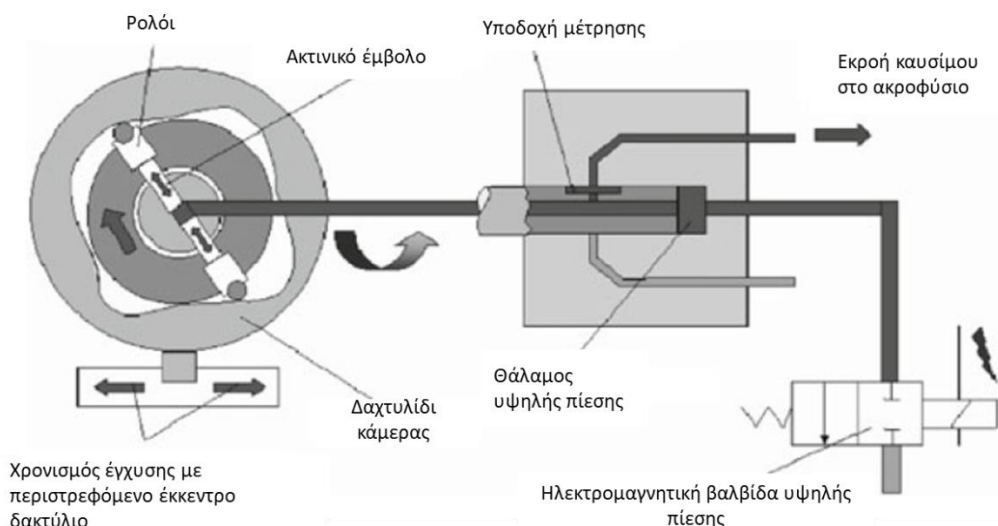


Εικόνα 4-16 Σχεδιασμός και λειτουργική αρχή μιας αξονικής αντλίας διανομής

Ακτινικές αντλίες διανομής (Εικ. 4-17)

Κύρια χαρακτηριστικά

- Η υψηλή πίεση δημιουργείται από ένα ακτινωτό έμβολο ή ένα ή δύο ζεύγη εμβόλου ή τρία ανεξάρτητα έμβολα.
- Ο αριθμός των εκκεντροφόρων λοβών στον δακτύλιο έκκεντρον ισούται με τον αριθμό των κυλίνδρων του κινητήρα (≤ 6).
- Ένας άξονας διανομής που κινείται από τον κινητήρα υποστηρίζει ωστήρες κυλίνδρων.
- Οι κυλινδρικές στρόφιγγες κυλίνουν στον δακτύλιο έκκεντρον και δημιουργούν κίνηση της αντλίας.
- Τα ζεύγη εμβόλου συμπέζουν το καύσιμο προς το κέντρο και το παραδίδουν στο ακροφύσιο ελεγχόμενης πίεσης.
- Ένας κεντρικός άξονας διανομής ανοίγει και κλείνει θύρες και οπές.
- Η ροή καυσίμου κατανέμεται στις εξόδους στους κυλίνδρους του κινητήρα.
- Μια ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα ελέγχει την ποσότητα καυσίμου ψεκασμού (και την έναρξη της παράδοσης).
- Η υψηλή πίεση δημιουργείται όταν η ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα είναι κλειστή.
- Η έναρξη της παράδοσης μεταβάλλεται από έναν μηχανισμό χρονισμού έγχυσης ελεγχόμενης ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας, ο οποίος περιστρέφει τον δακτύλιο του κυλίνδρου σε σχέση με τον άξονα διανομής.



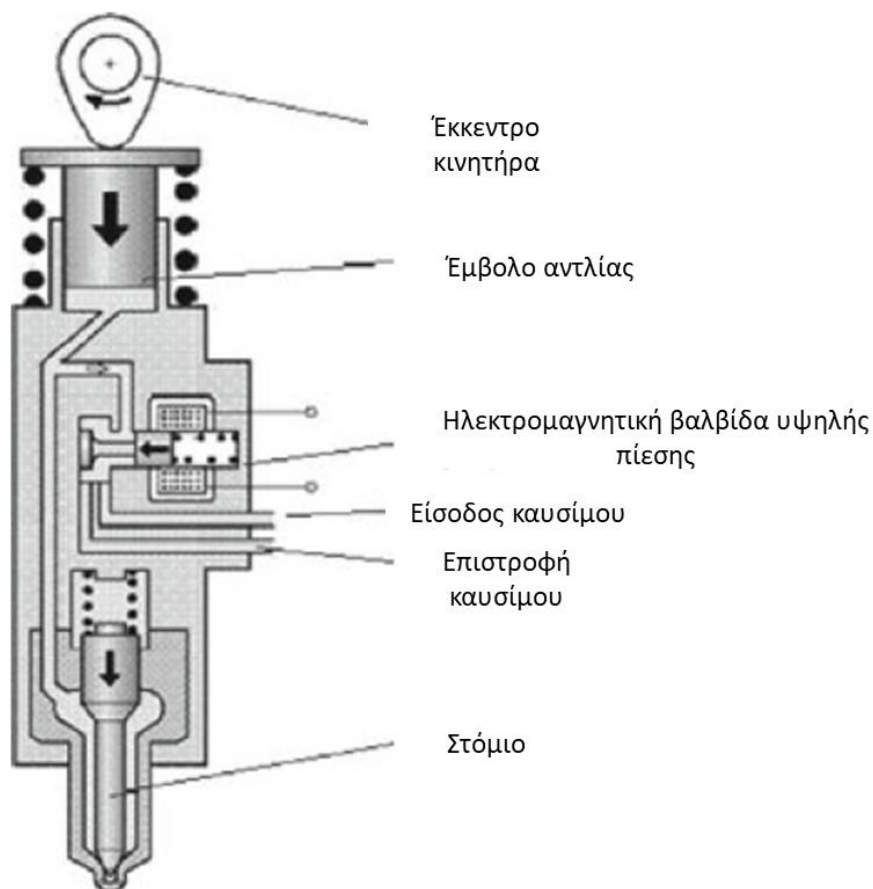
Εικόνα 4-17 Αρχή σχεδίασης και λειτουργίας μιας αντλίας ακτινωτής διανομής

Unit Injectors (Unit Injectors) (Εικ. 4-18)

Κύρια χαρακτηριστικά

- Μία μονάδα μπεκ ανά κύλινδρο κινητήρα είναι ενσωματωμένη στην κυλινδροκεφαλή του κινητήρα.
 - Οδηγείται από τον εκκεντροφόρο άξονα του κινητήρα μέσω έκκεντρον ψεκασμού και ωστήρα ή κυλίνδρου.
 - Η υψηλή πίεση δημιουργείται από ένα έμβολο αντλίας με επαναφορά ελατηρίου.
 - Η υψηλή πίεση δημιουργείται τοπικά ακριβώς πριν από το ακροφύσιο.
- Ως εκ τούτου, δεν υπάρχει γραμμή υψηλής πίεσης.
- Το ακροφύσιο λειτουργεί με ελεγχόμενη πίεση.
 - Μια ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα ελέγχει την ποσότητα του καυσίμου ψεκασμού και την έναρξη του ψεκασμού.

- Η υψηλή πίεση δημιουργείται όταν η ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα είναι κλειστή.
- Μια μονάδα ελέγχου υπολογίζει και ελέγχει την έγχυση.

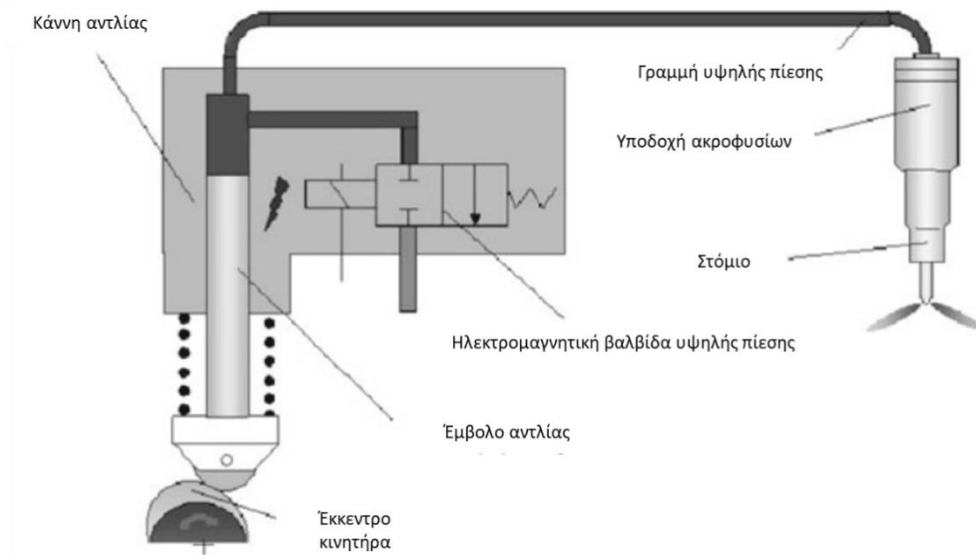


Εικόνα 4-18 Αρχή σχεδίασης και λειτουργίας μονάδας εγχυτήρα

Συστήματα αντλιών μονάδων (μοναδιαίες αντλίες) (Εικ. 4-19)

Κύρια χαρακτηριστικά

- Η αρχή του είναι συγκρίσιμη με το σύστημα εγχυτήρα μονάδας.
- Ωστόσο, μια σύντομη γραμμή υψηλής πίεσης συνδέει το ακροφύσιο στη βάση του ακροφυσίου με την αντλία.
- Υπάρχει μία μονάδα ψεκασμού (συγκρότημα αντλίας, γραμμής και βάσης ακροφυσίου) ανά κύλινδρο κινητήρα.
- Οδηγείται από κάτω εκκεντροφόρο κινητήρα (επαγγελματικά οχήματα).
- Το ακροφύσιο λειτουργεί με ελεγχόμενη πίεση.
- Μια ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα υψηλής πίεσης ελέγχει την ποσότητα του καυσίμου ψεκασμού και την έναρξη του ψεκασμού.

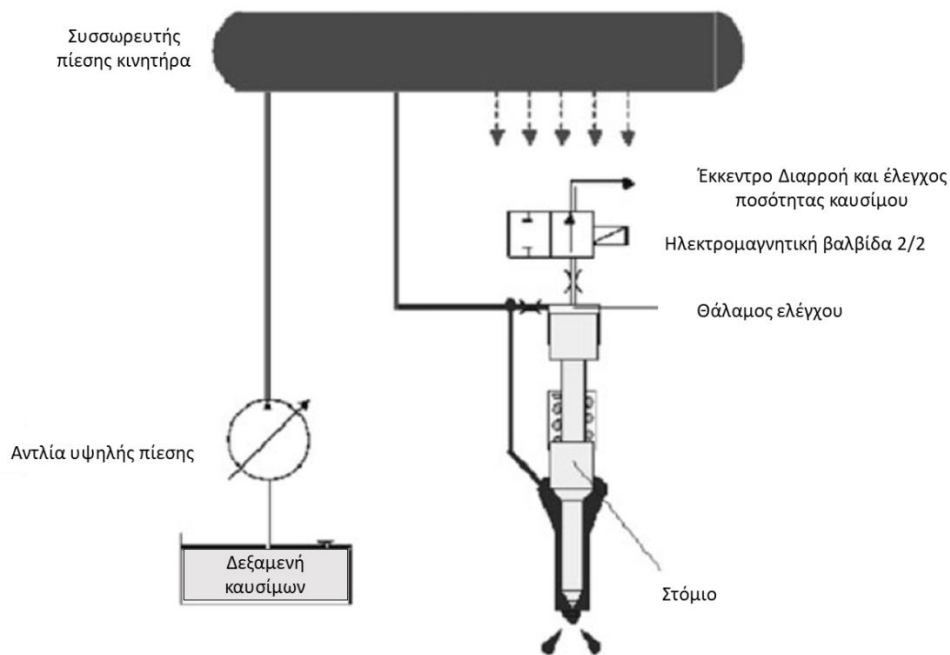


Εικόνα 4-19 Σχεδιασμός και λειτουργική αρχή συστήματος αντλίας μονάδας

Common Rail System Κοινά συστήματα σειράς (Εικ. 4-20)

Κύρια χαρακτηριστικά

- Είναι σύστημα έγχυσης συσσωρευτή.
- Η παραγωγή υψηλής πίεσης και η έγχυση έχουν αποσυνδεθεί.
- Μια κεντρική αντλία υψηλής πίεσης δημιουργεί πίεση στον συσσωρευτή, η οποία μπορεί να ρυθμιστεί σε ολόκληρο τον χάρτη ανεξάρτητα από τις στροφές και το φορτίο του κινητήρα.
- Η επαναλαμβανόμενη εξαγωγή καυσίμου από τη ράγα ανά κύκλο λειτουργίας του κινητήρα επιτρέπει υψηλή ευελιξία στη θέση, τον αριθμό και το μέγεθος των ψεκασμών.
- Ένας εγχυτήρας (σώμα με ακροφύσιο και βαλβίδα ελέγχου [σωληνοειδές ή πιεζοηλεκτρικός ενεργοποιητής]) είναι τοποθετημένος ανά κύλινδρο κινητήρα.
- Το ακροφύσιο λειτουργεί με έλεγχο ανύψωσης.
- Ο εγχυτήρας λειτουργεί ελεγχόμενος από τον χρόνο και η ποσότητα καυσίμου που ψεκάζεται είναι συνάρτηση της πίεσης της ράγας και της διάρκειας ελέγχου.
- Μια μονάδα ελέγχου ελέγχει τον αριθμό και τη θέση των ψεκασμών και την ποσότητα του καυσίμου ψεκασμού.

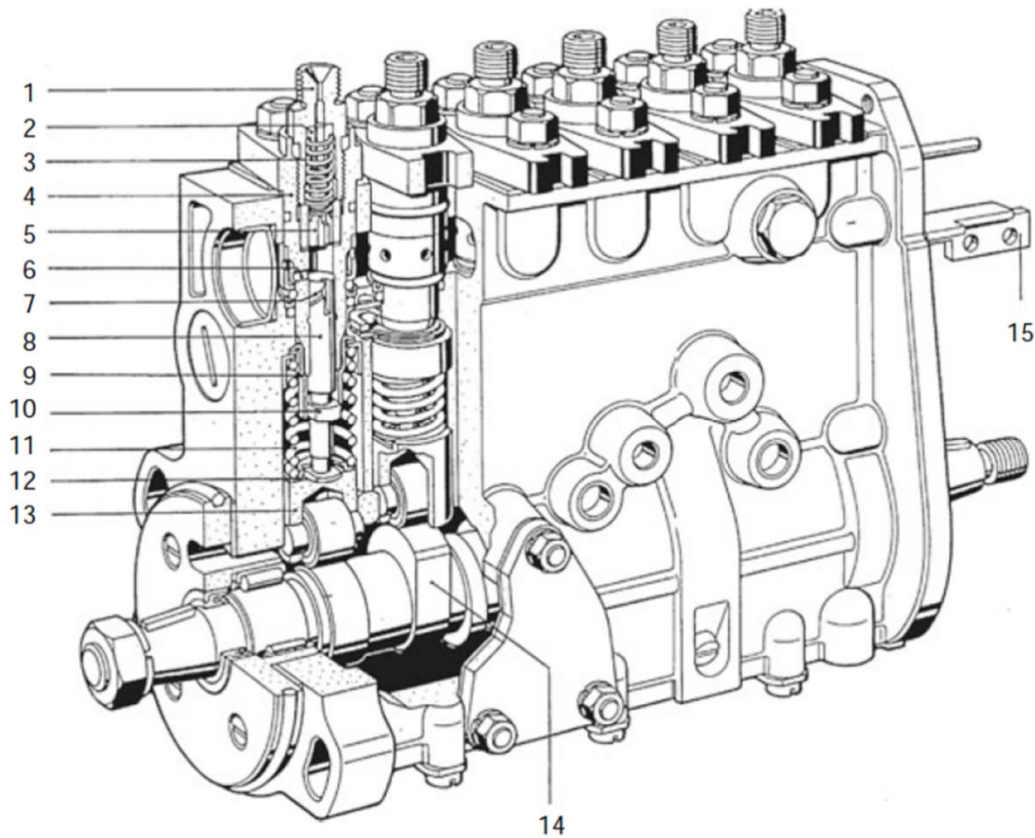


Εικόνα 4-20 Σχεδιασμός και λειτουργική αρχή ενός συστήματος κοινής σιδηροδρομικής γραμμής

4.3.2 Ενσωματωμένες Αντλίες

4.3.2.1 Διαμόρφωση και λειτουργία

Αποτελούμενα από βαρέλια αντλίας και έμβολα αντλίας που αντιστοιχούν στον αριθμό των κυλίνδρων του κινητήρα, τα στοιχεία αντλίας μιας εν σειράς αντλίας (Εικ. 4-21) είναι συνήθως ενωμένα στο δικό τους περίβλημα. Ο εκκεντροφόρος άξονας της αντλίας, ο οποίος κινείται από το γρανάχι χρονισμού του κινητήρα, κινεί τα έμβολα της αντλίας. Η ποσότητα του καυσίμου μετράται αποκλειστικά με έλεγχο έλικας περιστρέφοντας το έμβολο της αντλίας. Κάθε έμβολο αντλίας έχει μια λοξή έλικα έτσι ώστε, σε συνδυασμό με τη θύρα διαρροής που είναι στερεωμένη στην πλευρά του κυλίνδρου, μια διαφορετική διαδρομή παροχής και επομένως μια διαφορετική ποσότητα ψεκασμού καυσίμου μπορεί να παρέχεται ή να ρυθμίζεται ως συνάρτηση της γωνιακής θέσης του εμβόλου της αντλίας. Η πλήρης διαδρομή του εμβόλου είναι σταθερή σε κάθε περίπτωση και αντιστοιχεί στην ανύψωση του εκκεντρού. Μια βαλβίδα πίεσης στην έξοδο υψηλής πίεσης της εσωτερικής αντλίας διαχωρίζει την περιοχή υψηλής πίεσης στην αντλία από τη γραμμή έγχυσης και τη βάση του ακροφυσίου έτσι ώστε το καύσιμο που βρίσκεται στο σύστημα ακροφυσίου γραμμής μετά την έγχυση να παραμένει υπό πίεση, δηλαδή να υπάρχει μια συγκεκριμένη στατική πίεση εκεί. Ένας περιοριστής ροής επιστροφής που αποτρέπει οποιαδήποτε δευτερεύουσα έγχυση απλώς με χαμηλή πίεση έγχυσης είναι συχνά ενσωματωμένος στη βαλβίδα πίεσης. Ένα χιτώνιο ελέγχου που συμπλέκεται με μια διαμήκη κινούμενη σχάρα ελέγχου περιστρέφει το έμβολο για κάθε κάννη ταυτόχρονα.



Εικόνα 4-21 Ενσωματωμένη αντλία τύπου P. 1 θήκη βαλβίδας πίεσης, 2 τεμάχιο πλήρωσης, 3 ελατήριο βαλβίδας πίεσης, 4 κάρνη αντλίας, 5 κόνος βαλβίδας παροχής, 6 θύρα εισόδου και ελέγχου, 7 Helix, 8 έμβολο αντλίας, 9 θήκη ελέγχου, 10 βραχίονας ελέγχου εμβόλου, 11 ελατήριο εμβόλου, 12 στεγανοποιητικό ελατήριο, 13 ωστήριο κυλίνδρου, 14 εκκεντροφόρος άξονας, 15 ράφι ελέγχου

Έτσι, ο ρυθμός παράδοσης μπορεί να ρυθμίζεται μεταξύ μηδενικής παράδοσης και μέγιστης ποσότητας. Το ίδιο το ράφι ελέγχου μετακινείται από έναν ελεγκτή συνδεδεμένο με την αντλία έγχυσης. Ο ελεγκτής μπορεί να είναι είτε ένας μηχανικός φυγοκεντρικός ρυθμιστής που ολισθαίνει το ράφι ελέγχου ως συνάρτηση της ταχύτητας και έτσι ρυθμίζει συγκεκριμένα την ταχύτητα πλήρους φορτίου ή ένας ηλεκτρονικός ελεγκτής που χρησιμοποιεί έναν ηλεκτρομαγνητικό μηχανισμό ενεργοποιητή για να ενεργεί στο ράφι ελέγχου. Οι μηχανικά ελεγχόμενες αντλίες απαιτούν βοηθητικές συσκευές, π.χ. ένα στοπ πλήρους φορτίου που εξαρτάται από την πίεση υπερπλήρωσης, για προσαρμογή της ποσότητας καυσίμου ψεκασμού στις διαφορετικές συνθήκες λειτουργίας. Μια αντλία τροφοδοσίας χαμηλής πίεσης που ενεργοποιείται από ένα ειδικό έκκεντρο στον εκκεντροφόρο άξονα της αντλίας είναι τοποθετημένη στην εν σειρά αντλία για να τροφοδοτεί αξιόπιστα τα στοιχεία της αντλίας με καύσιμο. Αυτή η αντλία τροφοδοσίας τροφοδοτεί τη συλλογή καυσίμων της αντλίας εν σειρά με καύσιμο υπό πίεση έως περίπου 3 bar.

Μοντέλα, Παραλλαγές

Διάφορα μεγέθη εν σειρά αντλιών έχουν προσαρμοστεί στις κατάλληλες ισχύς κινητήρα. Οι ενσωματωμένες αντλίες έχουν πλέον πιέσεις ψεκασμού μεταξύ 400 και 1.150 bar στην πλευρά της αντλίας, ανάλογα με το αν χρησιμοποιούνται για κινητήρες θαλάμου ή άμεσου ψεκασμού.

Οι αντλίες A και P είναι τυπικοί τύποι Bosch. Διάφορες παραλλαγές του τύπου P εφαρμόζονται ανάλογα με την πίεση ψεκασμού, την ποσότητα του καυσίμου ψεκασμού και τη διάρκεια του ψεκασμού. Η

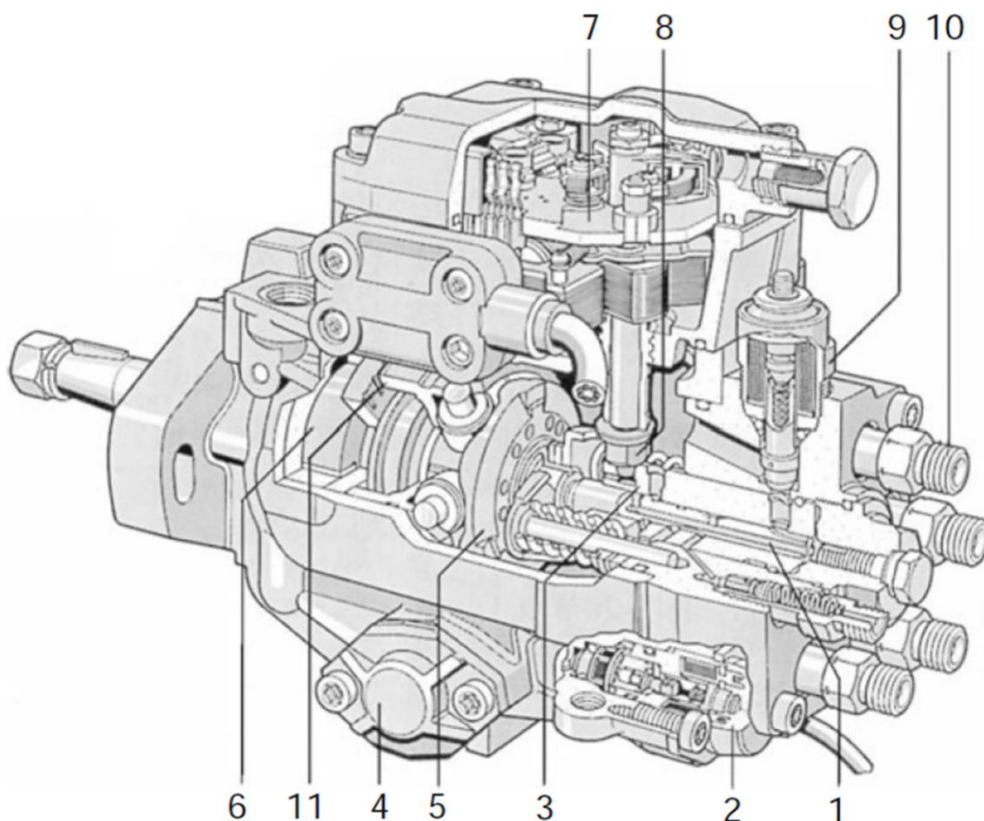
λεγόμενη αντλία έγχυσης με χιτώνιο ελέγχου με μεταβλητές ρυθμίσεις για την έναρξη της παράδοσης χρησιμοποιείται για κινητήρες επαγγελματικών οχημάτων.

4.3.3 Αντλίες έγχυσης διανομέα

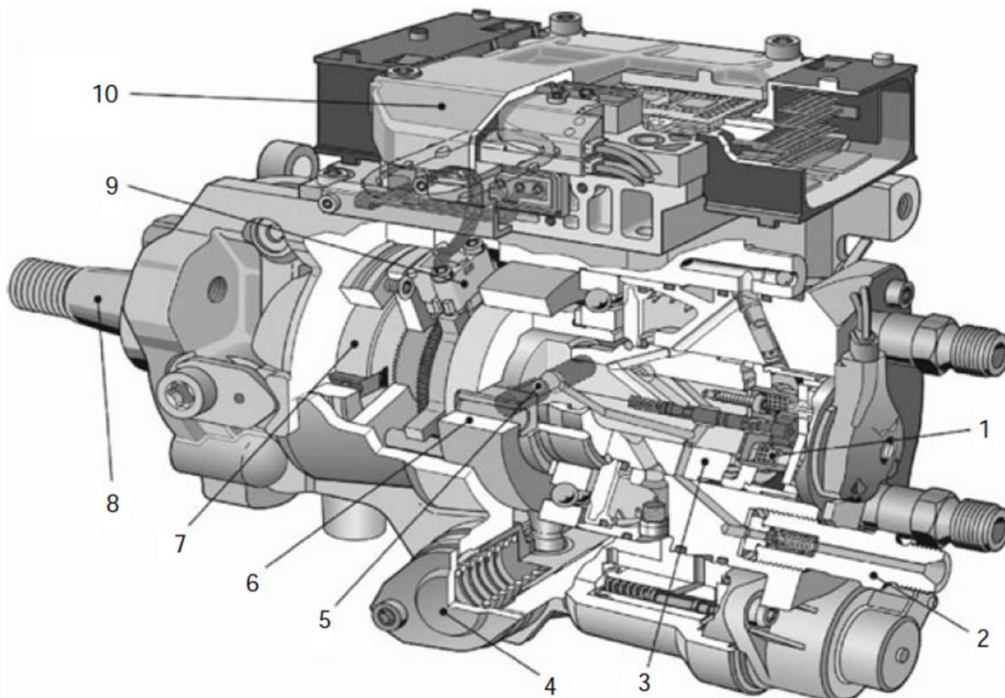
Οι αντλίες έγχυσης διανομέα [5-11-5-15] είναι συμπαγείς, χαμηλού κόστους αντλίες. Το κύριο πεδίο εφαρμογής τους είναι οι κινητήρες αυτοκινήτων άμεσου ψεκασμού (πρώην κινητήρες IDI επίσης) καθώς και οι κινητήρες επαγγελματικών οχημάτων έως περίπου 45 kW/κύλινδρο. Μια αντλία διανομής αποτελείται συνήθως από τα ακόλουθα συγκροτήματα:

- αντλία υψηλής πίεσης με διανομέα,
- ελεγκτής ταχύτητα/καυσίμου,
- μηχανισμός χρονισμού έγχυσης,
- αντλία τροφοδοσίας χαμηλής πίεσης,
- ηλεκτρική διάταξη διακοπής (αντλίες με κολάρα ελέγχου) και
- πρόσθετες λειτουργικές μονάδες (μηχανικά ελεγχόμενες αντλίες).

Οι τύποι περιλαμβάνουν την αξονική αντλία εμβόλου που δημιουργεί πίεση έως και 1.550 bar στο ακροφύσιο έγχυσης και την ακτινική αντλία εμβόλου που παράγει πίεση έως και 2.000 bar (βλ. Εικ. 4-22 και 4-23). Ο χρησιμοποιήσιμος αριθμός κυλίνδρων κινητήρα περιορίζεται σε έξι και στους δύο τύπους. Η βασική τους λειτουργία περιγράφεται στην Ενότητα. 5.3.1.



Εικόνα 4-22 Ηλεκτρονικά ελεγχόμενη αντλία έγχυσης διανομέα αξονικού εμβόλου, VE, RobertBoschGmbH. 1 έμβολο διανομέα, 2 ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα για χρονισμό έγχυσης, 3 κολάρο ελέγχου, 4 μηχανισμός χρονισμού έγχυσης, 5 πλάκα εκκεντροφόρου, 6 αντλία τροφοδοσίας, 7 Ηλεκτρικός ενεργοποιητής ποσότητας καυσίμου με αισθητήρα ανάδρασης, 8 άξονας ρύθμισης, 9 Ηλεκτρική συσκευή απενεργοποίησης, 10 Στήριγμα βαλβίδας πίεσης, 11 Δαχτυλίδι κυλίνδρου



Εικόνα 4-23 Ηλεκτρονικά ελεγχόμενη αντλία έγχυσης διανομέα ακτινικού εμβόλου με έλεγχο ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας, VP44, RobertBosch GmbH. 1 ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα, 2 θύρα υψηλής πίεσης, 3 άξονας διανομέα, 4 μηχανισμός χρονισμού έγχυσης, 5 έμβολο αντλίας, 6 δακτύλιος έκκεντρον, 7 αντλία περυγίων, 8 άξονας μετάδοσης κίνησης, 9 αισθητήρας γωνίας περιστροφής, 10 ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου αντλίας

4.3.3.1 Ρύθμιση της έναρξης της ένεσης

Ανάλογα με το φορτίο και την ταχύτητα, η ρύθμιση της έναρξης της έγχυσης σε μια αντλία διανομής αναλαμβάνεται από έναν μηχανισμό χρονισμού έγχυσης που μπορεί να περιστρέψει τον δακτύλιο κυλίνδρου σε μια αντλία αξονικού εμβόλου ή τον δακτύλιο έκκεντρον σε μια αντλία ακτινικού εμβόλου σε γωνία έκκεντρον περίπου 208 (από εξαιρετικά καθυστερημένοι έως εξαιρετικά προχωρημένοι). Οι δακτύλιοι περιστρέφονται συμπιέζοντας ή αποσυμπιέζοντας το έμβολο χρονισμού έγχυσης με πίεση που είναι ανάλογη της ταχύτητας και δημιουργείται από μια αντλία προτροφοδότησης με περυγία ενσωματωμένη στην αντλία υψηλής πίεσης. Όταν είναι απαραίτητο, η πίεση σε αυτό το έμβολο μπορεί να ρυθμιστεί με ακρίβεια με τη βοήθεια μιας ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας ελεγχόμενης διαμόρφωσης πλάτους παλμού σε συνδυασμό με έναν αισθητήρα εκκίνησης έγχυσης.

Μαζί με αυτή την απλή παραλλαγή ενός μηχανισμού χρονισμού έγχυσης, υπάρχει επίσης μια συσκευή χρονισμού έγχυσης παρακολούθησης κίνησης με ένα έμβολο ελέγχου ενσωματωμένο στο έμβολο χρονισμού. Αυτό βελτιώνει τη δυναμική ελέγχου, καθώς το έμβολο ελέγχου αντιδρά ανεξάρτητα από τις επιδράσεις της τριβής στον δακτύλιο του κυλίνδρου και στο έμβολο χρονισμού έγχυσης.

4.3.3.2 Παραλλαγές

Μηχανικά ελεγχόμενες αντλίες έγχυσης διανομέα:

Οι αμιγώς μηχανικά ελεγχόμενες αντλίες διανομής χαρακτηρίζονται από διάφορα, μεμονωμένα διαμορφώσιμα λειτουργικά πρόσθετα, π.χ. για να προσαρμόσετε την έναρξη της παράδοσης, να ελέγξετε το ρελαντί και το πλήρες φορτίο ή να βελτιώσετε την απόδοση της κρύας εκκίνησης. Ένας φυγοκεντρικός ρυθμιστής ελέγχει την ταχύτητα της αντλίας. Ηλεκτρονικά ελεγχόμενες αντλίες έγχυσης διανομέα:

Δεδομένου ότι ελέγχει την ποσότητα του καυσίμου και την έναρξη της παράδοσης και της έγχυσης από τους αισθητήρες και τη μονάδα ελέγχου, η σχεδίαση που απεικονίζεται στο Σχ. 5-22 δεν απαιτεί ξεχωριστά λειτουργικά πρόσθετα. Ο ενεργοποιητής ποσότητας καυσίμου είναι ένας περιστροφικός μαγνητικός ενεργοποιητής με επαγωγικό αισθητήρα που παρέχει στη μονάδα ελέγχου κινητήρα πολύ ακριβείς πληροφορίες σχετικά με τη θέση του κολάρου ελέγχου. Αυτό διευκολύνει την ακριβή και πλήρως ευέλικτη μέτρηση καυσίμου. Αντλίες έγχυσης διανομέα ελεγχόμενης ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας: Το Σχήμα 5-23 απεικονίζει μια αντλία διανομέα ακτινικού εμβόλου ελεγχόμενης ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας.

Τα ιδιαίτερα πλεονεκτήματα αυτού του τύπου ελέγχου είναι η υψηλή ακρίβειά του (ρυθμιζόμενη από τη φυσική μονάδα της μονάδας ελέγχου και της αντλίας), η υψηλή δυναμική καυσίμου (μέτρηση κυλίνδρου-μεμονωμένου καυσίμου) και η επίδραση στον ρυθμό παροχής με μεταβλητή έναρξη παράδοσης.

Ο χρόνος κλεισίματος της ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας υψηλής πίεσης 2/2 καθορίζει την έναρξη της παράδοσης. Ο χρόνος ανοίγματος καθορίζει τον ρυθμό παροχής μέσω της διαδρομής του εμβόλου. Η έναρξη και το τέλος της παράδοσης (διάρκεια παράδοσης) ελέγχονται στη μονάδα ελέγχου αντλίας με επεξεργασία σημάτων γωνίας και ταχύτητας από εσωτερικούς αισθητήρες αντλίας και κινητήρα. Για μία πιλοτική έγχυση, η μονάδα ελέγχου αντλίας ενεργοποιεί την ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα της αντλίας δύο φορές - πρώτα, για την έγχυση καυσίμου πιλότου (συνήθως 1,5–2 mm³/έγχυση) και, στη συνέχεια, για την κύρια έγχυση καυσίμου.

4.3.4 Συστήματα μονής εμβόλου αντλίας

Βασικά, τα συστήματα έγχυσης καυσίμου με ένα έμβολο ελεγχόμενου με έκκεντρο και χρόνο στα οποία τοποθετείται μια αντλία σε κάθε κύλινδρο κινητήρα μπορούν να ταξινομηθούν ως συστήματα εγχυτήρα μονάδας ή μονάδα αντλίας. Αυτά τα συστήματα έγχυσης χρησιμοποιούνται κυρίως σε εφαρμογές βαρέως τύπου κινητήρων [5-16-5-21].

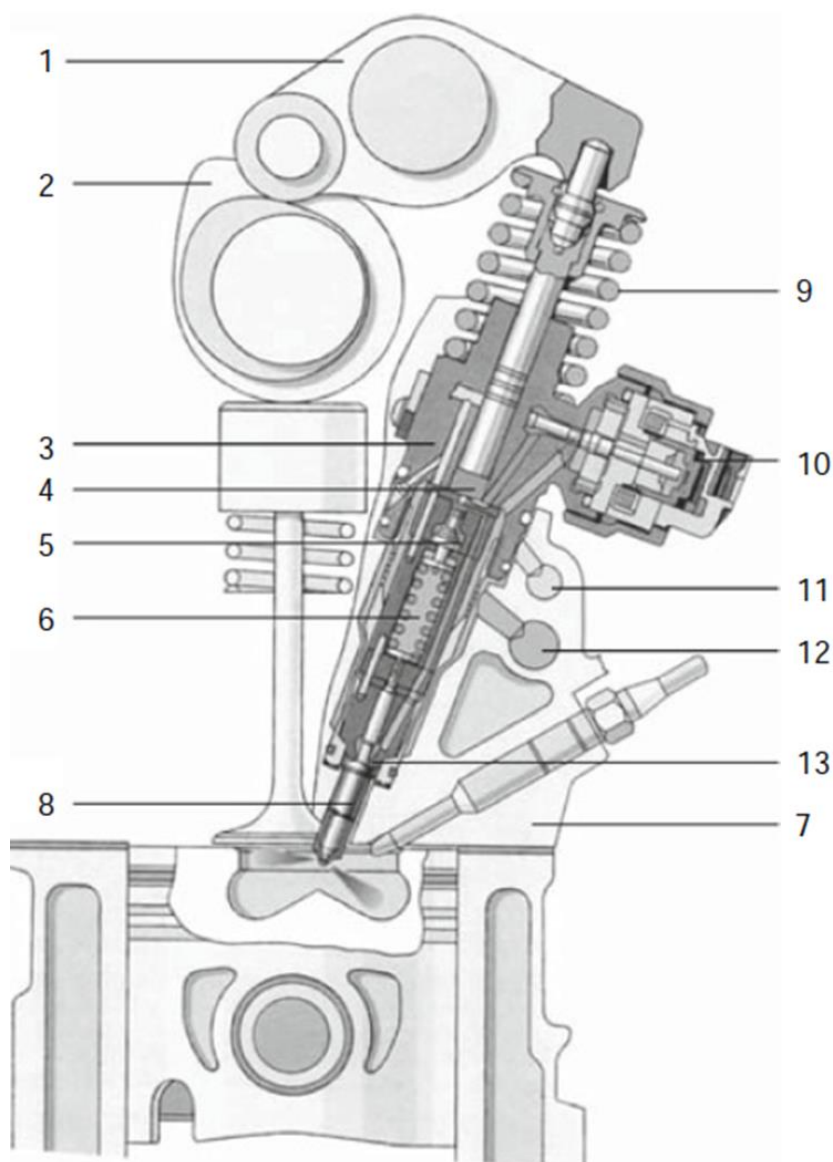
4.3.4.1 Σχεδίαση και λειτουργία

Συστήματα εγχυτήρα μονάδας: Η αντλία παραγωγής πίεσης και η βαλβίδα έγχυσης σχηματίζουν μια φυσική μονάδα, η οποία επιτρέπει την ελαχιστοποίηση του παγιδευμένου όγκου στο σύστημα έγχυσης και την επίτευξη πολύ υψηλών πιέσεων έγχυσης (πάνω από 2.000 bar στην ονομαστική ισχύ). Κάθε κύλινδρος κινητήρα έχει το δικό του μπεκ ψεκασμού εγκατεστημένο απευθείας στην κυλινδροκεφαλή. Το συγκρότημα ακροφυσίου είναι ενσωματωμένο στον εγχυτήρα της μονάδας και προεξέχει στον θάλαμο καύσης. Ο εκκεντροφόρος κινητήρας έχει ένα ξεχωριστό έκκεντρο για κάθε μονάδα μπεκ ψεκασμού. Ένας κυλινδρικός τροχός μεταδίδει τη διαδρομή του στο έμβολο της αντλίας. Αυτό το μετακινεί πάνω-κάτω με τη βοήθεια του ελατηρίου επιστροφής.

Τα σύγχρονα συστήματα αντλίας με ένα έμβολο ελέγχονται με ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα υψηλής πίεσης ή πιεζοηλεκτρικό ενεργοποιητή, ανοίγοντας και κλείνοντας τη σύνδεση μεταξύ του κυκλώματος χαμηλής πίεσης και του θαλάμου εμβόλου της αντλίας. Το καύσιμο υπό σταθερή υπερβολική πίεση στο στάδιο χαμηλής πίεσης ρέει στον θάλαμο εμβόλου της αντλίας κατά τη διάρκεια της διαδρομής αναρρόφησης (όταν το έμβολο της αντλίας κινείται προς τα πάνω). Η ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα υψηλής πίεσης κλείνει σε ορισμένο χρόνο που καθορίζεται από τη μονάδα ελέγχου. Ο ακριβής χρόνος κλεισίματος ("ηλεκτρική έναρξη της έγχυσης" ή έναρξη της παροχής) εξακριβώνεται με ανάλυση του ρεύματος πηνίου στην ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα και εφαρμόζεται για τον έλεγχο της έναρξης του ψεκασμού και τη διόρθωση της διάρκειας του παλμού εισόδου μετάδοσης κίνησης (μείωση καυσίμου ανοχής). Το έμβολο της αντλίας συμπιέζει το καύσιμο στο θάλαμο του εμβόλου μέχρι να φτάσει στην πίεση ανοίγματος του ακροφυσίου («πραγματική έναρξη της έγχυσης»). Ως αποτέλεσμα, η βελόνα του

ακροφυσίου ανυψώνεται και το καύσιμο εγχέεται στον θάλαμο καύσης. Ο υψηλός ρυθμός παροχής του εμβόλου της αντλίας αναγκάζει την πίεση να συνεχίσει να αυξάνεται κατά τη διάρκεια ολόκληρης της διαδικασίας έγχυσης. Η μέγιστη πίεση κορυφής επιτυγχάνεται λίγο μετά την απενεργοποίηση της ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας. Η πίεση πέφτει πολύ γρήγορα μετά. Η διάρκεια του ελέγχου της ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας καθορίζει την ποσότητα καυσίμου που ψεκάζεται.

Μηχανικά και υδραυλικά ελεγχόμενο από ένα έμβολο συσσωρευτή, ο πιλοτικός ψεκασμός είναι ενσωματωμένος σε μονάδες μπεκ ψεκασμού για αυτοκίνητα για τη μείωση του θορύβου και της ρύπανσης (Εικ. 4-24). Πολύ μικρές ποσότητες καυσίμου (περίπου 1,5 mm³) μπορούν να εγχυθούν πιλοτικά. Σε αντίθεση με τα συστήματα με μηχανική μέτρηση με έλικες, η θέση του εμβόλου έγχυσης σε συστήματα που ελέγχονται από ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες δεν συνδέεται επιτακτικά με τη διαδρομή παροχής.



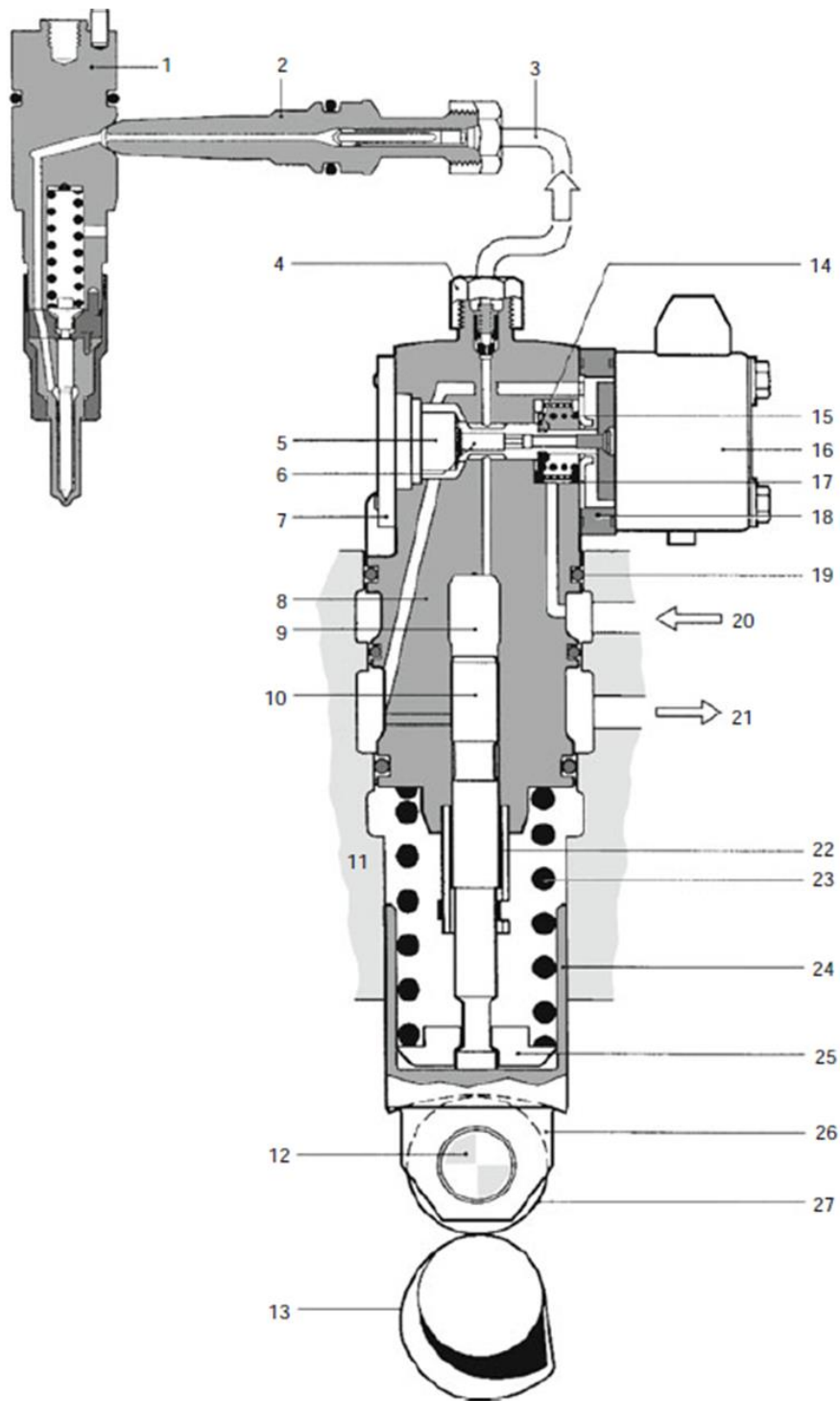
Εικόνα 4-24 Μονάδα έγχυσης για αυτοκίνητα τοποθετημένα στην κυλινδροκεφαλή. 1 ρολό, 2 εκκεντροφόρος άξονας μετάδοσης κίνησης, 3 συγκρότημα σώματος αντλίας, 4 θάλαμος υψηλής πίεσης, 5 έμβολο συσσωρευτή, 6 ελατήριο βελόνας-βαλβίδας, 7 κεφαλή κυλίνδρου, 8 ακροφύσιο, 9 ελατήριο μετάδοσης, 10 ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα, 11 επιστροφή καυσίμου, 12 είσοδος καυσίμου, 13 Μονάδα απόσβεσης

Οι αισθητήρες καταγράφουν τη γωνιακή θέση του εκκεντροφόρου και η μονάδα ελέγχου υπολογίζει τη διαδρομή παράδοσης από την καθορισμένη ποσότητα. Προκειμένου να ελαχιστοποιηθούν οι ανοχές της

έναρξης του ψεκασμού και της ποσότητας έγχυσης, η γωνιακή θέση του εκκεντροφόρου πρέπει να αναπαράγει ακριβώς τη γεωμετρική θέση της διαδρομής του εμβόλου της αντλίας χωρίς περιορισμούς από κανένα κύλινδρο. Αυτό απαιτεί έναν πολύ άκαμπτο σχεδιασμό του κινητήρα και της μονάδας κίνησης του μπεκ ψεκασμού.

Συστήματα μοναδιαίας αντλίας: Αυτό το σύστημα αποτελείται από μια αντλία υψηλής πίεσης με μια ενσωματωμένη ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα παρόμοια με αυτή των εγχυτήρα μονάδας, μια κοντή γραμμή έγχυσης, συνδέσμους υψηλής πίεσης και συμβατικά συγκροτήματα συγκράτησης ακροφυσίων (Εικ. 4-25). Η έναρξη του ψεκασμού και η ποσότητα του καυσίμου ελέγχονται όπως στο σύστημα μπεκ ψεκασμού μονάδας.

Ο αρθρωτός σχεδιασμός (αντλία, γραμμή υψηλής πίεσης και διάταξη συγκράτησης ακροφυσίου) επιτρέπει την πλευρική ενσωμάτωση της αντλίας μονάδας στον κινητήρα. Αυτό εξαλείφει τον επανασχεδιασμό της κυλινδροκεφαλής και απλοποιεί την εξυπηρέτηση πελατών. Οι αντλίες συνδέονται στο μπλοκ κινητήρα πάνω από τον εκκεντροφόρο άξονα με μια φλάντζα ενσωματωμένη στο σώμα της αντλίας. Ο εκκεντροφόρος άξονας και το έμβολο της αντλίας συνδέονται απευθείας με ρολό. Τα συστήματα εγχυτήρα μονάδας και αντλίας μονάδας έχουν τριγωνικό χαρακτηριστικό έγχυσης. Τα συστήματα έγχυσης μονάδας αυτοκινήτου παρέχουν επιπλέον την επιλογή διαχωρισμένου πιλοτικού ψεκασμού. Εκτός από τα συστήματα αντλιών μονάδας ελεγχόμενης ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας, οι μηχανικά ελεγχόμενες αντλίες με ένα έμβολο (ελεγχόμενες με έλικα) χρησιμοποιούνται επίσης ευρέως σε μικρούς και πολύ μεγάλους κινητήρες. Η βασική τους λειτουργία αντιστοιχεί σε αυτή των μηχανικά ελεγχόμενων αντλιών με ράφι ελέγχου.



Εικόνα 4-25 Σύστημα αντλίας μονάδας. 1 θήκη ακροφυσίου, 2 προσαρμογή πίεσης, 3 γραμμή παροχής υψηλής πίεσης, 4 σύνδεση, 5 αναστολέας διαδρομής, 6 βελόνα ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας, 7 πλάκα, 8 περίβλημα αντλίας, 9 θάλαμος υψηλής πίεσης, 10 έμβολο αντλίας, 11 μπλοκ κινητήρα, 12 καρφίτσα με ρολό , 13 έκκεντρο, 14 έδρα ελατηρίου, 15 ελατήριο βαλβίδας ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας, 16 περίβλημα βαλβίδας με πηνίο και πυρήνα μαγνήτη, 17 πλάκα οπλισμού, 18 ενδιάμεση πλάκα, 19 σφράγιση, 20 είσοδος καυσίμου (χαμηλή πίεση), 21 επιστροφή καυσίμου, 22 διάταξη συγκράτησης εμβόλου αντλίας, 23 Ελατήριο ωστήρα, 24 Σώμα με στρόφιγγα, 25 Στεγανοποιητικό ελατήριο, 26 Ρολό, 27 ρολό

4.3.5 Συστήματα Common Rail

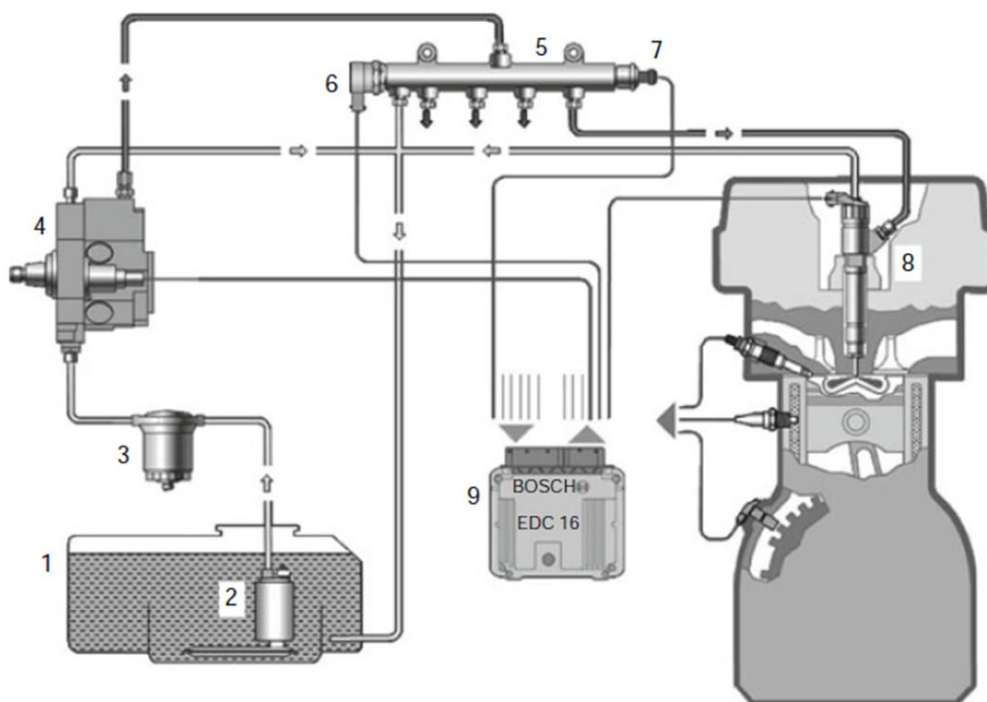
4.3.5.1 Σχεδιασμός

Σε αντίθεση με τα συστήματα έγχυσης με εκκεντροφόρο, το σύστημα common rail αποσυνδέει την παραγωγή πίεσης και την έγχυση. Η πίεση δημιουργείται ανεξάρτητα από τον κύκλο έγχυσης από μια αντλία υψηλής πίεσης που παρέχει το καύσιμο υπό πίεση έγχυσης σε έναν όγκο συσσωρευτή ή ράγα. Σύντομες γραμμές υψηλής πίεσης συνδέουν τη ράγα με τα μπεκ των κυλίνδρων του κινητήρα. Τα μπεκ ενεργοποιούνται από ηλεκτρικά ελεγχόμενες βαλβίδες και εγχέουν το καύσιμο στον θάλαμο καύσης του κινητήρα την επιθυμητή στιγμή. Ο χρονισμός του ψεκασμού και η ποσότητα του καυσίμου ψεκασμού δεν συνδέονται με τη φάση παροχής της αντλίας υψηλής πίεσης. Ο διαχωρισμός των λειτουργιών παραγωγής πίεσης και ψεκασμού καυσίμου καθιστά την πίεση ψεκασμού ανεξάρτητη από την ταχύτητα και το φορτίο. Αυτό παράγει τα ακόλουθα πλεονεκτήματα σε σχέση με τα συστήματα που κινούνται με έκκεντρο:

- η συνεχώς διαθέσιμη ταχύτητα και η ανεξάρτητη από το φορτίο πίεση έγχυσης επιτρέπει την ευέλικτη επιλογή της έναρξης του ψεκασμού, της ποσότητας καυσίμου ψεκασμού και της διάρκειας του ψεκασμού,
- υψηλές πιέσεις έγχυσης και επομένως καλός σχηματισμός μείγματος είναι δυνατοί ακόμη και σε χαμηλότερες ταχύτητες και φορτία,
- παρέχει υψηλή ευελιξία για πολλαπλές ενέσεις,
- τοποθετείται εύκολα στον κινητήρα και
- οι κορυφές ροπής μετάδοσης κίνησης είναι σημαντικά χαμηλότερες.

Τα συστήματα Common Rail χρησιμοποιούνται σε όλες τις εφαρμογές κινητήρων DI για αυτοκίνητα και επαγγελματικά οχήματα (εντός και εκτός αυτοκινητοδρόμων). Οι μέγιστες πιέσεις συστήματος είναι 1.800 bar. Συστήματα για πιέσεις > 2.000 bar βρίσκονται σε εξέλιξη.

- Ένα κοινό σιδηροδρομικό σύστημα μπορεί να χωριστεί στα ακόλουθα υποσυστήματα (Εικ. 4-26):
- σύστημα χαμηλής πίεσης με τα εξαρτήματα τροφοδοσίας καυσίμου (δεξαμενή καυσίμου, φίλτρο καυσίμου, αντλία προτροφοδότησης και γραμμές καυσίμου),
- σύστημα υψηλής πίεσης με εξαρτήματα αντλίας υψηλής πίεσης, σιδηροτροχιάς, εγχυτήρων, αισθητήρα πίεσης ράγας, βαλβίδα ελέγχου πίεσης ή βαλβίδα περιορισμού πίεσης και γραμμών υψηλής πίεσης και
- ηλεκτρονικός έλεγχος ντίζελ με μονάδα ελέγχου, αισθητήρες και ενεργοποιητές.



Εικόνα 4-26 Σύστημα CommonRail: 1 Δεξαμενή καυσίμου, 2 Αντλία προτροφοδότησης με φίλτρο κόσκινου, 3 Φίλτρο καυσίμου, 4 Αντλία υψηλής πίεσης με μονάδα μέτρησης, 5 ράγα, 6 βαλβίδα ελέγχου πίεσης, 7 αισθητήρας πίεσης σιδηροτροχιάς, 8 μπεκ ψεκασμού, 9 Ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου με εισόδους για αισθητήρες και εξόδους για ενεργοποιητές

Με κίνηση από τον κινητήρα, η αντλία υψηλής πίεσης που λειτουργεί συνεχώς παράγει την επιθυμητή πίεση του συστήματος και τη διατηρεί σε μεγάλο βαθμό ανεξάρτητα από τις στροφές του κινητήρα και την ποσότητα του καυσίμου ψεκασμού. Δεδομένης της σχεδόν ομοιόμορφης παροχής της, η αντλία είναι μικρότερη σε μέγεθος και παράγει μικρότερη μέγιστη ροπή οδήγησης από τις αντλίες σε άλλα συστήματα έγχυσης.

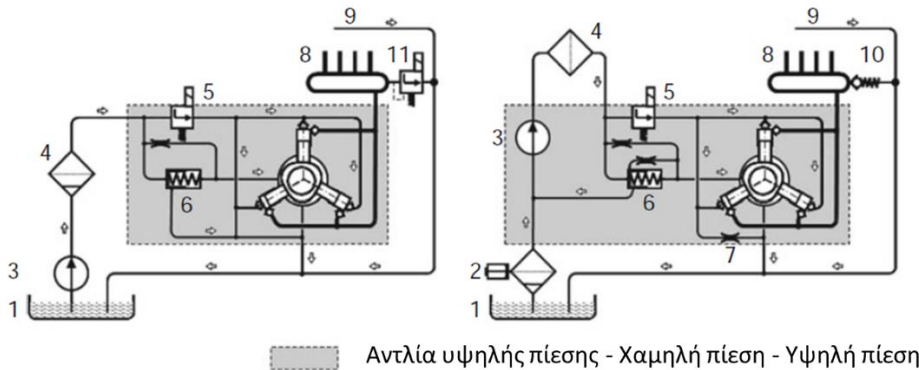
Η αντλία υψηλής πίεσης έχει σχεδιαστεί ως αντλία ακτινικού εμβόλου και, για επαγγελματικά οχήματα, εν μέρει ως αντλία εν σειρά ή μονής εμβόλου (με κίνηση από τον εκκεντροφόρο άξονα του κινητήρα). Διάφοροι τρόποι λειτουργίας χρησιμοποιούνται για τον έλεγχο της πίεσης της σιδηροτροχιάς. Η πίεση μπορεί να ελέγχεται στην πλευρά της υψηλής πίεσης με μια βαλβίδα ελέγχου πίεσης ή στην πλευρά της χαμηλής πίεσης από μια μονάδα μέτρησης ενσωματωμένη στην αντλία (στεγασμένη σε ξεχωριστό εξάρτημα για αντλίες με ένα έμβολο). Τα συστήματα διπλού ενεργοποιητή συνδυάζουν τα πλεονεκτήματα και των δύο συστημάτων. Σύντομες γραμμές υψηλής πίεσης συνδέουν τα μπεκ με τη ράγα. Η μονάδα ελέγχου κινητήρα ελέγχει την ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα που είναι ενσωματωμένη στο μπεκ για να ανοίγει και να ξανακλείνει το ακροφύσιο ψεκασμού. Ο χρόνος ανοίγματος και η πίεση του συστήματος καθορίζουν την ποσότητα καυσίμου που ψεκάζεται. Σε σταθερή πίεση, είναι ανάλογη με το χρόνο ενεργοποίησης της ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας και επομένως ανεξάρτητη από την ταχύτητα του κινητήρα και της αντλίας.

Γίνεται μια βασική διάκριση μεταξύ συστημάτων με και χωρίς ενίσχυση πίεσης. Σε συστήματα με ενίσχυση πίεσης, ένα βαθμιδωτό έμβολο στον εγχυτήρα ενισχύει την πίεση που παράγεται από την αντλία υψηλής πίεσης. Το χαρακτηριστικό έγχυσης μπορεί να διαμορφωθεί με ευελιξία όταν ο ενισχυτής πίεσης ελέγχεται χωριστά από τη δική του ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα. Τα συστήματα που χρησιμοποιούνται κυρίως σήμερα λειτουργούν χωρίς ενίσχυση πίεσης.

4.3.5.2 Σύστημα χαμηλής πίεσης

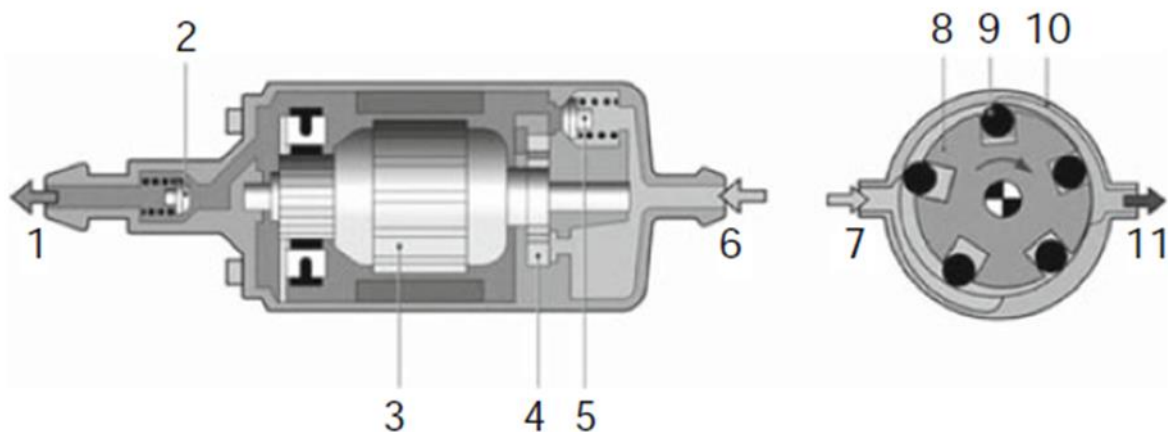
Η παροχή καυσίμου της αντλίας υψηλής πίεσης από τη δεξαμενή και οι ποσότητες διαρροής και υπερχειλίσις που επιστρέφονται στη δεξαμενή ενώνονται στο κύκλωμα χαμηλής πίεσης. Το Σχήμα 4-27 δείχνει τη διαμόρφωση κατ' αρχήν. Τα βασικά συστατικά είναι τα εξής:

- δεξαμενή καυσίμων,
- Πρωτεύον φίλτρο καυσίμου με αστάρι χειρός (προαιρετικό) και κύριο φίλτρο καυσίμου,
- ψυγείο για τη μονάδα ελέγχου (προαιρετικό),
- προτροφοδοτήστε αντλία και
- (προαιρετικό) ψυγείο καυσίμου.



Εικόνα 4-27Κύκλωμα χαμηλής πίεσης για αυτοκίνητα (αριστερά, πλευρικός έλεγχος αναρρόφησης και υψηλής πίεσης) και επαγγελματικά οχήματα (δεξιά, έλεγχος πίεσης πλευράς αναρρόφησης). 1 Δεξαμενή καυσίμου, 2 Προφίλτρο με διαχωριστή νερού και αστάρι χειρός, 3 Ηλεκτρική/μηχανική αντλία προμήθειας, 4 Φίλτρο καυσίμου με/χωρίς διαχωριστή νερού, 5 μονάδα μέτρησης, 6 βαλβίδα υπερχειλίσις, 7 γκάτζι μηδενικής παροχής, 8 ράγα, 9 επιστροφή μπεκ γραμμή, 10 Βαλβίδα περιορισμού πίεσης, 11 βαλβίδα ελέγχου πίεσης

Ηλεκτρικές αντλίες καυσίμου (EFP, Εικ. 4-28) ή γρاناζωτές αντλίες (GP) χρησιμοποιούνται ως αντλίες προμήθειας. Τα συστήματα με EFP χρησιμοποιούνται αποκλειστικά για αυτοκίνητα και ελαφρά επαγγελματικά οχήματα. Το EFP εγκαθίσταται συνήθως σε δεξαμενές καυσίμου (αντλία εντός του ρεζερβουάρ) ή, προαιρετικά, στη γραμμή τροφοδοσίας προς την αντλία υψηλής πίεσης (ενσωματωμένη αντλία). Το EFP ενεργοποιείται όταν ξεκινά η διαδικασία εκκίνησης. Αυτό διασφαλίζει ότι υπάρχει η απαραίτητη πίεση στο κύκλωμα χαμηλής πίεσης όταν ξεκινά ο κινητήρας. Το καύσιμο παρέχεται συνεχώς και ανεξάρτητα από τις στροφές του κινητήρα. Η περίσσεια καυσίμου ρέει πίσω στη δεξαμενή μέσω μιας βαλβίδας υπερχειλίσις. Οι αντλίες κυλινδρικών κυψελών (δείτε το σχήμα στο Σχ. 4-28) χρησιμοποιούνται συνήθως για εφαρμογές ντίζελ. Το καύσιμο ψύχει τον ηλεκτροκινητήρα. Αυτό επιτυγχάνει υψηλή πυκνότητα ισχύος κινητήρα. Στο κάλυμμα σύνδεσης είναι ενσωματωμένη μια βαλβίδα αντεπιστροφής που εμποδίζει τις γραμμές καυσίμου να λειτουργούν άδειες μετά τη διακοπή της λειτουργίας της αντλίας. Το EFP έχει πλεονεκτήματα σε σχέση με τις μηχανικά κινούμενες αντλίες προτροφοδότησης όσον αφορά την απόδοση εκκίνησης όταν το καύσιμο είναι ζεστό, κατά την πρώτη εκκίνηση και μετά το σέρβις του κινητήρα (π.χ. αλλαγή φίλτρου).



Εικόνα 4-28 Μονοβάθμια ηλεκτρική αντλία καυσίμου (αριστερά) και αντλία κυλίνδρων (δεξιά). 1 πλευρά πίεσης, 2 βαλβίδα αντεπιστροφής, 3 σπλισμός κινητήρα, 4 στοιχείο αντλίας, 5 βαλβίδα περιορισμού πίεσης, 6 πλευρά αναρρόφησης, 7 είσοδος, 8 ρότορας με σχισμή, 9 κύλινδρος, 10 πλάκα βάσης, 11 πλευρά πίεσης

Τα GP χρησιμοποιούνται σε συστήματα αυτοκινήτων και επαγγελματικών οχημάτων ως αντλίες προκαταρκτικής τροφοδοσίας. Μόνο GP χρησιμοποιούνται για βαρέα επαγγελματικά οχήματα. Το GP είναι συνήθως ενσωματωμένο στην αντλία υψηλής πίεσης και κινείται από τον κινητήριο άξονα. Έτσι, το GP παρέχει καύσιμο μόνο όταν ο κινητήρας λειτουργεί, δηλαδή πρέπει να είναι σχεδιασμένος έτσι ώστε η πίεση να δημιουργείται αρκετά πιο γρήγορα κατά την εκκίνηση. Αυτό απαιτεί περιορισμό της ποσότητας για υψηλές ταχύτητες (ο ρυθμός παράδοσης είναι περίπου ανάλογος με τις στροφές του κινητήρα). Κατά κανόνα, αυτό γίνεται με στραγγαλισμό στην πλευρά αναρρόφησης του GP.

Η προστασία του συστήματος έγχυσης από ακαθαρσίες στο καύσιμο (στερεά σωματίδια και νερό) και συνεπώς η διασφάλιση της απαιτούμενης διάρκειας ζωής απαιτεί τη χρήση φίλτρου καυσίμου προσαρμοσμένου στις συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας. Τα προφίλτρα με ενσωματωμένους διαχωριστές νερού χρησιμοποιούνται κυρίως για επαγγελματικά οχήματα σε χώρες με κακή ποιότητα καυσίμου και για βιομηχανικές εφαρμογές κινητήρων. Το χαρακτηριστικό διαχωριστή τους είναι προσαρμοσμένο στο κύριο φίλτρο. Το κύριο φίλτρο τοποθετείται συνήθως στην πλευρά πίεσης μεταξύ της αντλίας προτροφοδότησης και της αντλίας υψηλής πίεσης.

Μια ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα απείρως μεταβλητής, η μονάδα μέτρησης (μόνο σε συστήματα με έλεγχο παροχής καυσίμου από την πλευρά της αναρρόφησης) καθώς και η βαλβίδα υπερχειλίσας και το γκάτζι μηδενικής παροχής βρίσκονται στο στάδιο χαμηλής πίεσης της αντλίας υψηλής πίεσης. Η μονάδα μέτρησης προσαρμόζει την ποσότητα που φτάνει στην αντλία υψηλής πίεσης έτσι ώστε μόνο η ποσότητα καυσίμου που απαιτείται από το σύστημα στην πλευρά της υψηλής πίεσης να συμπίεζεται σε υψηλή πίεση. Η υπερβολική ποσότητα καυσίμου που παρέχεται διοχετεύεται μέσω της βαλβίδας υπερχειλίσας στη δεξαμενή ή πριν από την αντλία προτροφοδότησης. Στις αντλίες με λίπανση καυσίμου, τα γκάτζια στη βαλβίδα υπερχειλίσας χρησιμεύουν για την εξαέρωση ή την εγγύηση επαρκούς ποσότητας λίπανσης. Το γκάτζι μηδενικής παροχής αφαιρεί ποσότητες διαρροών που εμφανίζονται όταν κλείνει η μονάδα μέτρησης. Αυτό αποτρέπει μια ανεπιθύμητη αύξηση της πίεσης της σιδηροτροχιάς και διασφαλίζει την ταχεία αποσύνθεση της πίεσης.

4.3.5.3 Σύστημα υψηλής πίεσης

Η περιοχή υψηλής πίεσης ενός κοινού σιδηροδρομικού συστήματος υποδιαιρείται σε τρεις περιοχές, παραγωγή πίεσης, συσσώρευση πίεσης και μέτρηση καυσίμου με τα ακόλουθα στοιχεία:

- αντλία υψηλής πίεσης,
- ράγα με αισθητήρα πίεσης και βαλβίδα ελέγχου πίεσης ή βαλβίδα περιορισμού πίεσης,
- γραμμές υψηλής πίεσης και

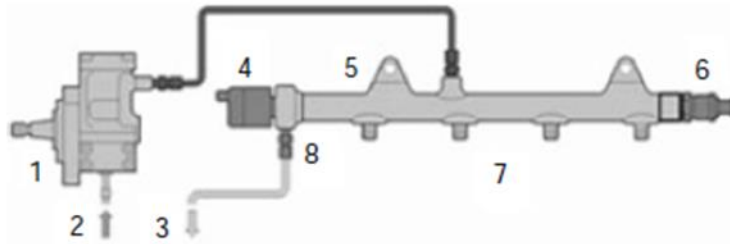
– μπεκ.

Ο κινητήρας κινεί την αντλία υψηλής πίεσης. Ο λόγος μεταφοράς πρέπει να επιλεγεί έτσι ώστε ο ρυθμός παράδοσης να είναι επαρκής για να ικανοποιήσει το ισοζύγιο μάζας του συστήματος. Επιπλέον, η χορήγηση θα πρέπει να είναι σύγχρονη με την έγχυση για να ληφθούν σε μεγάλο βαθμό ίδιες συνθήκες πίεσης τη στιγμή της ένεσης. Το καύσιμο που συμπιέζεται από την αντλία υψηλής πίεσης μεταφέρεται μέσω της(των) γραμμής(ών) υψηλής πίεσης στη ράγα από όπου διανέμεται στα συνδεδεμένα μπεκ. Μαζί με τη λειτουργία συσσωρευτή, η ράγα έχει τη λειτουργία του περιορισμού των μέγιστων ταλαντώσεων πίεσης που δημιουργούνται από την παροχή παλμικής αντλίας ή την εξαγωγή καυσίμου από τα μπεκ, προκειμένου να διασφαλιστεί ότι η μέτρηση του ψεκάσμου είναι ακριβής. Από τη μία πλευρά, ο όγκος των σιδηροτροχιών θα πρέπει να είναι όσο το δυνατόν μεγαλύτερος για να ικανοποιηθεί αυτή η απαίτηση. Από την άλλη πλευρά, πρέπει να είναι αρκετά μικρό ώστε να διασφαλίζεται η ταχεία δημιουργία πίεσης κατά την εκκίνηση. Ο όγκος του συσσωρευτή πρέπει να βελτιστοποιηθεί για αυτό το σκοπό στη φάση σχεδιασμού. Το σήμα του αισθητήρα πίεσης σιδηροτροχιάς με το οποίο διαπιστώνεται η τρέχουσα πίεση καυσίμου στη ράγα χρησιμεύει ως μεταβλητή εισόδου για τον έλεγχο της πίεσης. Για τον έλεγχο της πίεσης εφαρμόζονται διάφοροι τρόποι λειτουργίας (Εικ. 4-29):

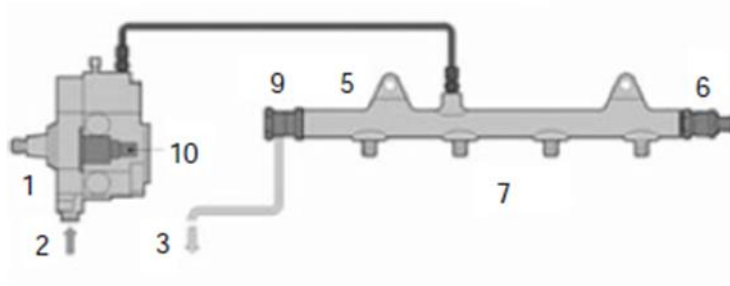
Έλεγχος πλευράς υψηλής πίεσης: Μια βαλβίδα ελέγχου πίεσης (μια αναλογική ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα που ελέγχεται από τη μονάδα ελέγχου) ελέγχει την επιθυμητή πίεση σιδηροτροχιάς στην πλευρά υψηλής πίεσης. Σε αυτή την περίπτωση, η αντλία υψηλής πίεσης παρέχει τη μέγιστη ταχύτητα παροχής ανεξάρτητα από την απαίτηση καυσίμου. Η περίσσεια καυσίμου ρέει μέσω της βαλβίδας ελέγχου πίεσης πίσω στο κύκλωμα χαμηλής πίεσης. Ενώ αυτός ο έλεγχος επιτρέπει τη γρήγορη ρύθμιση της πίεσης της ράγας όταν αλλάζει το σημείο λειτουργίας, η σταθερή μέγιστη παροχή και η εκκένωση του καυσίμου υπό υψηλή πίεση είναι μειονεκτήματα από ενεργειακή άποψη. Η κακή ενεργειακή του απόδοση περιορίζει την εφαρμογή ενός τέτοιου συστήματος σε περιοχές χαμηλής πίεσης (μέγιστο 1.400 bar). Αυτός ο τύπος ελέγχου χρησιμοποιήθηκε για τα πρώτα συστήματα κοινού σιδηροδρόμου για αυτοκίνητα. Η βαλβίδα ελέγχου πίεσης είναι συνήθως στη ράγα αλλά τοποθετείται και στην αντλία υψηλής πίεσης σε μεμονωμένες εφαρμογές.

Έλεγχος από την πλευρά αναρρόφησης: Αυτή η μέθοδος ελέγχει την πίεση της ράγας στην πλευρά χαμηλής πίεσης από μια μονάδα μέτρησης που είναι τοποθετημένη στην αντλία υψηλής πίεσης. Ο έλεγχος παροχής από την πλευρά της αναρρόφησης παρέχει μόνο την ποσότητα καυσίμου στη ράγα με την οποία διατηρείται η απαιτούμενη πίεση ράγας. Έτσι, λιγότερο καύσιμο πρέπει να συμπιέζεται σε υψηλή πίεση από ό,τι στο πλευρικό έλεγχο υψηλής πίεσης. Κατά συνέπεια, η κατανάλωση ισχύος της αντλίας είναι χαμηλότερη. Από τη μία πλευρά, αυτό επηρεάζει θετικά την κατανάλωση καυσίμου. Από την άλλη πλευρά, η θερμοκρασία του καυσίμου που επιστρέφει στη δεξαμενή είναι χαμηλότερη. Αυτός ο τύπος ελέγχου πίεσης χρησιμοποιείται σε όλα τα συστήματα επαγγελματικών οχημάτων.

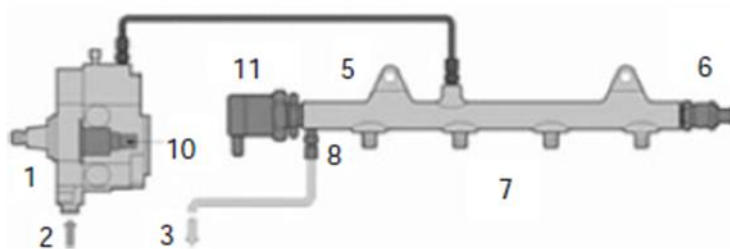
Πλαϊνός έλεγχος υψηλής πίεσης



Έλεγχος πλευράς αναρρόφησης



Suction and high pressure side control



Εικόνα 4-29 Έλεγχος υψηλής πίεσης συστήματος CommonRail. 1 Αντλία υψηλής πίεσης, 2 είσοδος καυσίμου, 3 επιστροφή καυσίμου, 4 βαλβίδα ελέγχου πίεσης, 5 ράγα, 6 αισθητήρας πίεσης ράγας, 7 συνδέσεις μπεκ, 8 σύνδεσμος επιστροφής καυσίμου, 9 βαλβίδα περιορισμού πίεσης, 10 μονάδα μέτρησης, 11 βαλβίδα ελέγχου πίεσης

Μια βαλβίδα περιορισμού πίεσης είναι τοποθετημένη στη ράγα για να αποτρέψει μια απαράδεκτη αύξηση της πίεσης σε ένα σενάριο σφάλματος (π.χ. μια δυσλειτουργία της μονάδας μέτρησης). Εάν η πίεση υπερβαίνει μια καθορισμένη τιμή, ένα κινούμενο έμβολο επιτρέπει μια θύρα αποστράγγισης. Είναι σχεδιασμένο έτσι ώστε, χωρίς περιορισμούς από οποιαδήποτε ταχύτητα κινητήρα, να επιτυγχάνεται μια πίεση σιδηροτροχιάς, η οποία βρίσκεται σημαντικά κάτω από τη μέγιστη πίεση του συστήματος. Αυτή η λειτουργία limp-home επιτρέπει την περιορισμένη συνεχή οδήγηση στο επόμενο πρατήριο καυσίμων, ένα χαρακτηριστικό που είναι εξαιρετικά σημαντικό στον κλάδο των μεταφορών ιδιαίτερα.

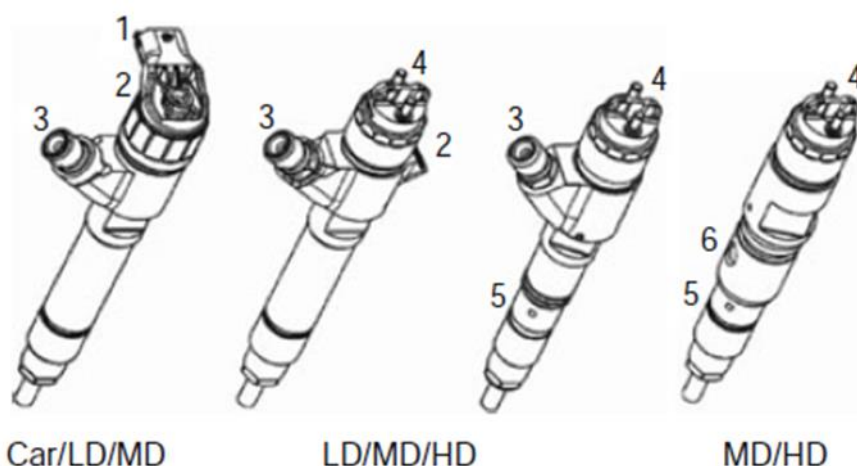
Έλεγχος της πλευράς αναρρόφησης και υψηλής πίεσης: Όταν η πίεση μπορεί να ρυθμιστεί μόνο στην πλευρά χαμηλής πίεσης, η αποσύνθεση πίεσης στη ράγα μπορεί να διαρκέσει πολύ κατά τη διάρκεια των αρνητικών κύκλων φορτίου. Αυτό αφορά ιδιαίτερα τους εγχυτήρες με μικρή εσωτερική διαρροή, π.χ. πιεζο μπεκ. Μια βαλβίδα ελέγχου πίεσης τοποθετημένη στη ράγα χρησιμοποιείται επιπλέον για να επιταχύνει τη δυναμική για να ρυθμίσει την πίεση στις μεταβαλλόμενες συνθήκες φορτίου. Αυτό το σύστημα διπλού ενεργοποιητή συνδυάζει τα πλεονεκτήματα του πλευρικού ελέγχου χαμηλής πίεσης με την ευνοϊκή δυναμική απόδοση του πλευρικού ελέγχου υψηλής πίεσης.

Η δυνατότητα ελέγχου μόνο στην πλευρά της υψηλής πίεσης όταν ο κινητήρας είναι κρύος παράγει ένα άλλο πλεονέκτημα σε σχέση με τον έλεγχο της πλευράς χαμηλής πίεσης μόνο. Η αντλία υψηλής πίεσης αποδίδει περισσότερο καύσιμο από αυτό που ψεκάζεται. Έτσι, η περίσσεια καυσίμου θερμαίνεται

σημαντικά πιο γρήγορα και εξαλείφεται η ανάγκη για ξεχωριστή θέρμανση καυσίμου. Οι γραμμές υψηλής πίεσης συνδέουν την αντλία υψηλής πίεσης και τα μπεκ με τη ράγα. Πρέπει να αντέχουν τη μέγιστη πίεση του συστήματος και τις διακυμάνσεις πίεσης πολύ υψηλής συχνότητας. Αποτελούνται από χαλύβδινους σωλήνες ακριβείας χωρίς συγκόλληση, οι οποίοι μπορούν επίσης να παγιδευτούν αυτόματα για πολύ υψηλές απαιτήσεις αντοχής. Δεδομένων των απωλειών στραγγαλισμού και των επιδράσεων συμπίεσης, η διατομή και το μήκος γραμμής επηρεάζουν την πίεση και την ποσότητα ψεκασμού.

Ως εκ τούτου, οι γραμμές μεταξύ της ράγας και του εγχυτήρα πρέπει να είναι ίσου μήκους και να διατηρούνται όσο το δυνατόν πιο σύντομες. Τα κύματα πίεσης που δημιουργούνται από την έγχυση εξαπλώνονται στις γραμμές με την ταχύτητα του ήχου και αντανακλώνται στα άκρα. Ως αποτέλεσμα, οι στενές διαδοχικές εγχύσεις (π.χ. πιλοτική και κύρια έγχυση) αλληλεπιδρούν. Αυτό μπορεί να επηρεάσει αρνητικά την ακρίβεια μέτρησης. Επιπλέον, τα κύματα πίεσης προκαλούν αυξημένη πίεση στο μπεκ. Η εγκατάσταση βελτιστοποιημένων γκαζιού στη θύρα προς τη ράγα μπορεί να μειώσει σημαντικά τα κύματα πίεσης. Η επίδραση στην ακρίβεια της μέτρησης αντισταθμίζεται κατά τον καθορισμό των χαρτών ή από μια κατάλληλη λειτουργία λογισμικού (βλ. Ενότητα 5.3.5.7).

Οι γραμμές υψηλής πίεσης συνδέονται στον κινητήρα με σφιγκτήρες τοποθετημένους σε καθορισμένες αποστάσεις. Έτσι, δεν μεταδίδονται καθόλου ή μόνο αποσβεσμένοι κραδασμοί (δόννηση κινητήρα, παλμός παροχής) στις γραμμές υψηλής πίεσης και στα συνδεδεμένα εξαρτήματα. Οι εγχυτήρες συνδέονται στην κυλινδροκεφαλή με στοιχεία σύσφιξης και σφραγίζονται προς τον θάλαμο καύσης με χάλκινα παρεμβύσματα. Διατίθενται διάφοροι τύποι μοντέλων προσαρμοσμένοι σε συγκεκριμένες ιδέες κινητήρα, οι οποίοι συνδέουν το μπεκ με τη ράγα και το κύκλωμα χαμηλής πίεσης (επιστροφή καυσίμου) (Εικ. 4-30). Για αυτοκίνητα και εφαρμογές ελαφριάς χρήσης, η υψηλή πίεση συνδέεται με έναν ενσωματωμένο σύνδεσμο υψηλής πίεσης (ένας κώνος στεγανοποίησης στη γραμμή υψηλής πίεσης και ένα παξιμάδι σύνδεσης). Επιστρέφει μέσω μιας άρθρωσης ολίσθησης στην κεφαλή του εγχυτήρα ή μιας υποδοχής με σπείρωμα. Οι εσωτερικές θύρες δημιουργούν τις κατάλληλες συνδέσεις σε κινητήρες για βαρέα επαγγελματικά οχήματα. Ένας ξεχωριστός σύνδεσμος υψηλής πίεσης για τη θύρα υψηλής πίεσης εφαρμόζεται ως συνδετικό στοιχείο μεταξύ της γραμμής υψηλής πίεσης και του εγχυτήρα. Μια βιδωτή σύνδεση στο μπλοκ κινητήρα πιέζει τον σύνδεσμο υψηλής πίεσης στην κωνική δίοδο εισόδου του μπεκ ψεκασμού.



Εικόνα 4-30 Σχέδια εγχυτήρα Common Rail (LD: ελαφρύ, MD: μεσαίου τύπου, HD: βαρέως τύπου). 1 Ηλεκτρική σύνδεση, 2 Εξωτερική επιστροφή καυσίμου, 3 Εξωτερική σύνδεση υψηλής πίεσης, 4 Ηλεκτρική βιδωτή σύνδεση, 5 Εσωτερική επιστροφή καυσίμου, 6 Εσωτερική σύνδεση υψηλής πίεσης

Σφραγίζεται από τον κώνο στεγανοποίησης στο άκρο του σωλήνα πίεσης. Στο άλλο άκρο, συνδέεται με τη γραμμή υψηλής πίεσης με μια συμβατική θύρα πίεσης με κώνο στεγανοποίησης και παξιμάδι σύνδεσης. Το ακραίο φίλτρο χωρίς συντήρηση που είναι εγκατεστημένο στον σύνδεσμο υψηλής πίεσης

παγιδεύει χονδροειδείς ακαθαρσίες στο καύσιμο. Η ηλεκτρική επαφή του εγχυτήρα επιτυγχάνεται με ολισθηρή άρθρωση ή βιδωτή σύνδεση.

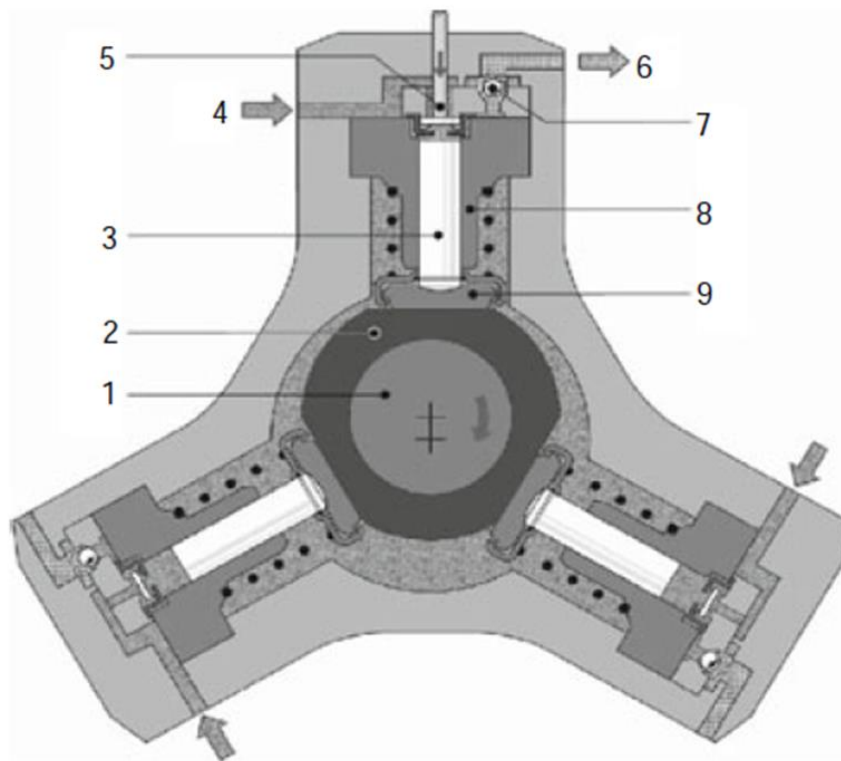
Η μονάδα ελέγχου καθορίζει το χρονισμό του ψεκασμού και την ποσότητα ψεκασμού καυσίμου. Η διάρκεια ελέγχου από τους ενεργοποιητές που είναι τοποθετημένοι στο μπεκ καθορίζει την ποσότητα καυσίμου. Το σύστημα γωνιακού χρόνου ενός ηλεκτρονικού ελέγχου ντίζελ ελέγχει το χρονισμό του ψεκασμού (EDC, βλ. Ενότητα 6.2). Χρησιμοποιούνται ηλεκτρομαγνητικοί και πιεζοηλεκτρικοί ενεργοποιητές. Η χρήση πιεζοηλεκτρικών ενεργοποιητών περιορίζεται πλέον αποκλειστικά σε μπεκ για εφαρμογές αυτοκινήτων.

4.3.5.4 Αντλίες υψηλής πίεσης

Η αντλία υψηλής πίεσης είναι η διεπαφή μεταξύ της βαθμίδας χαμηλής και υψηλής πίεσης ενός συστήματος κοινής σιδηροδρομικής γραμμής. Η λειτουργία του είναι να διατηρεί έτοιμη την ποσότητα καυσίμου που απαιτείται από το σύστημα στο επιθυμητό επίπεδο πίεσης που εξαρτάται από το σημείο λειτουργίας. Αυτό δεν περιλαμβάνει μόνο την ποσότητα ψεκασμού καυσίμου που χρειάζεται ο κινητήρας εκείνη τη στιγμή, αλλά επιπλέον περιλαμβάνει και εφεδρικές ποσότητες καυσίμου για γρήγορη εκκίνηση και ταχεία αύξηση της πίεσης στη ράγα, καθώς και ποσότητες διαρροής και ελέγχου για άλλα εξαρτήματα του συστήματος, συμπεριλαμβανομένων των σχετικών με τη φθορά τους ολίσθηση σε όλη τη διάρκεια ζωής ενός οχήματος.

Σχεδιασμός και λειτουργία

Τα συστήματα κοινής σιδηροδρομικής μεταφοράς αυτοκινήτων πρώτης γενιάς χρησιμοποιούν κυρίως αντλίες υψηλής πίεσης με εκκεντρικούς μηχανισμούς κίνησης άξονα και τρία ακτινικά διατεταγμένα έμβολα (βλ. Εικ. 5-31). Αυτός ο σχεδιασμός χρησιμεύει ως παράδειγμα παρακάτω για να εξηγήσει τη λειτουργία μιας αντλίας υψηλής πίεσης common rail. Το κεντρικό στοιχείο κίνησης είναι ο έκκεντρος άξονας (1). Τα στοιχεία της αντλίας, δηλ. οι λειτουργικές ομάδες του εμβόλου (3), του κυλίνδρου (8), των σχετικών βαλβίδων (5, 7) και της εισόδου και εξόδου καυσίμου (4, 6), είναι τοποθετημένα ακτινικά σε αυτό και μετατοπίζονται το καθένα κατά 120° στο περιφέρεια της αντλίας. Ένας δακτύλιος ώθησης 120°, ένα λεγόμενο πολύγωνο (2) μεταδίδει τη διαδρομή του έκκεντρου στα έμβολα της αντλίας. Η πλάκα ποδιού του εμβόλου (9) ολισθαίνει εμπρός και πίσω στο πολύγωνο. Όταν αναγκάζεται να κινηθεί προς τα πάνω από την ελαστική δύναμη, το έμβολο αναρροφεί το καύσιμο από τη θύρα εισαγωγής της αντλίας (4) μέσω μιας βαλβίδας αναρρόφησης (5) που έχει σχεδιαστεί ως βαλβίδα αντεπιστροφής.



Εικόνα 4-31 Αντλία υψηλής πίεσης με ακτινικό πιστόνι κοινής ράγας (σχήμα, ακτινική τομή). 1 έκκεντρος άξονας, 2 πολύγωνο, 3 έμβολο αντλίας, 4 δίοδος εισαγωγής, 5 βαλβίδα εισόδου, 6 θύρα υψηλής πίεσης στη ράγα, 7 βαλβίδα εξόδου, 8 κύλινδρος υψηλής πίεσης, 9 πλάκα ποδιού εμβόλου

Ανάλογα με τον τύπο της αντλίας υψηλής πίεσης, μια μηχανική αντλία ενσωματωμένη στην αντλία ή μια εξωτερική ηλεκτρική αντλία προτροφοδότησης αναλαμβάνει την παράδοση του καυσίμου από τη δεξαμενή στην αντλία και τη δημιουργία πίεσης αναρρόφησης στη θύρα εισαγωγής. Η βαλβίδα αναρρόφησης κλείνει λίγο μετά το κάτω νεκρό κέντρο της κίνησης του εμβόλου και, κατά την επακόλουθη ανοδική κίνηση του εμβόλου, το καύσιμο στην κάννη συμπιέζεται μέχρι να φτάσει στην πίεση ανοίγματος της βαλβίδας υψηλής πίεσης (7), επίσης σχεδιασμένη ως μη βαλβίδα επιστροφής. Αυτό αντιστοιχεί περίπου στην πίεση στη ράγα. Αφού ανοίξει η βαλβίδα υψηλής πίεσης, το καύσιμο ρέει από την αντλία στη ράγα μέσω της γραμμής σύνδεσης υψηλής πίεσης (6). Το τέλος της διαδρομής παροχής φτάνει στο πάνω νεκρό σημείο του εμβόλου και η πίεση στον κύλινδρο πέφτει ξανά κατά την επόμενη ανοδική κίνηση. Αυτό κλείνει τη βαλβίδα υψηλής πίεσης. Η διαδικασία φόρτισης του κυλίνδρου ξεκινά ξανά. Οι κινητήρες εσωτερικής καύσης κινούν αντλίες υψηλής πίεσης με σταθερή αναλογία μεταφοράς. Μόνο ορισμένες τιμές είναι σκόπιμες ανάλογα με τον αριθμό των κυλίνδρων του κινητήρα και την αντλία. Οι λόγοι μεταφοράς 1:2 και 2:3 σε σχέση με τις στροφές του κινητήρα είναι ευρέως διαδεδομένοι σε τετρακύλινδρους κινητήρες που συνδέονται με αντλίες τριών εμβόλων. Εάν οι λόγοι μεταφοράς ήταν μικρότεροι, η αντλία θα έπρεπε να σχεδιαστεί αδικαιολόγητα μεγάλη για να αντισταθμίσει τον γεωμετρικό όγκο παροχής. Οι μεγαλύτερες αναλογίες μεταφοράς από την άλλη πλευρά δημιουργούν μεγαλύτερες απαιτήσεις στη σταθερότητα της ταχύτητας μιας αντλίας.

Η σύγχρονη παροχή της αντλίας με την έγχυση χρησιμεύει για την επίτευξη σταθερών συνθηκών πίεσης στη ράγα και στον εγχυτήρα τη στιγμή της έγχυσης. Ο αριθμός των διαδρομών παροχής αντλίας ανά περιστροφή εκκεντροφόρου αντιστοιχεί στον αριθμό των κυλίνδρων ενός κινητήρα. Σε τετρακύλινδρους κινητήρες με τριπίστονες αντλίες, αυτό θα παρέχεται με αναλογία μεταφοράς 2:3. Η ιδανική κατάσταση παροχής σύγχρονης με τα στοιχεία αντλίας επιτυγχάνεται όταν το ίδιο στοιχείο αντλίας εκχωρείται πάντα σε κάθε σύγχρονη έγχυση με γούνα εγχυτήρα. Κατ' αρχήν, αυτό είναι εφικτό μόνο για τετρακύλινδρους κινητήρες με αντλίες ενός ή δύο εμβόλων και κατάλληλα προσαρμοσμένη σχέση μεταφοράς. Αυτή η

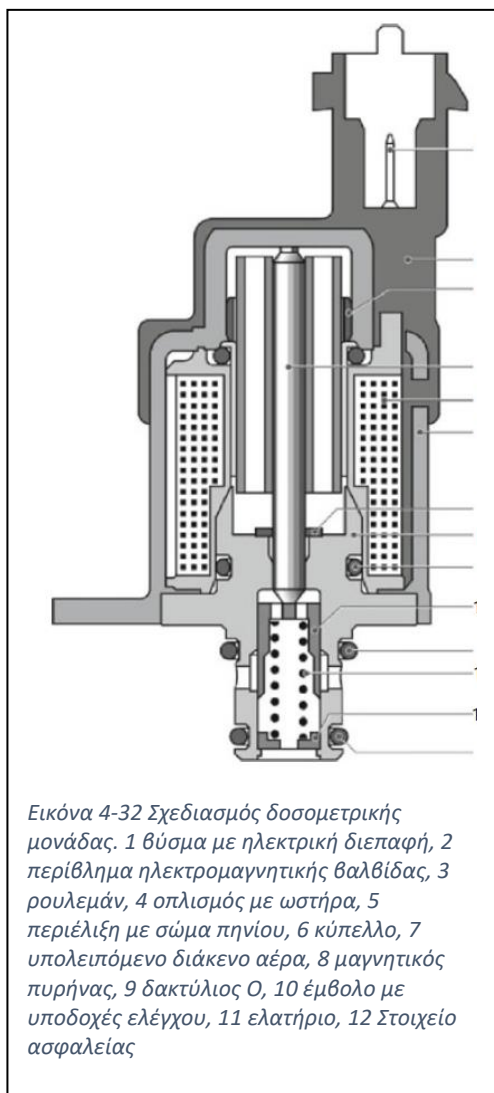
σύζευξη του στοιχείου αντλίας και του μπεκ είναι απαραίτητη για τον έλεγχο της αντιστάθμισης καυσίμου για τη μείωση των διαφορών στην ποσότητα καυσίμου ψεκασμού μεταξύ των κυλίνδρων και μπορεί επίσης να παρέχεται κατά την ασύγχρονη παροχή όταν η θέση φάσης της αντλίας σε σχέση με το χρόνο της έγχυσης διατηρείται μετά κάθε περιστροφή εκκεντροφόρου. Ο καθορισμός μιας ακριβούς τιμής για τη θέση φάσης των διαδρομών παροχής της αντλίας στις εγχύσεις σε γωνία εκκέντρου βαθμού, ορίζοντας τη γωνία περιστροφής του εκκεντροφόρου και του άξονα κίνησης της αντλίας μπορεί να βελτιώσει περαιτέρω την ακρίβεια της ποσότητας καυσίμου που εγχύεται όταν συναρμολογείται μια αντλία.

Δυνάμει της αρχής τους και λόγω των μεγαλύτερων ποσοτήτων ελέγχου για τον εγχυτήρα, οι αντλίες υψηλής πίεσης για συστήματα common rail με ενισχυμένη πίεση απαιτούν υψηλότερο ρυθμό παροχής από τις αντλίες για μη ενισχυμένα συστήματα με την ίδια ποσότητα καυσίμου έγχυσης. Ωστόσο, η αντλία είναι σε θέση να παρέχει καύσιμο σε χαμηλό επίπεδο πίεσης, καθώς η πίεση στο μπεκ αυξάνεται. Ο αυξημένος ρυθμός παράδοσης αντισταθμίζει εν μέρει τη μεγαλύτερη φόρτωση εξαρτημάτων.

Έλεγχος παράδοσης καυσίμου

Δεδομένων των προαναφερθέντων κριτηρίων σχεδιασμού, μια αντλία υψηλής πίεσης συνήθως αποδίδει σημαντικά περισσότερο καύσιμο από αυτό που απαιτείται από τον κινητήρα ή το σύστημα, ειδικά σε λειτουργία κινητήρα μερικού φορτίου. Χωρίς ρυθμιστικά μέτρα, αυτό οδηγεί σε άσκοπα υψηλή δαπάνη εργασίας όταν δημιουργείται υψηλή πίεση. Αυτό έχει ως αποτέλεσμα τη θέρμανση του συστήματος καυσίμου, η οποία, μεταξύ άλλων, είναι επιζήμια επειδή μειώνει τη λιπαντική δράση του ζεστού καυσίμου.

Ένας έλεγχος γκαζιού αναρρόφησης εφαρμόζεται σε σύγχρονες αντλίες υψηλής πίεσης για προσαρμογή του ρυθμού παροχής στις απαιτήσεις του κινητήρα. Ένα ηλεκτρικά ρυθμιζόμενο γκάζι, η μονάδα μέτρησης (βλ. Εικ. 5-32 για τη σχεδίαση) είναι τοποθετημένη στη δίοδο εισόδου των στοιχείων της αντλίας. Το έμβολο μιας ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας (10) επιτρέπει μια διατομή ροής με βάση τη θέση του. Ενεργοποιείται μέσω ενός ηλεκτρικού σήματος διαμορφωμένου πλάτους παλμού. Ο συντελεστής παλμικής λειτουργίας του μετατρέπεται σε αντίστοιχη διατομή εισαγωγής. Σε λειτουργία κινητήρα μερικού φορτίου, η περιορισμένη δίοδος εισόδου δεν φορτίζει πλήρως τις κάννες της αντλίας. Οι ατμοί καυσίμου παράγονται στο τελευταίο σε ορισμένες καταστάσεις λειτουργίας και ο ρυθμός παροχής της αντλίας μειώνεται εντελώς. Ο θύλακας ατμού που δημιουργείται στον κύλινδρο της αντλίας καταρρέει μόνο κατά την ανοδική κίνηση του εμβόλου της αντλίας πριν από την έναρξη της δημιουργίας πίεσης μερικής διαδρομής και την παράδοση καυσίμου στη ράγα. Η στιγμιαία δημιουργία πίεσης μετά την κατάρρευση του θύλακα ατμού στις κάννες της αντλίας προκαλεί μεγαλύτερη φόρτιση του συγκροτήματος στροφαλοφόρου από ό,τι σε αντλίες χωρίς έλεγχο γκαζιού αναρρόφησης.



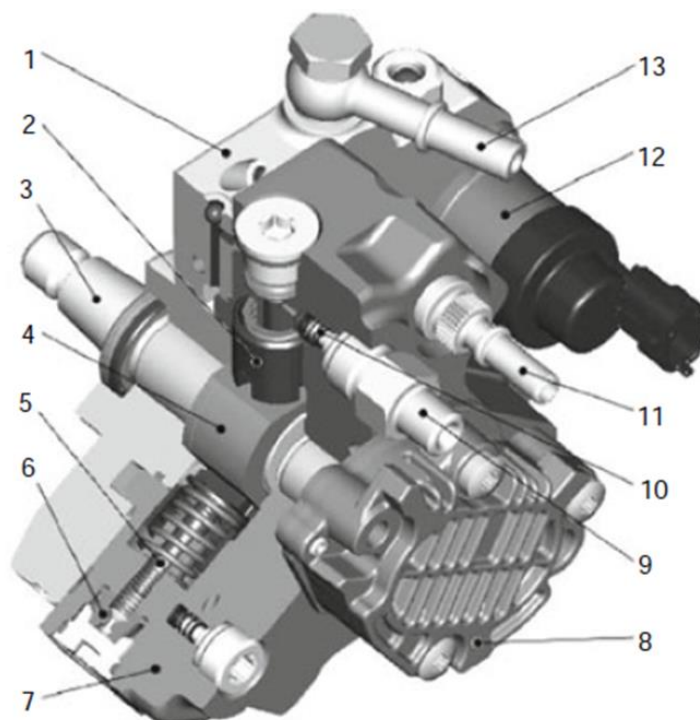
Κύριοι τύποι για αυτοκίνητα

Χωρίς εξαίρεση, οι αντλίες υψηλής πίεσης με ακτινωτό έμβολο που χρησιμοποιούνται για αυτοκίνητα λιπαίνονται με καύσιμο. Η χαμηλότερη λιπαντικότητα του καυσίμου από το λάδι κινητήρα επιβάλλει υψηλές απαιτήσεις στην ποιότητα της επιφάνειας των εξαρτημάτων που εμπλέκονται στη δημιουργία υψηλής πίεσης. Η λίπανση καυσίμου αποτρέπει οποιαδήποτε ανάμειξη των υγρών καυσίμου και λαδιού κινητήρα, η οποία είναι ανεπιθύμητη λόγω του κινδύνου αραίωσης του λαδιού και οπτανθρακοποίησης του ακροφυσίου από κλάσματα λαδιού στο καύσιμο που ψεκάζεται.

Τριπίστονη ακτινική αντλία υψηλής πίεσης Common Rail:

Ήδη περιγράφεται παραπάνω, αυτή η αρχή της αντλίας χαρακτηρίζεται από πολύ ομοιόμορφη παροχή καυσίμου με τρεις διεργασίες ημιτονοειδούς παροχής μετατοπισμένες σε έκκεντρες γωνίες 120°, γεγονός που αποδίδει ένα εξαιρετικά σταθερό χαρακτηριστικό για τη ροπή κίνησης της αντλίας. Οι κορυφές ροπής είναι χαμηλότερες στις αντλίες κοινής ράγας απ' ό,τι στις αντλίες διανομέα κατά ένα συντελεστή πέντε έως οκτώ ή σε σύγκριση με τους εγχυτήρες μονάδας με την έντονη διόγκωση, σαν παλμική ροπή. Ως αποτέλεσμα, ένας οδηγός αντλίας μπορεί να σχεδιαστεί πιο οικονομικά. Ωστόσο, οι αποθεματικοί ρυθμοί παράδοσης που είναι απαραίτητοι στα συστήματα κοινού σιδηροδρόμου παράγουν συγκριτικά υψηλότερη μέση ροπή. Το Bosch CP3 που απεικονίζεται στο Σχ. 4-33 είναι μια τυπική ακτινική

αντλία υψηλής πίεσης τριών εμβόλων με έλεγχο γκαζιού αναρρόφησης (12) και μια εξωτερική γραναζωτή αντλία για παροχή καυσίμου, η οποία είναι τοποθετημένη απευθείας στο περίβλημα της αντλίας (8). Σε αντίθεση με το CP1 (χωρίς έλεγχο του γκαζιού αναρρόφησης), η κίνηση του πολυγώνου δεν μεταφέρεται απευθείας στο έμβολο αλλά μάλλον στη τάπα του κάδου (2) που βρίσκεται ανάμεσα. Αυτό διατηρεί τις πλευρικές δυνάμεις που προκαλούνται από την τριβή μακριά από το έμβολο (5) και τις οδηγεί στο περίβλημα της αντλίας (7). Ως αποτέλεσμα, το έμβολο μπορεί να φορτιστεί περισσότερο. Ως εκ τούτου, οι έτσι διαμορφωμένες αντλίες είναι κατάλληλες για υψηλότερα εύρη πίεσης και μεγαλύτερους ρυθμούς παροχής.



Εικόνα 4-33 Τριπίστονη ακτινική αντλία υψηλής πίεσης CommonRail, CP3, RobertBoschGmbH. 1 φλάντζα αντλίας, 2 στρόφιγγα κάδου, 3 έκκεντρος άξονας, 4 πολύγωνο σε έκκεντρο, 5 έμβολο αντλίας, 6 βαλβίδα αντεπιστροφής εισαγωγής, 7 περίβλημα μονομπλόκ, 8 αντλία προτροφοδότησης με γρανάτζια, 9 θύρα υψηλής πίεσης στη ράγα, 10 θύρα υψηλής πίεσης χωρίς επιστροφή, 11 Θύρα επιστροφής στη δεξαμενή, 12 Μονάδα μέτρησης, 13 Θύρα χαμηλής πίεσης

Οι θύρες χαμηλής πίεσης στο CP3 βρίσκονται κυρίως στη φλάντζα της αντλίας αλουμινίου (1), η οποία αντιπροσωπεύει το προσαρμοσμένο εξάρτημα διεπαφής με τον κινητήρα και βιδώνεται με το περίβλημα από σφυρήλατο χάλυβα σε σχέδιο μονομπλόκ (7). Αυτό επιτυγχάνει υψηλή αντοχή σε θλίψη αλλά απαιτεί εκτεταμένη μηχανική κατεργασία για τις μακριές οπές υψηλής πίεσης μέσα στο πολύ δύσκολο στη μηχανή υλικό του περιβλήματος.

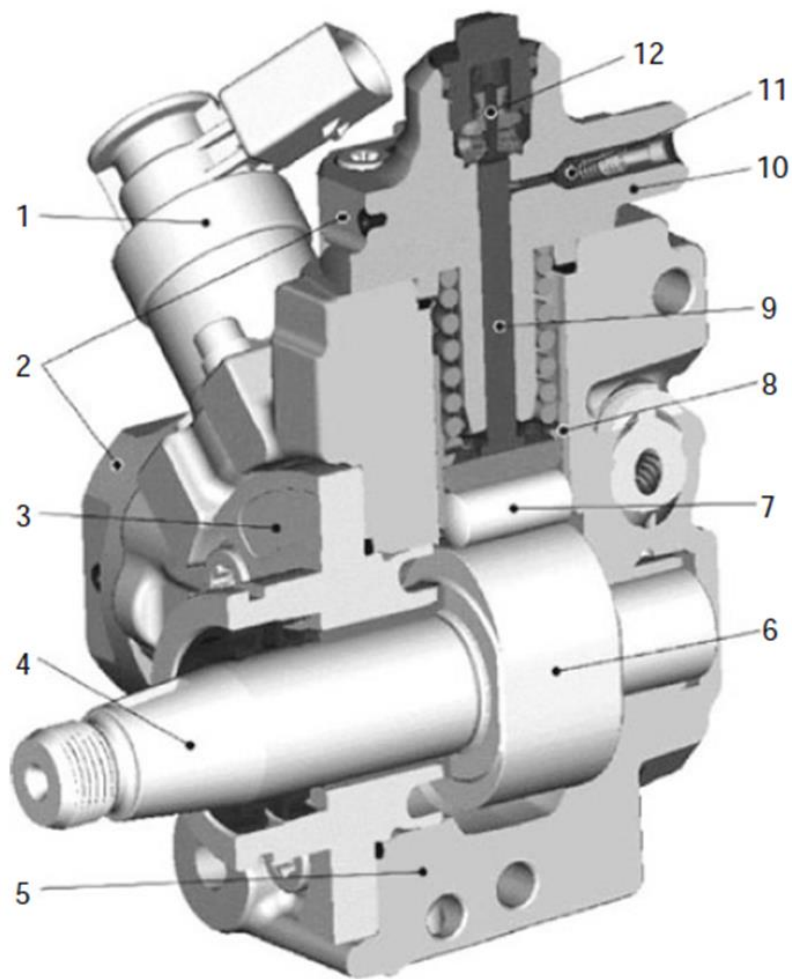
Common rail ακτινική αντλία υψηλής πίεσης ενός και δύο εμβόλων: Οι νεότερες εξελίξεις στην αντλία υψηλής πίεσης, ειδικά για μικρού και μεσαίου μεγέθους κινητήρες αυτοκινήτων, μειώνουν τον αριθμό των αντλιών

στοιχεία σε δύο και ακόμη και ένα για μείωση του κόστους. Εφαρμόζονται μέτρα (και συνδυάζονται επίσης εάν είναι απαραίτητο) για την αντισταθμίση του μειωμένου ποσοστού παράδοσης που προκύπτει:

- μεγέθυνση όγκων κυλίνδρων (δημιουργώντας μειονεκτήματα απόδοσης όταν η διάμετρος του εμβόλου μεγαθύνεται),
- αύξηση της ταχύτητας (προσαρμόζοντας την αναλογία μεταφοράς κίνησης) και
- υλοποίηση άξονα μετάδοσης κίνησης με διπλό έκκεντρο αντί για έκκεντρο άξονα με πολύγωνο (ο οποίος διπλασιάζει τις διαδρομές του εμβόλου ανά περιστροφή άξονα μετάδοσης κίνησης).

Ανάλογα με την ιδέα του συστήματος μετάδοσης κίνησης, τα στοιχεία αντλίας των αντλιών δύο εμβόλων έχουν ρίψη 90 ή 180° για να επιτευχθεί ομοιόμορφη ροή παροχής. Η αντλία CP4 (Εικ. 4-34) έχει έμβολα τοποθετημένα στο 90° και έναν κινητήριο άξονα με διπλό έκκεντρο. Ένα επιπλέον στοιχείο μετάδοσης πρέπει να εισαχθεί μεταξύ του έκκεντρου (6) και της στρόφιγγας του κάδου (8) για να αποτραπεί η σημειακή επαφή μεταξύ τους. Αυτός ο τύπος έχει έναν κύλινδρο (7) που υποστηρίζεται στη μοχλό και λειτουργεί πάνω στο έκκεντρο.

Αυτή η αντλία παράγεται επίσης ως παραλλαγή ενός εμβόλου, η οποία μπορεί πλεονεκτικά να κινηθεί με αναλογία μεταφοράς 1. Αυτό παράγει παράδοση σύγχρονη με τα στοιχεία της αντλίας σε τετρακύλινδρους κινητήρες και, όσον αφορά τον ρυθμό παροχής, αντισταθμίζει επιπρόσθετα καλά την χαμηλό αριθμός εμβόλων.

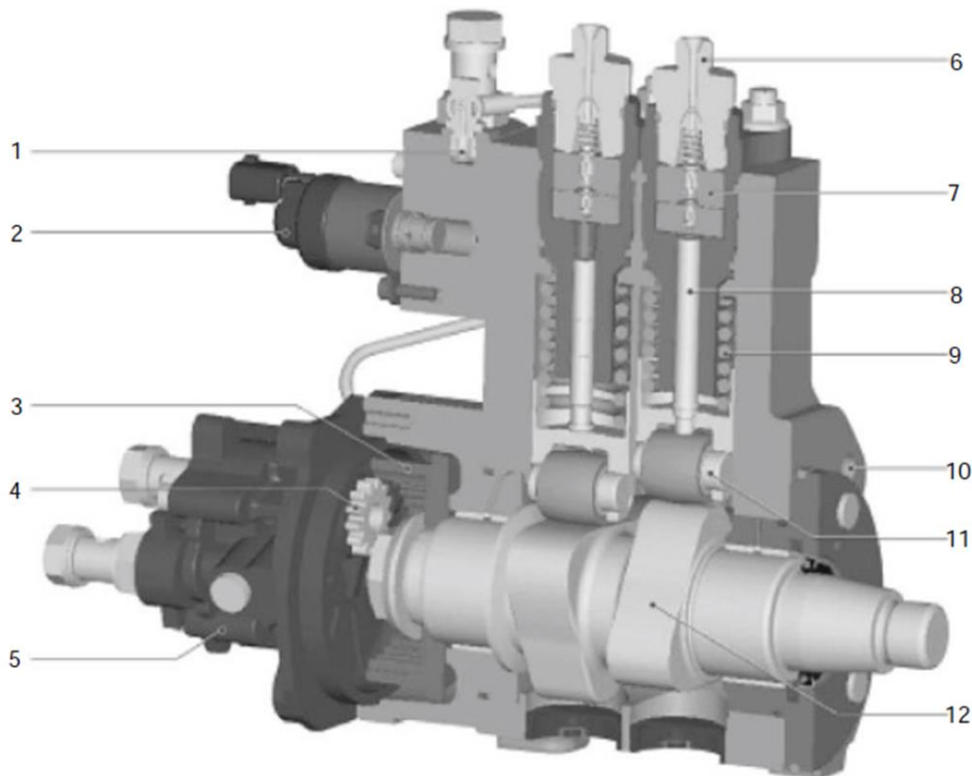


Εικόνα 4-34 ακτινική αντλία υψηλής πίεσης δύο εμβόλων CommonRail, CP4, RobertBoschGmbH. 1 μονάδα μέτρησης, 2 κυλινδροκεφαλή, 3 φλάντζα αντλίας, 4 άξονας μετάδοσης κίνησης, 5 περίβλημα από αλουμίνιο, 6 διπλό έκκεντρο, 7 κύλινδρος, 8 τάπα με κάδο, 9 έμβολο αντλίας, 10 θύρα υψηλής πίεσης στη ράγα, 11 βαλβίδα αντεπιστροφής υψηλής πίεσης, 12 Βαλβίδα αντεπιστροφής εισαγωγής

Κύριοι τύποι για επαγγελματικά οχήματα

Οι αντλίες που περιγράφηκαν μέχρι τώρα χρησιμοποιούνται επίσης στον τομέα των επαγγελματικών οχημάτων, ειδικά σε εφαρμογές ελαφρού και μεσαίου τύπου. Επιτρέποντας τα μεγάλα φορτία που προκαλούνται από τους υψηλούς ρυθμούς παράδοσης και την απαιτούμενη διάρκεια ζωής, οι αντλίες που χρησιμοποιούνται στον τομέα βαρέως τύπου είναι συχνά σχεδιασμένες να λιπαίνονται με λάδι. Αυτό είναι δυνατό επειδή οι μεγαλύτερες διαμέτροι οπών ακροφυσίου μειώνουν την επίδραση της πιθανής οπτανθρακοποίησης της οπής ψεκασμού από κλάσματα λαδιού στο καύσιμο.

Common rail inline αντλία υψηλής πίεσης: Αντλίες όπως η Bosch CP2 στο Σχ. 4-35 χρησιμοποιούνται για πολύ μεγάλους κινητήρες επαγγελματικών οχημάτων, οι οποίοι συχνά απαιτούν συμβατότητα εγκατάστασης με συμβατικές αντλίες inline (βλ. Ενότητα 5.3.2). Είναι μια εν σειρά αντλία δύο εμβόλων με τα στοιχεία της αντλίας τοποθετημένα το ένα δίπλα στο άλλο. Μια μονάδα μέτρησης (2) τοποθετημένη μεταξύ της αντλίας προ-τροφοδοσίας (5) και των βαλβίδων εισαγωγής με τον τρόπο που περιγράφεται παραπάνω αναλαμβάνει τον έλεγχο παροχής καυσίμου. Η αντλία τροφοδοτεί το καύσιμο στους θαλάμους συμπίεσης και το οδηγεί περαιτέρω στη ράγα μέσω μιας συνδυασμένης βαλβίδας εισαγωγής/υψηλής πίεσης (7).



Εικόνα 4-35 Ενσωματωμένη αντλία υψηλής πίεσης δύο εμβόλων CommonRail για επαγγελματικά οχήματα, CP2, RobertBosch GmbH. 1 γκάτζι μηδενικής παροχής, 2 μονάδα μέτρησης, 3 εσωτερικό γρανάζι, 4 πινιόν, 5 αντλία προτροφοδότησης γραναζιών, 6 θύρα υψηλής πίεσης, 7 βαλβίδα εισαγωγής/υψηλής πίεσης δύο μερών, 8 έμβολο με επίστρωση C, 9 ελατήριο εμβόλου, 10 σπή εισαγωγής λαδιού, 11 μπουλόνι κυλίνδρου με επίστρωση C, 12 Κοίλο έκκεντρο

4.3.5.5 Rail και πρόσθετα εξαρτήματα

Λειτουργία Rail

Τα συστήματα έγχυσης συσσωρευτών έχουν έναν συσσωρευτή υψηλής πίεσης που ονομάζεται επίσης (κοινή) ράγα. Οι κύριες λειτουργίες του σιδηροδρόμου είναι

- συσσώρευση καυσίμου υπό υψηλή πίεση και
- διανομή καυσίμου στα μπεκ.

Αυτές οι κύριες λειτουργίες περιλαμβάνουν επίσης την απόσβεση των διακυμάνσεων της πίεσης όταν τροφοδοτείται καύσιμο και εκκενώνεται από τη ράγα. Οι επιτρεπόμενες διακυμάνσεις της πίεσης της σιδηροτροχιάς αντιπροσωπεύουν ένα κριτήριο σχεδιασμού για τη σιδηροτροχιά. Επιπλέον, η σιδηροτροχιά εκτελεί επίσης δευτερεύουσες λειτουργίες όπως:

- ένα πρόσθετο σημείο για αισθητήρες και ενεργοποιητές στο κύκλωμα υψηλής πίεσης,
- στοιχεία πεταλούδας για τις ταλαντώσεις της πίεσης της γραμμής υγρασίας μεταξύ της αντλίας υψηλής πίεσης και της ράγας καθώς και των μπεκ και της ράγας και

- ένα στοιχείο σύνδεσης για τα εξαρτήματα στο κύκλωμα υψηλής πίεσης του συστήματος κοινής σιδηροδρομικής γραμμής, π.χ. αντλία υψηλής πίεσης και εγχυτήρες μέσω των γραμμών υψηλής πίεσης. Το καύσιμο που συμπιέζεται από την αντλία υψηλής πίεσης φτάνει στη ράγα μέσω μιας γραμμής υψηλής πίεσης, αποθηκεύεται εκεί και διανέμεται στους εγχυτήρες μέσω άλλων γραμμών υψηλής πίεσης που συνδέονται μαζί τους. Σε συνδυασμό με τη συμπιεστότητα του καυσίμου, οι όγκοι που αποθηκεύονται στη σιδηροτροχιά επιτρέπουν στη σιδηροτροχιά να μειώνει τις διακυμάνσεις της πίεσης που προκαλούνται από την εξαγωγή καυσίμου από και την παροχή του στη ράγα. Έτσι, η πίεση στη ράγα

εξαρτάται από τους καταναλωτές και την αντλία που είναι συνδεδεμένη με τη ράγα και την απόδοση του ίδιου του συσσωρευτή της ράγας. Ένας αισθητήρας πίεσης ράγας μετρά την τρέχουσα πίεση στη ράγα. Όχι μόνο η αντλία και τα μπεκ ψεκασμού αλλά και η βαλβίδα ελέγχου πίεσης που μπορεί να τοποθετηθεί στην ίδια τη ράγα ή στην αντλία υψηλής πίεσης ενεργοποιούν μεταβλητές που επηρεάζουν την πίεση της ράγας.

Σχεδιασμός Σιδηροδρόμων

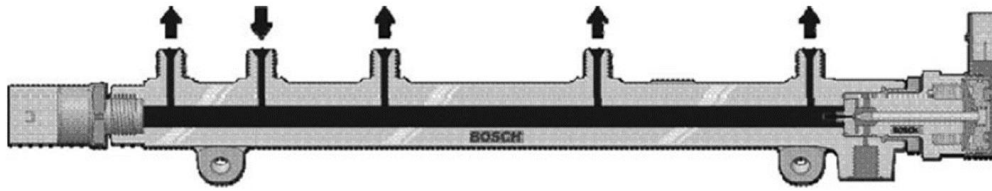
Ο σχεδιασμός σιδηροτροχιών επιδιώκει τον συμβιβασμό-στόχο της παραγωγής μέγιστης χωρητικότητας αποθήκευσης και, επομένως, απόσβεσης κατά μεγάλο όγκο για να διατηρείται σταθερή η πίεση της σιδηροτροχιάς και, από την άλλη πλευρά, να αντιδρά όσο το δυνατόν πιο δυναμικά σε αλλαγές στα σημεία ρύθμισης της πίεσης σιδηροτροχιάς, π.χ. όταν δημιουργείται πίεση κατά την εκκίνηση ή το φορτίο του κινητήρα αλλάζει δυναμικά. Ενδέχεται να απαιτούνται μεγάλα ποσοστά δημιουργίας πίεσης και αποσύνθεσης ανάλογα με την αλλαγή φορτίου. Ένας ελάχιστος όγκος υψηλής πίεσης θα ήταν ο βέλτιστος. Προσομοιώσεις του συνολικού συστήματος σε αντιπροσωπευτικά σημεία φορτίου και επαλήθευση σε υδραυλικούς πάγκους δοκιμών χρησιμοποιούνται για τον προσδιορισμό του ελάχιστου όγκου σιδηροτροχιάς που απαιτείται ως συνάρτηση της κύριας ποσότητας ψεκασμού για μια δεδομένη διαμόρφωση κινητήρα.

Ο Πίνακας 5-2 παρουσιάζει τυπικές διαμορφώσεις για τον όγκο των σιδηροδρομικών εφαρμογών παραγωγής. Η οριακή συνθήκη ίσων μηκών γραμμής στο σύστημα υψηλής πίεσης για την αποφυγή αποκλίσεων από κύλινδρο σε κύλινδρο μπορεί, για παράδειγμα, να καθορίσει το μήκος της ράγας στον κινητήρα. Ο δομικός χώρος που καθορίζεται στο όχημα και οι πτυχές της κατασκευής σιδηροτροχιών αντιπροσωπεύουν άλλους παράγοντες. Έτσι, ο όγκος της σιδηροτροχιάς που επιλέγεται είναι συχνά μεγαλύτερος από τον λειτουργικά καθορισμένο ελάχιστο όγκο χωρίς να υπονομεύει αισθητά τις απαιτήσεις της δυναμικής.

Οι οπές απόσβεσης που τοποθετούνται στις εξόδους της ράγας έχουν διαμορφωθεί ως συμβιβασμός μεταξύ της ελάχιστης πτώσης πίεσης και της μέγιστης απόσβεσης των κυμάτων ανάκλασης μεταξύ της ράγας και των καταναλωτών. Λειτουργικά, τα στοιχεία πεταλούδας χρησιμεύουν για τη μείωση του φορτίου της αντλίας και του μπεκ και για την απόσβεση των διακυμάνσεων της πίεσης της γραμμής που μπορεί να μειώσουν την ποιότητα της μέτρησης κατά τη διάρκεια πολλαπλών εγχύσεων.

Τύποι σιδηροτροχιών

Ο επιλεγμένος σχεδιασμός σιδηροτροχιάς εξαρτάται σημαντικά από τα χαρακτηριστικά του κινητήρα και τον σχεδιασμό του ίδιου του συστήματος κοινής σιδηροδρομικής γραμμής. Το Σχήμα 5-36 δείχνει μια τυπική ράγα τεσσάρων κυλίνδρων για ένα σύστημα κοινής ράγας αυτοκινήτου με τοποθετημένη βαλβίδα ελέγχου πίεσης και αισθητήρα πίεσης σιδηροτροχιάς. Ανάλογα με την ιδέα κατασκευής, οι ράγες κατασκευάζονται από σφυρηλάτηση ακατέργαστων τεμαχίων ή προμορφώματα σωλήνων. Τα κοψίματα που γίνονται κατά τη μηχανική κατεργασία είναι συνήθως στρογγυλεμένα για να αποκτήσουν την απαιτούμενη αντοχή. Οι δίοδοι απόσβεσης στην έξοδο υψηλής πίεσης προς τον εγχυτήρα και την αντλία μπορεί να έχουν διάτρηση ή να εφαρμόζουν ως ξεχωριστά εξαρτήματα. Οι ενσωματωμένοι κινητήρες έχουν μία ράγα που εφαρμόζει το σύστημα, ενώ οι κινητήρες V συνήθως χρησιμοποιούν μία ράγα ανά συστοιχία κυλίνδρων. Και πάλι, η συγκεκριμένη διαμόρφωση εξαρτάται από τον κινητήρα και μπορεί να περιλαμβάνει γραμμές αντιστάθμισης μεταξύ των σιδηροτροχιών ή ακόμα και ράγες σύνδεσης που διασφαλίζουν ότι η πίεση κατανέμεται όσο το δυνατόν εξίσου μεταξύ των συστοιχιών του κινητήρα και των κυλίνδρων.



Εικόνα 4-36 Τυπική ράγα με προσαρτημένα εξαρτήματα για τετρακύλινδρη εφαρμογή για αυτοκίνητα

Αισθητήρας πίεσης ράγας

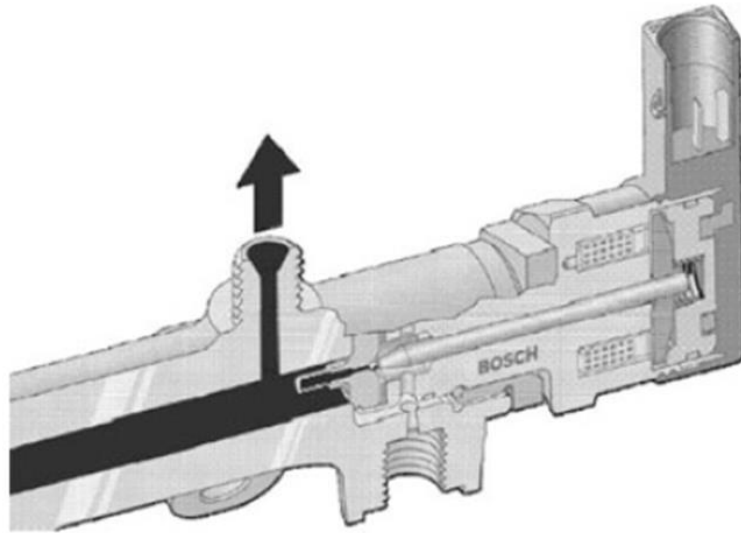
Ο αισθητήρας πίεσης ράγας χρησιμεύει για τη σύλληψη της τρέχουσας πίεσης σιδηροτροχιάς. Ο αισθητήρας είναι εγκατεστημένος στη ράγα και συνδέεται ηλεκτρικά με τη μονάδα ελέγχου. Άλλα σχέδια αισθητήρων παρουσιάζονται στην Ενότητα. 6.3.

Πίνακας 4-2 Σχέδια παραγωγής για τυπικές εφαρμογές

	QE, max. [mm ³ /H]	Γκάτζι Ø [mm]	V RAK [ccm]	Συνολικό VHD [ccm]	Αριθμός σιδηροτροχιών	Συνδέσεις σιδηρόδρομος/γραμμή
Μηχανή αυτοκινήτου						
R4	~ 80	0.85	~ 25	~ 20	1	-
R6	~ 80	0.85	~ 35	~ 40	1	-
V6	~ 80	0.85	~ 20	~ 50	2	Ναι
V8	~ 90	0.85	~ 25	~ 60	2	Ναι
Κινητήρας επαγγελματικού οχήματος						
R4	~ 200	0.85	14..... 20	2030	1	-
R6	~ 50	0.85 ... 1.3	2040	3565	1	-

Βαλβίδα ελέγχου πίεσης

Ένας πλευρικός ενεργοποιητής υψηλής πίεσης στον βρόχο ελέγχου υψηλής πίεσης, η λειτουργία της βαλβίδας ελέγχου πίεσης είναι να ρυθμίσει την πίεση της ράγας. Αυτό επιτυγχάνεται με την αλλαγή μιας διατομής στη βαλβίδα ελέγχου πίεσης μέσω της οποίας, ανάλογα με την πίεση και την ηλεκτρική ισχύ, περισσότερο ή λιγότερο καύσιμο αποσυμπιέζεται από υψηλή σε χαμηλή πίεση. Η βαλβίδα είναι τοποθετημένη κυρίως στη ράγα και τροφοδοτεί την αποσυμπιεσμένη ποσότητα της στο κύκλωμα χαμηλής πίεσης του συστήματος κοινής σιδηροδρομικής γραμμής. Το Σχήμα 4-37 παρουσιάζει τη διαμόρφωσή του και τα λειτουργικά καθοριστικά στοιχεία.



Εικόνα 4-37 Τομή μιας βαλβίδας ελέγχου πίεσης

Το σώμα της βαλβίδας στεγάζει μια έδρα βαλβίδας που βρίσκεται στη ροή που διέρχεται από μια διατομή πεταλούδας. Η εισροή και η ελαστική και μαγνητική δύναμη που ασκείται από το μπουλόνι της ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας στη σφαίρα της βαλβίδας την τοποθετούν σε μια ισορροπία υδραυλικών δυνάμεων. Μεγαλύτερες ταχύτητες ροής μέσω της διατομής της βαλβίδας αυξάνουν την υδραυλική δύναμη, μετατοπίζοντας ακόμη περισσότερο τη σφαίρα και επομένως το μπουλόνι της ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας. Αυτό δημιουργεί μια αύξηση της ελαστικής δύναμης και συνεπώς μια αναλογικά αρνητική ανάδραση. Όταν πρέπει να αντέξει μεγαλύτερη μέση πίεση, η μονάδα ελέγχου αποτυπώνει υψηλότερο μέσο ρεύμα στον μαγνήτη με διαμόρφωση πλάτους παλμού, η οποία αυξάνει τη μαγνητική δύναμη. Όσον αφορά τη μηχανική του συστήματος ελέγχου, η βαλβίδα έχει σχεδιαστεί ως στοιχείο PI με μια αργά ενσωματωμένη μεταβλητή αναφοράς και έναν ταχέως αναλογικό έλεγχο τροφοδοσίας προς τα εμπρός. Αυτό εξισώνει αναλογικά τις άκρως δυναμικές διακυμάνσεις της πίεσης και οι ολοκληρωτές στους βρόχους διαδοχικού ελέγχου μηδενίζουν τις αποκλίσεις σταθερής κατάστασης.

Μια συχνότητα πρόσμειξης που διατηρεί τον πείρο της ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας σε συνεχή κίνηση υπερτίθεται στο τρέχον σήμα για την εξάλειψη των ανεπιθύμητων φαινομένων υστέρησης. Η συχνότητα επιλέγεται έτσι ώστε να μην επηρεάζει αρνητικά την τρέχουσα πίεση σιδηροτροχιάς.

Ανάλογα με το σημείο λειτουργίας της βαλβίδας ελέγχου πίεσης, οι τιμές ροής σε τυπικές εφαρμογές τετρακύλινδρων αυτοκινήτων είναι μεταξύ 0 και 120 l/h και τα μέσα ηλεκτρικά ρεύματα είναι < 1,8 A σε πιέσεις μεταξύ 250 και 1.800 bar.

Βαλβίδα περιορισμού πίεσης

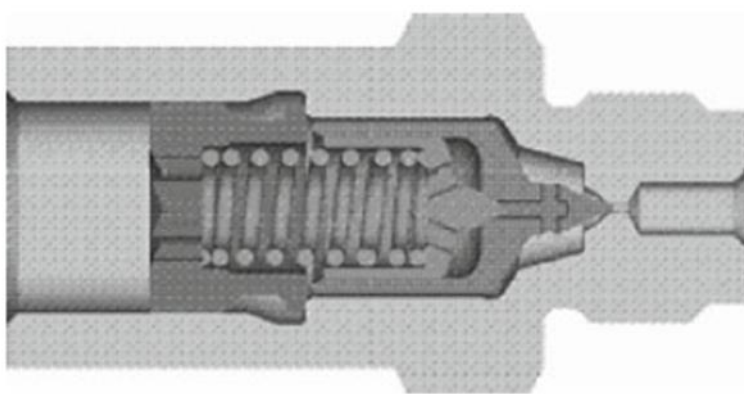
Οι βαλβίδες περιορισμού πίεσης (Εικ. 4-38) χρησιμοποιούνται κυρίως για εφαρμογές επαγγελματικών οχημάτων που, αφενός, δεν διαθέτουν πλευρικό ενεργοποιητή υψηλής πίεσης στον βρόχο ελέγχου πίεσης και, αφετέρου, απαιτούν τις ιδιότητες ξηρής λειτουργίας του κινητήρα και επομένως περιορισμένους τρόπους λειτουργίας του συστήματος ψεκασμού. Αυτό οδηγεί στις κύριες λειτουργίες της βαλβίδας περιορισμού πίεσης στο σενάριο σφάλματος βρόχου ελέγχου υψηλής πίεσης:

- περιορισμός της πίεσης του συστήματος σε μέγιστη τιμή και
- διασφαλίζοντας ότι η πίεση της ράγας ελέγχεται στην περιορισμένη περιοχή.

Μια βαλβίδα περιορισμού πίεσης βιδώνεται στη ράγα και χρησιμοποιεί ένα μπουλόνι βαλβίδας με ελατήριο για να διατηρεί την επαφή με το καύσιμο υψηλής συμπίεσης μέσω μιας έδρας στεγανοποίησης. Στο πίσω μέρος της έδρας στεγανοποίησης, μια γραμμή συνδέει τη βαλβίδα με την επιστροφή χαμηλής

πίεσης του συστήματος common rail. Όταν η πίεση της ράγας κυμαίνεται εντός του επιτρεπόμενου εύρους, η εφαρμοζόμενη ελαστική δύναμη διατηρεί τη βαλβίδα κλειστή και σφραγισμένη έναντι της ροής επιστροφής. Σε περίπτωση υπέρβασης της μέγιστης επιτρεπόμενης πίεσης σιδηροτροχιάς στο σενάριο σφάλματος, ο κοχλίας της βαλβίδας ανοίγει, περιορίζει την πίεση του συστήματος και χρησιμοποιεί την κίνηση εργασίας ενός δεύτερου εμβόλου βαλβίδας για τον έλεγχο της διέλευσης της ροής υψηλής πίεσης. Το άκρο ελέγχου του εμβόλου ελέγχου ευθυγραμμισμένο ομοαξονικά με το έμβολο της βαλβίδας στην πλευρά χαμηλής πίεσης παράγει το χαρακτηριστικό πίεσης-ροής.

Η ανίχνευση σφαλμάτων στη μονάδα ελέγχου καθιστά δυνατή τη διατήρηση του ρυθμού παροχής της αντλίας υψηλής πίεσης ως συνάρτηση των στροφών του κινητήρα, έτσι ώστε η πίεση λειτουργίας έκτακτης ανάγκης στη ράγα να ακολουθεί τα χαρακτηριστικά ροής της βαλβίδας περιορισμού πίεσης. Το χαρακτηριστικό λειτουργίας έκτακτης ανάγκης έχει διαμορφωθεί έτσι ώστε η πίεση λειτουργίας έκτακτης ανάγκης να παραμένει εντός των ορίων που είναι κατάλληλα για τον κινητήρα προκειμένου να λειτουργεί ένα επαγγελματικό όχημα σε περιορισμένο εύρος φορτίου.



Εικόνα 4-38 Τομή μιας βαλβίδας περιορισμού πίεσης με λειτουργικότητα limp-home

4.3.5.6 Ψεκαστήρες CR

Τα μπεκ Common Rail με τις ίδιες βασικές λειτουργίες χρησιμοποιούνται σε συστήματα αυτοκινήτων και επαγγελματικών οχημάτων. Ένας εγχυτήρας αποτελείται κυρίως από ένα ακροφύσιο έγχυσης (βλ. Ενότητα 5.2. Ακροφύσια έγχυσης), σώμα εγχυτήρα, βαλβίδα ελέγχου και θάλαμο ελέγχου. Η βαλβίδα ελέγχου διαθέτει ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα ή πιεζοηλεκτρικό ενεργοποιητή. Και οι δύο ενεργοποιητές επιτρέπουν πολλαπλές εγχύσεις. Το πλεονέκτημα της μεγάλης δύναμης ενεργοποίησης του πιεζοηλεκτρικού ενεργοποιητή και του σύντομου χρόνου μεταγωγής μπορούν να αξιοποιηθούν μόνο όταν ο σχεδιασμός του μπεκ ψεκασμού έχει βελτιστοποιηθεί για να το κάνει. Τα μπεκ ψεκασμού σε ένα σύστημα ψεκασμού ντίζελ common rail συνδέονται με τη ράγα με κοντές γραμμές καυσίμου υψηλής πίεσης. Ένα χάλκινο παρέμβυσμα σφραγίζει τους εγχυτήρες από τον θάλαμο καύσης.

Τα στοιχεία σύσφιξης προσαρτούν τους εγχυτήρες στην κυλινδροκεφαλή. Τα μπεκ Common Rail είναι κατάλληλα για ευθεία ή λοξή εγκατάσταση σε κινητήρες ντίζελ άμεσου ψεκασμού, ανάλογα με τη σχεδίαση των ακροφυσίων έγχυσης. Το σύστημα παράγει χαρακτηριστικά πίεση ψεκασμού ανεξάρτητα από τις στροφές του κινητήρα και την ποσότητα του καυσίμου ψεκασμού. Το ηλεκτρικά ελεγχόμενο μπεκ ψεκασμού ελέγχει την έναρξη του ψεκασμού και την ποσότητα του ψεκασμένου καυσίμου. Η λειτουργία γωνίας χρόνου του ηλεκτρονικού ελέγχου ντίζελ (EDC) ελέγχει το χρονισμό του ψεκασμού. Απαιτούνται δύο αισθητήρες στον στροφαλοφόρο άξονα και στον εκκεντροφόρο για την αναγνώριση κυλίνδρων (ανίχνευση φάσης).

Διάφοροι τύποι μπεκ είναι επί του παρόντος στάνταρ:

- μπεκ ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας (SV) με σπλισμό ενός ή δύο τεμαχίων (Bosch),
- inline μπεκ SV (Δελφοί),
- πιεζοηλεκτρικοί εγχυτήρες κορυφής (Siemens) και
- ενσωματωμένοι πιεζοηλεκτρικοί μπεκ (Bosch, Denso).

Έγχυση ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας

Διαμόρφωση

Ένας εγχυτήρας μπορεί να χωριστεί σε διαφορετικές λειτουργικές ομάδες:

- το ακροφύσιο τύπου σπής (βλ. Ενότητα 5.2),
- το υδραυλικό σύστημα σερβομηχανισμού και
- η ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα.

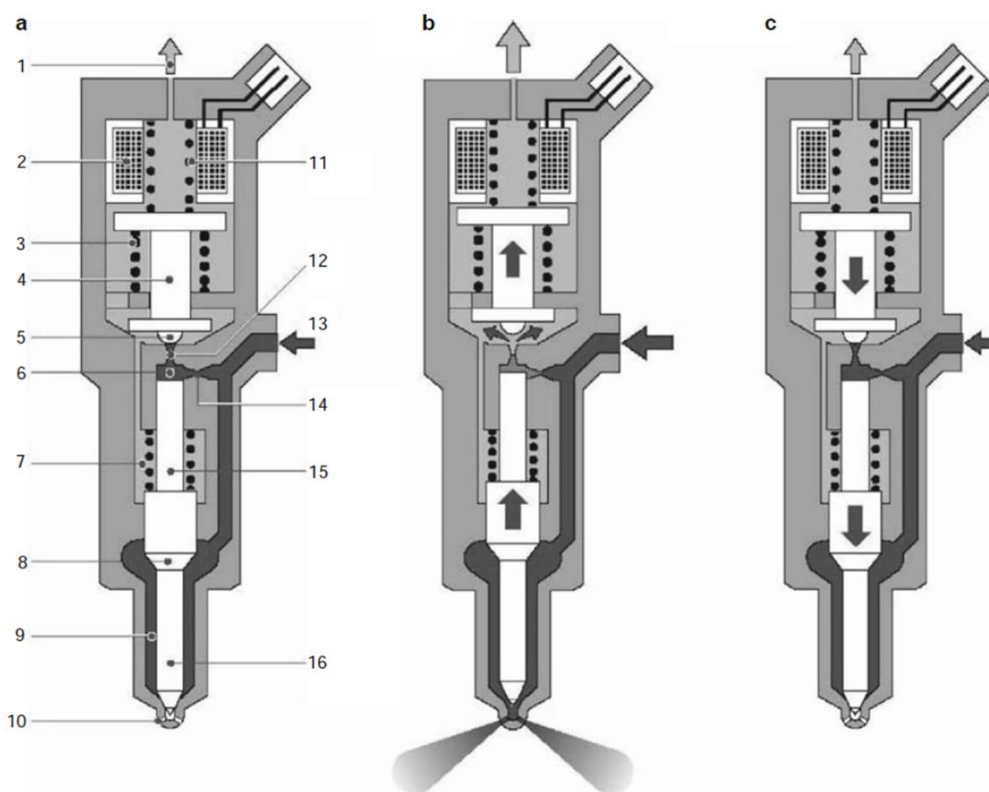
Το καύσιμο διοχετεύεται από τη θύρα υψηλής πίεσης (Εικ. 4-39, Θέση 13) μέσω μιας διόδου εισόδου στο ακροφύσιο ψεκασμού και μέσω του γκαζιού εισαγωγής (14) στον θάλαμο ελέγχου της βαλβίδας (6). Ο θάλαμος ελέγχου βαλβίδας συνδέεται με την επιστροφή καυσίμου (1) με ένα γκάτζι εξόδου (12) που μπορεί να ανοίξει από μια ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα.

Λειτουργία

Η λειτουργία του μπεκ ψεκασμού μπορεί να υποδιαιρεθεί σε τέσσερις καταστάσεις λειτουργίας όταν ο κινητήρας λειτουργεί και η αντλία υψηλής πίεσης παρέχει καύσιμο:

- μπεκ κλειστός (με διπλανή υψηλή πίεση),
- ανοίγει ο εγχυτήρας (έναρξη της ένεσης),
- ο μπεκ άνοιξε και
- ο εγχυτήρας κλείνει (τέλος της ένεσης).

Αυτές οι καταστάσεις λειτουργίας ρυθμίζονται από την κατανομή των δυνάμεων στα εξαρτήματα του εγχυτήρα. Το ελατήριο ακροφυσίου κλείνει το μπεκ όταν ο κινητήρας δεν λειτουργεί και δεν υπάρχει πίεση στη ράγα.



Εικόνα 4-39 Εγχυτήρας ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας (αρχή λειτουργίας). (α) Κατάσταση ηρεμίας, (β) Ανοίγει ο εγχυτήρας, (γ) Ο εγχυτήρας κλείνει, 1 επιστροφή καυσίμου, 2 πηνίο ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας, 3 ελατήριο υπερύψωσης, 4 σπλισμός ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας, 5 σφαίρα βαλβίδας, 6 θάλαμος ελέγχου βαλβίδας, 7 ελατήριο ακροφυσίου, 8 βελόνα ακροφυσίου ώμος πίεσης, 9 όγκος θαλάμου, 10 οπή ψεκασμού, 11 ελατήριο ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας, 12 γκάζι εξόδου, 13 θύρα υψηλής πίεσης, 14 γκάζι εισόδου, 15 έμβολο βαλβίδας (έμβολο ελέγχου), 16 βελόνα ακροφυσίου

Κλειστός μπεκ (κατάσταση ηρεμίας): Ο εγχυτήρας δεν ενεργοποιείται στην κατάσταση ηρεμίας (Εικ. 5-39α). Το ελατήριο της ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας (11) πιέζει τη σφαίρα της βαλβίδας (5) στη θέση του γκαζιού εξόδου (12). Η υψηλή πίεση της ράγας δημιουργείται στον θάλαμο ελέγχου της βαλβίδας. Η ίδια πίεση υπάρχει και στον όγκο του θαλάμου του ακροφυσίου (9). Οι δυνάμεις που ασκούνται στην πλευρική όψη του εμβόλου της βαλβίδας (15) από την πίεση της σιδηροτροχιάς και η δύναμη από το ελατήριο του ακροφυσίου (7) συγκρατούν τη βελόνα του ακροφυσίου κλειστή έναντι της δύναμης ανοίγματος που επενεργεί στον ώμο πίεσης (8).

Ανοίγει ο εγχυτήρας (έναρξη έγχυσης): Ο εγχυτήρας βρίσκεται στην ουδέτερη θέση του. Η ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα ενεργοποιείται με το «ρεύμα λήψης», το οποίο χρησιμεύει για το γρήγορο άνοιγμα της ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας (Εικ. 5-39β). Οι απαιτούμενοι σύντομοι χρόνοι μεταγωγής μπορούν να ληφθούν με τον κατάλληλο σχεδιασμό της ενεργοποίησης των ηλεκτρομαγνητικών βαλβίδων στη μονάδα ελέγχου με υψηλές τάσεις και ρεύματα.

Η μαγνητική δύναμη του ενεργοποιημένου ηλεκτρομαγνήτη υπερβαίνει την ελαστική δύναμη του ελατηρίου της βαλβίδας. Ο σπλισμός ανυψώνει τη σφαίρα της βαλβίδας από την έδρα της βαλβίδας και ανοίγει το γκάζι εξόδου. Μετά από σύντομο χρονικό διάστημα, το αυξημένο ρεύμα λήψης μειώνεται σε χαμηλότερο ρεύμα συγκράτησης του ηλεκτρομαγνήτη. Όταν ανοίγει το γκάζι εξόδου, το καύσιμο μπορεί να ρέει από τον θάλαμο ελέγχου της βαλβίδας στην κοιλότητα που βρίσκεται από πάνω του και στη δεξαμενή καυσίμου μέσω της επιστροφής. Το γκάζι εισόδου (14) εμποδίζει την πλήρη εξίσωση της πίεσης. Έτσι, η πίεση στον θάλαμο ελέγχου της βαλβίδας πέφτει. Αυτό προκαλεί την πίεση στον θάλαμο ελέγχου της βαλβίδας να είναι χαμηλότερη από την πίεση στον όγκο του θαλάμου του ακροφυσίου, ο οποίος συνεχίζει να έχει πάντα το επίπεδο πίεσης της ράγας. Η μειωμένη πίεση στον θάλαμο ελέγχου της βαλβίδας μειώνει τη δύναμη στο έμβολο ελέγχου και προκαλεί το άνοιγμα της βελόνας του ακροφυσίου. Η ένεση αρχίζει.

Άνοιγμα μπεκ: Η ταχύτητα ανοίγματος της βελόνας του ακροφυσίου καθορίζεται από τη διαφορική ροή μεταξύ της πεταλούδας εισόδου και εξόδου. Το έμβολο ελέγχου φτάνει στην επάνω θέση του και παραμένει εκεί σε ένα μαξιλάρι καυσίμου (υδραυλικό στοπ). Το μαξιλάρι δημιουργείται από τη ροή καυσίμου που παράγεται μεταξύ του γκαζιού εισόδου και εξόδου. Στη συνέχεια, το ακροφύσιο του εγχυτήρα ανοίγει πλήρως. Το καύσιμο εγχέεται στον θάλαμο καύσης με πίεση που προσεγγίζει την πίεση στη ράγα.

Στη δεδομένη πίεση, η ποσότητα καυσίμου ψεκασμού είναι ανάλογη του χρόνου λειτουργίας της ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας και ανεξάρτητη από την ταχύτητα του κινητήρα και της αντλίας (έλεγχος με χρόνο έγχυσης).

Ο εγχυτήρας κλείνει (τέλος της έγχυσης): Όταν η ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα απενεργοποιηθεί, το ελατήριο της βαλβίδας σπρώχνει τον οπλισμό προς τα κάτω, οπότε η σφαίρα της βαλβίδας κλείνει το γκάζι εξόδου (Εικ. 5-39c).

Το κλείσιμο του γκαζιού εξόδου αναγκάζει το γκάζι εισόδου να δημιουργήσει ξανά πίεση στη ράγα στον θάλαμο ελέγχου. Αυτή η πίεση ασκεί αυξημένη δύναμη στο έμβολο ελέγχου. Στη συνέχεια, η δύναμη από τον θάλαμο ελέγχου της βαλβίδας και η δύναμη από το ελατήριο του ακροφυσίου υπερβαίνουν τη δύναμη που ασκείται στη βελόνα του ακροφυσίου από κάτω και η βελόνα του ακροφυσίου κλείνει. Η ροή από το γκάζι εισόδου καθορίζει την ταχύτητα κλεισίματος της βελόνας του ακροφυσίου. Η ένεση τελειώνει όταν η βελόνα του ακροφυσίου φτάσει ξανά στην έδρα του σώματος του ακροφυσίου και έτσι κλείνει τις οπές ψεκασμού.

Αυτός ο έμμεσος έλεγχος της βελόνας του ακροφυσίου από ένα σύστημα ενίσχυσης υδραυλικής δύναμης χρησιμοποιείται επειδή οι δυνάμεις που απαιτούνται για το γρήγορο άνοιγμα της βελόνας του ακροφυσίου δεν μπορούν να δημιουργηθούν απευθείας με την ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα. Η «ποσότητα ελέγχου» που απαιτείται εκτός από την ποσότητα καυσίμου ψεκασμού φτάνει στην επιστροφή καυσίμου μέσω των γκαζιών του θαλάμου ελέγχου. Εκτός από την ποσότητα ελέγχου, ποσότητες διαρροής βρίσκονται στη βελόνα του ακροφυσίου και στον οδηγό του εμβόλου της βαλβίδας. Οι ποσότητες ελέγχου και διαρροής επιστρέφονται στη δεξαμενή καυσίμου με την επαναφορά με πολλαπλή στην οποία συνδέονται επίσης η βαλβίδα υπερχειλίσης, η αντλία υψηλής πίεσης και η βαλβίδα ελέγχου πίεσης.

Piezo Injectors

Υπάρχουν δύο τύποι πιεζοηλεκτρικών μπεκ:

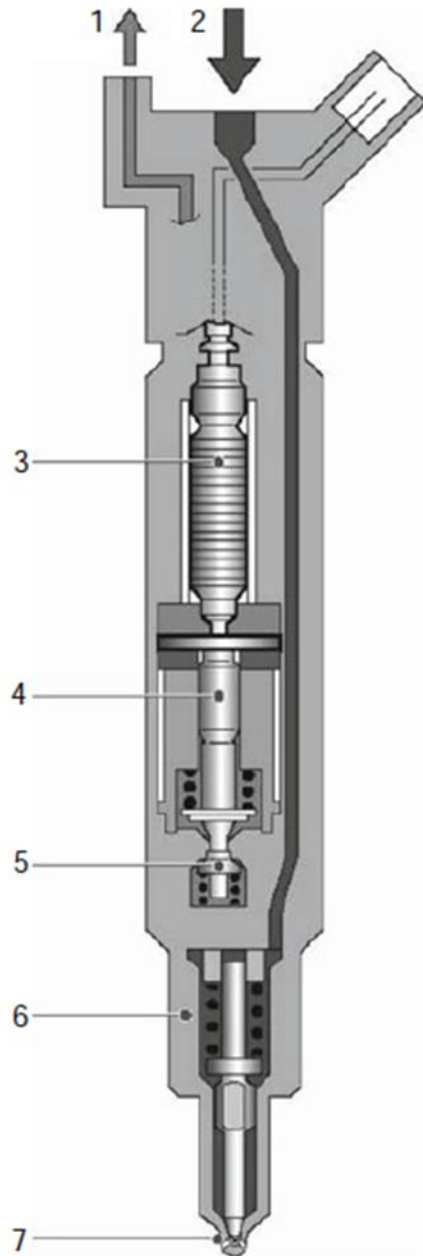
- Tophead CR μπεκ (Siemens) και
- inline μπεκ CR (Bosch, Denso).

Ο εγχυτήρας Tophead CR λειτουργεί όπως ο εγχυτήρας CR της Bosch με σερβοβαλβίδα. Ο διαφορετικός συσχετισμός θερμοκρασίας του κεραμικού ενεργοποιητή και του περιβλήματος πρέπει να αντισταθμίζεται σε έναν εγχυτήρα CR με έναν πιεζοηλεκτρικό ενεργοποιητή. Το περίβλημα του ενεργοποιητή αναλαμβάνει αυτή τη λειτουργία σε έναν εγχυτήρα Tophead, ο υδραυλικός ζεύκτης την αναλαμβάνει σε έναν πιεζοηλεκτρικό εγχυτήρα. Στη συνέχεια περιγράφεται λεπτομερώς η λειτουργία του inline injector.

Σχεδιασμός και λειτουργία Piezo Inline Injector

Το σώμα ενός πιεζοηλεκτρικού εγχυτήρα αποτελείται από τα ακόλουθα συστατικά (βλ. Εικ. 4-40):

- μονάδα ενεργοποιητή (3),
- υδραυλικός ζεύκτης ή ενισχυτής (4),
- βαλβίδα ελέγχου ή σερβοβαλβίδα (5) και
- μονάδα ακροφυσίου (6).



Εικόνα 4-40 Σχεδίαση πιεζοηλεκτρικού εγχυτήρα Bosch. 1 επιστροφή καυσίμου, 2 θύρα υψηλής πίεσης, 3 μονάδα ενεργοποιητή Piezo, 4 υδραυλικός ζεύκτης (ενισχυτής), 5 βαλβίδα σέρβο (βαλβίδα ελέγχου), 6 μονάδα ακροφυσίου με ακροφύσιο βελόνα, 7 Τρύπα ψεκασμού

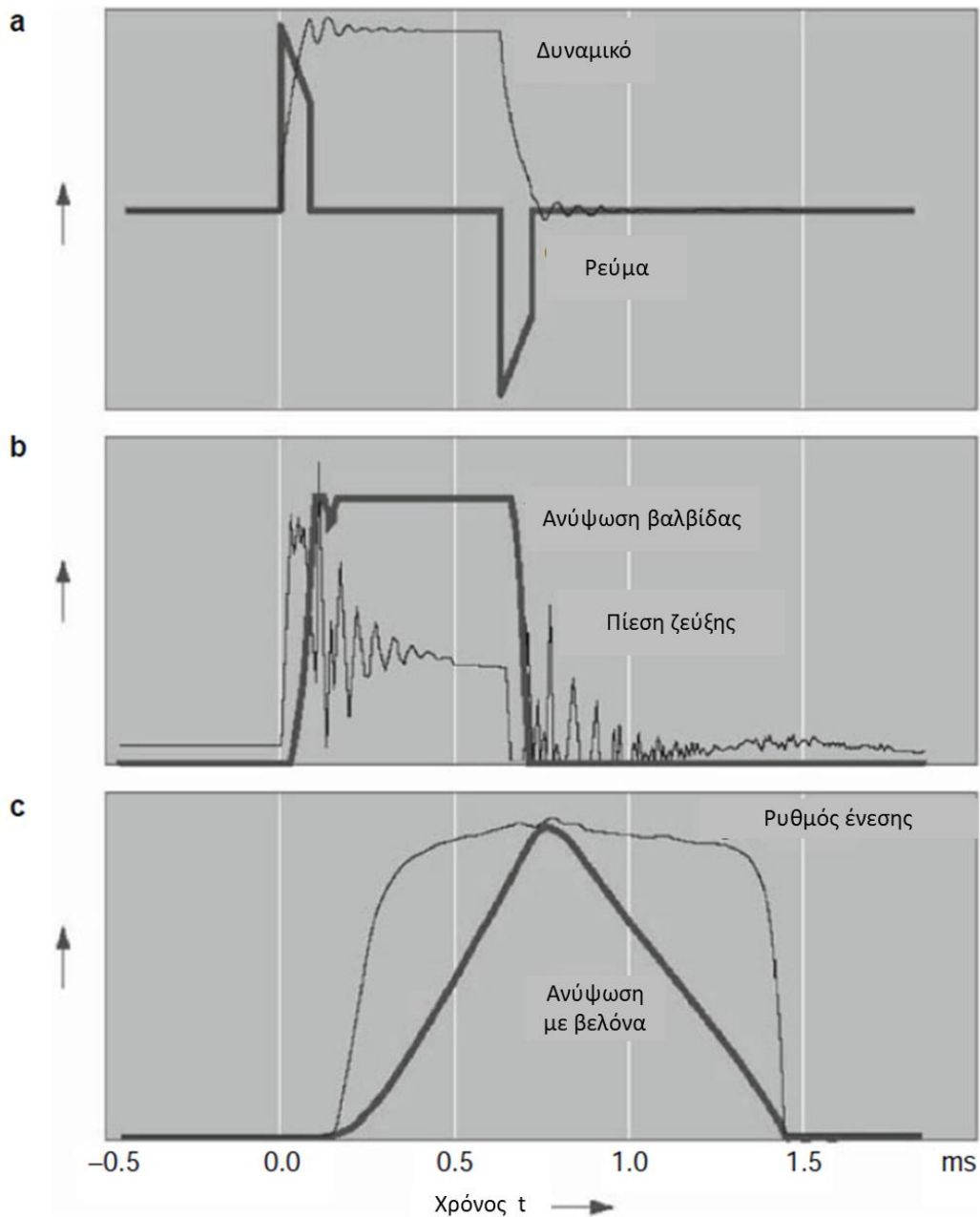
Η επίτευξη υψηλής συνολικής ακαμψίας εντός της αλυσίδας ενεργοποιητή του ενεργοποιητή, του υδραυλικού συζεύκτη και της βαλβίδας ελέγχου ήταν προτεραιότητα όταν σχεδιάστηκε αυτό το μπεκ. Ένα άλλο χαρακτηριστικό σχεδιαστικό χαρακτηριστικό είναι η εξάλειψη των μηχανικών δυνάμεων στη βελόνα του ακροφυσίου, τις οποίες μπορεί να δημιουργήσει μια ράβδος ώθησης σε μπεκ Torhead (σωληνοειδές ή πιεζοηλεκτρικό). Συνολικά, ήταν δυνατό να μειωθούν σημαντικά οι κινούμενες μάζες και η τριβή και έτσι να βελτιωθεί η σταθερότητα και η μετατόπιση του μπεκ σε σύγκριση με άλλα συστήματα. Το σύστημα έγχυσης καθιστά επιπρόσθετα δυνατή την εκτέλεση πολύ σύντομα διαστημάτων μεταξύ των ενέσεων. Προς το παρόν, η ποσότητα και η διαμόρφωση της μέτρησης καυσίμου μπορεί να καλύψει έως και επτά ψεκασμούς ανά κύκλο ψεκασμού και έτσι να προσαρμοστεί στις απαιτήσεις στα σημεία λειτουργίας του κινητήρα.

Εφόσον η σερβοβαλβίδα (5) είναι στενά συνδεδεμένη με τη βελόνα του ακροφυσίου, η βελόνα αντιδρά άμεσα στη λειτουργία του ενεργοποιητή. Ο χρόνος καθυστέρησης μεταξύ της έναρξης του ηλεκτρικού ελέγχου και της υδραυλικής αντίδρασης της βελόνας του ακροφυσίου είναι περίπου 150 μικροδευτερόλεπτα. Αυτό ικανοποιεί τις αντικρουόμενες απαιτήσεις για ταυτόχρονα υψηλές ταχύτητες βελόνας και ελάχιστες αναπαραγωγίμες ποσότητες καυσίμου έγχυσης.

Επιπλέον, βάσει της αρχής του, ο εγχυτήρας δεν περιέχει καμία άμεση διαρροή από την περιοχή υψηλής πίεσης προς το κύκλωμα χαμηλής πίεσης. Αυτό ενισχύει την υδραυλική απόδοση ολόκληρου του συστήματος.

PiezoInlineInjectorControl

Ο εγχυτήρας ελέγχεται από μια μονάδα ελέγχου κινητήρα, η βαθμίδα εξόδου της οποίας έχει σχεδιαστεί ειδικά για αυτό το μπεκ. Ένα σημείο ρύθμισης για την τάση του ενεργοποιητή εκχωρείται ως συνάρτηση της πίεσης της ράγας του σημείου λειτουργίας. Ενεργοποιείται κατά διαστήματα (Εικ. 4-41) μέχρι να επιτευχθεί μια ελάχιστη απόκλιση μεταξύ του σημείου ρύθμισης και της τάσης ελέγχου. Η αύξηση της τάσης μετατρέπεται αναλογικά στη διαδρομή του πιεζοηλεκτρικού ενεργοποιητή. Η υδραυλική ενίσχυση αναγκάζει τη διαδρομή του ενεργοποιητή να δημιουργήσει άνοδο πίεσης στον συζεύκτη μέχρι να ξεπεραστεί η ισορροπία δύναμης στην ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα και να ανοίξει η βαλβίδα. Μόλις η ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα φτάσει στην τελική της θέση, η πίεση στον θάλαμο ελέγχου πάνω από τη βελόνα αρχίζει να πέφτει και πραγματοποιείται η έγχυση.



Εικόνα 4-41 Ακολουθίες ενεργοποίησης του πιεζοηλεκτρικού εγχυτήρα για μία έγχυση. (α) Καμπύλη ρεύματος και τάσης για τον ενεργοποιημένο εγχυτήρα, (β) Ανύψωση βαλβίδας και καμπύλη πίεσης συζεύκτη, (γ) Ανύψωση βαλβίδας και ρυθμός έγχυσης

Η αρχή τους δίνει πλεονεκτήματα στους πιεζοηλεκτρικούς εγχυτήρες σε σχέση με τους εγχυτήρες SV, και συγκεκριμένα:

- πολλαπλή έγχυση με ευέλικτη έναρξη της ένεσης και διαστήματα μεταξύ των μεμονωμένων ενέσεων,
- παραγωγή πολύ χαμηλών ποσοτήτων καυσίμου ψεκασμού για πιλοτική έγχυση και
- χαμηλό κατασκευασμένο μέγεθος και βάρος εγχυτήρα (270 g αντί για 490 g).

4.3.5.7 Λειτουργίες μέτρησης

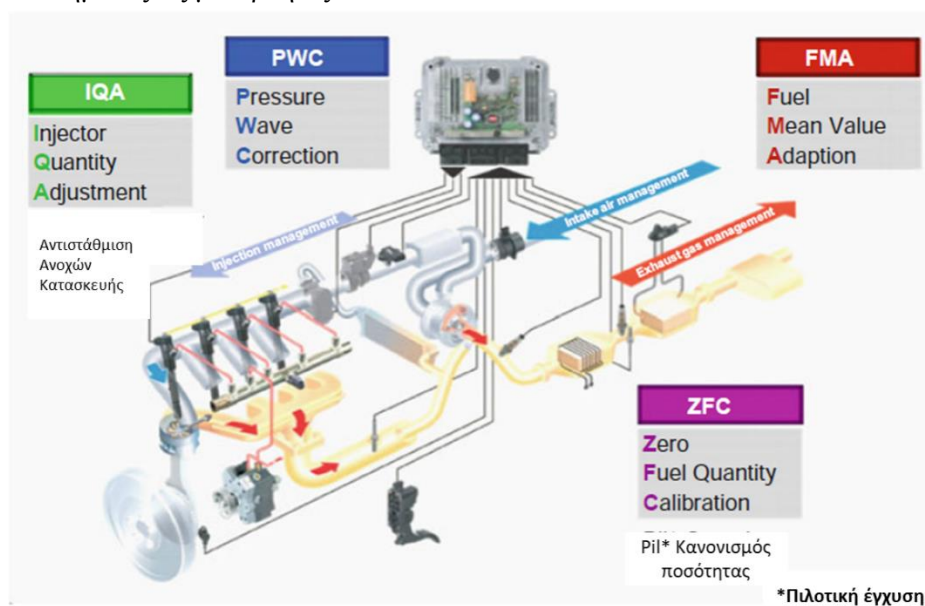
Ορισμός και στόχοι

Οι λειτουργίες μέτρησης περιλαμβάνουν δομές ελέγχου ανοικτού και κλειστού βρόχου στην ηλεκτρική μονάδα ελέγχου, οι οποίες, σε συνδυασμό με τη μονότονη δράση του μπεκ ψεκασμού, διασφαλίζουν την απαιτούμενη ακρίβεια μέτρησης κατά τη διάρκεια της έγχυσης. Οι λειτουργίες χρησιμοποιούν μια ειδικά αναπτυγμένη δράση του υδραυλικού συστήματος έγχυσης και εφαρμόζουν σήματα από υπάρχοντες αισθητήρες ως βοηθητικά μεγέθη καθώς και προσεγγίσεις βάσει μοντέλων που βασίζονται στους φυσικούς νόμους διατήρησης για την ακριβή μέτρηση του καυσίμου.

Η χρήση τέτοιων λειτουργιών καθοδηγείται από τις ολοένα και πιο αυστηρά διατυπωμένες προδιαγραφές απόδοσης για τη μέτρηση καυσίμου, οι οποίες, με τη σειρά τους, πηγάζουν από στόχους ανάπτυξης κινητήρων ντίζελ, ειδικά όλο και χαμηλότερες εκπομπές ακατέργαστων ρύπων με ταυτόχρονα υψηλότερες απαιτήσεις για άνεση και επιδόσεις με ασυναγώνιστη χαμηλή κατανάλωση. Η ρύθμιση των απαιτούμενων ακρίβειων στη μέτρηση καυσίμου στα ίδια τα υδραυλικά εξαρτήματα και η προσπάθεια διατήρησής τους καθ' όλη τη διάρκεια ζωής τους έχει αποδειχθεί μια αντιοικονομική προσέγγιση.

ΣΥΝΟΨΗ

Το Σχήμα 4-42 παρουσιάζει μια επισκόπηση των τεσσάρων πιο σημαντικών λειτουργιών μέτρησης που επιτυγχάνουν τις ανοχές μέτρησης που απαιτούνται για εφαρμογές EU4 και μελλοντικά πρότυπα εκπομπών παγκοσμίως. Ενώ η λειτουργία της **προσαρμογής της ποιότητας του εγχυτήρα** προσαρμόζει τις κατασκευαστικές ανοχές των μπεκ όταν είναι καινούργια, η **διόρθωση πίεσηςκυμάτων** διορθώνει την ποσοτική επίδραση των κυμάτων πίεσης κατά τη διάρκεια πολλαπλών εγχύσεων με βάση μοντέλα. Και οι δύο λειτουργίες λειτουργούν ελεγχόμενα και απαιτούν αποτελέσματα από μετρήσεις του υδραυλικού συστήματος ως μεταβλητές εισόδου.



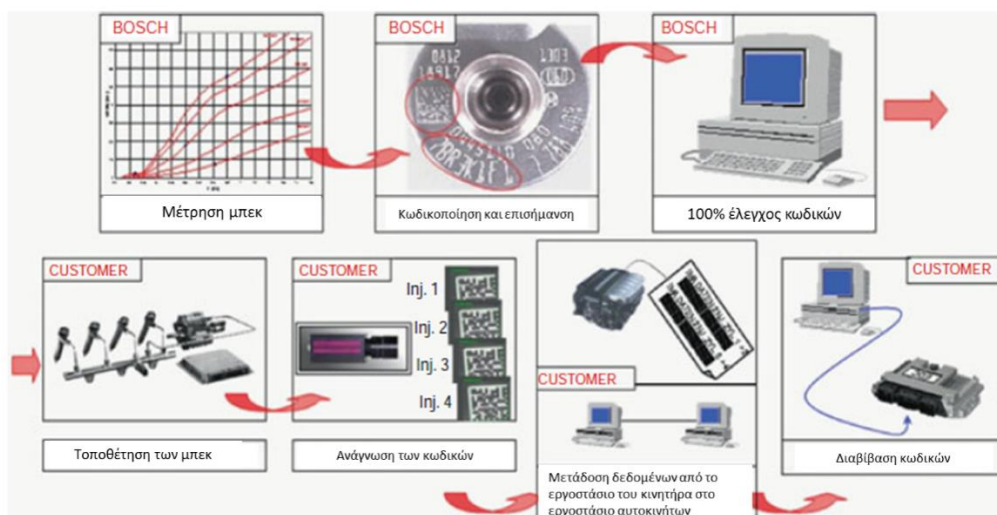
Εικόνα 4-42 Λειτουργίες μέτρησης για εφαρμογές επιβατικών αυτοκινήτων που ξεκινούν με EU4

Η βαθμονόμηση μηδενικής ποσότητας καυσίμου χρησιμοποιεί τη βοηθητική ποσότητα αλλαγής ταχύτητας για να μάθει την ελάχιστη ποσότητα ενός μπεκ επί τόπου καθ' όλη τη διάρκεια της λειτουργίας του.

Η προσαρμογή μέσης τιμής καυσίμου υπολογίζει τη μάζα αέρα της μέσης ποσότητας καυσίμου που έχει εγχυθεί με βάση το σήμα I. Οι δύο τελευταίες λειτουργίες είναι προσαρμοστικές λειτουργίες ελέγχου ποσότητας έγχυσης που χρησιμοποιούν βοηθητικές ποσότητες διαθέσιμες από σήματα αισθητήρων.

Προσαρμογή ποιότητας εγχυτήρα (Εικ. 4-43)

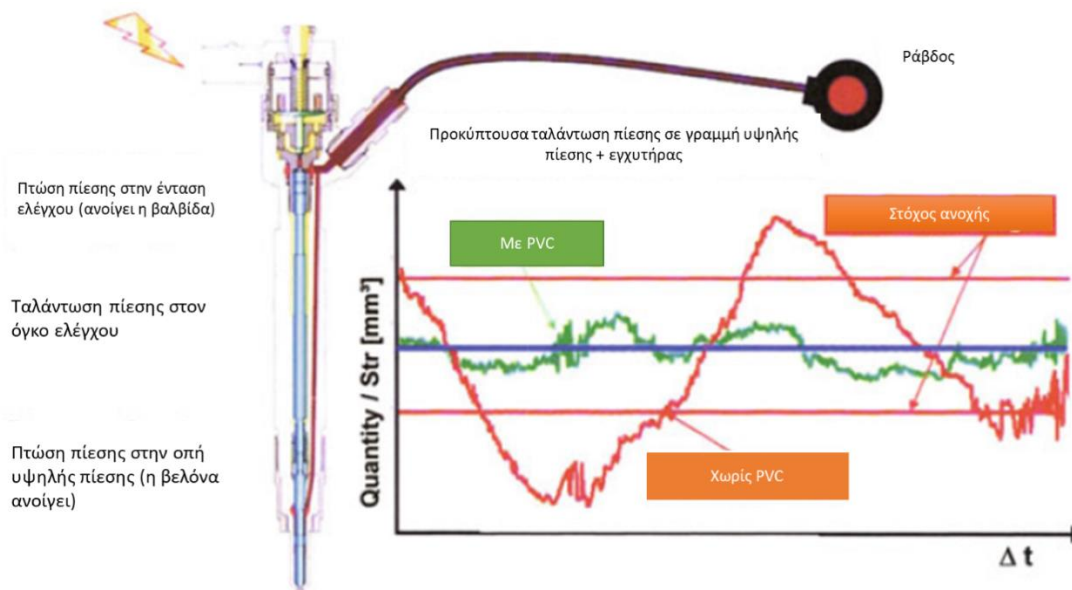
Αυτή η λειτουργία χρησιμοποιεί αποτελέσματα μετρήσεων από δοκιμές υγρού εργοστασίου μετά την τελική συναρμολόγηση των μπεκ. Μετριέται η ποσότητα καυσίμου κάθε μπεκ ψεκασμού, π.χ. σε τέσσερα σημεία δοκιμής (χρόνος ενεργοποίησης και πίεση) και το αποτέλεσμα συγκρίνεται με το σημείο ρύθμισης για το συγκεκριμένο σημείο μέτρησης. Αυτές οι πληροφορίες αποθηκεύονται στον εγχυτήρα ως κωδικός πίνακα δεδομένων. Όταν η ανοχή ενός μεμονωμένου εγχυτήρα στα σημεία δοκιμής του είναι γνωστή σε σχέση με το μέσο μπεκ, ο χάρτης του οποίου είναι αποθηκευμένος στη μονάδα ελέγχου, ο μεμονωμένος εγχυτήρας μπορεί να προσαρμοστεί στον χάρτη του μέσου εγχυτήρα. Προϋπόθεση για αυτό είναι μια επαρκώς ακριβής περιγραφή ολόκληρου του χάρτη από την απόδοση του μεμονωμένου εγχυτήρα με βάση τα τέσσερα σημεία δοκιμής, π.χ. από παράγοντες συσχέτισης. Οι συντελεστές συσχέτισης για όλα τα μπεκ του ίδιου τύπου αποθηκεύονται στη μονάδα ελέγχου μαζί με τον χάρτη μέσης ποσότητας καυσίμου. Οι μεμονωμένες πληροφορίες για την απόδοση ενός μεμονωμένου εγχυτήρα εισάγονται στην εγγραψιμη μνήμη της μονάδας ελέγχου διαβάζοντας τους κωδικούς του πίνακα δεδομένων. Στην παραγωγή οχημάτων, αυτό γίνεται στο τέλος της γραμμής συναρμολόγησης. Η προσαρμογή της ποιότητας του μπεκ ψεκασμού αντιπροσωπεύει μια αποτελεσματική μέθοδο για την εξίσωση των ποσοτήτων καυσίμου που ψεκάζουν τα μπεκ με βάση τις τιμές δοκιμής τους. Συνολικά, η μέθοδος επιτρέπει μια στρατηγική «win-win» αυξάνοντας την ακρίβεια μέτρησης καθώς και τον όγκο παραγωγής ενώ επεκτείνοντας τις ανοχές προσαρμογής. Αυτό έχει θετικό αντίκτυπο στο κόστος.



Εικόνα 4-43.Αλυσίδα διαδικασίας προσαρμογής ποιότητας εγχυτήρα

Διόρθωση κυμάτων πίεσης (PWC) (Εικ. 4-44)

Μεταβλητά τοποθετημένοι και εφαρμοσμένοι σε διαφορετικά σημεία φορτίου κινητήρα και έτσι, με τη σειρά τους, έχοντας διαφορετικές πιέσεις και ψεκασμούς διαφορετικές μάζες, οι πολλαπλοί ψεκασμοί είναι απαραίτητοι για την επίτευξη των στόχων εκπομπών και άνεσης για τους κινητήρες ντίζελ. Δεδομένης της συμπιεστότητας του καυσίμου ντίζελ, τα κύματα πίεσης πυροδοτούνται πάντα κατά τη διάρκεια των ψεκασμών στο σύστημα, τα οποία μπορούν με τη σειρά τους να επηρεάσουν τη μέτρηση του καυσίμου στον θάλαμο καύσης μόλις ξεκινήσουν πολλαπλοί διαδοχικοί ψεκασμοί. Τα «κύματα ποσότητας» που ενεργοποιούνται με αυτόν τον τρόπο διευρύνουν την ανοχή για μία ή περισσότερες ενέσεις.



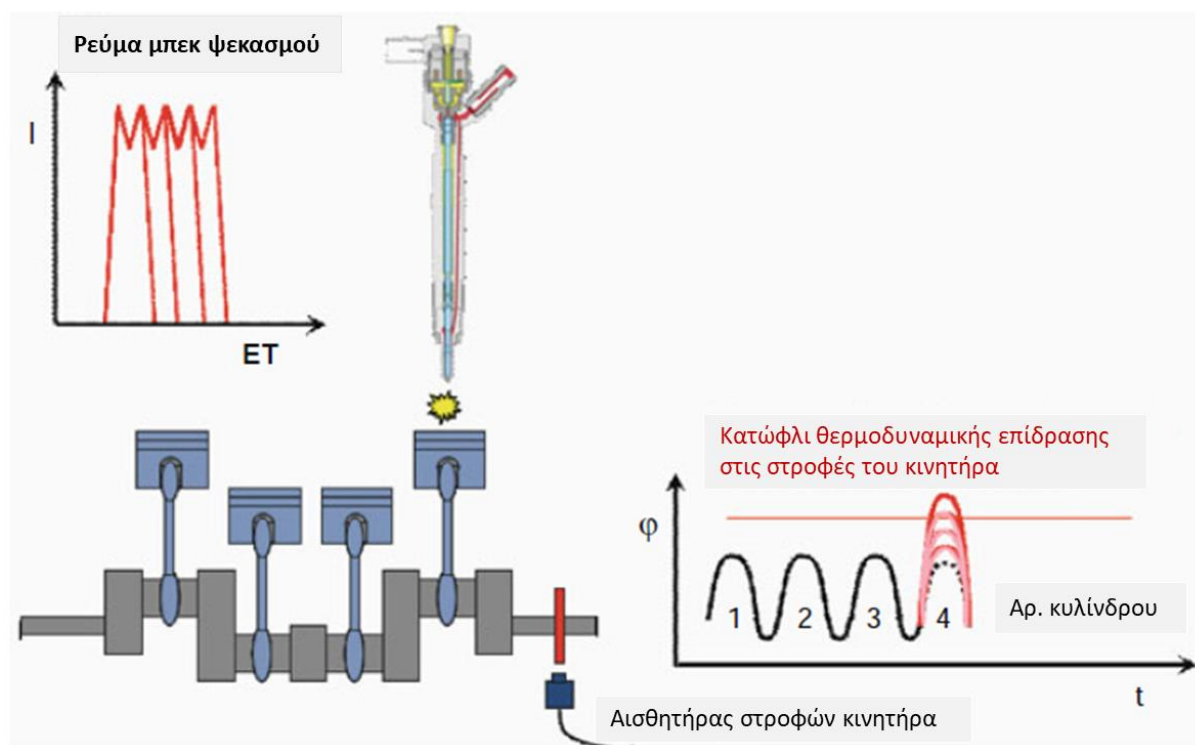
Εικόνα 4-44 Λειτουργία διόρθωσης κυμάτων πίεσης (PWC)

Αυτό είναι ανεπιθύμητο και μπορεί να επηρεάσει εξαιρετικά δυσμενώς τη συμπεριφορά εκπομπών και θορύβου. Μαζί με τα μέτρα απόσβεσης στο υδραυλικό σύστημα (βλ. Ενότητες 5.3.5.4 και 5.3.5.5), τα φυσικά μοντέλα μπορούν να χρησιμεύσουν ως βάση για τη διόρθωση των ποσοτικών επιδράσεων που προκαλούνται από τα κύματα πίεσης. Αυτή είναι η συνάρτηση της διόρθωσης κυμάτων πίεσης. Οι ποσότητες καυσίμου που ψεκάζονται κατά τη στιγμιαία και προηγούμενη έγχυση, η πίεση και η θερμοκρασία του καυσίμου και τα διαστήματα ψεκασμού είναι μεταβλητές που επηρεάζουν τις αλλαγές στην ποσότητα του καυσίμου. Η διόρθωση κυμάτων πίεσης διορθώνει αποτελεσματικά τις ποσοτικές επιδράσεις με βάση αυτές τις μεταβλητές και το χαρακτηριστικό απόκρισης του ίδιου του υδραυλικού συστήματος. Η διόρθωση κύματος πίεσης επιτρέπει την ενσωμάτωση διαστημάτων υδραυλικού ψεκασμού που είναι βέλτιστα για τη θερμοδυναμική εφαρμογή ενός κινητήρα και εξισορρόπηση της επίδρασης της θερμοκρασίας του καυσίμου στα κύματα του καυσίμου ακόμα και όταν τα διαστήματα ψεκασμού είναι σταθερά. Δεδομένου ότι η διόρθωση κυμάτων πίεσης αποτελεί έλεγχο βάσει μοντέλου, είναι εξαιρετικά σημαντικό το σφάλμα που εφαρμόζεται στο μοντέλο να αντιστοιχεί επίσης στο σφάλμα του υδραυλικού συστήματος, δηλαδή στην αναπαραγωγή του υπάρχοντος υδραυλικού συστήματος με βάση τις μετρήσεις και τη χρήση των μετκ Ο φυσικά σωστός χάρτης ελέγχου έχει στοιχειώδη σημασία για τη λειτουργία διόρθωσης κυμάτων πίεσης.

Βαθμονόμηση μηδενικής ποσότητας καυσίμου (ZFC) (Εικ. 4-45)

Από τη σκοπιά του κινητήρα, πρέπει να επιλυθεί η εγγενής σύγκρουση στην εφαρμογή του πιλοτικού ψεκασμού για τη μείωση του θορύβου καύσης αφενός και την ελάχιστη αύξηση των εκπομπών σωματιδίων αφετέρου. Ως εκ τούτου, η προσαρμοστική λειτουργία της βαθμονόμησης μηδενικής ποσότητας καυσίμου είναι να διασφαλίσει ότι οι ελάχιστες ποσότητες πιλοτικής έγχυσης είναι σταθερές κατά τη διάρκεια ζωής. Η βαθμονόμηση μηδενικής ποσότητας καυσίμου χρησιμοποιεί ένα σήμα ταχύτητας υψηλής ανάλυσης από τον κινητήρα ως βοηθητική ποσότητα. Παρέχει πληροφορίες για την επιλεκτική ροπή κυλίνδρου που παράγεται κατά την καύση ελάχιστων ποσοτήτων. Η λειτουργία λειτουργεί μόνο σε συνθήκες υπέρβασης ώστε να μην διαταράσσεται η κανονική οδήγηση. Η διαμόρφωση του χρόνου ενεργοποίησης κάθε μεμονωμένου μετκ ψεκασμού επιτρέπει τον διαδοχικό εντοπισμό του χρόνου που ένα μετκ ψεκάζει μια ελάχιστη ποσότητα καυσίμου, τη λεγόμενη «μηδενική ποσότητα», αναλύοντας το σήμα ταχύτητας. Η διάρκεια του ελέγχου εφαρμόζεται για την ανίχνευση και, εάν είναι απαραίτητο, τη διόρθωση αλλαγών στο υδραυλικό σύστημα σε όλη την περίοδο λειτουργίας

του. Το χαρακτηριστικό απόκρισης των ελάχιστων ποσοτήτων καυσίμου ψεκασμού και η απόκριση της ταχύτητας εξαρτώνται από το σύστημα μετάδοσης κίνησης του οχήματος που εφαρμόζεται και πρέπει επομένως να υπολογίζονται ειδικά. Συγκεκριμένα, αυτή η λειτουργία λειτουργεί χωρίς πρόσθετους αισθητήρες και είναι σε θέση να ανιχνεύει ελάχιστες ποσότητες καυσίμου με βεβαιότητα με ακρίβεια μικρότερη από $0,4 \text{ mm}^3$.

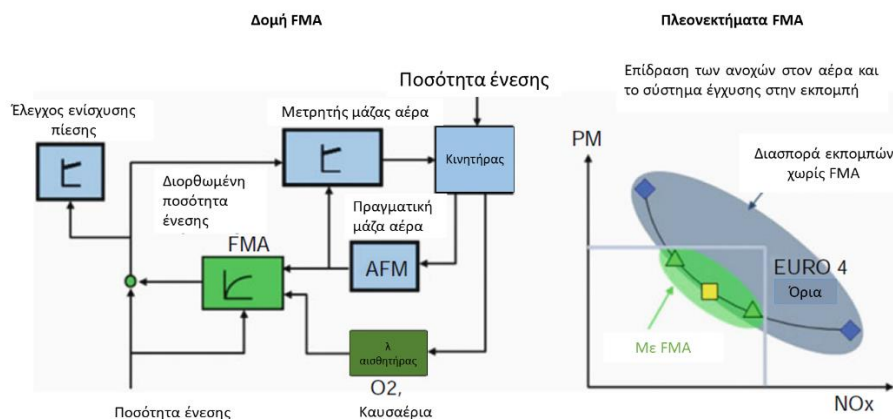


Εικόνα 4-45 Λειτουργία βαθμονόμησης μηδενικής ποσότητας καυσίμου (ZFC)

Έτσι, μικρότερες ποσότητες καυσίμου με έγχυση πιλότου από 1 mm^3 μπορούν να αναπαρασταθούν στην περιοχή του χάρτη ως συνάρτηση του ορίου καύσης που απαιτείται από τον κινητήρα.

Προσαρμογή μέσης τιμής καυσίμου (FMA) (Εικ. 4-46)

Για να επιτευχθούν αξιόπιστα τα όρια εκπομπών σωματιδίων και NOX σε όλα τα πιστοποιημένα οχήματα, όλες οι ανοχές στα συστήματα αισθητήρα και ενεργοποιητή του συστήματος έγχυσης αέρα και ψεκασμού πρέπει να διασφαλίζουν ότι η σωστή μάζα αέρα είναι πάντα διαθέσιμη για την καύση της παρεχόμενης μάζας καυσίμου. Αυτό γίνεται με τον έλεγχο του ρυθμού ανακυκλοφορίας καυσαερίων. Εάν η εγχυόμενη μάζα αποκλίνει από την υποτιθέμενη μάζα στη μονάδα ελέγχου, η αρχική εφαρμογή μετατοπίζεται κατά μήκος της αντιστάθμισης σωματιδίων NO_x του ρυθμού ανακυκλοφορίας καυσαερίων. Εάν εγχυθεί κάπως λιγότερο καύσιμο σε ένα συγκεκριμένο σημείο φόρτισης από ό,τι υποτίθεται από τη μονάδα ελέγχου, τότε η ανακυκλοφορία των καυσαερίων θα είναι πολύ χαμηλή για να παρέχει τη μεγαλύτερη ποσότητα οξυγόνου που υποτίθεται ότι απαιτείται για την καύση. Σε αντίθεση με την ονομαστική εφαρμογή, αυτό προκαλεί αύξηση των εκπομπών NOX που διευκολύνει τις εκπομπές σωματιδίων.



Εικόνα 4-46 Δομή και όφελος της προσαρμογής μέσης τιμής καυσίμου (FMA)

Η περίσσεια καυσίμου κατά τη διάρκεια του ψεκασμού παράγει το αντίστροφο και είναι ανάλογο με την αντιστάθμιση αιθάλης-NO_x. Η λειτουργία της προσαρμογής της μέσης τιμής καυσίμου είναι να εξακριβώσει τη μάζα που ψεκάζεται πραγματικά με βάση τα σήματα λ και στη συνέχεια να προσαρμόσει τη ροή μάζας αέρα για να επιτύχει τον αρχικό συμβιβασμό στην ιδέα των σωματιδίων-NO_x. Η απόκριση της προσαρμογής της μέσης τιμής καυσίμου σε σφάλματα στην ποσότητα καυσίμου ψεκασμού καθώς και η αντιστάθμιση για τα σφάλματα του αισθητήρα μάζας αέρα με βάση το σήμα λ είναι μια επιθυμητή παρενέργεια. Έτσι, οι ανοχές στη διαδρομή του αέρα και οι ανοχές του κινητήρα μπορούν επίσης να αντισταθμιστούν. Αυτό τελικά εκδηλώνεται με ένα σημαντικό μικρότερο περιθώριο ασφαλείας για τα όρια εκπομπής σωματιδίων και NO_x για την αντίστοιχη εφαρμογή.

Όταν το επίπεδο των εκπομπών βασίζεται σε τυπικές κατανομές των ανοχών όλων των εμπλεκόμενων στοιχείων, τότε η προσαρμογή της μέσης τιμής καυσίμου μπορεί, τουλάχιστον, να μειώσει στο μισό το περιθώριο ασφαλείας για μια εφαρμογή Euro 4 σε σχέση με το αρχικό περιθώριο των οριακών τιμών εκπομπών χωρίς μέσο όρο καυσίμου προσαρμογή αξίας.

4.3.6 Συστήματα έγχυσης για μεγάλους κινητήρες ντίζελ

4.3.6.1 Πεδίο Εφαρμογής

Το φάσμα των εφαρμογών του συστήματος ψεκασμού για μεγάλους κινητήρες ντίζελ καλύπτει

- απόδοση κυλίνδρων από 70 έως 2.000 kW (σε μεγάλους δίχρονους κινητήρες ντίζελ χαμηλής ταχύτητας έως 4.500 kW),
- στροφές κινητήρα από 60 έως 1.800 σ.α.λ.
- ποσότητες καυσίμου με έγχυση πλήρους φορτίου από 180 έως 20.000 mm³/έγχυση,
- αριθμός κυλίνδρων κινητήρα από 1 έως 20 και
- μια σειρά καυσίμων από τυπικό καύσιμο ντίζελ έως βαρύ καύσιμο με ιξώδες έως 700 cSt στους 508C.

Οι θεμελιώδεις πτυχές της ανάπτυξης, της μηχανικής και της κατασκευής συστημάτων έγχυσης για μεγάλους κινητήρες ντίζελ περιλαμβάνουν:

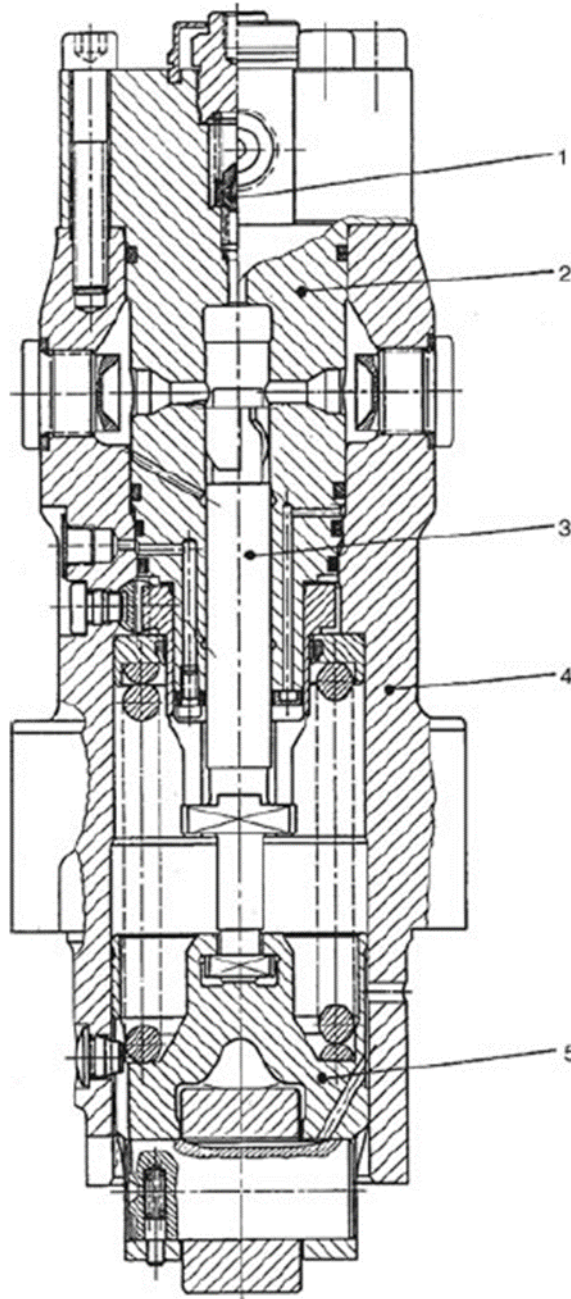
- υψηλή αξιοπιστία και μεγάλη διάρκεια ζωής,
- μεγάλο ποσοστό λειτουργίας πλήρους φορτίου,
- εύκολη εναλλαξιμότητα με τα υπάρχοντα συστήματα έγχυσης,
- δυνατότητα εφαρμογής σε οποιεσδήποτε διαμορφώσεις κυλίνδρων,
- ευκολία συντήρησης,
- συμβατότητα καυσίμου,

- ανταγωνιστικό κόστος κατά την παραγωγή μικρών ποσοτήτων και
- δυνατότητα ελέγχου όλων των παραμέτρων έγχυσης προς συμμόρφωση πρότυπα εκπομπών.

4.3.6.2 Συμβατικά συστήματα έγχυσης

Ενσωματωμένες αντλίες με διάμετρο εμβόλου αντλίας έως 20 mm και διαδρομές εμβόλου αντλίας έως 15 mm εξακολουθούν να χρησιμοποιούνται σε μεγάλους κινητήρες με ισχύ κυλίνδρων έως και 160 kW περίπου. Η ευέλικτη προσαρμογή σε διαφορετικούς αριθμούς κυλίνδρων είναι δυνατή μόνο με αντλίες μονάδας. Επιτρέπουν την εφαρμογή σύντομων και τυποποιημένων γραμμών έγχυσης.

Ο περιστρεφόμενος ψεκασμός που είναι τοποθετημένος στον εκκεντροφόρο άξονα του κινητήρα κινεί το έμβολο της αντλίας με ωστήρα κυλίνδρου (βλ. Εικ. 5-47) ή κινηματική του μοχλού βαλβίδας. Η άμεση τοποθέτηση των μονοκύλινδρων αντλιών στους σχετικούς κυλίνδρους επιτρέπει εξαιρετικά μικρές γραμμές έγχυσης. Αυτό βελτιώνει την απόδοση του συστήματος επειδή οι υδραυλικές απώλειες είναι χαμηλές. Τα πανομοιότυπα εξαρτήματα απλοποιούν την προσαρμογή στη σχεδίαση του κινητήρα και τον αριθμό των κυλίνδρων καθώς και τη διαχείριση ανταλλακτικών.



Εικόνα 4-47 Μονοκύλινδρος αντλία με ενσωματωμένο ρολό (BoschPFRICY). 1 Βαλβίδα σταθερής πίεσης. 2 Βαρέλι; 3 Έμβολο; 4 Στέγαση; 5 Rollertappet (= 4-35, 2ndEd.)

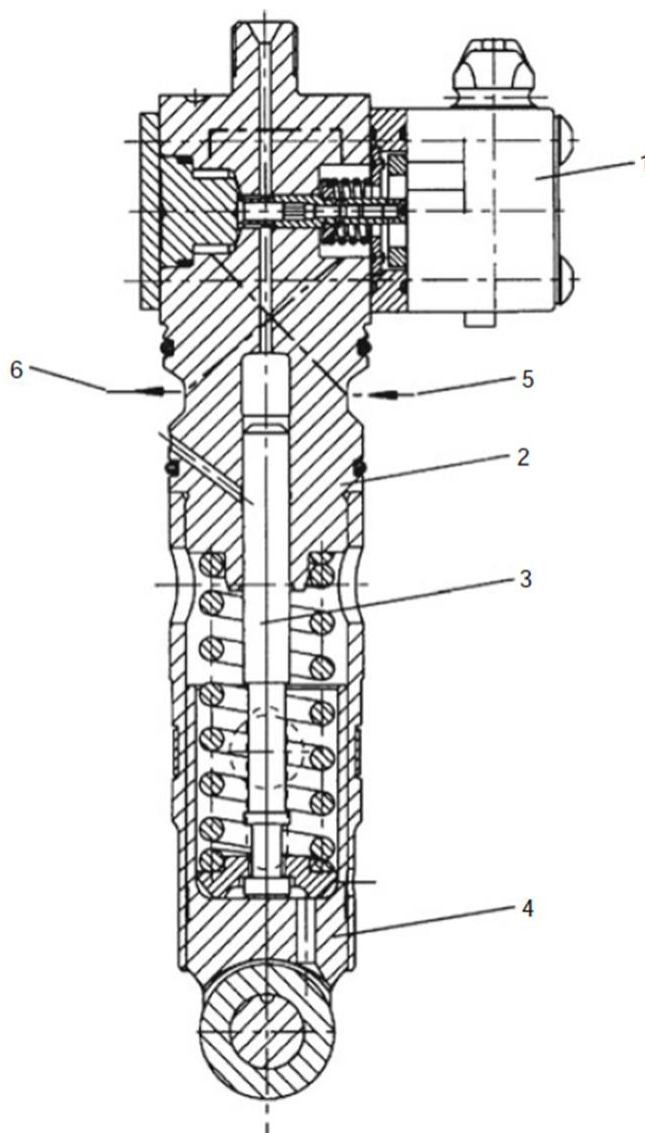
Η αντλία μονάδας που απεικονίζεται στο Σχ. 4-47 έχει μια κάννη αντλίας με σχέδιο οπής σάκου, η οποία υποστηρίζει πιέσεις κορυφής στην πλευρά της αντλίας έως και 1.500 bar. Μια βαλβίδα σταθερής πίεσης είναι τοποθετημένη στο τμήμα φλάντζας που είναι ανθεκτικό στην παραμόρφωση του κυλίνδρου της αντλίας. Αποτρέπει το ακροφύσιο από την μετά την έγχυση με την ταχεία διάχυση της πίεσης μετά το τέλος της παράδοσης και επίσης διατηρεί την πίεση στη γραμμή έγχυσης υψηλή για να αποτρέψει τη σπηλαιώση στο σύστημα. Αυτός ο σχεδιασμός αποφεύγει τη σφράγιση μεγάλης περιοχής υψηλής πίεσης. Οι αντλίες μονάδας για λειτουργία βαρέος καυσίμου έχουν συνήθως τρεις αυλακώσεις δακτυλίου ενσωματωμένες στην κάννη της αντλίας κάτω από τη θύρα διαρροής, οι οποίες εκτελούν διαφορετικές λειτουργίες. Όπως σε όλες τις εφαρμογές ντίζελ, το επάνω αυλάκι επιστρέφει λάδι διαρροής στο θάλαμο εισαγωγής.

Το λιπαντικό λάδι από το κύκλωμα λαδιού κινητήρα, το οποίο λειτουργεί ως λάδι στεγανοποίησης και εμποδίζει το καύσιμο να αραιώσει το λάδι κινητήρα, τροφοδοτείται στην πιο κάτω αυλάκωση μέσω ενός λεπτού φίλτρου. Ενδιάμεσα τοποθετείται ένα αυλάκι για την αφαίρεση χωρίς πίεση του σύνθετου λαδιού που αποτελείται από καύσιμο και λιπαντικό.

Τα έκκεντρα κίνησης για μονοκύλινδρες αντλίες είναι τοποθετημένα στον ίδιο εκκεντροφόρο άξονα με τα έκκεντρα για το γρανάζι βαλβίδας του κινητήρα. Επομένως, η κοινή φάση εκκέντρου με το γρανάζι μετάδοσης κίνησης δεν μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη μετατόπιση του χρονισμού ψεκασμού. Ρύθμιση ενός ενδιάμεσου στοιχείου, π.χ. ένας κυλινδρικός βραχίονας τοποθετημένος έκκεντρα μεταξύ του εκκέντρου και του κυλινδρικού ωστήρα, μπορεί να δημιουργήσει γωνία προώθησης λίγων μοιρών. Έτσι, η κατανάλωση και οι εκπομπές ρύπων μπορούν να βελτιστοποιηθούν ή ακόμη και να προσαρμοστούν στη διαφορετική ποιότητα ανάφλεξης διαφόρων τύπων καυσίμου. Η υψηλή δομική πολυπλοκότητα αυτής της λύσης οδήγησε στην ανάπτυξη αντλιών ελεγχόμενων ηλεκτρομαγνητικών.

4.3.6.3 Ελεγχόμενες αντλίες ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας

Το σχήμα 4-48 παρουσιάζει μια μονοκύλινδρη αντλία ελεγχόμενης ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας (μοναδιαία αντλία). Το έκκεντρο έγχυσης στον εκκεντροφόρο άξονα του κινητήρα κινεί το έμβολο της αντλίας με ρολό. Μια σύντομη γραμμή υψηλής πίεσης δημιουργεί τη σύνδεση με το συγκρότημα συγκράτησης ακροφυσίου στον κύλινδρο του κινητήρα. Αυτές οι αντλίες χρησιμοποιούνται σε κινητήρες υψηλής ταχύτητας (> 1.500 rpm) και μεσαίας ταχύτητας (ονομαστική ταχύτητα < 1.200 rpm) και έχουν διάμετρο εμβόλου αντλίας 18–22 mm και διαδρομές εμβόλου μεταξύ 20 και 28 mm. Το έμβολο της αντλίας δεν έχει ούτε έλικες ούτε αυλακώσεις, η κάννη της αντλίας δεν έχει θύρες διαρροής. Μια βαλβίδα πίεσης τοποθετείται αντί για μια ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα με ένα έμβολο ελέγχου.



Εικόνα 4-48 Μονοκύλινδρος αντλία με ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα (Bosch PFRIZ). 1 ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα, 2 κάρνη, 3 έμβολο, 4 ωστήριο κυλίνδρου, 5 τροφοδοσία καυσίμου, 6 εκκένωση καυσίμου (= 4-36, 2η έκδοση)

Τα πλεονεκτήματα αυτού του συστήματος είναι:

- μικρότερος χώρος εγκατάστασης,
- καλή καταλληλότητα για συμβατικά σχέδια κυλινδροκεφαλής,
- άκαμπτη κίνηση,
- γρήγοροι χρόνοι εναλλαγής και ακριβής μέτρηση καυσίμου με ελεύθερη επιλογή έναρξης παράδοσης,
- εύκολη αντικατάσταση κατά την επισκευή και το σέρβις και
- δυνατότητα απενεργοποίησης κυλίνδρου σε λειτουργία μερικού φορτίου.

4.3.6.4 Συστήματα κοινού σιδηροδρόμου

Μέχρι πρόσφατα, ο χρονισμός έγχυσης που εξαρτάται από την ταχύτητα και το φορτίο δεν ήταν απαραίτητος σε μεγάλους κινητήρες υψηλής και μεσαίας ταχύτητας. Οι κινητήρες θαλάσσης έχουν σταθερή συσχέτιση στροφών και φορτίου. Οι κινητήρες γεννήτριας λειτουργούν με σταθερή ταχύτητα με μεταβλητό φορτίο. Έτσι, και οι δύο εφαρμογές επιτρέπουν τη χρήση μιας άνω έλικας στο έμβολο της αντλίας των συμβατικών αντλιών για τη ρύθμιση της έναρξης παροχής ανάλογα με το φορτίο.

Οι αυστηρότεροι κανονισμοί για τις εκπομπές καυσαερίων που ίσχυαν εν μέρει το 2006 απαιτούν τη χρήση νέων αρχών έγχυσης ακόμη και σε μεγάλους κινητήρες ντίζελ. Το σύστημα κοινού σιδηροδρόμου που καθιερώθηκε στον τομέα των επαγγελματικών οχημάτων έχει πλεονεκτήματα που δεν μπορούν να κάνουν οι σημερινές εφαρμογές μεγάλων κινητήρων ντίζελ. Ωστόσο, οι απαιτήσεις που συνοψίζονται παρακάτω πρέπει να τηρούνται ακόμη πιο αυστηρά από ό,τι σε συστήματα για κινητήρες οχημάτων:

- ανεξάρτητη από την ταχύτητα, ελεύθερα ελεγχόμενη πίεση συστήματος έως 2.000 bar,
- υψηλότερη απόδοση και συνεπώς χαμηλή ισχύ κίνησης της αντλίας σε χαμηλή μέγιστη ροπή,
- υψηλότερη πίεση πριν από την οπή ψεκασμού μέσω απωλειών χαμηλής πίεσης σε γραμμές υψηλής πίεσης, βαλβίδες και στο ακροφύσιο,
- δυνατότητα πολλαπλής έγχυσης,
- διαμόρφωση του ρυθμού έγχυσης,
- χαμηλή διακύμανση από μπεκ σε μπεκ, χαμηλή μετατόπιση ποσότητας καυσίμου ψεκασμού καθ' όλη τη διάρκεια ζωής,
- υψηλή αξιοπιστία και μεγάλη διάρκεια ζωής για κύκλους ζωής με υψηλό ποσοστό πλήρους φορτίου,
- σταθερότητα με μεταβλητή ποιότητα καυσίμου και μόλυνση,
- εύκολη εναλλαξιμότητα με συμβατικά συστήματα που αντικαθίστανται σε ιδιαίτερα μεγάλους κινητήρες μεγάλης διάρκειας ζωής,
- εύκολες επιλογές σέρβις και επισκευής και
- ιδιαίτερα αξιόπιστα ηλεκτρονικά με λειτουργίες πλεονασμού και λίμφο.

Οι πιέσεις του συστήματος στις τρέχουσες εφαρμογές είναι 1.400–1.600 bar και 1.800 bar για ειδικές εφαρμογές όπως τα σκάφη αναψυχής. Μέτρα που μειώνουν τα οξείδια του αζώτου, π.χ. Η επανακυκλοφορία καυσαερίων ή η διαμόρφωση του ρυθμού έγχυσης, απαιτούν υψηλές πιέσεις ψεκασμού για να αντισταθμιστούν τα μειονεκτήματα όσον αφορά τις εκπομπές σωματιδίων και την κατανάλωση καυσίμου. Ο καλύτερος ψεκασμός μέσω της αυξημένης πίεσης καυσίμου σίγουρα μειώνει τις εκπομπές σωματιδίων. Η αύξηση της πίεσης συνδέεται με υψηλότερη κατανάλωση ενέργειας για την κίνηση της αντλίας υψηλής πίεσης. Έτσι, οι απώλειες διαρροής, οι απώλειες στραγγαλισμού και η παραγωγή θερμότητας πρέπει επίσης να παραμείνουν χαμηλές για την αποφυγή υψηλών απωλειών. Εάν αυτό δεν λειτουργήσει, η υψηλότερη ενέργεια κίνησης θα εξαλείψει τα πλεονεκτήματα κατανάλωσης από τη βελτιστοποιημένη καύση.

Η αύξηση της πίεσης του συστήματος έχει το επιθυμητό αποτέλεσμα μόνο όταν αυξάνει τη μέση πίεση ψεκασμού και τη μέγιστη πίεση οπής ψεκασμού. Για να επιτευχθεί αυτό, πρέπει να ληφθούν υπόψη οι ακόλουθες πτυχές:

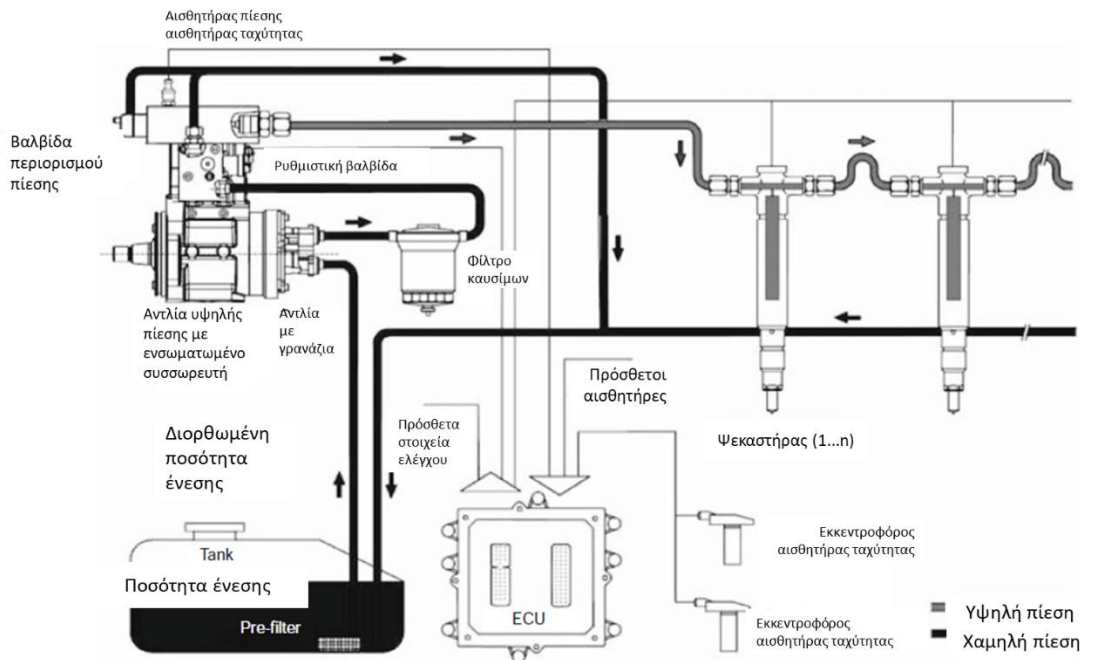
- Ο σχεδιασμός του εγχυτήρα πρέπει να βελτιστοποιηθεί για χαμηλές αντιστάσεις στραγγαλισμού και για την εξάλειψη των κρίσιμων περιοχών για τη σπηλαιώση.
- Ο στραγγαλισμός στην περιοχή της έδρας του ακροφυσίου πρέπει να διατηρείται χαμηλά κατά το άνοιγμα και το κλείσιμο της βελόνας του ακροφυσίου. Έτσι, το κριτήριο ενός συστήματος έγχυσης υψηλής ποιότητας δεν είναι η μέγιστη ονομαστική πίεση που παρέχεται από την αντλία υψηλής πίεσης στη ράγα, αλλά μάλλον ομοιόμορφη και υψηλή πίεση απευθείας στην οπή ψεκασμού, η οποία από μόνη της είναι υπεύθυνη για τον κατάλληλο ψεκασμό του καυσίμου για καύση. Οι πολλαπλές εγχύσεις είναι ένα αποτελεσματικό μέσο για τη μείωση των εκπομπών.

Η μετά την έγχυση μειώνει τις εκπομπές σωματιδίων. Ο πιλοτικός ψεκασμός αυξάνει μέτρια την πίεση του κυλίνδρου με χαμηλή εκπομπή θορύβου. Τα μπεκ με πολλαπλούς ψεκασμούς πρέπει να μπορούν να εγχύουν σταθερά μικρές ποσότητες καυσίμου χωρίς να εισάγουν κορυφές πίεσης στο σύστημα υψηλής πίεσης. Τα συστήματα έγχυσης ελεγχόμενης πίεσης μπορούν να διαμορφώσουν τον ρυθμό έγχυσης μόνο επηρεάζοντας την ταχύτητα ανοίγματος της βελόνας. Η διαμόρφωση του ρυθμού έγχυσης σε μεγάλο βαθμό ανεξάρτητα από την πίεση έγχυσης απαιτεί ένα σύνθετο σχεδιασμό πολλαπλών ενεργοποιητών έγχυσης.

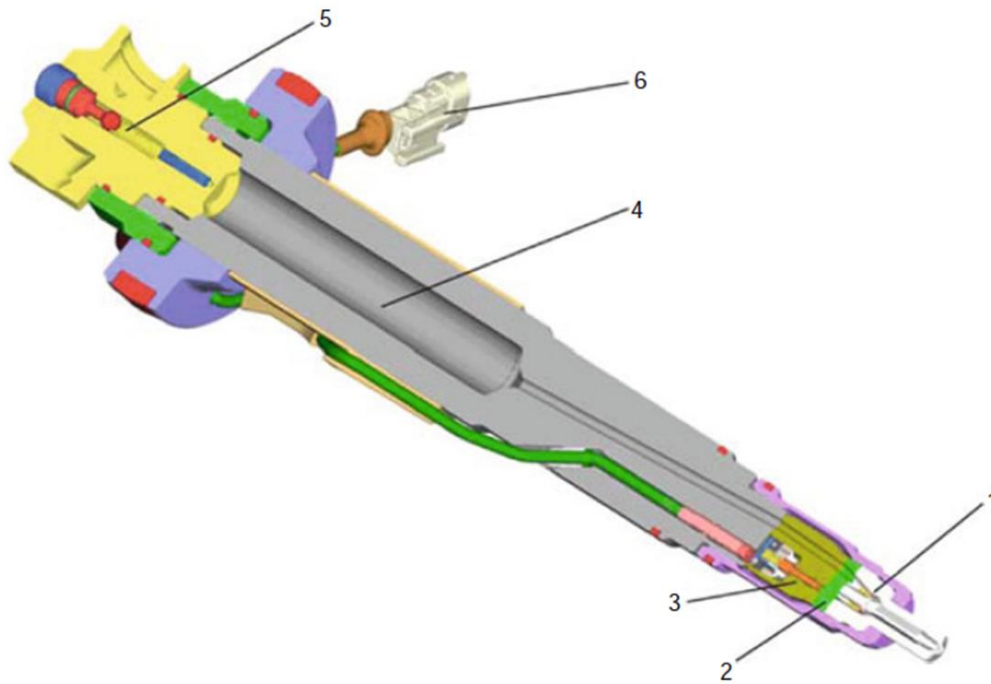
Το κόστος κατασκευής είναι ένα θεμελιώδες κριτήριο για την επιλογή μιας ιδέας, ακόμη και για συστήματα ψεκασμού για μεγάλους κινητήρες ντίζελ. Συστήματα που επιτρέπουν την εκ των υστέρων τοποθέτηση κινητήρων μεγάλης διάρκειας να συμμορφώνονται με πιο αυστηρές προδιαγραφές εκπομπών ρύπων έχουν πλεονεκτήματα κόστους επειδή κατασκευάζονται μεγαλύτερες ποσότητες.

4.3.6.5 Συστήματα Common Rail για καύσιμο ντίζελ

Συστήματα ενισχυμένης πίεσης με έναν ή δύο ενεργοποιητές βρίσκονται υπό ανάπτυξη για κινητήρες ντίζελ μεγάλης ταχύτητας με ισχύ κυλίνδρων έως 150 kW. Προσφέρουν πλεονεκτήματα για τη διαμόρφωση του ρυθμού έγχυσης και την πολλαπλή έγχυση. Η διακύμανσή τους, η μετατόπιση της ποσότητας καυσίμου, η απόδοση και, ειδικότερα, το κόστος είναι μειονεκτήματα. Η αύξηση του μήκους της γραμμής πίεσης από τη ράγα προς τον εγχυτήρα καθώς αυξάνονται οι διαστάσεις του κινητήρα έχει αρνητικό αποτέλεσμα. Αυτός είναι ο λόγος για την ανάπτυξη της ιδέας ενός αρθρωτού συστήματος κοινής σιδηροδρομικής γραμμής (βλ. Εικ. 4-49) με σχεδιασμό εγχυτήρα βάσει του Σχ. 4-50.

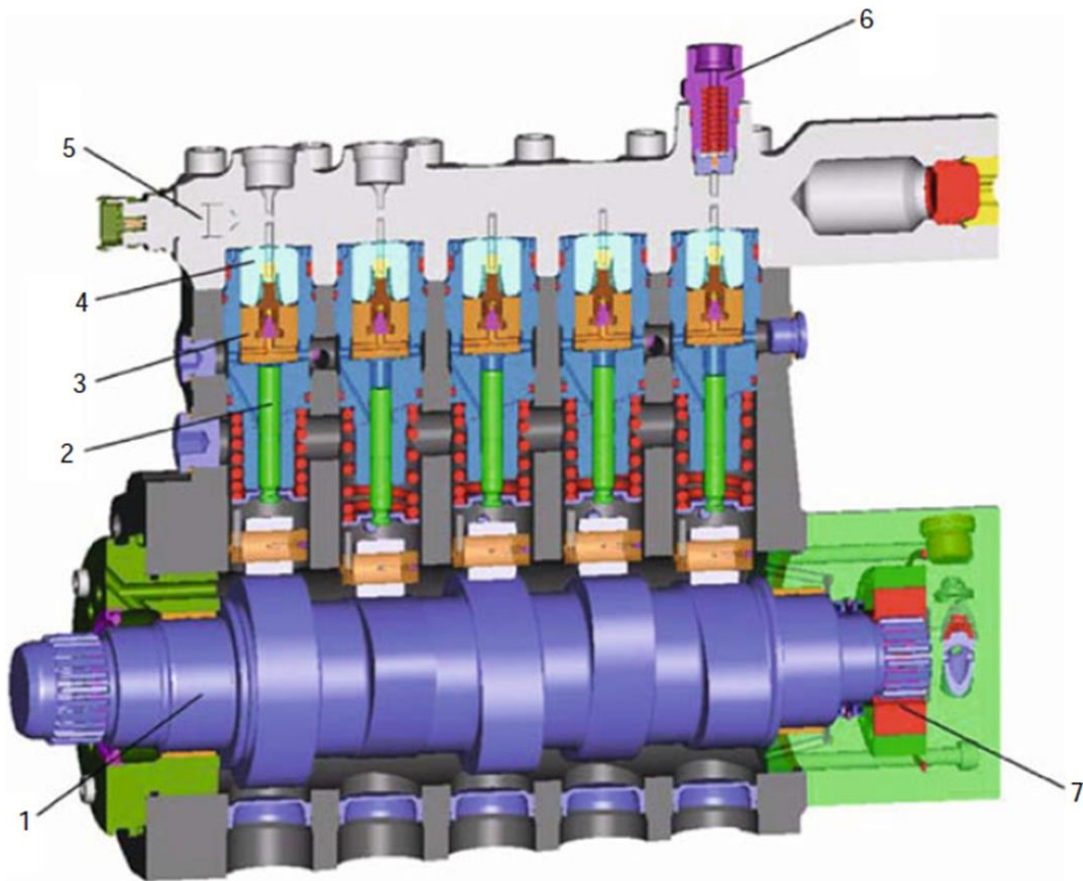


Εικόνα 4-49 Αρθρωτό σύστημα commonrail



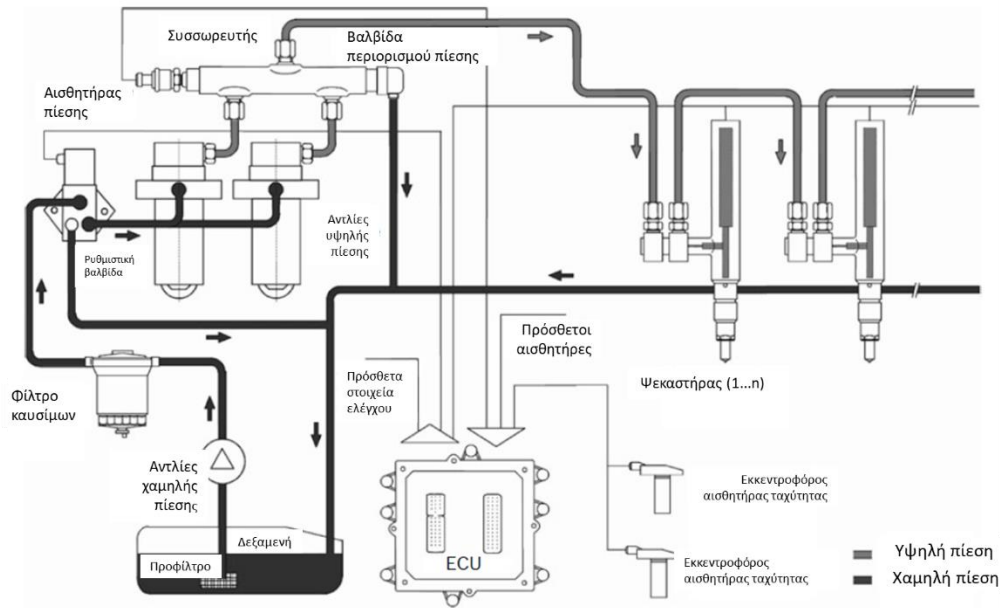
Εικόνα 4-50 Εγχυτήρας για αρθρωτό σύστημα κοινής σιδηροδρομικής γραμμής. 1 ακροφύσιο, 2 πλάκα στομίου, 3 ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα, 4 σώμα μπεκ με συσσωρευτή, 5 περιοριστής ροής, 6 ηλεκτρικός σύνδεσμος

Μια αντλία υψηλής πίεσης με σχεδιασμό πολλαπλών κυλίνδρων κινείται από τον κινητήρα και περιέχει σχετικά μικρό όγκο συσσωρευτή (βλ. Εικ. 4-51). Η παράδοση ελέγχεται από οποιαδήποτε δοσομετρική βαλβίδα εισόδου που ελέγχεται από ECU. Μια βαλβίδα περιορισμού πίεσης και ο αισθητήρας πίεσης είναι ενσωματωμένα στην αντλία υψηλής πίεσης. Μια γραμμή υψηλής πίεσης οδηγεί από τον συσσωρευτή της αντλίας υψηλής πίεσης στα μεμονωμένα μπεκ, καθένα από τα οποία έχει έναν ενσωματωμένο θάλαμο συσσωρευτή. Η μικρή απόσταση μεταξύ των θαλάμων συσσωρευτή και της ηλεκτρομαγνητικής βαλβίδας επιτρέπει πολλαπλούς ψεκασμούς ελάχιστων ποσοτήτων καυσίμου. Η στιβαρή σχεδίαση με χαμηλή φθορά στην ηλεκτρομαγνητική βαλβίδα και τη βάση του ακροφυσίου μειώνει τη μετατόπιση της ποσότητας καυσίμου καθ' όλη τη διάρκεια της λειτουργίας. Τα μεγάλα μήκη στεγανοποίησης στα στοιχεία της αντλίας και οι χαμηλές απώλειες στραγγαλισμού στις βαλβίδες προσφέρουν υψηλή απόδοση κατά τη δημιουργία πίεσης. Οι αντλίες και τα έμβολα ενδέχεται να τοποθετηθούν εκ των υστέρων, καθώς υπάρχει διαθέσιμος χώρος εγκατάστασης.



Εικόνα 4-51 Αντλία υψηλής πίεσης για αρθρωτό σύστημα κοινής σιδηροδρομικής γραμμής. 1 εκκεντροφόρος άξονας, 2 στοιχείο αντλίας, 3 βαλβίδα αναρρόφησης, 4 βαλβίδα πίεσης, 5 συσσωρευτής, 6 βαλβίδα περιορισμού πίεσης, 7 αντλία χαμηλής πίεσης

Τα συμβατικά συστήματα σε κινητήρες μεσαίας ταχύτητας με ισχύ κυλίνδρων έως 500 kW μπορούν να αντικατασταθούν από συστήματα κοινής σιδηροδρομικής γραμμής. Το αρθρωτό σύστημα common rail που απεικονίζεται στο Σχ. 4-52 είναι πλεονεκτικό και μειώνει το κόστος. Οι αντλίες ενός εμβόλου παράγουν υψηλή πίεση. Οι κορυφές πίεσης από τη δημιουργία πίεσης χαμηλής συχνότητας αποσβένονται σε έναν μεγαλύτερο συσσωρευτή, ο οποίος διαθέτει αισθητήρα πίεσης και βαλβίδα περιορισμού πίεσης. Μια κοινόχρηστη ελεγχόμενη βαλβίδα γκαζιού αναρρόφησης ελέγχει την παροχή των αντλιών ενός εμβόλου.



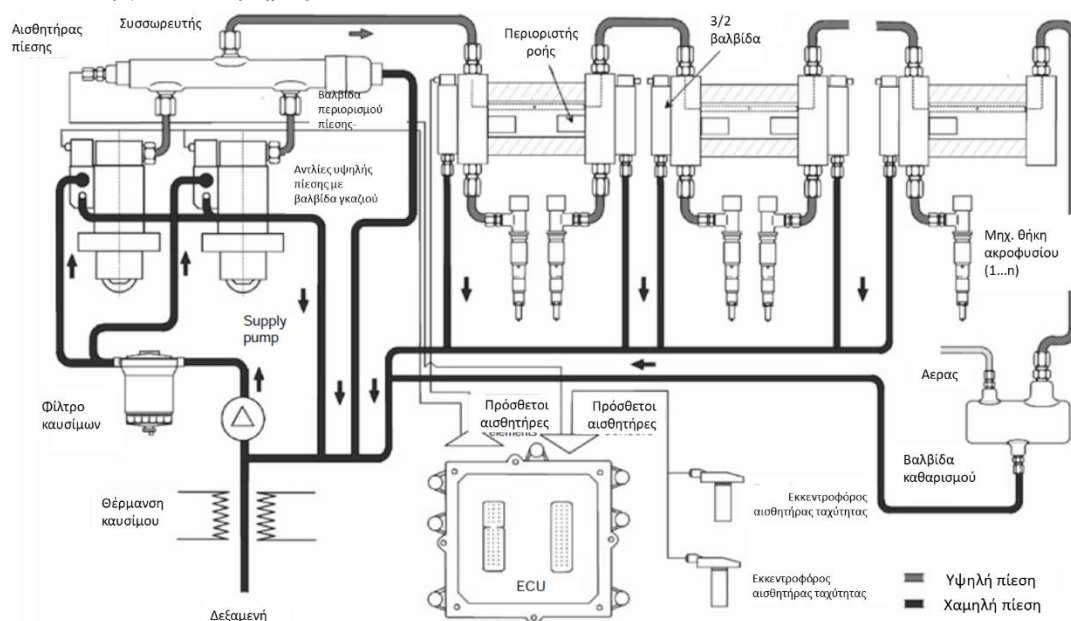
Εικόνα 4-52.Αρθρωτό σύστημα commonrail με δύο αντλίες υψηλής πίεσης

Συνδεδεμένοι σε σειρά, οι όγκοι συσσωρευτών των μεμονωμένων μπεκ επιτρέπουν την εξίσωση της πίεσης μεταξύ των μπεκ. Αυτό το σύστημα μπορεί να βελτιώσει σημαντικά τις εκπομπές σωματιδίων και θορύβου. Το κόστος μετασκευής είναι χαμηλό. Μια ευρεία γκάμα καυσίμων, συμπεριλαμβανομένων των βαρέων καυσίμων έως και 700 cSt στους 508 °C, μπορεί να χρησιμοποιηθεί σε κινητήρες μεσαίας ταχύτητας, ειδικά κινητήρες θαλάσσης. Οι απαιτήσεις για χαμηλή κατανάλωση καυσίμου, μειωμένες εκπομπές καυσαερίων και βελτιωμένη ομαλότητα λειτουργίας δεν δημιουργούνται μόνο από τους χρήστες αλλά εμφανίζονται και στους κανονισμούς εκπομπών του IMO. Οι πρόσθετες απαιτήσεις περιλαμβάνουν τη χρηστικότητα διαφορετικών βαθμών καυσίμου με υψηλά κλάσματα ακαθαρσιών και υψηλές θερμοκρασίες έως 180 °C, την επιλογή απενεργοποίησης κυλίνδρου και ελέγχου εξισορρόπησης κυλίνδρου με βάση τη θερμοκρασία του καυσίμου ή το μπεκ ψεκασμού. Προφανώς, ένα κοινό σιδηροδρομικό σύστημα για βαρέα καύσιμα θα πληρούσε αυτές τις απαιτήσεις εξαιρετικά. Η απρόσκοπτη προσαρμογή του σε διαφορετικά μεγέθη κινητήρων και αριθμούς και διαμορφώσεις κυλίνδρων είναι μια σημαντική πτυχή.

Η στενή αλληλεπίδραση μεταξύ των κατασκευαστών κινητήρων και των κατασκευαστών συστημάτων έγχυσης είναι απαραίτητη για την ανάπτυξη συστημάτων έγχυσης συσσωρευτών για βαρέα καύσιμα. Είναι ο μόνος τρόπος για να αναπτυχθεί και να δοκιμαστεί εκτενώς μια αποτελεσματική ιδέα. Οι υψηλές θερμοκρασίες καυσίμου και ακαθαρσίες απαιτούν νέα υλικά και δομικές ιδέες με τις οποίες μπορεί να επιτευχθεί ακόμη και η απαιτούμενη μεγάλη διάρκεια ζωής.

Το Σχήμα 4-53 παρουσιάζει ένα εκ των υστέρων αρθρωτό σύστημα κοινής σιδηροδρομικής μεταφοράς για βαρέα καύσιμα, τα διακριτικά χαρακτηριστικά του οποίου περιγράφονται παρακάτω. Το σύστημα τροφοδοσίας καυσίμου παρέχεται με σύστημα θέρμανσης που προθερμαίνει το καύσιμο στους 160°C. Το σύστημα ψεκασμού στον κινητήρα φορτίζεται αρχικά για να διασφαλιστεί ότι το καύσιμο ντίζελ δεν έχει φυσαλίδες. Ένα ειδικό σύστημα καθαρισμού φορτίζει το σύστημα τροφοδοσίας καυσίμου με βαρύ καύσιμο σε άλλη σειρά προτού ο κινητήρας αρχίσει να λειτουργεί. Το κυκλοφορούν προθερμασμένο βαρύ καύσιμο θερμαίνει συνεχώς τις αντλίες υψηλής πίεσης, τους συσσωρευτές πίεσης και τις ηλεκτρομαγνητικές βαλβίδες κατά τη λειτουργία και κατά τη διάρκεια της κανονικής σύντομης απενεργοποίησης του κινητήρα. Ωστόσο, όποτε ο κινητήρας είναι κλειστός περισσότερο, π.χ. για συντήρηση, αλλάζει σε λειτουργία diesel για σύντομο χρονικό διάστημα εκ των προτέρων. Αυτό καταναλώνει το βαρύ καύσιμο στο σύστημα ψεκασμού και στη συνέχεια φορτίζει το σύστημα με

καύσιμο ντίζελ χαμηλού ιξώδους. Μετά από μια έκτακτη διακοπή του κινητήρα, το σύστημα ψεκασμού καθαρίζεται με καύσιμο ντίζελ και μόνο οι γραμμές υψηλής πίεσης προς τα μπεκ και τα ίδια τα μπεκ ψεκασμού περιέχουν βαρύ καύσιμο. Αυτή η τάπα βαρέως καυσίμου μπορεί να αφαιρεθεί αργότερα όταν τεθεί σε λειτουργία ο κινητήρας.



Εικόνα 4-53.Αρθρωτό σύστημα commonrail για βαρέα καύσιμα

Οι σημαντικές διαστάσεις ενός μεγάλου κινητήρα ντίζελ καθιστούν προβληματική την εγκατάσταση ενός μόνο συσσωρευτή πίεσης σε όλο το μήκος του κινητήρα. Δεδομένου ότι είναι σχεδόν αδύνατο να επιτευχθούν οι ίδιες συνθήκες ψεκασμού για κάθε κύλινδρο κινητήρα, πρέπει να αποφευχθούν οι υπερβολικές ταλαντώσεις πίεσης στο σύστημα. Έτσι, είναι πιο πρακτικό να διαιρέσετε τη μονάδα συσσωρευτή σε πολλές φυσικές μονάδες με κατάλληλο όγκο συσσωρευτή και να διαιρέσετε την παροχή σε τουλάχιστον δύο αντλίες υψηλής πίεσης.

Ένα πλεονέκτημα μιας τέτοιας διαμόρφωσης είναι η μεγαλύτερη ευελιξία κατά τη συναρμολόγηση ενός συστήματος ψεκασμού για διαφορετικές διαμορφώσεις κινητήρα. Αυτό είναι ενδιαφέρον για λύσεις μετασκευής. Οι πιο συμπαγείς φυσικές μονάδες επιτρέπουν καλύτερη χρήση του δομικού χώρου που διατίθεται στον κινητήρα και πλεονεκτήματα απόδοσης για τη συναρμολόγηση και τη διαχείριση ανταλλακτικών. Μια αντλία καυσίμου χαμηλής πίεσης παρέχει το καύσιμο μέσω ηλεκτρομαγνητικά ελεγχόμενων βαλβίδων πεταλούδας σε δύο αντλίες υψηλής πίεσης, οι οποίες ωθούν το καύσιμο μέσω βαλβίδων πίεσης στον συσσωρευτή της αντλίας από όπου το καύσιμο μεταφέρεται στις μονάδες συσσωρευτών που συνδέονται σε σειρά. Οι μονάδες συσσωρευτή αποτελούνται από ένα τεράστιο τμήμα σωλήνα με ένα κάλυμμα συσσωρευτή προσαρτημένο σε κάθε μία από τις δύο ακραίες όψεις, σφραγίζοντας τις. Το κάλυμμα του συσσωρευτή περιέχει ακτινικές θύρες για τις γραμμές υψηλής πίεσης που οδηγούν στα μπεκ και για τη γραμμή σύνδεσης στην επόμενη μονάδα συσσωρευτή. Η παρεμβολή του συσσωρευτή αντλίας που παρέχεται από δύο έως τέσσερις αντλίες υψηλής πίεσης μπορεί να διατηρήσει χαμηλές τις δυναμικές ταλαντώσεις πίεσης. Η ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου υπολογίζει τον ρυθμό παροχής των αντλιών υψηλής πίεσης αναλύοντας την πίεση καυσίμου που αναφέρεται από τον αισθητήρα πίεσης ράγας και την ιδιαίτερη κατάσταση λειτουργίας του κινητήρα. Η ηλεκτρομαγνητικά ελεγχόμενη βαλβίδα γκαζιού στη γραμμή χαμηλής πίεσης μετρά την ποσότητα καυσίμου που παρέχεται στις αντλίες υψηλής πίεσης.

Κάθε κάλυμμα συσσωρευτή περιέχει εξαρτήματα και θύρες, που διευκολύνουν την παροχή και μεταφορά καυσίμου και τον έλεγχο της έγχυσης καυσίμου στα μπεκ. Το καύσιμο διοχετεύεται μέσω ενός

περιοριστή ροής κατά τη διαδρομή του από το εσωτερικό του συσσωρευτή στη βαλβίδα 3/2 κατευθύνσεων και από εκεί στον εγχυτήρα. Ένα έμβολο με ελατήριο σε αυτό το εξάρτημα ολοκληρώνει μια διαδρομή ανάλογη με την ποσότητα καυσίμου που έχει εγχυθεί για κάθε ψεκασμό και επιστρέφει στην αρχική του θέση όταν υπάρχει παύση στους ψεκασμούς. Ωστόσο, όταν η ποσότητα του ψεκαζόμενου καυσίμου πρέπει να υπερβεί μια καθορισμένη οριακή τιμή, τότε το έμβολο πιέζεται πάνω σε μια έδρα στεγανοποίησης στην πλευρά εξόδου στο τέλος της διαδρομής του, αποτρέποντας έτσι τη συνεχή έγχυση στο μπεκ ψεκασμού. Κάθε κάλυμμα συσσωρευτή περιέχει επίσης μια βαλβίδα 3/2 κατευθύνσεων που ενεργοποιείται από μια βαλβίδα 2/2 κατευθύνσεων που ελέγχεται ηλεκτρομαγνητικά από τη μονάδα ελέγχου και έτσι ανοίγει τη διαδρομή για το καύσιμο υψηλής πίεσης από τη μονάδα συσσωρευτή στον εγχυτήρα μέσω του περιοριστή ροής. Η ενεργοποίηση της βαλβίδας 3/2 κατευθύνσεων πολλές φορές κατά τη διάρκεια της διαδικασίας έγχυσης παράγει πιλοτικές και μετα-εγχύσεις.

Μια βαλβίδα περιορισμού πίεσης που ανοίγει όταν ξεπεραστεί μια καθορισμένη πίεση και έτσι προστατεύει το σύστημα υψηλής πίεσης από υπερφόρτωση είναι τοποθετημένη στον συσσωρευτή της αντλίας. Οι γραμμές υψηλής πίεσης και οι μονάδες συσσωρευτή είναι κατασκευασμένες με διπλά τοιχώματα, έτσι ώστε να μην μπορεί να διαφύγει καύσιμο όταν οι συνδέσεις συνήθως διαρρέουν, σπάνε ή χάνουν τη σφράγισή τους. Οι πλωτηροδιακόπτες προειδοποιούν τους χειριστές σε μια τέτοια περίπτωση.

Το σύστημα παροχής καυσίμου είναι εξοπλισμένο με σύστημα θέρμανσης για την προθέρμανση του βαρέως καυσίμου. Για την εκκίνηση ενός κινητήρα ψυχρής καύσης με βαρύ καύσιμο, το στάδιο υψηλής πίεσης του συστήματος έγχυσης θερμαίνεται με ζεστό βαρύ καύσιμο που κυκλοφορεί. Για την αποσυμπίεση, ένα πνευματικό χειριστήριο ανοίγει τη βαλβίδα καθαρισμού που βρίσκεται στο άκρο της τελευταίας από τις μονάδες συσσωρευτή που είναι συνδεδεμένες σε σειρά. Μόλις το σύστημα ψεκασμού θερμανθεί επαρκώς, η βαλβίδα καθαρισμού κλείνει και ο κινητήρας ξεκινά.

Η βαλβίδα καθαρισμού χρησιμεύει επίσης για την ανακούφιση της πίεσης του σταδίου υψηλής πίεσης του συστήματος έγχυσης για συντήρηση ή επισκευές. Η παροχή του καυσίμου υψηλής πίεσης στον συσσωρευτή της αντλίας μέσω δύο αντλιών υψηλής πίεσης είναι πλεονεκτική επειδή επιτρέπει στον κινητήρα να συνεχίσει να λειτουργεί με μερικό φορτίο εάν μία από τις δύο αντλίες αστοχήσει. Η διάταξη της βαλβίδας 3/2 κατευθύνσεων στο κάλυμμα του συσσωρευτή και η χρήση ενός συμβατικού εγχυτήρα απλοποιεί ουσιαστικά την εκ των υστέρων τοποθέτηση ενός υπάρχοντος τύπου κινητήρα. Αυτό εξαλείφει τις ταλαντώσεις πίεσης που συμβαίνουν στη γραμμή υψηλής πίεσης μεταξύ της ράγας και του εγχυτήρα σε άλλα συστήματα κοινής ράγας, ειδικά στο τέλος της έγχυσης, και έτσι μειώνεται η πίεση στα εξαρτήματα υπό πίεση. Η διαμόρφωση των φυσικών μονάδων και η κατανομή τους στους μεμονωμένους κυλίνδρους κινητήρα μειώνει τις εργασίες συναρμολόγησης και συντήρησης και επιτρέπει μικρά μήκη γραμμής στα μπεκ.

Οι πελάτες κινητήρων εκτιμούν ήδη τη χρήση μηχανικών μπεκ. Προφανώς, θα χρειαστούν μερικά χρόνια έως ότου οι μηχανικοί και οι μηχανικοί πλοίων να εμπιστευτούν πλήρως τα ηλεκτρονικά. Χαμηλού κόστους συστήματα έγχυσης βαρέων καυσίμων common rail για μεσαίας ταχύτητας μεγάλους κινητήρες ντίζελ χρησιμοποιούνται σε εργαστηριακούς κινητήρες από το 2003 και σε αρκετούς κινητήρες πεδίου με χρόνους λειτουργίας πολλών χιλιάδων ωρών. Τα πρώτα βήματα βελτιστοποίησης έχουν ήδη βελτιώσει σημαντικά τις εκπομπές καπνού και NOX σε σχέση με τα μηχανικά συστήματα.

4.4 Μετρολογία συστήματος έγχυσης

Η βελτιστοποίηση και η αξιολόγηση της ποιότητας των σύγχρονων συστημάτων έγχυσης και των εξαρτημάτων του συστήματος απαιτεί εξαιρετικά ανεπτυγμένα συστήματα μέτρησης και δοκιμών. Η ακόλουθη επισκόπηση περιγράφει τις βασικές πτυχές της τεχνολογίας που χρησιμοποιείται για τη δοκιμή της υδραυλικής λειτουργίας ενός συστήματος έγχυσης. Χρησιμοποιείται τυπικό λάδι δοκιμής συμβατό με το ISO 4113.

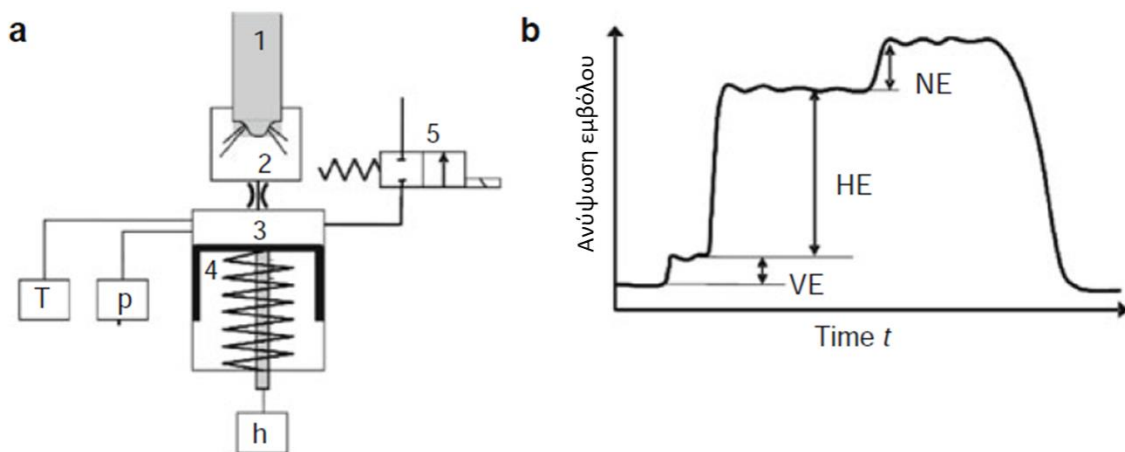
4.4.1 Αρχές μέτρησης και εφαρμογή τους

Μέτρηση ροής: Τα όργανα μέτρησης που λειτουργούν σε σύστημα κλειστής γραμμής με βάση την αρχή του γранаζιού που μετρά συνεχώς τη ροή στα εξαρτήματα του συστήματος έγχυσης είναι ευρέως διαδεδομένα. Ανιχνευόμενη από έναν αισθητήρα σε συνδυασμό με το ζεύγος γранаζιών, η ταχύτητα του κιβωτίου ταχυτήτων συσχετίζεται με την ογκομετρική ροή του υγρού. Αυτό επιτρέπει τον προσδιορισμό της ποσότητας καυσίμου που επιστρέφουν οι αντλίες υψηλής πίεσης στο κύκλωμα χαμηλής πίεσης. Οι συνήθεις μετρήσεις ροής είναι 5–150 l/h. Τα σχέδια οργάνων που λειτουργούν μεταξύ της εισόδου και της εξόδου του ζεύγους γранаζιών χωρίς διαφορική πίεση είναι επίσης ευρέως διαδεδομένα. Ένας ελεγχόμενος σερβοκινητήρας κινεί τα γρανάζια. Αυτά τα εξαιρετικά ακριβή σχέδια οργάνων μπορούν να εφαρμοστούν για τον εντοπισμό τόσο των μικρότερων διαρροών όσο και των ροών με ελάχιστη τιμή 0,01 l/h και (σε άλλα σχέδια) μεγάλων ροών 350 l/h.

Ένα άλλο σύστημα μέτρησης ροής που χρησιμοποιείται βασίζεται στην αρχή Coriolis. Ένας σωλήνας μέτρησης που συνδέεται με το σύστημα γραμμής ενός πάγκου δοκιμών διεγείρεται να δονείται στη φυσική του συχνότητα. Η επίδραση της δύναμης Coriolis στο λάδι δοκιμής που ρέει προκαλεί μια μετατόπιση φάσης των κραδασμών των δύο άκρων του σωλήνα. Αυτό αποτελεί ποσότητα για τη στιγμιαία ροή. Το χαρακτηριστικό γνώρισμα αυτού του συστήματος μέτρησης συνεχούς λειτουργίας είναι ο ιδιαίτερα απλός σχεδιασμός του με μικρή ευαισθησία σε σφάλματα. Ο χρόνος μέτρησής του είναι σε εύρος λίγων δευτερολέπτων. Το σύστημα μέτρησης Coriolis χρησιμοποιείται κυρίως σε δοκιμές παραγωγής, π.χ. για τον προσδιορισμό των ρυθμών παροχής των αντλιών υψηλής πίεσης και της απόδοσης των ακροφυσίων έγχυσης. Στο – 0,1% της μετρούμενης τιμής, η αβεβαιότητα μέτρησης του ατόμου που διατίθεται στο εμπόριο

Τα όργανα που βασίζονται στις αρχές μέτρησης της ροής που παρουσιάζονται είναι ήδη πολύ μικρά.

Μέτρηση της ποσότητας καυσίμου ψεκασμού: Η πιο σημαντική υδραυλική ποσότητα που μετράται σε ένα μπεκ ψεκασμού είναι η ποσότητα του ψεκαζόμενου καυσίμου ανά κύκλο έγχυσης. Εφόσον οι ανωμαλίες στην ποσότητα του ψεκασμένου καυσίμου επηρεάζουν άμεσα την ισχύ του κινητήρα εξόδου και τις εκπομπές καυσαερίων, οι ανοχές ποσότητας ψεκασμού πρέπει να είναι πολύ μικρές από μπεκ σε μπεκ, π.χ. λιγότερο από – 2,5% σε πλήρες φορτίο. Ως εκ τούτου, τίθενται ιδιαίτερα υψηλές απαιτήσεις για την απόλυτη ακρίβεια και ευκρίνεια του εξοπλισμού μέτρησης που χρησιμοποιείται για τη μέτρηση της ποσότητας καυσίμου που ψεκάζεται. Οι δείκτες ποσότητας καυσίμου που χρησιμοποιούν μια αρχή μέτρησης που αποτελείται από ένα θάλαμο με συρόμενο έμβολο έχουν αποδείξει την αξία τους για τη μέτρηση των ροών στην ανάπτυξη προϊόντων και τις δοκιμές ποιότητας [5-22]. Η ποσότητα του εγχυόμενου καυσίμου, η οποία μπορεί να διασκορπιστεί μεταξύ πολλών μερικών εγχύσεων ανά κύκλο έγχυσης, εγχέεται στον θάλαμο μέτρησης γεμάτο με λάδι δοκιμής και μετατοπίζει ένα κινούμενο έμβολο, η διαδρομή του οποίου προσδιορίζεται με μια επαγωγική συσκευή μέτρησης μετατόπισης (Εικ. 5- 54).



Εικόνα 4-54 (α) Διάγραμμα της αρχής μετατόπισης του εμβόλου. 1 Σύστημα έγχυσης, 2 αποσβεστήρας ψεκασμού, 3 θάλαμος μέτρησης, 4 έμβολο, 5 βαλβίδα υψηλής πίεσης, (β) Γράφημα του σήματος διαδρομής του εμβόλου κατά τη διάρκεια του πιλότου (VE), του κύριου (HE)

Ο θάλαμος μέτρησης συμπιέζεται με καθορισμένη αντίθλιψη για να καταστέλλει τις ταλαντώσεις του εμβόλου και να εμποδίζει την απελευθέρωση αέρα. Στο τέλος του κύκλου έγχυσης, ο θάλαμος μέτρησης εκκενώνεται μέσω μιας βαλβίδας. Η ποσότητα ψεκασμού καυσίμου $m(r, h)$ μπορεί εύκολα να υπολογιστεί:

$$m(r, h) = \rho(T, p) \cdot h \cdot A_{\text{Kolben}} \quad (5-12)$$

Η δοκιμαστική πυκνότητα λαδιού $\rho(T, p)$ στο (5.12) είναι συνάρτηση της θερμοκρασίας του θαλάμου T και της αντίθλιψης p στους θαλάμους μέτρησης. h είναι η διαδρομή του εμβόλου και A_{Kolben} η περιοχή του εμβόλου. Τα υπερσύγχρονα όργανα μέτρησης που λειτουργούν με βάση την αρχή της μετατόπισης του εμβόλου έχουν αβεβαιότητα μέτρησης $\sim 0,1\%$ της μετρούμενης τιμής. Το εύρος μέτρησης αυτών των συσκευών ταιριάζει με εφαρμογές αυτοκινήτων και επαγγελματικών οχημάτων και κυμαίνεται μεταξύ $0,2$ και $600 \text{ mm}^3/\text{έγχυση}$ με ανάλυση $0,01 \text{ mm}^3$. Το καθορισμένο ελάχιστο χρονικό διάστημα έγχυσης στο οποίο μπορούν να ανιχνευθούν χωριστά δύο διαδοχικές μερικές ενέσεις είναι $0,25 \text{ ms}$. Μπορούν να μετρηθούν έως και δέκα μερικές εγχύσεις ανά κύκλο έγχυσης.

Μέτρηση του χαρακτηριστικού ψεκασμού: Το χαρακτηριστικό έγχυσης στο ακροφύσιο του μπεκ ψεκασμού λαμβάνεται διαφοροποιώντας την ποσότητα του καυσίμου ψεκασμού ανάλογα με το χρόνο κατά τη διάρκεια του κύκλου ψεκασμού. Κατ' αρχήν, αυτό μπορεί να γίνει με τα συστήματα μέτρησης της ποσότητας έγχυσης που περιγράφονται παραπάνω. Ωστόσο, δεδομένων των δυναμικών ιδιοτήτων ενός ταλαντούμενου εμβόλου, αυτή η μέθοδος μπορεί να εφαρμοστεί μόνο υπό όρους για να ληφθούν προσωρινά εξαιρετικά ευκρινείς μετρήσεις του χαρακτηριστικού της έγχυσης. Ένα όργανο μέτρησης που βασίζεται στην αρχή του δείκτη σωλήνα είναι πιο κατάλληλο για τον προσδιορισμό του χαρακτηριστικού της έγχυσης [5-23]. Η ποσότητα του δοκιμαστικού λαδιού που εγχέουν τα ακροφύσια του εγχυτήρα σε ένα σωλήνα με την πάροδο του χρόνου δημιουργεί ένα κύμα πίεσης που διαδίδεται με την ταχύτητα του ήχου στον ήδη γεμάτο σωλήνα. Ένας αισθητήρας πίεσης καταγράφει τη δυναμική αύξηση της πίεσης $p(t)$ στο σωλήνα. Το χαρακτηριστικό έγχυσης dm/dt υπολογίζεται με την περιοχή διατομής του σωλήνα A_{Rohr} και την εξαρτώμενη από τη θερμοκρασία και την πίεση ταχύτητα του ήχου c στο λάδι δοκιμής:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{A_{\text{Rohr}}}{c} p(t) \quad (5-13)$$

Η ποσότητα του ψεκασμένου καυσίμου υπολογίζεται με την ενσωμάτωση (5.13).

Οι τρέχοντες σχεδιασμοί οργάνων που βασίζονται στην αρχή του δείκτη σωλήνα καθορίζουν ένα εύρος μέτρησης ροής σχεδόν $0-150 \text{ mg}/\text{έγχυση}$ με ανάλυση της ποσότητας καυσίμου που έχει εγχυθεί $0,01$

mg/έγχυση. Μέχρι και πέντε μερικές ενέσεις είναι τυπικά ανιχνεύσιμες. Στην ανάπτυξη εγχυτήρα χρησιμοποιούνται όργανα που βασίζονται στην αρχή του δείκτη σωλήνα.

Σε αντίθεση με τον δείκτη σωλήνα, ο οποίος εγγχεί το καύσιμο σε ένα μακρύ βρόχο σωλήνα για τη μέτρηση του χαρακτηριστικού ψεκασμού, η αρχή μέτρησης του συστήματος υδραυλικής πίεσης βασίζεται στην έγχυση σε έναν θάλαμο με σταθερό όγκο μέτρησης. Αυτό προκαλεί την αύξηση της πίεσης στον θάλαμο. Τα χαρακτηριστικά του ρυθμού έγχυσης και της ποσότητας έγχυσης μπορούν να υπολογιστούν από την αλλαγή της πίεσης με την πάροδο του χρόνου, [5-22]. Στα τρέχοντα σχέδια οργάνων, ο θάλαμος μέτρησης γεμίζει με δοκιμαστικό λάδι και συμπιέζεται για να αποτρέψει την απελευθέρωση διαλυμένου αέρα και τη σπηλαιώση. Το χαρακτηριστικό έγχυσης dm/dt υπολογίζεται με τη βοήθεια του όγκου θαλάμου V_{Kammer} , της ταχύτητας του ήχου c και της απόλυτης αλλαγής πίεσης στο θάλαμο dp/dt (5-14):

$$\frac{dm}{dt} = \frac{V_{Kammer}}{c^2} \cdot \frac{dp}{dt} \quad (5-14)$$

Διακρινόμενος από τον πολύ σύντομο χρόνο απόκρισής του, ένας πιεζοηλεκτρικός αισθητήρας πίεσης υψηλής ακρίβειας μετρά την πίεση στον θάλαμο. Ένας μορφοτροπέας υπερήχων χρησιμοποιείται για τον υπολογισμό της ταχύτητας του ήχου από το χρόνο ηχούς ενός ηχητικού παλμού στον θάλαμο μέτρησης. Τέτοια συστήματα υδραυλικής πίεσης εφαρμόζονται στην ανάπτυξη εγχυτήρα για τη μέτρηση του χαρακτηριστικού και της ποσότητας έγχυσης ταυτόχρονα.

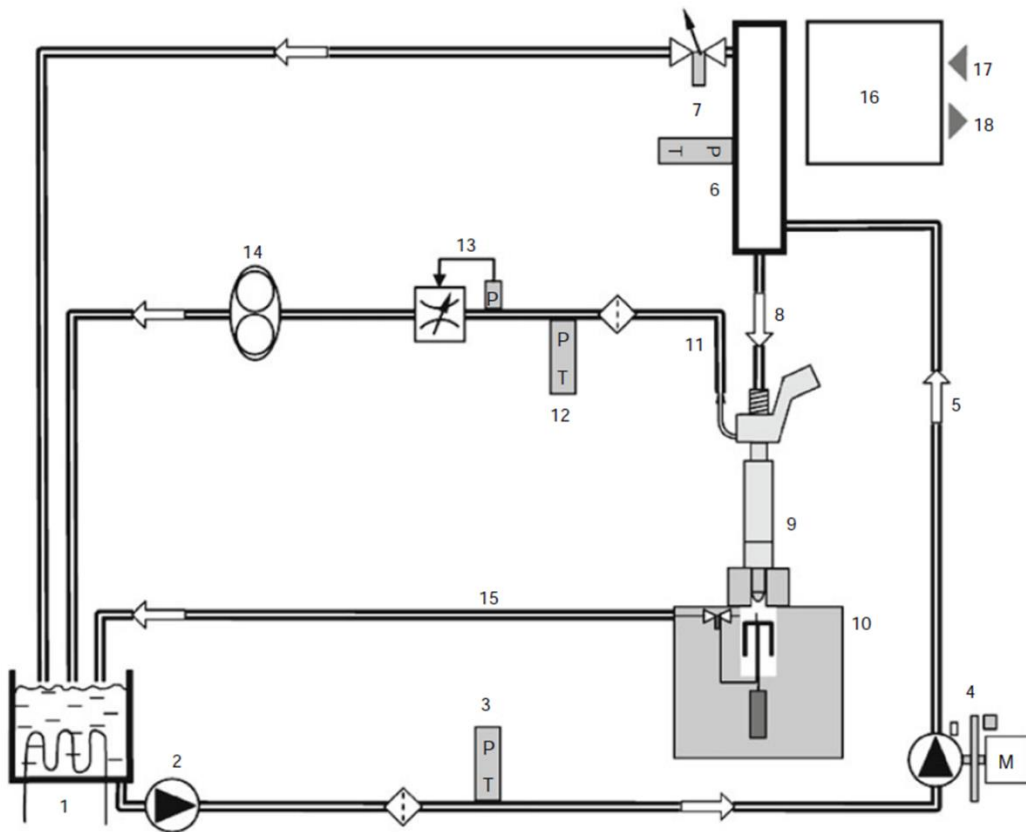
4.4.2 Απαιτήσεις στη μετρολογία

Οι απαιτήσεις για τη μέτρηση του συστήματος έγχυσης και τον εξοπλισμό δοκιμής πρέπει να εξετάζονται χωριστά για τους δύο τομείς εφαρμογής τους: ανάπτυξη και παραγωγή. Κατά κανόνα, η ανάπτυξη θέτει υψηλές απαιτήσεις τόσο στη χρονική όσο και στην τοπική ανάλυση των σημάτων δοκιμής και στο εύρος των αποτελεσμάτων της δοκιμής.

Οι δοκιμές σε πάγκο δοκιμών χρησιμεύουν για την πειραματική επαλήθευση των θεωρητικών δυνατοτήτων των νέων συστημάτων έγχυσης. Για το σκοπό αυτό, κάθε συσκευή μέτρησης που χρησιμοποιείται στην ανάπτυξη πρέπει να είναι όσο το δυνατόν πιο ευέλικτη και ευέλικτη. Σε αντίθεση με την ευέλικτη χρήση του στην ανάπτυξη, ο δοκιμαστικός εξοπλισμός στην παραγωγή απαιτεί εκτενή αυτοματισμό και τυποποίηση τόσο των συσκευών μέτρησης όσο και των διαδικασιών και αλληλουχιών μέτρησης. Αυτό είναι απαραίτητο για να διασφαλιστεί ότι η ποιότητα κατασκευής των εξαρτημάτων του συστήματος έγχυσης είναι σταθερά υψηλή (βλ. Ενότητα 5.4.3). Ικανότητα διαδικασίας μέτρησης: Ο τακτικός έλεγχος της ικανότητας μιας διαδικασίας μέτρησης και η παρακολούθηση της σταθερότητάς της αποσκοπούν στο να διασφαλιστεί ότι μια συσκευή μέτρησης είναι σε θέση να λαμβάνει αξιόπιστα μετρήσεις ενός χαρακτηριστικού ενός προϊόντος, π.χ. ποσότητα καυσίμου έγχυσης, στον τόπο λειτουργίας του για μεγάλο χρονικό διάστημα με μια αρκετά μικρή διασπορά των μετρούμενων τιμών σε σχέση με την ανοχή. Η αυτοκινητοβιομηχανία διατύπωσε κριτήρια [5-24] που βοηθούν στην αξιολόγηση της ικανότητας της διαδικασίας μέτρησης. Αρκετές συσκευές μέτρησης που εφαρμόζονται στη μαζική παραγωγή για την επιθεώρηση προϊόντων πρέπει να έχουν παρόμοια δομικά σχέδια και ακολουθίες δοκιμών για να διασφαλιστεί ότι όλες έχουν τις ίδιες οριακές συνθήκες δοκιμής για ένα προϊόν.

4.4.3 Δοκιμή εγχυτήρα

Συσκευή μέτρησης για δοκιμή εγχυτήρα: Κατά τη διάρκεια της κατασκευής, οι ειδικές συσκευές μέτρησης ελέγχουν τις ακριβείς ποσότητες έγχυσης και επιστροφής που απαιτούνται από έναν πλήρως συναρμολογημένο εγχυτήρα. Από μόνες τους, τέτοιες συσκευές μέτρησης αποτελούν ήδη ένα πλήρες σύστημα κοινής σιδηροδρομικής γραμμής. Αυτό εγγυάται τη μέγιστη δυνατότητα μεταφοράς της λειτουργικής απόδοσης ενός μπεκ ψεκασμού σε έναν πάγκο δοκιμών στην μετέπειτα απόδοσή του σε έναν κινητήρα. Ενώ ένα σύστημα ψεκασμού προσαρμόζεται συνήθως σε έναν συγκεκριμένο κινητήρα, τα εξαρτήματα κοινής ράγας των συσκευών μέτρησης είναι πάντα πανομοιότυπα για μία γενιά μπεκ ψεκασμού (βλ. Εικ. 4-55).



Εικόνα 4-55 Σχηματική συσκευή μέτρησης για δοκιμή εγχυτήρα. 1 Δοκιμαστική δεξαμενή λαδιού με έλεγχο θερμοκρασίας, 2 αντλία τροφοδοσίας χαμηλής πίεσης, 3 αισθητήρες για πίεση και θερμοκρασία εισόδου, 4 αντλία υψηλής πίεσης CR με κίνηση και συγχρονιστή, 5 ενέλικτη γραμμή υψηλής πίεσης προς τη ράγα, 6 ράγα με αισθητήρες πίεσης και θερμοκρασίας, 7 Βαλβίδα ελέγχου πίεσης με γραμμή επιστροφής, 8 γραμμή υψηλής πίεσης προς τον εγχυτήρα, 9 μπεκ Common Rail (εδώ, ένα πιεζοηλεκτρικό CRI), 10 Συσκευή μέτρησης ποσότητας καυσίμου με έγχυση βάσει της αρχής της μετατόπισης του εμβόλου, 11 Επιστροφή χαμηλής πίεσης από το μπεκ ψεκασμού, 12 Αισθητήρες πίεσης και θερμοκρασίας επιστροφής, 13 Ρυθμιστής πίεσης για επιστροφή χαμηλής πίεσης, 14 Ροόμετρο με βάση την αρχή του γκραντζιού, 15 Επιστροφή της ποσότητας ψεκασμού καυσίμου, 16 Έλεγχος πάγκου δοκιμής, 17 Αισθητήρες και εισαγωγή δεδομένων, 18 Έλεγχος και δεδομένα παραγωγή

Ακολουθία δοκιμής μπεκ ψεκασμού: Η παράδοση της ποσότητας καυσίμου ψεκασμού ανά σημείο λειτουργίας ελέγχεται σύμφωνα με μια καθορισμένη σειρά δοκιμών. Η απαιτούμενη μηχανική και ηλεκτρική επαφή του εγχυτήρα με τη συσκευή μέτρησης πραγματοποιείται πλήρως αυτόματα για να διασφαλιστεί ότι οι συνθήκες εγκατάστασης είναι πάντα ίδιες και να επιτυγχάνονται σύντομοι χρόνοι κύκλου. Η ακολουθία δοκιμών που ακολουθεί πρέπει να βελτιστοποιηθεί έτσι ώστε, αφενός, τα καθορισμένα χαρακτηριστικά να μπορούν να μετρηθούν με επαρκή ακρίβεια σε σύντομο χρονικό διάστημα και, αφετέρου, να διασφαλίζονται σταθερές οριακές συνθήκες δοκιμής. Οι ποσότητες έγχυσης

και επιστροφής συνήθως μετρώνται σε πολλά χαρακτηριστικά σημεία λειτουργίας του μπεκ, π.χ. ρελαντί, μερικό φορτίο, πλήρες φορτίο και έγχυση πιλότου.

Η απόλυτη πίεση στη ράγα και η διάρκεια του ηλεκτρικού ελέγχου του μπεκ ψεκασμού στο σημείο λειτουργίας που δοκιμάστηκε πρέπει να ταιριάζουν με τον συγκεκριμένο τύπο κινητήρα. Το κύκλωμα χαμηλής πίεσης στον εγχυτήρα πρέπει να εξαερωθεί πλήρως στην αρχή της σειράς δοκιμών. Στη συνέχεια, ολόκληρο το σύστημα θερμαίνεται μέχρι να φτάσει σε σταθερή κατάσταση. Η ακολουθία δοκιμής καθορίζει τις χρονικές ακολουθίες των επόμενων μετρήσεων, οι οποίες είναι πανομοιότυπες για όλους τους εγχυτήρες. Μια συνάρτηση του σημείου λειτουργίας, της θερμικής ενέργειας που εισάγεται στον εγχυτήρα και στο ροόμετρο είναι εν μέρει σημαντική. Σε υψηλές πιέσεις εισόδου, αναπτύσσονται θερμοκρασίες έως και 150 °C στο εσωτερικό του εγχυτήρα και της συσκευής μέτρησης. Κατά κανόνα, οι χρόνοι που απαιτούνται για την απαιτούμενη συγκέντρωση θερμοκρασιών είναι πολλές φορές μεγαλύτεροι από τον πραγματικό χρόνο μέτρησης, που είναι μόνο λίγα δευτερόλεπτα για κάθε σημείο λειτουργίας. Εκτός από τις οριακές συνθήκες σταθερής θερμοκρασίας για τη συσκευή μέτρησης, οι συνθήκες σταθερής πίεσης στην είσοδο, δηλαδή στη σιδηροτροχιά, είναι απαραίτητες για ακριβείς και αναπαραγώγιμες μετρήσεις της ποσότητας καυσίμου που εγχύεται. Η πίεση εισόδου ελέγχεται με τη βοήθεια αισθητήρων πίεσης υψηλής ακρίβειας και ενισχυτών σήματος. Όταν συνδυάζονται, επιτυγχάνουν ακρίβεια – 1 bar σε απόλυτη πίεση 2.000 bar.

Βιβλιογραφία

- 5-1 Bessieres, D.; Saint-Guirons, H.; Daridon, J.: Thermophysical properties of n tridecane from 313.15 to 373.15 K and up to 100 MPa from heat capacity and density data. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry* 62 (2000), pp. 621–632
- 5-2 Bosnjakovic, F.; Knoche, K.F.: *Technische Thermodynamik Part I*, 8th Ed. Darmstadt: Steinkopff-Verlag (1999)
- 5-3 Davis, L.A.; Gordon, R.B.: Compression of mercury at high pressure. *Journal of Chemical Physics* 46 (1967) 7, pp. 2650–2660
- 5-4 Jungemann, M.: 1D-Modellierung und Simulation des Durchflussverhaltens von Hydraulikkomponenten bei sehr hohen Drücken unter Beachtung der thermodynamischen Zustandsgrößen von Mineralöl. Düsseldorf: VDI Fortschrittsberichte 473 (2005) 7
- 5-5 Cellier, F.E.; Kofman, E.: *Continuous System Simulation*. Berlin/Heidelberg/New York: Springer (2006)
- 5-6 Bianchi G.M.; Falfari S.; Parotto M.; Osbat G.: Advanced modeling of common rail injector dynamics and comparison with experiments. SAE-SP Band 1740 (2003) pp. 67–84
- 5-7 Chiavola O.; Giulianelli P.: Modeling and simulation of common rail systems. SAE-P Vol. P-368 (2001) pp. 17–23
- 5-8 Spurk, J.; Aksel, N.; *Strömungslehre*, 6th Ed. Berlin/ Heidelberg/New York: Springer (2006)
- 5-9 Schmitt, T.; Untersuchungen zur stationären und instationären Strömung durch Drosselquerschnitte in Kraftstoffeinspritzsystemen von Dieselmotoren. Diss. Technische Hochschule München 1966, Forschungsberichte Verbrennungskraftmaschinen No. 58
- 5-10 International Symposium on Cavitation (CAV2006). Wageningen: The Netherlands, September 11–15, 2006
- 5-11 Robert Bosch GmbH (Ed.): *Technische Unterrichtung. Diesel-Verteilereinspritzpumpe VE*. (1998)
- 5-12 Bauer, H.-P. et al.: Weiterentwicklung des elektronisch geregelten Verteilereinspritzpumpen-Systems. *MTZ* 53 (1992) 5, pp. 240–245

- 5-13 Eblen, E.; Tschöke, H.: Magnetventilgesteuerte Diesel- Verteiler-Einspritzpumpen. 14th Internationales Wiener Motorsymposium May 6–7, 1993. Dußseldorf: VDI Fortschrittberichte, Vol. 12, No. 182, Pt. 2. Dußseldorf: VDI-Verlag (1993)
- 5-14 Tschöke, H.; Walz, L.: Bosch Diesel Distributor Injection Pump Systems – Modular Concept and Further Development. SAE-Paper 945015, 25. FISITA-Congress, Beijing (1994)
- 5-15 Hames, R.J.; Straub, R.D.; Amann, R.W.: DDEC Detroit Diesel Electronic Control. SAE-Paper 850542 (1985)
- 5-16 Frankl, G.; Barker, B.G.; Timms, C.T.: Electronic Unit Injector for Direct Injection Engines. SIA Kongress, Lyon (France), June 1990
- 5-17 Lauvin, P. et al.: Electronically Controlled High Pressure Unit Injector System for Diesel Engines. SAE Paper 911819 (1991)
- 5-18 Kronberger, M.; Maier, R.; Krieger, K.: Pumpe-Düse- Einspritzsysteme für Pkw-Dieselmotoren. Zukunftsweisende Lösungen für hohe Leistungsdichte, geringen Verbrauch und niedrige Emissionen. 7th Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology (1998)
- 5-19 Maier, R.; Kronberger, M.; Sassen, K.: Unit Injector for Passenger Car Application. I. Mech. E., London (1999)
- 5-20 Egger, K.; Lauvin, P.: Magnetventilgesteuertes Steckpumpensystem für Nfz-Systemvergleich und konstruktive Ausführung. 13th Internationales Wiener Motorensymposium. VDI Fortschrittberichte 167, Vol. 12. Dußseldorf: VDI-Verlag (1992)
- 5-21 Maier, R. et al.: Unit Injector/Unit Pump – Effiziente Einzelpumpensysteme mit hohem Potential für künftige Emissionsforderungen. Dresdener Motorensymposium (1999)
- 5-22 Zeuch, W.: Neue Verfahren zur Messung des Einspritzgesetzes und der Einspritzregelmässigkeit von Diesel-Einspritzpumpen. MTZ (1961) 22/9, pp. 344–349
- 5-23 Bosch, W.: Der Einspritzgesetz-Indikator, ein neues Messgerät zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen. MTZ (1964) 25/7, pp. 268–282
- 5-24 Daimler Chrysler Corporation, Ford Motor Company, General Motors Corporation: Measurement System Analysis (MSA) Reference Manual. 3rd Ed. (2002) Further Literature
- Tschöke H. et al. (Ed.): Diesel- und Benzindirekteinspritzung. Renningen: Expert Verlag (2001)
- Tschöke H. et al. (Ed.): Diesel- und Benzindirekteinspritzung II. Renningen: Expert Verlag (2003)
- Tschöke, H. et al. (Ed.): Diesel- und Benzindirekteinspritzung III. Renningen: Expert Verlag (2005)
- Tschöke, H. et al. (Ed.): Diesel- und Benzindirekteinspritzung IV. Renningen: Expert Verlag (2007)
- Tschöke, H. et al. (Ed.): Diesel- und Benzindirekteinspritzung V. Renningen: Expert Verlag (2009)
- Robert Bosch GmbH (Ed.): Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. 26th Ed. Wiesbaden: Vieweg (2007)
- Robert Bosch GmbH (Ed.): Dieselmotor-Management. 4th Ed. Wiesbaden: Vieweg (2004)
- van Basshuysen; Schafer (Ed.): Handbuch Verbrennungsmotor. 4rd Ed. Wiesbaden: Vieweg (2007)
- Dohle, U.; Hammer, J.; Kampmann, S.; Boecking, F.: PKW Common Rail Systeme für künftige Emissionsanforderungen. MTZ (2005) 67-7/8, pp. 552 ff.
- Egger K.; Klügl, W.; Warga, J.W.: Neues Common Rail Einspritzsystem mit Piezo-Aktorik für Pkw-Dieselmotoren. MTZ (2002) 9, pp. 696 ff. 5 Fuel Injection Systems 173
- Dohle, U.; Boecking, F.; Gross, J.; Hummel, K.; Stein, J.O.: 3. Generation Pkw Common Rail von Bosch mit Piezo-Inline-Injektoren. MTZ (2004) 3, pp. 180 ff.
- Bartsch C.: Common Rail oder Pumpedüse? Dieseleinspritzung auf neuen Wegen. MTZ (2005) 4 pp. 255 ff.

Kronberger, M.; Voigt, P.; Jovovic, D.; Pirkl, R.: Pumpe-Düse- Einspritzelemente mit Piezo-Aktor. MTZ (2005) 5, pp. 354 ff.

Further Literature on Section 5.2

Bonse, B. et al.: Innovationen Dieseleinspritzdüsen – Chancen für Emissionen, Verbrauch und Geräusch. 5th

Internationales Stuttgarter Symposium February 2003, Renningen: Expert Verlag (2003)

Gonzales, F.P., Desantes, J.M. (Ed.): Thermofluid dynamic processes in Diesel Engines. Valencia: Thiesel (2000)

Potz, D.; Christ, W.; Dittus, B.; Teschner, W.: Dieseldüse – die entscheidende Schnittstelle zwischen Einspritzsystem und Motor. In: Dieselmotorentchnik. Renningen: Expert Verlag (2002)

Blessing, M.; König, G.; Krüger, C.; Michels, U.; Schwarz, V.: Analysis of Flow and Cavitation Phenomena in Diesel Injection Nozzles and its Effects on Spray and Mixture Formation. SAE-Paper 2003-01-1358

Urzua, G.; Dütsch, H.; Mittwollen, N.: Hydro-erosives Schleifen von Diesel-Einspritzdüsen. In: Tschöke; Leyh: Diesel- und Benzindirekteinspritzung II. Renningen: Expert Verlag (2003)

Winter, J. et al.: Nozzle Hole Geometry – a Powerful Instrument for Advanced Spray Design. Konferenzband Valencia: Thiesel (2004)

Harndorf, H.; Bittlinger, G.; Drewes, V.; Kunzi, U.: Analyse düsenseitiger Massnahmen zur Beeinflussung von Gemischbildung und Verbrennung heutiger und zukünftiger Diesel-Brennverfahren. Konferenzband Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden (2002)

Bittlinger, G.; Heinold, O.; Hertlein, D.; Kunz, T.; Weberbauer, F.: Die Einspritzdüsenkonfiguration als Mittel zur gezielten Beeinflussung der motorischen Gemischbildung und Verbrennung. Konferenzband Motorische Verbrennung. Essen: Haus der Technik (2003)

Robert Bosch GmbH (Ed.): Bosch Technical Instruction: Distributor-Type Diesel Fuel-Injection. Stuttgart: Robert Bosch GmbH (2004) 174 W. Egler et al.

5. Συστήματα ελέγχου συστήματος έγχυσης καυσίμου

Ulrich Projahn, Helmut Randoll, Erich Biermann, Jörg Brückner, Karsten Funk, Thomas Küttner, Walter Lehle, and Joachim Zuern

5.1 Μηχανικός έλεγχος

5.1.1 Λειτουργίες μηχανικού ρυθμιστή ταχύτητας

Ανθεκτικοί και εύκολα επισκευάσιμοι, μηχανικοί ρυθμιστές συνεχίζουν να χρησιμοποιούνται σε όλο τον κόσμο, ειδικά σε εφαρμογές εκτός αυτοκινητοδρόμων και κινητήρες εκτός δρόμου. Μια εν σειρά αντλία απεικονίζει τις βασικές λειτουργίες του μηχανικού ελέγχου.

Το χαρακτηριστικό του ελέγχου κλειστού βρόχου είναι η ανάδραση μιας ελεγχόμενης μεταβλητής προς την ενεργοποιούμενη μεταβλητή, π.χ. την ποσότητα καυσίμου ψεκασμού που καθορίζεται από τη ρύθμιση του ράφι ελέγχου της αντλίας εν σειρά. Η αύξηση της μάζας καυσίμου ψεκασμού με σταθερό φορτίο προκαλεί αύξηση της ταχύτητας. Με τη σειρά της, η φυγόκεντρη δύναμη που επενεργεί στη συσκευή ελέγχου επίσης αυξάνει και μειώνει το μέγεθος της διαδρομής του ραφιού. Αυτό δημιουργεί ένα κύκλωμα ελέγχου κλειστού βρόχου.

Η βασική λειτουργία κάθε ρυθμιστή είναι να περιορίζει τη μέγιστη ταχύτητα για να αποτρέψει έναν κινητήρα ντίζελ να υπερβεί την επιτρεπόμενη μέγιστη ταχύτητα. Άλλες λειτουργίες ενός μηχανικού ρυθμιστή ταχύτητας είναι:

- παροχή της αρχικής ποσότητας καυσίμου,
- έλεγχος ταχύτητας ρελαντί,
- διατήρηση μιας καθορισμένης ταχύτητας σε διάφορα φορτία κινητήρα και
- ρύθμιση του χαρακτηριστικού ροπής με έλεγχο ροπής ή βοηθητικές μονάδες.

5.1.1.1 Αναλογικό επίπεδο/βαθμός

Όταν το φορτίο ενός κινητήρα ντίζελ μειώνεται χωρίς να μεταβάλλεται η θέση του πεντάλ γκαζιού, η ταχύτητα στην περιοχή ελέγχου μπορεί να αυξηθεί μόνο κατά ποσότητα που επιτρέπεται από τον κατασκευαστή του κινητήρα. Η αύξηση της ταχύτητας είναι ανάλογη με τη μεταβολή του φορτίου, δηλαδή όσο μειώνεται το φορτίο του κινητήρα τόσο περισσότερο αλλάζει η ταχύτητα. Αυτό ονομάζεται αναλογική συμπεριφορά ή αναλογικός βαθμός. Ο αναλογικός βαθμός ορίζεται ως η διαφορά μεταξύ της μέγιστης ταχύτητας χωρίς φορτίο n_{Lo} και της μέγιστης ταχύτητας πλήρους φορτίου n_{Vo} διαιρεμένη με τη μέγιστη ταχύτητα πλήρους φορτίου n_{Vo} (ονομαστική ταχύτητα):

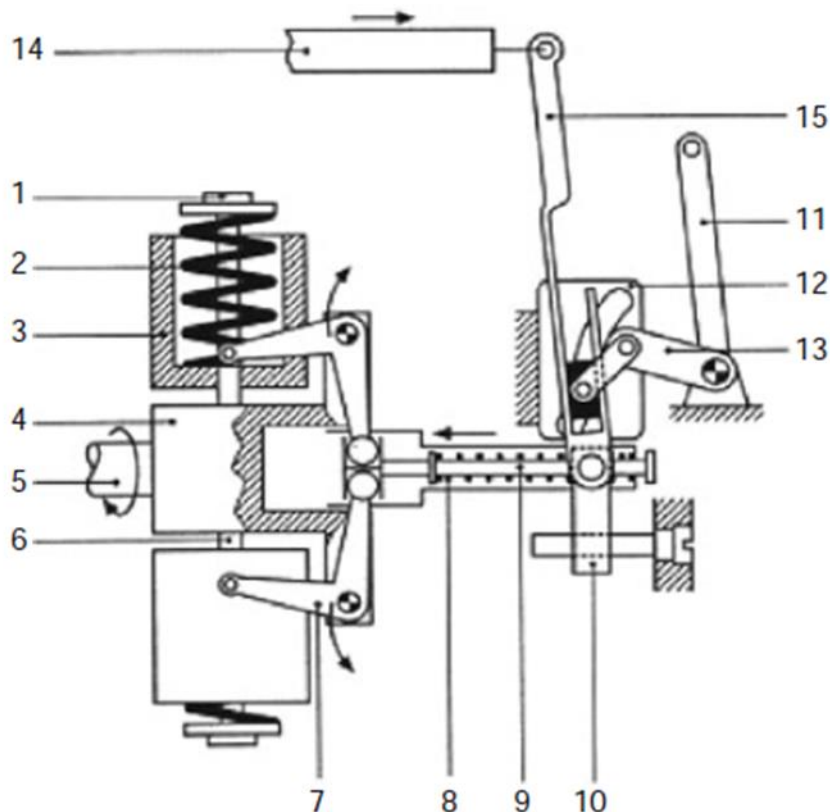
$$\delta = 100 \frac{n_{Lo} - n_{Vo}}{n_{Vo}} \text{ in \%}$$

Οι κοινές αναλογικές αποκρίσεις είναι περίπου 0–5% για κινητήρες γεννήτριας και περίπου 6–15% για κινητήρες οχημάτων.

5.1.2 Σχεδιασμός και λειτουργία μηχανικού οδηγού ταχύτητας

Μια σύνδεση αρθρωτής ράβδου δημιουργεί μια σύνδεση με το ράφι ελέγχου της αντλίας έγχυσης. Οι ρυθμιστές RQ και RQV(K) (Εικ. 5-1) έχουν δύο βάρη που δρουν απευθείας στα ελατήρια του ρυθμιστή που είναι ενσωματωμένα στη συσκευή ελέγχου, τα οποία είναι σχεδιασμένα για την επιθυμητή ονομαστική ταχύτητα, τον αναλογικό βαθμό και την ταχύτητα ρελαντί. Αυξάνοντας τετραγωνικά με την

ταχύτητα, οι φυγόκεντρες δυνάμεις των περιστρεφόμενων φυγόκεντρων βαρών εξουδετερώνονται από ελαστικές δυνάμεις από τα ελατήρια ρυθμιστή. Η ρύθμιση της σκάρας ελέγχου αντιστοιχεί στη συγκεκριμένη απόκλιση των βαρών που παράγονται από την πόλωση των ελατηρίων του ρυθμιστή που προκύπτει από τις φυγόκεντρες δυνάμεις.

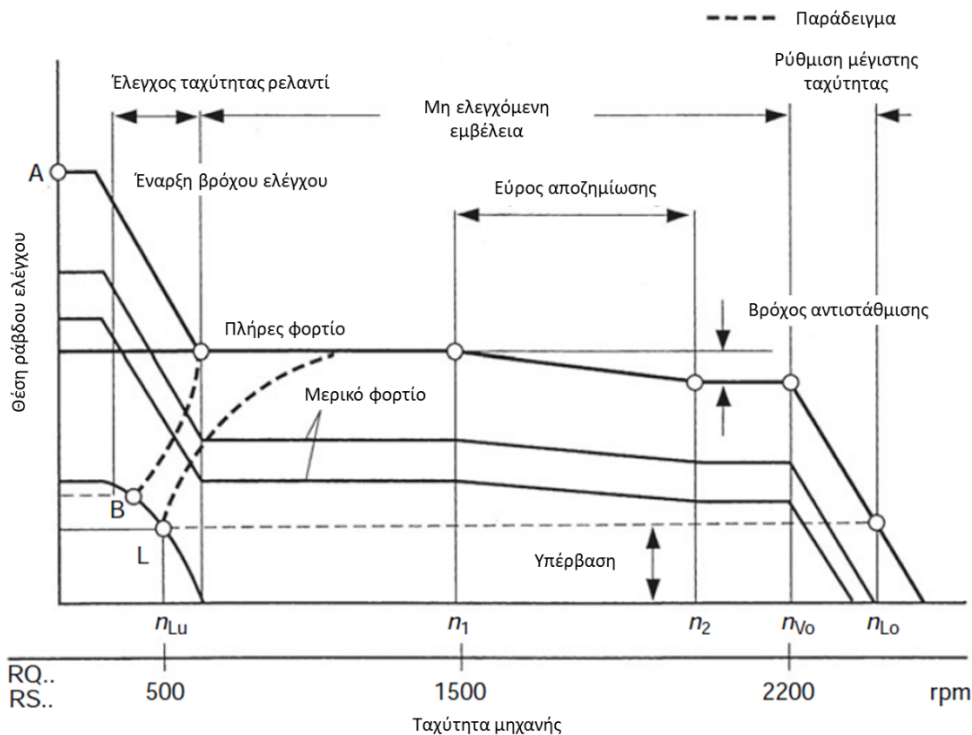


Εικόνα 5-1 Συσκευή ελέγχου με εσωτερικά ενσωματωμένα ελατήρια ρυθμιστή 1 Παξιμάδι ρύθμισης, 2 ελατήριο ρυθμιστή, 3 Flyweight, 4 στοιχείο σύνδεσης, 5 εκκεντροφόρος άξονας, 6 μπουλόνι με ελατήριο, 7 στρόφαλος κουδουνισιού, 8 ελατήριο έλξης, 9 συρόμενο μπουλόνι, 10 συρόμενο μπλοκ, 11 Μοχλός ελέγχου, 12 πλάκα εκκεντροφόρου, 13 μοχλός σύνδεσης, 14 ράφι ελέγχου, 15 μοχλός υπομόγλιου

5.1.2.1 Σχέδια οδηγού

Ένας ρυθμιστής ταχύτητας ρελαντί RQ-μέγιστης ταχύτητας περιγράφεται ως παράδειγμα σχεδίασης ρυθμιστή. Συνήθως, οι κινητήρες ντίζελ για εφαρμογές οχημάτων δεν απαιτούν κανέναν έλεγχο στο εύρος στροφών μεταξύ του ρελαντί και της μέγιστης ταχύτητας. Σε αυτό το εύρος, ο οδηγός χρησιμοποιεί το πεντάλ γκαζιού για να ελέγξει άμεσα την ισορροπία μεταξύ της ζήτησης ροπής του οχήματος και της ροπής του κινητήρα, δηλαδή τη ζήτηση καυσίμου. Ο ρυθμιστής ελέγχει την ταχύτητα ρελαντί και τη μέγιστη ταχύτητα. Οι ακόλουθες συναρτήσεις ρυθμιστή είναι αναγνωρίσιμες από τον σχηματικό χάρτη ρυθμιστή (Εικ. 5-2):

- Ο ψυχρός κινητήρας εκκινείται με την ποσότητα καυσίμου εκκίνησης (A) όταν πατηθεί πλήρως το πεντάλ του γκαζιού.
- Μόλις εκκινήσει ο κινητήρας και αφήσετε το πεντάλ γκαζιού, η ταχύτητα ρυθμίζεται στη θέση ρελαντί (B).
- Μόλις ξεσταθεί ο κινητήρας, η ταχύτητα ρελαντί (L) προσαρμόζεται κατά μήκος της καμπύλης ρελαντί.
- Πατώντας πλήρως το πεντάλ του γκαζιού όταν ο κινητήρας λειτουργεί αλλά το όχημα στέκεται ακίνητο, αυξάνεται ο ρυθμός παράδοσης στην τιμή πλήρους φορτίου και η ταχύτητα από n_{Lu} σε n_1 .



Εικόνα 5-2 Χάρτης ρυθμιστή ταχύτητας ρελαντί-μέγιστης ταχύτητας με θετικό έλεγχο ροπής. A Θέση εκκίνησης ελέγχου, B Ψυχρό σημείο ρελαντί κινητήρα, L Θερμό σημείο ρελαντί κινητήρα, n_{Lu} ελάχιστη ταχύτητα ρελαντί, n_1 Έναρξη ελέγχου ροπής, n_2 έλεγχος λήξης ροπής, n_{Vo} μέγιστη ταχύτητα πλήρους φορτίου, n_{Lo} μέγιστη ταχύτητα χωρίς φορτίο

Στη συνέχεια, ενεργοποιείται ο έλεγχος ροπής. Ο ρυθμός παροχής μειώνεται οριακά και η ταχύτητα αυξάνεται στο n_2 , το τέλος του ελέγχου της ροπής. Η ταχύτητα αυξάνεται ξανά μέχρι να επιτευχθεί η μέγιστη ταχύτητα πλήρους φορτίου n_{Vo} . Στη συνέχεια, ανάλογα με τον αναλογικό βαθμό που έχει σχεδιαστεί, αρχίζει η ρύθμιση της ταχύτητας πλήρους φόρτωσης. Ο ρυθμός παράδοσης μειώνεται έως ότου επιτευχθεί η μέγιστη ταχύτητα χωρίς φορτίο n_{Lo} .

– Κατά την οδήγηση κατά τη χρήση, ο οδηγός χρησιμοποιεί το πεντάλ γκαζιού για να ελέγξει την τρέχουσα κατάσταση οδήγησης, δημιουργώντας ισορροπία μεταξύ της απελευθερωμένης ροπής του κινητήρα και της τρέχουσας ζήτησης ροπής. Με βάση τη θέση του πεντάλ γκαζιού και τη συζευγμένη σχάρα ελέγχου, η αντλία ψεκασμού παρέχει τη συγκεκριμένη ποσότητα καυσίμου που απαιτείται. Οι αναγνώστες αναφέρονται στο [6-1] για άλλα σχέδια ρυθμιστή και βοηθητικές μονάδες/πρόσθετο εξοπλισμό.

5.2 Ηλεκτρονικός έλεγχος

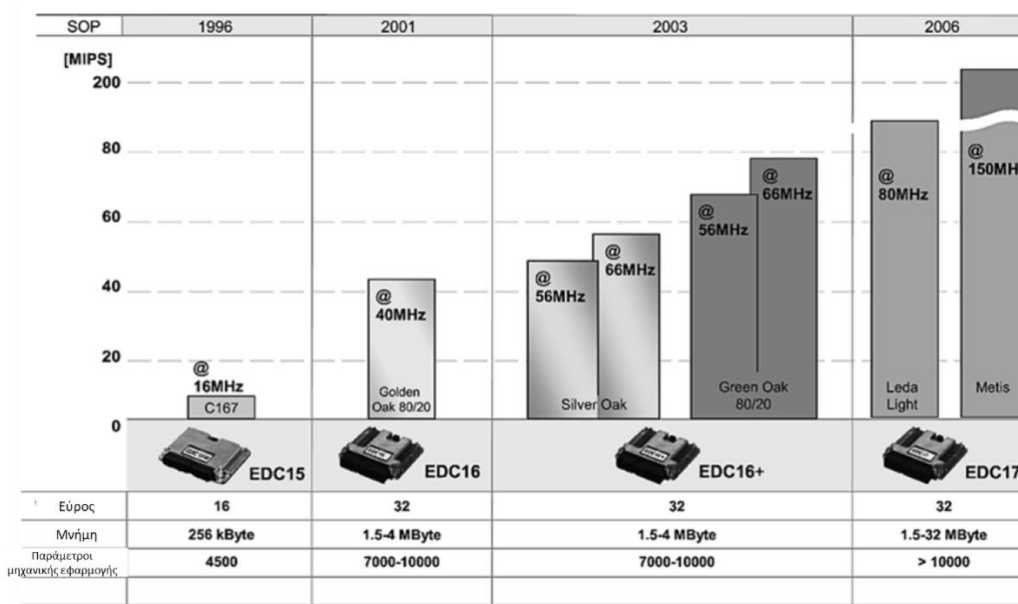
Από το 1986, τα συστήματα έγχυσης ντίζελ εξοπλίζονται όλο και περισσότερο με ψηφιακά ηλεκτρονικά συστήματα ελέγχου. Στην αρχή χρησιμοποιήθηκαν μηχανικά ρυθμιζόμενες αντλίες διανομής. Από το 1987, οι ενσωματωμένες αντλίες με ηλεκτρονικούς ελεγκτές χρησιμοποιήθηκαν για την ανακυκλοφορία των καυσαερίων και τον έλεγχο της ποσότητας καυσίμου⁴. Με τη μετάβαση σε προηγμένα συστήματα άμεσου ψεκασμού, δηλαδή συστήματα common rail από το 1997 και συστήματα εγχυτήρα μονάδας από το 1998, όλες οι λειτουργίες αυτόματου ελέγχου τοποθετήθηκαν σε μία ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου (ηλεκτρονικός έλεγχος ντίζελ EDC). Τα πιο σημαντικά χαρακτηριστικά του ηλεκτρονικού ελέγχου κινητήρα είναι η υψηλή διαθεσιμότητά του σε όλη τη διάρκεια ζωής ενός οχήματος, η πλήρης

⁴Ηλεκτρονικοί ρυθμιστές που ρυθμίζουν την έναρξη της έγχυσης/παράδοσης υπήρχαν ήδη στις αρχές της δεκαετίας του 1980.

λειτουργικότητα ακόμη και υπό ακραίες περιβαλλοντικές συνθήκες και η λειτουργία σε πραγματικό χρόνο σε κάθε κατάσταση λειτουργίας και σε κάθε ταχύτητα κινητήρα.

5.2.1 Επισκόπηση συστήματος μονάδας ελέγχου

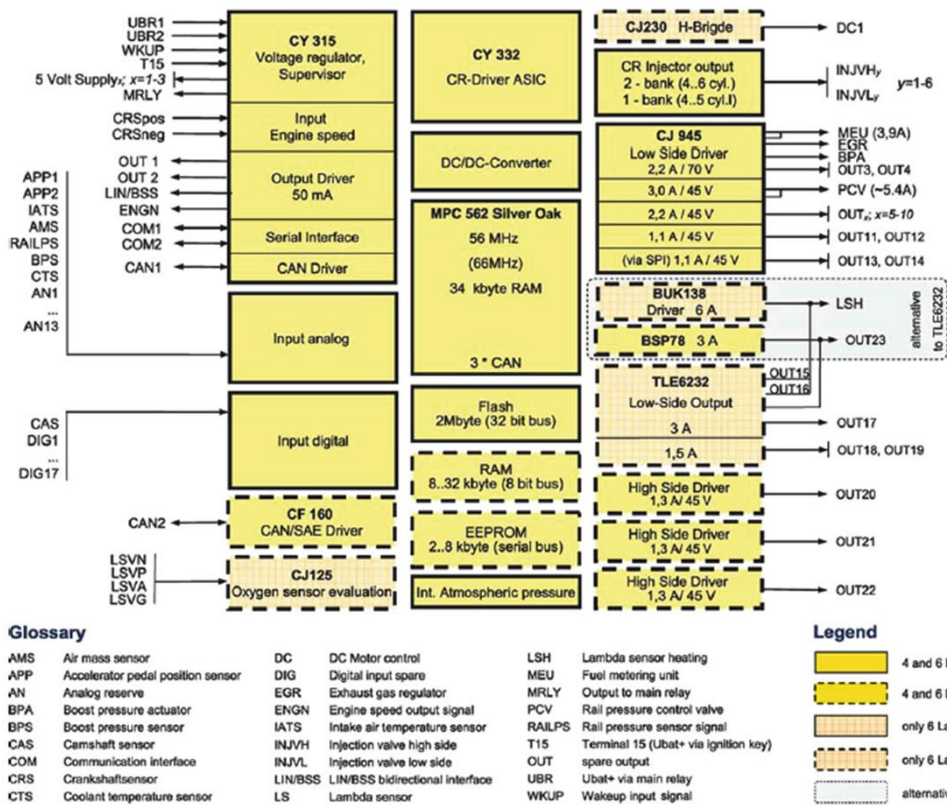
Τα συστήματα μοναδιαίας έγχυσης και, ακόμη περισσότερο, τα συστήματα άμεσου ψεκασμού common rail επιτρέπουν τη ρύθμιση μιας έγχυσης για να χωριστεί σε πολλές μεμονωμένες εγχύσεις (πυλότητα, κύρια και μετά την έγχυση). Το σύστημα common rail επιτρέπει επίσης τη ρύθμιση της πίεσης ψεκασμού στη μονάδα ελέγχου ως συνάρτηση ενός πολύ μεγάλου αριθμού παραμέτρων κινητήρα, οχήματος και περιβάλλοντος. Έως και 10.000 παράμετροι (δηλαδή χαρακτηριστικές τιμές και χαρακτηριστικές καμπύλες ή χάρτες) πρέπει να οριστούν σε προηγμένα συστήματα ελέγχου και η υπολογιστική ισχύς, η μνήμη και οι λειτουργίες των συστημάτων έχουν αυξηθεί σημαντικά σε πολυπλοκότητα τα τελευταία δέκα χρόνια για να γίνει αυτό δυνατό (Εικ. 5-3). Έτσι, ο έλεγχος του κινητήρα ακολουθεί τον κανόνα του Gordon Moore, ο οποίος είναι γνωστός από την ψηφιακή ηλεκτρονική και δηλώνει ότι η πολυπλοκότητα των ολοκληρωμένων κυκλωμάτων αυξάνεται εκθετικά [6-2].



Εικόνα 5-3 Ανάπτυξη της πολυπλοκότητας EDC (BOSCH)

5.2.1.1 Περιγραφή λειτουργικού συστήματος

Τα ηλεκτρονικά συστήματα ελέγχου κινητήρα μπορούν να χωριστούν σε τρεις ομάδες: το κύκλωμα εισόδου που αποτελείται από αισθητήρες και γεννήτριες σημείων ρύθμισης, η ίδια η μονάδα ελέγχου και το κύκλωμα εξόδου που αποτελείται από ενεργοποιητές και θρόνες. Επιπλέον, οι διάλογοι δεδομένων αμφίδρομης επικοινωνίας ανταλλάσσουν επίσης πληροφορίες με άλλες μονάδες ελέγχου. Η ίδια η μονάδα ελέγχου υποδιαιρείται λειτουργικά σε ένα κύκλωμα εισόδου (ρυθμισμός σήματος), μια κεντρική μονάδα επεξεργασίας και στάδια εξόδου με τα ηλεκτρονικά ισχύος που ελέγχουν τους ενεργοποιητές (Εικ. 5-4).



Εικόνα 5-4 Επισκόπηση συστήματος μονάδας ελέγχου. Αριστερά: ρύθμιση σήματος, κέντρο: ψηφιακή κεντρική μονάδα επεξεργασίας, δεξιά: στάδια εξόδου για τον έλεγχο των ενεργοποιητών (BOSCH)

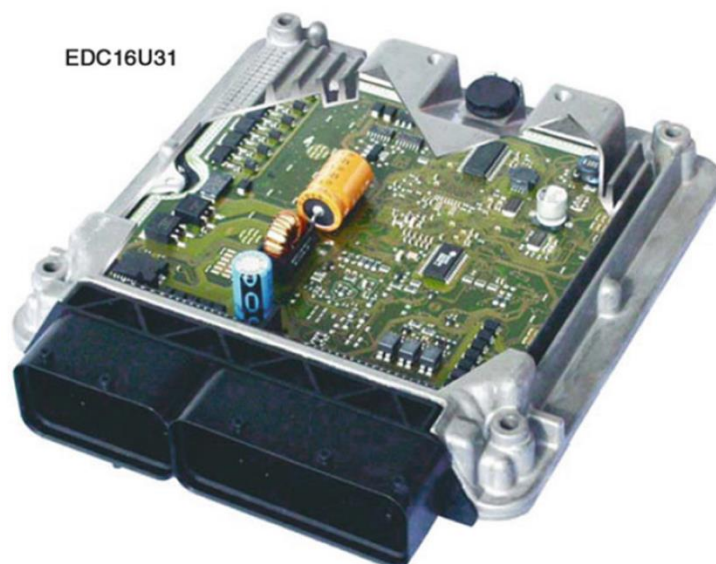
Λαμβάνοντας υπόψη ένα πλήθος άλλων σημάτων εισόδου, όπως ταχύτητα κινητήρα, ταχύτητα οχήματος, θερμοκρασία αέρα και κινητήρα, μάζα αέρα κ.λπ., η μονάδα ελέγχου προσδιορίζει τη ροπή που επιθυμεί ο οδηγός από το σήμα του πεντάλ γκαζιού (απαίτηση οδηγού). Αυτές οι πληροφορίες συνδυάζονται με άλλες απαιτήσεις ροπής, π.χ. την πρόσθετη ροπή για τη γεννήτρια ή τη ροπή που επιθυμεί το ESP (ηλεκτρονικό πρόγραμμα ευστάθειας). Λαμβάνοντας υπόψη την απόδοση ροπής στα διάφορα μέρη του ψεκασμού (πιλότος, κύριος και μετά την έγχυση), η προκύπτουσα ροπή διαιρείται στα διάφορα μέρη και μεταδίδεται στους εγχυτήρες από τα στάδια εξόδου. Μαζί με τον πραγματικό έλεγχο κινητήρα, έχουν ενσωματωθεί με την πάροδο του χρόνου ένας μεγάλος αριθμός άλλων λειτουργιών, π.χ. ηλεκτρονικά συστήματα ακινητοποίησης, χειριστήρια εναλλάκτη και χειριστήρια συμπιεστών κλιματισμού για αυτοκίνητα ή ρυθμιστές μεταβλητής ταχύτητας για επαγγελματικά οχήματα. Στην τελευταία περίπτωση, ο κινητήρας μπορεί να χρησιμοποιηθεί για την οδήγηση βοηθητικών μονάδων ακόμα και όταν το όχημα είναι όρθιο.

5.2.1.2 Απαιτήσεις συστήματος από τις συνθήκες περιβάλλοντος

Τα ηλεκτρονικά των μηχανοκίνητων οχημάτων πρέπει να είναι σχεδιασμένα για ειδική περιβαλλοντική καταπόνηση λόγω των ιδιαίτερων συνθηκών εγκατάστασης και λειτουργίας. Κατ'αρχήν, τα ηλεκτρονικά είναι σχεδιασμένα για τη διάρκεια ζωής ενός οχήματος. Έτσι, η εξυπηρέτησή τους στα αυτοκίνητα σχεδιάζεται τυπικά για δέκα χρόνια και 250.000 χλμ. Ο Πίνακας 5-1 παραθέτει περισσότερες τυπικές συνθήκες περιβάλλοντος που αντιμετωπίζουν συχνά όταν εγκαθίστανται στο χώρο του κινητήρα ενός αυτοκινήτου.

5.2.2 Τεχνικές συναρμολόγησης και διασύνδεσης

Οι μονάδες ελέγχου κινητήρα σχεδιάζονται συνήθως ως πλακέτες τυπωμένων κυκλωμάτων με τέσσερα έως έξι στρώματα υλικού πλακέτας τυπωμένου κυκλώματος. Το περίβλημα αποτελείται από έναν συνδυασμό βάσης/καλύμματος από χυτό αλουμίνιο και πλάκα αλουμινίου βαθιάς έλξης βιδωμένη και συνδεδεμένη μεταξύ τους. Παρέχεται ένα διάφραγμα αδιαπέραστο από το νερό για την εξισορρόπηση της πίεσης του αέρα. Έτσι, η μονάδα ελέγχου μπορεί να είναι εξοπλισμένη με έναν αισθητήρα ατμοσφαιρικής πίεσης που χρησιμοποιείται για τη διόρθωση των ποσοτήτων καυσίμου ψεκασμού με βάση την πίεση του αέρα, δηλαδή με βάση το υψόμετρο. Μια τυπική εμπορική σύνδεση βύσματος και πρίζας έχει 154 επαφές χωρισμένες σε δύο θαλάμους (Εικ. 5-5).



Εικόνα 5-5 Αποκοπή μονάδας ελέγχου κινητήρα (BOSCH)

5.2.3 Ψηφιακές κεντρικές μονάδες επεξεργασίας

Ο σχεδιασμός τους περιλαμβάνει μια κεντρική μονάδα επεξεργασίας 32 bit με συχνότητες ρολογιού έως και 150 MHz. Συμπεριλαμβανομένων των παραμέτρων βαθμονόμησης, το λογισμικό γεμίζει μια μνήμη flash 2–4 Mb. Επιπλέον, διαθέτει μνήμη RAM 32 Kb για την εκτέλεση προγραμμάτων. Παρέχεται μνήμη EEPROM 2–8 Kb για υπολογισμένες τιμές προσαρμογής, χαρακτηριστικοί αριθμοί για ένα μεμονωμένο όχημα και μνήμη σφαλμάτων, έτσι ώστε η μονάδα ελέγχου να μπορεί να σβήσει εντελώς χωρίς ρεύμα όταν είναι απενεργοποιημένη. Ένα κύκλωμα παρακολούθησης ελέγχει εάν ο μικροελεγκτής είναι ενεργός και υπολογίζει με τη σωστή συχνότητα ρολογιού.

5.2.4 Κυκλώματα εισόδου και εξόδου

Το κύκλωμα εισόδου μετατρέπει τα εισερχόμενα σήματα (στάθμη μεταγωγής διακοπών, αναλογικές τάσεις αισθητήρων και μηνύματα μέσω σειριακών διεπαφών όπως CAN [δίκτυο περιοχής ελεγκτή]) σε ψηφιακές τιμές και τα προμηθεύει με επεξεργασία στον μικροελεγκτή. Η πλευρά εξόδου μετατρέπει τις υπολογισμένες τιμές σε ηλεκτρικά σήματα για τις βαλβίδες έγχυσης και ενεργοποιητές ή μηνύματα για σειριακές διεπαφές. Επιπλέον, το κύκλωμα εισόδου και εξόδου πρέπει να προστατεύει από την ηλεκτρομαγνητική ακτινοβολία και, αντίθετα, να αποτρέπει την παρεμβολή ακτινοβολίας.

Πίνακας 5-1 Τυπικές συνθήκες περιβάλλοντος για εγκατάσταση χώρου κινητήρα σε αυτοκίνητα

Θερμοκρασία περιβάλλοντος	-40° C - +85° C	Στον κινούμενο ατμοσφαιρικό αέρα
Τροπικοποίηση	85°C και 85% σχετική υγρασία	
Ανθεκτικότητα στη σκόνη	IP 5 k xx	
Αδιαβροχοποίηση	IP xx 9 k	
Αντιδιαβρωτικότητα	Σπρεϊ αλατιού	
Χημική αντίσταση	Καύσιμο, λάδι κινητήρα, απολιπαντικό κ.λπ	
Αντοχή στην επιτάχυνση	~ 3 g	Σε όλους τους χωρικούς άξονες

Ειδικά κυκλώματα παρακολούθησης στα στάδια εξόδου ανιχνεύουν βραχυκυκλώματα στη γείωση, βλάβες τάσης μπαταρίας και καλωδίου. Οι αισθητήρες στην πλευρά εισόδου καθορίζονται επίσης έτσι ώστε τα βραχυκυκλώματα και τα σφάλματα καλωδίων να δημιουργούν αδιευκρίνιστα στο κύκλωμα εισόδου και να ανιχνεύονται.

5.2.5 Λειτουργίες και λογισμικό

Μια μονάδα ελέγχου λειτουργεί συνήθως εκτός οπτικού πεδίου. Έτσι, ο οδηγός ενός οχήματος γνωρίζει μόνο το λογισμικό. Προγραμματισμένο σε C, το λογισμικό δημιουργείται όλο και περισσότερο απευθείας από τις προδιαγραφές του συστήματος με αυτόματη δημιουργία του εκτελέσιμου κώδικα. Οι λειτουργίες μιας μονάδας ελέγχου μπορούν να χωριστούν πολύ χονδρικά σε λειτουργίες κινητήρα και λειτουργίες οχήματος, οι οποίες υλοποιούνται και οι δύο σε μια κοινή αρχιτεκτονική. Τα συστήματα σειριακού διαύλου συνδέουν μια μονάδα ελέγχου με άλλες μονάδες ελέγχου ενός οχήματος. Ένα ή περισσότερα λεωφορεία CAN είναι κοινά. Ταχύτερα συστήματα διαύλου με καθορισμένη απόδοση σε πραγματικό χρόνο, π.χ. FlexRay, θα προστεθεί στο μέλλον. Για παράδειγμα, η επικοινωνία του κιβωτίου ταχυτήτων ελέγχει το βέλτιστο σημείο λειτουργίας καθώς και τον περιορισμό της ροπής του κινητήρα στο σημείο μεταγωγής, έτσι ώστε το σύστημα ισχύος να μην μπορεί να υπερφορτώσει. Άλλα παραδείγματα σειριακής ανταλλαγής δεδομένων είναι η επικοινωνία με τη μονάδα ελέγχου λάμψης, το σύστημα ακινητοποίησης, τον εναλλάκτη ή το κλιματιστικό.

5.2.5.1 Αρχιτεκτονική λογισμικού

Η αρχιτεκτονική λογισμικού συνιστά ένα πλαίσιο ελέγχου για την αλληλεπίδραση μεταξύ ενός εξαιρετικά μεγάλου αριθμού ευρέως ποικίλων λειτουργιών. Μια σημαντική πτυχή του ελέγχου ενός εξαιρετικά σύνθετου συστήματος είναι η σπονδυλωτότητά του, δηλαδή η υποδιαίρεση του σε ελεγχόμενες μεμονωμένες λειτουργίες και η επαναχρησιμοποίησή του για οικονομικούς λόγους. Αρχικά, οι διεπαφές των λειτουργιών σε μια μονάδα ελέγχου κινητήρα πρέπει να ορίζονται σύμφωνα με τυποποιημένα κριτήρια. Τα φυσικά μεγέθη (π.χ. ροπή) έχουν εδραιωθεί πάνω από μετρούμενα μεγέθη (π.χ. μάζα αέρα), τα οποία χρησιμοποιήθηκαν νωρίτερα. Η αρχιτεκτονική ορίζει επίσης την επικοινωνία μεταξύ συναρτήσεων, π.χ. πώς παρέχονται, ζητούνται και διαβιβάζονται οι πληροφορίες. Με τον ίδιο

τρόπο, η αρχιτεκτονική πρέπει να ενσωματώνει την επιθυμητή απόδοση σε πραγματικό χρόνο: Ορισμένες λειτουργίες (π.χ. το σύστημα ψεκασμού) πρέπει να υπολογίζονται συγχρονισμένα με τις στροφές του κινητήρα, άλλες, με τη σειρά τους, να προχωρούν σε ράστερ σταθερού χρόνου (π.χ. επικοινωνία με άλλες μονάδες ελέγχου σε όχημα). Μια τρίτη κατηγορία λογισμικού είναι ελεγχόμενη από συμβάντα, δηλαδή το λογισμικό αντιδρά σε ένα εξωτερικά εισερχόμενο σήμα. Αυτό απαιτεί συστήματα λειτουργίας σε πραγματικό χρόνο κατάλληλα για έλεγχο κινητήρα, τα οποία είναι συμβατά με το πρότυπο OSEK (βλ. Ανοιχτά συστήματα και αντίστοιχες διεπαφές για ηλεκτρονικά αυτοκινήτων στη διεύθυνση www.osek-vdx.org).

Δεδομένου ότι το πεδίο εφαρμογής του αυξάνεται τρομερά, το λογισμικό θα πρέπει να ενσωματωθεί σε διαφορετικές μονάδες ελέγχου μεταξύ κατασκευαστών στο μέλλον. Για το σκοπό αυτό, το AUTOSAR τυποποιείται ως αρχιτεκτονική μεταξύ κατασκευαστών (βλ. www.autosar.org). Ο στόχος είναι η αρθρωτότητα, η επεκτασιμότητα, η επαναχρησιμοποίηση, η φορητότητα και η τυποποίηση της διεπαφής που θα επιτρέψει τον έλεγχο πολύ πιο πολύπλοκων συστημάτων λογισμικού με λογικό κόστος.

5.2.5.2 Ψηφιακές ελεγκτές

Η ψηφιακή υλοποίηση ελεγκτών σε συστήματα μικροεπεξεργαστών δημιουργεί μια σειρά από χαρακτηριστικά που τους ξεχωρίζουν από τις αναλογικές αναπαραστάσεις. Για παράδειγμα, επιτρέπει την αναπαράσταση σχεδόν οποιωνδήποτε πολύπλοκων αλγορίθμων ελέγχου. Οι ελεγκτές δεν υπόκεινται σε επιπτώσεις γήρανσης και η παρακολούθηση των ορίων μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τη διάγνωση του συστήματος. Οι ελεγκτές μπορούν να συνδέονται μεταξύ τους με την ευρύτερη ποικιλία τρόπων, π.χ. αρκετοί ελεγκτές μπορεί να είναι χρονικά συγχρονιζόμενοι και οι μεταβλητές εισόδου να είναι διαθέσιμες ταυτόχρονα σε πολλούς ελεγκτές, παρόλο που οι ελεγκτές βρίσκονται σε πολλές μονάδες ελέγχου που διασυνδέονται από ένα δίκτυο δεδομένων.

Τα σήματα αναλογικού αισθητήρα συνήθως κβαντίζονται με αναλογικούς/ψηφιακούς μετατροπείς (ADC) 8 bit. Το ADC δέκα bit χρησιμοποιούνται επίσης όταν απαιτείται μεγαλύτερη ανάλυση. Αυτό καθιστά δυνατή τη χαρτογράφηση του εύρους μέτρησης και της ακρίβειας των αισθητήρων εντός της φυσικής τους ανάλυσης χωρίς απώλεια πληροφοριών. Ο χειρισμός ψηφιακού σήματος φιλτράρει το σήμα για την καταστολή της ακτινοβολίας EMC, των μικροδιακοπών και άλλων διαταραχών. Επιπλέον, το σήμα γραμμικοποιείται με βάση τη χαρακτηριστική καμπύλη του αισθητήρα, καθιστώντας έτσι τη φυσική τιμή της μετρούμενης ποσότητας διαθέσιμη στους επόμενους ελεγκτές. Τα τρέχοντα συστήματα μικροελεγκτών επεξεργάζονται αυτή τη φυσική τιμή ως αριθμητική αναπαράσταση 32 bit. Δεδομένου ότι η ανάλυση είναι υψηλή, οι ίδιοι οι αλγόριθμοι ελέγχου δεν έχουν καμία αισθητή επίδραση στην ακρίβεια του αποτελέσματος.

5.2.5.3 Λειτουργίες κινητήρα

Από τη μέτρηση της μάζας αέρα μέχρι τον έλεγχο των βαλβίδων ψεκασμού, όλες οι λειτουργίες που ελέγχουν τον κύκλο καύσης ορίζονται ως λειτουργίες κινητήρα. Οι λειτουργίες καυσαερίων μετά την επεξεργασία που χρησιμοποιούνται για τον έλεγχο της καύσης και οι καταλύτες που χρησιμοποιούνται για τη βελτιστοποίηση της ποιότητας των καυσαερίων και τη διατήρηση κάτω από τα νόμιμα όρια αποτελούν μια ειδική κατηγορία λειτουργιών του κινητήρα.

Ο Πίνακας 5-2 παρέχει μια επισκόπηση των λειτουργιών του κινητήρα, ο Πίνακας 5-3 μια σύνοψη σημαντικών λειτουργιών καυσαερίων.

- Ένδειξη προθερμαντήρα
- Έλεγχος κύριου ρελέ
- Έναρξη ελέγχου συστήματος
- Σύστημα εξόδου έγχυσης
- Χωρισμός σε πιλοτικές, κύριες και μετενέσεις
- Σύγχρονη έξοδος σε πραγματικό χρόνο με τον κινητήρα
- Συντονιστής κινητήρα
- Κατάσταση κινητήρα
- Έλεγχος σερβομηχανισμού
- Συντονιστής αποκοπής
- Υπολογισμός ροπής κινητήρα
- Περιορισμός ροπής
- Περιορισμός κλίσης ροπής
- Υπολογισμός κατανάλωσης καυσίμου
- Συντονιστής για κατάσταση υπέρβασης κινητήρα
- Ελεγκτής ρελαντί
- Αποσβεστήρας υπέρτασης
- Αποσβεστήρας αναστροφής φορτίου
- Έλεγχος έγχυσης
- Συντονιστής ποσότητας ψεκασμού καυσίμου
- Περιοριστής ποσότητας
- Ροπή→ μετατροπή μάζας καυσίμου
- Περιοριστική ποσότητα καπνού
- Μέτρηση στροφών και γωνίας κινητήρα
- Προστασία από υπερβολική ταχύτητα
- Ανίχνευση αστοχίας
- Ψύξη κινητήρα
- Έλεγχος ανεμιστήρα
- Παρακολούθηση θερμοκρασίας νερού και λαδιού
- Σύστημα αέρα
- Έλεγχος ανακυκλοφορίας καυσαερίων
- Έλεγχος πίεσης ενίσχυσης
- Έλεγχος βαλβίδας στροβιλισμού εισαγωγής αέρα
- Έλεγχος βαλβίδας πεταλούδας αέρα
- Μέτρηση μάζας αέρα (με αισθητήρα μάζας αέρα ζεστού φιλμ)
- Immobilizer
- Διαγνωστικό σύστημα
- Επικοινωνία μέσω σειριακού BUS (CAN)

Πίνακας 5-3 Λειτουργίες εξάτμισης

- Φίλτρο σωματιδίων ντίζελ (DPF)
- Καταλύτης αποθήκευσης NOx (NSC)
- Λάμδα έλεγχος κλειστού βρόχου
- Ανίχνευση καύσης με πίεση κυλίνδρου
- Επιλεκτική καταλυτική αναγωγή (SCR)

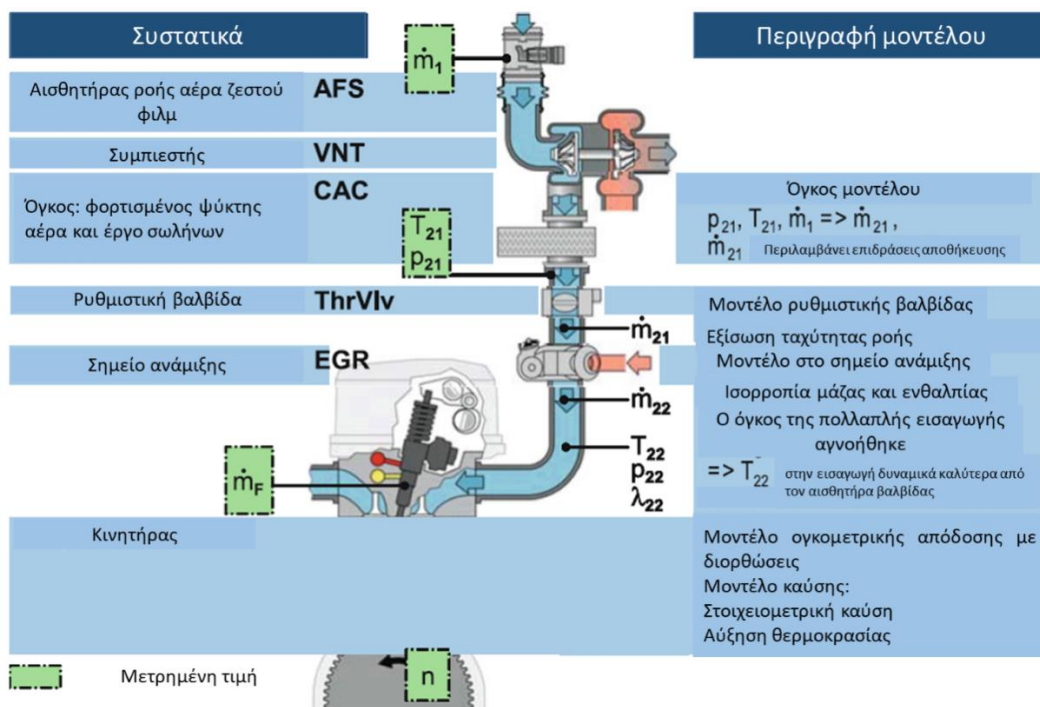
Διαχείριση ροπής

Η ροπή είναι η κυρίαρχη φυσικώς διατηρημένη ποσότητα στο σύστημα ισχύος. Είναι πανομοιότυπο για τους κινητήρες βενζίνης και ντίζελ. Έτσι, οι λειτουργικές δομές είναι ανεξάρτητες από τον τύπο της επιλεγμένης μηχανής καύσης και επομένως η ροπή χρησιμοποιείται για τον συντονισμό του συστήματος ισχύος. Ο οδηγός απαιτεί μια συγκεκριμένη ροπή στους τροχούς πατώντας το πεντάλ του γκαζιού. Αυτό υπολογίζεται ξανά χρησιμοποιώντας το διαφορικό, δηλαδή το κιβώτιο ταχυτήτων (με απώλειες μετάδοσης) για τη ροπή στον συμπλέκτη. Επειδή διάφορες βοηθητικές μονάδες (συμπιεστής κλιματιστικού, εναλλάκτης, κ.λπ.) απαιτούν διαφορετικές ροπές για τον εαυτό τους ανά πάσα στιγμή, αυτές οι ροπές πρέπει να είναι γνωστές και να περιλαμβάνονται στην αρχική ροπή του κινητήρα. Μόλις ενσωματωθούν οι απώλειες τριβής του ίδιου του κινητήρα, παρέχεται η εσωτερική ροπή του κινητήρα. Είναι η βάση για την απαιτούμενη ποσότητα καυσίμου με έγχυση.

Ωστόσο, τα σύγχρονα οχήματα δεν μετατρέπουν άμεσα την επιθυμία του οδηγού: Τα συστήματα ελέγχου πρόσφυσης, τα συστήματα cruise control ή οι βοηθοί πέδησης μπορεί να επηρεάσουν επιπλέον τη ροπή του τροχού. Ιδιαίτερα πλεονεκτήματα της διαχείρισης της ροπής είναι η προστασία των εξαρτημάτων του συστήματος μετάδοσης κίνησης με τον περιορισμό της ροπής, η ομαλή αλλαγή ταχύτητας στα αυτόματα κιβώτια ταχυτήτων με σταθερή ροπή και η ευκολία ενσωμάτωσης πρόσθετων βοηθητικών μετάδοσης κίνησης.

Διαχείριση αέρα βάσει μοντέλου

Ο βέλτιστος σχηματισμός μείγματος στον κύλινδρο προϋποθέτει ότι η μάζα του αέρα στον κύλινδρο προσδιορίζεται με υψηλή ακρίβεια. Για το σκοπό αυτό, χρησιμοποιείται ένα φυσικό μοντέλο της κίνησης του αέρα στην οδό εισαγωγής και των καυσαερίων που αναμιγνύονται από την ανακυκλοφορία των καυσαερίων για τον υπολογισμό των παραμέτρων αερίου απευθείας στη βαλβίδα εισαγωγής με υψηλή δυναμική ακρίβεια (Εικ. 5-6). Ένα μοντέλο θαλάμου εφαρμόζεται για τη μοντελοποίηση των γεωμετρικών συνθηκών στην οδό εισαγωγής και, ειδικότερα, για να συμπεριλάβει τα αποτελέσματα αποθήκευσης και καθυστέρησης σε υψηλή δυναμική. Ένα μοντέλο βαλβίδας πεταλούδας περιλαμβάνει ένα φυσικό μοντέλο του ρυθμού ροής. Ένα μοντέλο ανάμειξης αέρα προσομοιώνει τον κύκλο ανάμειξης φρέσκου αέρα και καυσαερίων. Τέλος, ένα μοντέλο καύσης προσομοιώνει τον ίδιο τον κύκλο καύσης και τη θερμοκρασία των καυσαερίων.



Εικόνα 5-6 Διαχείριση αέρα καύσης βάσει μοντέλου σε κινητήρα ντίζελ

Η σημαντικά μειωμένη πολυπλοκότητα που απαιτείται για τη βαθμονόμησή του, ειδικά για διάφορους τρόπους λειτουργίας (κανονική λειτουργία, λειτουργία αναγέννησης για συστήματα καυσαερίων μετά την επεξεργασία), δίνει στη μέθοδο αυτή ένα πλεονέκτημα έναντι των προδιαγραφών χάρτη της μάζας αέρα εισαγωγής. Επιπλέον, ο γρήγορος έλεγχος καθιστά ανεπαίστες για τον οδηγό τις μεταβάσεις μεταξύ των διαφόρων τρόπων λειτουργίας. Είναι ιδιαίτερα σημαντικό οι ποσότητες αέρα και καυσαερίων να ρυθμίζονται πάντα συγχρονισμένα. Αυτό μειώνει τις ανοχές εκπομπών κατά τη λειτουργία με την ανακύκλωση των καυσαερίων, ακόμη και σε κανονική λειτουργία.

Διαχείριση καυσαερίων βάσει μοντέλου

Η νομοθεσία για τον έλεγχο των εκπομπών για τα οχήματα γίνεται ολοένα και πιο αυστηρή σε όλο τον κόσμο. Λαμβάνοντας ως σημείο εκκίνησης το Euro 4 (2005), η ΕΕ έχει μειώσει τα όρια καυσαερίων στο Euro 5 (2008) κατά περίπου 30% για τα NOX και 80% για τα σωματίδια ντίζελ. Η συμμόρφωση με αυτά τα πρότυπα απαιτεί πολύπλοκες στρατηγικές. Το μοντέλο θερμοκρασίας εξάτμισης προσομοιώνει τη θερμοκρασία σε κάθε σημείο του συστήματος εξάτμισης. Αυτό είναι σημαντικό για στρατηγικές βέλτιστης χρήσης καταλύτη. Κατά συνέπεια, ο αριθμός των αισθητήρων θερμοκρασίας που θα ήταν απαραίτητοι διαφορετικά μπορεί να μειωθεί και τα σημεία στο σύστημα εξάτμισης όπου συμπυκνώνεται το νερό από την αντίδραση καύσης μπορούν να εξακριβωθούν μέσω ανάλυσης σημείου δρόσου. Το μοντέλο θερμοκρασίας καυσαερίων περιλαμβάνει μια θερμοδυναμική προσομοίωση του συστήματος εξάτμισης. Σημαντικά υπομοντέλα είναι η γεωμετρία και το θερμοδυναμικό μοντέλο του συστήματος εξάτμισης, δηλαδή ένα θερμοδυναμικό μοντέλο του στροβιλοσυμπιεστή και των καταλυτών.

Ο έλεγχος λάμδα κλειστού βρόχου καταγράφει την περιεκτικότητα σε οξυγόνο των εκπομπών καύσης με τη βοήθεια ενός αισθητήρα λάμδα οξυγόνου στην εξάτμιση. Αρχικά, ένα μοντέλο του συστήματος ελέγχου προσομοιώνει την περιεκτικότητα σε οξυγόνο στη θέση του αισθητήρα λάμδα και στη συνέχεια τη συγκρίνει με τη μετρούμενη τιμή. Στη συνέχεια, η διαφορά εισάγεται στο μοντέλο αέρα ως διορθωτική τιμή όπου χρησιμεύει για τη διόρθωση της μάζας αέρα, της ποσότητας καυσίμου και του ρυθμού επιστροφής καυσαερίων. Αυτό επιτρέπει τη διατήρηση της εξάτμισης σταθερή εντός στενών ανοχών,

ακόμη και κατά τη διάρκεια μη ακίνητης λειτουργίας και παρά τη γήρανση των εξαρτημάτων μηχανικής έγχυσης. Τα φίλτρα σωματιδίων ντίζελ χρησιμοποιούνται για τη μείωση της αιθάλης ντίζελ.

Τα σωματίδια εναποτίθενται στην αντιδρώσα επιφάνεια τους. Αυτό θα φράξει έναν καταλύτη μετά από λίγο. Επομένως, η αιθάλη πρέπει να καίγεται κυκλικά στη λεγόμενη αναγεννητική λειτουργία. Διάφορα μέτρα αυξάνουν τη θερμοκρασία για αναγέννηση. Τα πιο σημαντικά είναι η προσάρτηση και η καθυστερημένη μετά την έγχυση με καύση στον καταλύτη οξειδωσης.

Ο στόχος είναι να αυξηθεί η θερμοκρασία στους 600°C στην οποία καίγεται η αιθάλη. Ένα μοντέλο φόρτωσης προσομοιώνει την κατάσταση φόρτωσης του φίλτρου από τις παραμέτρους λειτουργίας του κινητήρα και τη μετρούν η διάρκεια της λειτουργίας του και οι αισθητήρες διαφορικής πίεσης πάνω από το φίλτρο σωματιδίων. Το σύστημα είναι σε θέση να εντοπίσει δυσλειτουργίες ελέγχοντας την αληθοφάνεια των πληροφοριών και από τα δύο. Η μονάδα ελέγχου μεταβαίνει σε λειτουργία αναγέννησης όταν επιτευχθεί η κατάλληλη κατάσταση φόρτωσης. Τόσο η ίδια η λειτουργία ανάκτησης όσο και η μετάβαση από και προς τη λειτουργία ανάκτησης πρέπει να προχωρούν με ουδέτερη ροπή, έτσι ώστε ο οδηγός να μην παρατηρήσει τίποτα.

Δεδομένου ότι οι κινητήρες ντίζελ λειτουργούν με περίσσεια οξυγόνου σε κανονική λειτουργία, εκπέμπουν περισσότερο οξειδίο του αζώτου από τους βενζινοκινητήρες. Επί του παρόντος, μειώνεται με δύο εναλλακτικά μέτρα: Τόσο οι καταλύτες αποθήκευσης NO_x (NSC) όσο και η επιλεκτική καταλυτική αναγωγή (SCR) μπορούν να χρησιμοποιούνται στα αυτοκίνητα. Μόνο η SCR χρησιμοποιείται σε επαγγελματικά οχήματα.

Κατά την οδήγηση κατά τη χρήση, το NSC αποθηκεύει αρχικά NO_x και SO₂ από τις εκπομπές καύσης. Όταν ο καταλύτης αποθήκευσης είναι γεμάτος, δημιουργείται περίσσεια καυσίμου στο μείγμα των καυσαερίων μέσω πολύ καθυστερημένων πρόσθετων εγχύσεων. Αυτό χρησιμοποιείται για την αρχική παραγωγή CO στον καταλύτη οξειδωσης, ο οποίος μειώνει το NO_x σε N₂ στο NSC. Τέλος, η θερμοκρασία των καυσαερίων στον καταλύτη αυξάνεται σε πάνω από 650°C σε ένα περίπου στοιχειομετρικό μίγμα αέρα/καυσίμου. Αυτό καίει τα μόρια θείου που διαφορετικά θα έφραζαν τον καταλύτη με την πάροδο του χρόνου.

Ένας SCR από την άλλη πλευρά χρησιμοποιεί ένα σημαντικά λιγότερο ακριβό καταλυτικό υλικό σε συνδυασμό με μια ξεχωριστή έγχυση ενός υδατικού διαλύματος ουρίας πριν από τον καταλύτη SCR.

Αυτή η λύση (με την επωνυμία AdBlue1) δεν απαιτεί καμία τροποποίηση του κινητήρα. Αντίθετα, μπορεί να τοποθετηθεί επιπρόσθετα χωριστά στην οδό εξάτμισης. Μαζί με το καύσιμο, το AdBlue1 πρέπει επίσης να ξαναγεμιστεί μετά από αρκετές χιλιάδες χιλιόμετρα.

Διαχείριση ένεσης

Η διαχείριση έγχυσης υπολογίζει την ακριβή πορεία του κύκλου έγχυσης από την απαίτηση ροπής, τις πρόσθετες απαιτήσεις της μετεπεξεργασίας των καυσαερίων και το τρέχον σημείο λειτουργίας. Ο κύκλος έγχυσης σε ένα σύστημα common rail μπορεί να αποτελείται από πολλές πιλοτικές εγχύσεις, μία ή περισσότερες κύριες εγχύσεις και πολλές μετά τις εγχύσεις. Η έναρξη της έγχυσης σε σχέση με το πάνω νεκρό σημείο του κυλίνδρου και η διάρκεια της έγχυσης πρέπει να υπολογίζονται για κάθε μεμονωμένη ένεση ενός κύκλου έγχυσης. Επιπλέον, πρέπει να καθοριστούν οι μεμονωμένες ενέσεις που είναι απαραίτητες για τον κύκλο της ένεσης. Η ικανότητα της μονάδας ελέγχου να ελέγχει επίσης την πίεση έγχυσης (πίεση ράγας) ως συνάρτηση του σημείου λειτουργίας παρέχει έναν επιπλέον βαθμό ελευθερίας. Οι απλοί ψεκασμοί έχουν εξαιρετικά διαφορετικές λειτουργίες: Οι πολύ πρώιμοι πιλοτικοί ψεκασμοί χρησιμεύουν για την προετοιμασία του κυλίνδρου για τον επόμενο κύκλο καύσης, οι καθυστερημένοι πιλοτικοί ψεκασμοί βελτιστοποιούν τον θόρυβο του κινητήρα, οι κύριοι ψεκασμοί χρησιμεύουν για τη δημιουργία ροπής, οι συνδεδεμένοι μετά τον ψεκασμό αυξάνουν τη θερμοκρασία των καυσαερίων για τα καυσαέρια μετά την επεξεργασία και οι καθυστερημένοι μετά τον ψεκασμό προσφέρουν καύσιμο, π.χ. ως αναγωγικός παράγοντας στο σύστημα μετεπεξεργασίας καυσαερίων. Επιπλέον, το σύστημα ψεκασμού περιέχει τέσσερις λειτουργίες που διορθώνουν την ποσότητα του ψεκασμένου καυσίμου (βλ. επίσης Ενότητα 5.3.5.7): Η προσαρμογή ποιότητας μπεκ ψεκασμού (IQA) αντισταθμίζει τις

κατασκευαστικές ανοχές κατά την παραγωγή μπεκ και έτσι βελτιώνει τις εκπομπές. Ένας εγχυτήρας μετριέται όταν κατασκευάζεται και επισημαίνεται με τις χαρακτηριστικές του παραμέτρους. Στην κατασκευή κινητήρων και οχημάτων, αυτά τα δεδομένα μεταδίδονται στη μονάδα ελέγχου ως διορθωτικές τιμές που εξαρτώνται από τα σημεία λειτουργίας.

Η προσαρμογή ποσότητας καυσίμου (FQA) διαπιστώνει διαφορές στη συνεισφορά ροπής των μεμονωμένων κυλίνδρων με βάση την ανωμαλία της περιστροφής του στροφαλοφόρου άξονα και τις διορθώνει. Αυτό βελτιώνει την ομαλότητα της λειτουργίας ολόκληρου του κινητήρα. Η βαθμονόμηση μηδενικής ποσότητας καυσίμου (ZFC) αντισταθμίζει τη μετατόπιση της ποσότητας καυσίμου με έγχυση των πιλότων ψεκασμού. Αυτό χρησιμεύει στη μείωση των εκπομπών και του θορύβου. Ο χρόνος ενεργοποίησης ποικίλλει σε

κατάσταση υπέρβασης κινητήρα έως ότου παρατηρηθεί αλλαγή στις στροφές του κινητήρα. Αυτό αποδίδει τον μικρότερο χρόνο ενεργοποίησης που είναι αποτελεσματικός στη ροπή.

Τέλος, η διόρθωση κυμάτων πίεσης (PWC) επιτρέπει το γεγονός ότι η πίεση του καυσίμου δεν παραμένει σταθερή αλλά μάλλον πέφτει όταν ανοίγει η βαλβίδα ψεκασμού. Αυτό δημιουργεί κύματα πίεσης μεταξύ του μπεκ ψεκασμού και της σιδηροτροχιάς, τα οποία επηρεάζουν τις ποσότητες καυσίμου που ψεκάζονται στους επόμενους ψεκασμούς. Αυτό το αποτέλεσμα διορθώνεται με διορθωτικές τιμές που εξαρτώνται από τα σημεία λειτουργίας, περιορίζοντας έτσι τις ανοχές καυσίμου για πολλαπλούς ψεκασμούς.

Έννοια παρακολούθησης

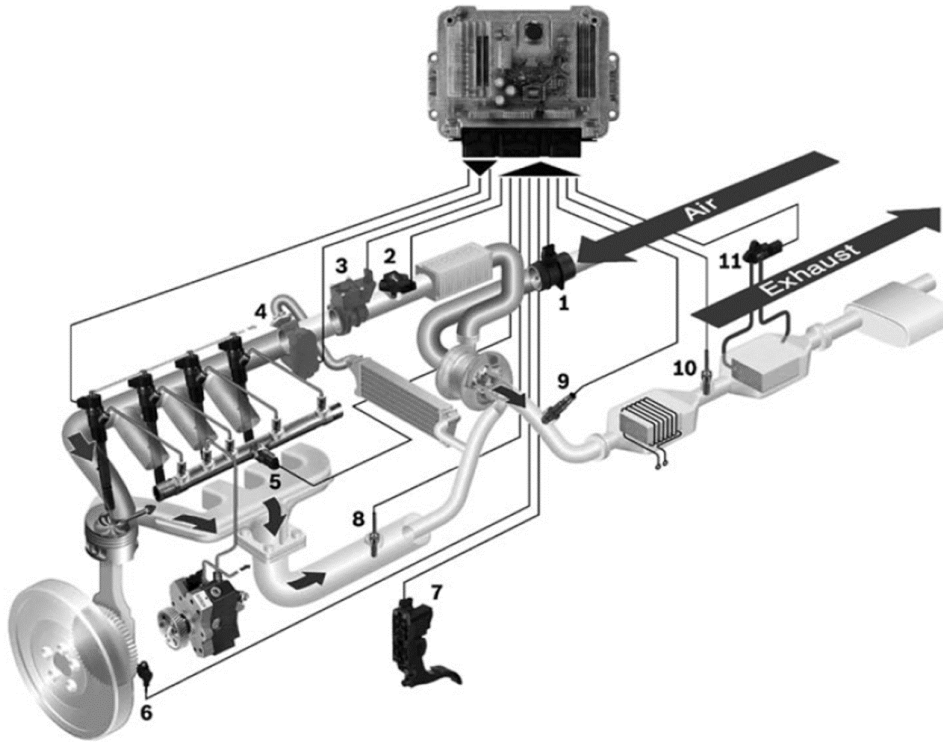
Η ασφάλεια των ατόμων και, κυρίως, των επιβατών ενός οχήματος αποτελεί κορυφαία προτεραιότητα για το σχεδιασμό ηλεκτρονικών συστημάτων. Επομένως, η μονάδα ελέγχου περιλαμβάνει μια ιδέα παρακολούθησης με τρία ανεξάρτητα επίπεδα, η οποία επιτρέπει τον ασφαλή έλεγχο ενός οχήματος ακόμη και σε περίπτωση βλάβης. Εάν δεν είναι πλέον δυνατή μια άλλη ελεγχόμενη αντίδραση του συστήματος, ο κινητήρας διακόπτεται

Το επίπεδο 1 της ιδέας παρακολούθησης είναι οι λειτουργίες οδήγησης με τους ελέγχους αληθοφάνειας και την παρακολούθηση κυκλωμάτων εισόδου και εξόδου. Οι έλεγχοι αληθοφάνειας μπορεί να περιλαμβάνουν αμοιβαίους ελέγχους της ταυτότητας των τιμών της πίεσης υπερπλήρωσης στην έξοδο του στροβιλοσυμπιεστή και της ατμοσφαιρικής πίεσης κατά την εκκίνηση του κινητήρα. Τα ειδικά κυκλώματα στα κυκλώματα εισόδου και εξόδου επιτρέπουν την άμεση ανίχνευση βραχυκυκλωμάτων ή σφαλμάτων καλωδίου, την αποθήκευση τους στη μνήμη σφαλμάτων και την εκκίνηση εναλλακτικών αποκρίσεων. Στο επίπεδο 2 της ιδέας παρακολούθησης, η συνεχής παρακολούθηση της ροπής υπολογίζεται από τα ακατέργαστα σήματα αισθητήρα ανεξάρτητα του προγράμματος λογισμικού. Από τη μία πλευρά, η μέγιστη επιτρεπόμενη ροπή υπολογίζεται από μια αξιολόγηση πλεονάζοντος σήματος και, από την άλλη πλευρά, η τρέχουσα ροπή υπολογίζεται από τον μετρούμενο χρόνο ενεργοποίησης των σταδίων εξόδου έγχυσης. Επιπλέον, γίνεται έλεγχος σε κατάσταση υπέρβασης κινητήρα, δηλαδή όταν ένα όχημα μειώνει τη ροπή όταν φρενάρει, για παράδειγμα, για να προσδιοριστεί εάν ο χρόνος ενεργοποίησης του σταδίου εξόδου των βαλβίδων ψεκασμού είναι επίσης στην πραγματικότητα μηδέν σε αυτήν την κατάσταση λειτουργίας στην οποία το πεντάλ γκαζιού είναι δεν λειτουργεί. Το επίπεδο 3 της ιδέας παρακολούθησης ελέγχει τελικά τη σωστή λειτουργία του ίδιου του μικροελεγκτή, τόσο ως προς τον υπολογισμό του όσο και ως προς τη χρονική του απόκριση, καθιστώντας έτσι δυνατό τον εντοπισμό εάν ο μικροελεγκτής παγιδεύεται σε έναν ατελείωτο βρόχο προγράμματος. Για το σκοπό αυτό, η μονάδα ελέγχου έχει μια δεύτερη μονάδα κυκλώματος που μπορεί να είναι ένας άλλος μικροελεγκτής ή ένα ολοκληρωμένο κύκλωμα ειδικής εφαρμογής (ASIC) εξοπλισμένο με βάση χρόνου (κρυσταλλικός ταλαντωτής) ανεξάρτητη από τον κύριο μικροελεγκτή.

5.3 Αισθητήρες

Η χρήση αισθητήρων σε ένα μηχανοκίνητο όχημα απαιτεί υψηλό επίπεδο ευαισθησίας σε μηχανικές, κλιματικές, χημικές και ηλεκτρομαγνητικές επιδράσεις. Απαιτείται όχι μόνο υψηλή αξιοπιστία και μεγάλη διάρκεια ζωής, αλλά και υψηλή ακρίβεια. Οι πιο σημαντικοί αισθητήρες και οι λειτουργίες τους για τον έλεγχο του κινητήρα ντίζελ περιγράφονται παρακάτω (Εικ. 5-7).

Μια μονάδα πεντάλ γκαζιού (APM, Σχ. 5-7, 7) ανιχνεύει την επιθυμητή επιτάχυνση του οχήματος του οδηγού. Το σήμα του χρησιμεύει ως μεταβλητή εισόδου για τον υπολογισμό της ποσότητας καυσίμου ψεκασμού στο σύστημα ελέγχου κινητήρα. Μια μονάδα πεντάλ γκαζιού αποτελείται από το ειδικό πεντάλ του οχήματος, έναν βραχίονα στήριξης και έναν αισθητήρα γωνίας περιστροφής. Ο αισθητήρας έχει σχεδιαστεί πλεονάζοντα ως αισθητήρας αναφοράς και παρακολούθησης και περιέχει είτε ένα διπλό ποτενσιόμετρο είτε ένα ζεύγος ανεπαφικών στοιχείων εφέ Hall. Το ποτενσιόμετρο εκτυπώνεται με οθόνη. Τα στοιχεία του εφέ Hall είναι ενσωματωμένα σε δύο ανεξάρτητα IC Hall, τα οποία περιέχουν επίσης τα ηλεκτρονικά στοιχεία ελέγχου και αποκωδικοποίησης.



Εικόνα 5-7 Διάγραμμα συστήματος αισθητήρων κινητήρα ντίζελ 1 Αισθητήρας μάζας αέρα, 2 αισθητήρας πίεσης ώθησης, 3 βαλβίδα πεταλούδας, 4 βαλβίδα ανακύκλωσης καυσαερίων, 5 αισθητήρας πίεσης ράγας, 6 αισθητήρας ταχύτητας, 7 μονάδα πεντάλ γκαζιού, 8 αισθητήρας θερμοκρασίας καυσαερίων, 9 Αισθητήρας λάμδα, 10 Αισθητήρας θερμοκρασίας καυσαερίων, 11 Αισθητήρας διαφορικής πίεσης

Το σήμα εξόδου του αισθητήρα είναι ανάλογο με τη θέση του πεντάλ. Οι αισθητήρες θερμοκρασίας (TS) μετρούν τη θερμοκρασία του αέρα (ATS), του ψυκτικού (CTS), του λαδιού (OTS) και του καυσίμου (FTS). Ως στοιχεία αισθητήρα, συνήθως περιέχουν μια αντίσταση NTC με αρνητικό συντελεστή θερμοκρασίας, δηλαδή η αντίστασή τους μειώνεται λογαριθμικά καθώς αυξάνεται η θερμοκρασία. Η χρονική σταθερά ενός αισθητήρα θερμοκρασίας εξαρτάται από την εγκατάσταση του NTC στον αισθητήρα (συσσωρευτής θερμότητας), τον τύπο του μέσου που μετράται (θερμική χωρητικότητα) και τον ρυθμό ροής του (ποσότητα θερμότητας που μεταφέρεται). Οι αισθητήρες θερμοκρασίας έχουν εξαιρετικά μεγάλη χρονική σταθερά για τον αέρα λόγω του πλαστικού περιβλήματος που χρησιμοποιείται συνήθως. Ένα εκτεθειμένο NTC μπορεί να χρησιμοποιηθεί για υψηλές δυναμικές

απαιτήσεις. Αυτή η παραλλαγή χρησιμοποιείται επίσης σε αισθητήρες μάζας αέρα ζεστού φίλμ και αισθητήρες πίεσης υπερπλήρωσης.

Ένας αισθητήρας ταχύτητας (SS, Εικ. 5-7, 6) μετρά την ταχύτητα του κινητήρα με τη βοήθεια ενός τροχού γεννήτριας παλμών που είναι συνδεδεμένος και δικτυωμένος με τον στροφαλοφόρο άξονα. Αυτός ο επαγωγικός αισθητήρας περιέχει έναν μαλακό σιδερένιο πυρήνα που περικλείεται από ένα πηνίο με μόνιμο μαγνήτη και είναι τοποθετημένος ακριβώς απέναντι από τον τροχό της γεννήτριας παλμών. Το μαγνητικό πεδίο του μόνιμου μαγνήτη κλείνει πάνω από τον μαλακό σιδερένιο πυρήνα και τον τροχό της γεννήτριας παλμών. Η μαγνητική ροή μέσω του πηνίου εξαρτάται από την παρουσία είτε ενός χώρου τροχού της γεννήτριας παλμών με μεγάλο διάκενο αέρα είτε ενός δοντιού με μικρό διάκενο αέρα απέναντι από τον πυρήνα. Η εναλλαγή χώρου δοντιού ενός κινητήρα σε λειτουργία προκαλεί ημιτονοειδείς αλλαγές ροής, οι οποίες προκαλούν μια ημιτονοειδή τάση εξόδου. Ένας αισθητήρας ταχύτητας μπορεί να κατασκευαστεί με ψηφιακό σήμα εξόδου για χρήση σε μικρότερους τροχούς γεννήτριας παλμών με Hall IC.

Πέρα από την καθαρή μέτρηση των στροφών του κινητήρα, ένας αισθητήρας ταχύτητας διευκολύνει την υλοποίηση λειτουργιών του κινητήρα που μπορούν, για παράδειγμα, να διορθώσουν την ποσότητα καυσίμου που έχει εγχυθεί σε σχέση με έναν κύλινδρο με βάση μετρήσεις μικρότερων αλλαγών στροφών. Έτσι, οι ελάχιστες διαφορές στις συγκεκριμένες ποσότητες καυσίμου ψεκασμού ενός μεμονωμένου κυλίνδρου μπορούν να διορθωθούν (προσαρμογή ποσότητας καυσίμου) ή να αποτραπούν οι διαμήκεις κραδασμοί του οχήματος (ενεργή απόσβεση του λυγισμού του κινητήρα). Ένας αισθητήρας φάσης (PS) ανιχνεύει τη θέση του εκκεντροφόρου με τη βοήθεια ενός τροχού γεννήτριας παλμών που είναι συνδεδεμένος και δικτυωμένος με τον άξονα. Η μικρή διάμετρος του τροχού της γεννήτριας παλμών αποκλείει τη χρήση επαγωγικού αισθητήρα ταχύτητας.

Επομένως, ο αισθητήρας φάσης περιέχει έναν αισθητήρα Hall, ο οποίος, παρόμοιος με έναν αισθητήρα ταχύτητας, χρησιμοποιεί τον τροχό της γεννήτριας παλμών για να ανιχνεύσει αλλαγές στο μαγνητικό πεδίο και τις εξάγει ως επεξεργασμένα ψηφιακά σήματα. Η απόλυτη γωνιακή θέση του στροφαλοφόρου άξονα στο πάνω νεκρό σημείο του πρώτου κυλίνδρου του κινητήρα (TDC) υπολογίζεται από τα σήματα του αισθητήρα φάσης και ταχύτητας. Αυτό καθιστά δυνατή τη μείωση των εκπομπών και την εφαρμογή λειτουργιών άνεσης, π.χ. Γρήγορη εκίνηση. Σε περίπτωση βλάβης του αισθητήρα ταχύτητας, ο αισθητήρας φάσης μπορεί να αναλάβει εν μέρει τη λειτουργία του.

Μια ηλεκτρική βαλβίδα πεταλούδας (BV, Εικ. 5-7, 3) είναι τοποθετημένη στην πολλαπλή εισαγωγής στην ψυχρή πλευρά του κινητήρα προς την κατεύθυνση της ροής πριν από τη γραμμή ανακύκλωσης των καυσαερίων. Επιτρέπει τη μείωση της διατομής εισαγωγής στην περιοχή μερικού φορτίου και έτσι τον έλεγχο του επιπέδου πίεσης μετά τη βαλβίδα. Το κλείσιμο της βαλβίδας αυξάνει τον ρυθμό ροής του αέρα εισαγωγής και κατά συνέπεια και το κενό μετά τη βαλβίδα. Η αύξηση του κενού αυξάνει τον ρυθμό επιστροφής καυσαερίων έως και 60%. Αυτοί οι ρυθμοί επιστροφής καυσαερίων καθιστούν δυνατή τη σημαντική μείωση των εκπομπών.

Άλλες λειτουργίες μιας βαλβίδας πεταλούδας είναι:

- αύξηση της θερμοκρασίας των καυσαερίων για την αναγέννηση του φίλτρου σωματιδίων με στραγγαλισμό και άνοιγμα της παράκαμψης προς το intercooler,
- ενεργεί ως ελεγχόμενος από τον αέρα κυβερνήτης με αναλογία αέρα/καυσίμου < 1 κατά την αναγέννηση του καταλύτη αποθήκευσης NOX,
- παροχή ασφάλειας και άνεσης απενεργοποίησης και
- Στραγγαλισμός στο ρελαντί για βελτιστοποίηση του θορύβου μειώνοντας τη μέγιστη πίεση του κυλίνδρου.

Ανεξάρτητα από τη θερμοκρασία και την πυκνότητα, ένας αισθητήρας μάζας αέρα ζεστού φίλμ (HFM, Εικ. 5-7, 1) μετρά τη μάζα του αέρα που αναρροφάται από έναν κινητήρα και επομένως το οξυγόνο που είναι διαθέσιμο για καύση. Ο αισθητήρας μάζας αέρα ζεστού φίλμ είναι εγκατεστημένος μεταξύ του φίλτρου αέρα και του συμπιεστή. Η ροή της μάζας του αέρα μετριέται διοχετεύοντάς την μέσω ενός

λεπτού και θερμαινόμενου διαφράγματος πυριτίου. Τέσσερις εξαρτώμενες από τη θερμοκρασία αντιστάσεις μετρούν την κατανομή θερμοκρασίας στο διάφραγμα. Η ροή μάζας αέρα αλλάζει την κατανομή θερμοκρασίας του διαφράγματος και αυτό προκαλεί μια διαφορά αντίστασης μεταξύ των αντιστάσεων ανάντη και κατόντη. Δεδομένου ότι η διαφορά αντίστασης είναι συνάρτηση κατεύθυνσης και μεγέθους, ο αισθητήρας μάζας αέρα ζεστού φιλμ είναι σε θέση να μετρήσει τις παλμικές ροές μάζας αέρα με υψηλή δυναμική και να διορθώσει το πρόσημο. Αυτό επιτρέπει στη μονάδα ελέγχου κινητήρα να υπολογίζει με ακρίβεια τη μέση τιμή της μάζας αέρα. Προαιρετικά, μπορεί να τοποθετηθεί επιπλέον ένας αισθητήρας θερμοκρασίας στον αισθητήρα μάζας αέρα ζεστού φιλμ για τη μέτρηση της θερμοκρασίας του αέρα εισαγωγής.

Δεδομένου ότι το σήμα μετρούμενης μάζας αέρα χρησιμεύει ως η πραγματική τιμή για τον έλεγχο της ανακυκλοφορίας των καυσαερίων και για τον περιορισμό της ποσότητας καυσίμου έγχυσης (περιορισμός καπνού), η υψηλή ακρίβεια του αισθητήρα μάζας αέρα ζεστού φιλμ είναι ιδιαίτερα σημαντική για τη συμμόρφωση με τα όρια εκπομπών.

Ένας αισθητήρας πίεσης υπερπλήρωσης (BPS, Εικ. 5-7, 2) μετρά την πίεση του αναρροφούμενου αέρα στην πολλαπλή εισαγωγής, την οποία ο συμπιεστής υπερτροφοδοτεί σε υψηλότερη πίεση. Έτσι, περισσότερη μάζα αέρα φτάνει στους μεμονωμένους κυλίνδρους. Η πίεση υπερπλήρωσης υποστηρίζει τον έλεγχο πίεσης υπερπλήρωσης. Η τρέχουσα πραγματική πίεση και οι στροφές του κινητήρα μπορούν να χρησιμοποιηθούν για τον υπολογισμό της εισαγόμενης μάζας αέρα. Η ακριβής γνώση της μάζας του αέρα είναι σημαντική για την πρόληψη της έγχυσης περίσσειας καυσίμου στον κινητήρα (λειτουργία περιορισμού καπνού).

Το στοιχείο αισθητήρα του αισθητήρα πίεσης υπερπλήρωσης είναι ένα τσιπ πυριτίου πάνω στο οποίο έχει χαραχθεί ένα διάφραγμα. Η πίεση αναγκάζει το διάφραγμα του αισθητήρα να κάμπτεται και οι αντιστάσεις μέτρησης που βρίσκονται στο διάφραγμα να αλλάζουν την αντίστασή τους. Οι αισθητήρες πίεσης υπερπλήρωσης έχουν σχεδιαστεί ως αισθητήρες απόλυτης πίεσης, δηλαδή η μετρούμενη πίεση δημιουργείται στη μία πλευρά του διαφράγματος και ένα μικρό μονωμένο κενό αναφοράς βρίσκεται στην άλλη. Τα κυκλώματα αξιολόγησης σήματος που είναι ενσωματωμένα στο τσιπ ενισχύουν τις αλλαγές της αντίστασης και τις μετατρέπουν σε σήμα τάσης που τροφοδοτείται στη μονάδα ελέγχου.

Η λειτουργία ενός αισθητήρα διαφορικής πίεσης (DPS, Εικ. 5-7, 11) είναι η μέτρηση της πτώσης πίεσης στο φίλτρο σωματιδίων στο σύστημα εξάτμισης. Αυτό μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον προσδιορισμό του βαθμού φόρτωσης του φίλτρου με αιθάλη. Όταν είναι επαρκώς φορτωμένο, ξεκινά ένας κύκλος αναγέννησης.

Το στοιχείο αισθητήρα του αισθητήρα διαφορικής πίεσης είναι ένα τσιπ πυριτίου παρόμοιο με αυτό ενός αισθητήρα πίεσης υπερπλήρωσης. Ωστόσο, καθεμία από τις δύο μετρούμενες πιέσεις - πίεση πριν και μετά το DPF - δρα στη μία πλευρά του διαφράγματος πίεσης. Το σήμα διαφορικής πίεσης παράγεται από την πίεση που μετράται στο μπροστινό μέρος του διαφράγματος μείον την πίεση που μετράται στο πίσω μέρος του διαφράγματος. Οι αλλαγές πίεσης και στις δύο πλευρές του διαφράγματος προκαλούν την αλλαγή της κάμψης του διαφράγματος του αισθητήρα και επομένως τις αντιστάσεις των αντιστάσεων μέτρησης ανάλογα. Τα κυκλώματα αξιολόγησης σήματος στο τσιπ ενισχύουν και μετατρέπουν τις αλλαγές στην αντίσταση σε σήμα τάσης που τροφοδοτείται στη μονάδα ελέγχου.

Ένας αισθητήρας πίεσης ράγας (RPS, Εικ. 5-7, 5) μετρά την πίεση καυσίμου στη ράγα διανομής ενός συστήματος έγχυσης κοινής ράγας. Η τρέχουσα πίεση σιδηροτροχιάς καθορίζει την ποσότητα του καυσίμου που ψεκάζεται και χρησιμεύει ως η πραγματική τιμή για το σύστημα ελέγχου πίεσης σιδηροτροχιάς. Το στοιχείο αισθητήρα πίεσης σιδηροτροχιάς είναι ένα διάφραγμα από ανοξείδωτο χάλυβα πάνω στο οποίο βρίσκεται μια γέφυρα αντίστασης από αντιστάσεις λεπτής μεμβράνης. Η εκτροπή του διαφράγματος στη μέγιστη πίεση είναι μόνο περίπου 1 mm σε αυτόν τον σχεδιασμό.

Ωστόσο, αν και μικρό (10 mV), το σήμα μέτρησης που παρέχεται από τη γέφυρα αντίστασης είναι πολύ σταθερό και ακριβές καθ' όλη τη διάρκεια ζωής του αισθητήρα. Ενισχύεται σε ηλεκτρονικό κύκλωμα και τροφοδοτείται στη μονάδα ελέγχου. Η θύρα πίεσης του αισθητήρα σφραγίζεται με ασφάλεια την πολύ

υψηλή πίεση σιδηροτροχιάς (μέγιστο 180. . . 200 MPa) από τη ράγα με μια λεγόμενη σφράγιση από την άκρη του μαχαιριού (μέταλλο σε μέταλλο).

Ένας αισθητήρας λάμδα οξυγόνου (LS, Εικ. 5-7, 9) μετρά τη συγκέντρωση O₂ στα καυσαέρια. Αυτό μπορεί να χρησιμοποιηθεί για τον προσδιορισμό της αναλογίας αέρα/καυσίμου I σε ολόκληρο το εύρος λειτουργίας του κινητήρα. Η εξάτμιση περνά μέσα από ένα φράγμα διάχυσης σε έναν θάλαμο μέτρησης από τον οποίο το οξυγόνο μπορεί να αντληθεί πίσω στον σωλήνα εξάτμισης μέσω του κεραμικού αισθητήρα. Ένα κύκλωμα ελέγχου διατηρεί τη συγκέντρωση O₂ στο θάλαμο σταθερή σε πολύ χαμηλή τιμή (ιδανικά μηδέν). Το ρεύμα της αντλίας είναι ένα μέτρο της συγκέντρωσης O₂ στα καυσαέρια. Σήμερα, η κυρίαρχη εφαρμογή για το LS (σε συνδυασμό με το σήμα μάζας αέρα από το HFM) είναι η διόρθωση της ποσότητας καυσίμου ψεκασμού για συμμόρφωση με τις τιμές εκπομπών καυσαερίων του οχήματος καθ' όλη τη διάρκεια ζωής του. Μια νέα προσθήκη θα είναι η χρήση του LS για την παρακολούθηση και τον έλεγχο της αναγέννησης του καταλύτη αποθήκευσης NO_x (NSC).

Οι αισθητήρες θερμοκρασίας καυσαερίων (ETS, Σχ. 5-7, 8 και 10) έχουν τη λειτουργία μέτρησης της θερμοκρασίας των καυσαερίων σε διαφορετικά σημεία του σωλήνα εξάτμισης. Η βασική διαφορά μεταξύ των αισθητήρων θερμοκρασίας καυσαερίων και άλλων αισθητήρων θερμοκρασίας είναι το εύρος μέτρησης και η δυναμική τους. Οι πιο σημαντικές θέσεις εγκατάστασής τους είναι μετά τον καταλύτη οξειδωσης (diesel oxidation catalyst DOC) και μπροστά και πίσω από το φίλτρο σωματιδίων ντίζελ (DPF). Ένα ETS χρησιμεύει τόσο για την παρακολούθηση και τον έλεγχο του DPF όσο και για την προστασία των εξαρτημάτων εάν τα σωματίδια στο φίλτρο καίγονται ανεξέλεγκτα.

Ανάλογα με την περίπτωση εφαρμογής και το εύρος μέτρησης, οι αισθητήρες θερμοκρασίας καυσαερίων αποτελούνται από κεραμικά υλικά με αρνητικό συντελεστή θερμοκρασίας (κεραμικά NTC), πλατίνα με θετικό συντελεστή θερμοκρασίας (PTC) ή θερμοστοιχεία, δηλαδή μηχανικά συνδεδεμένα μεταλλικά σύρματα που – με βάση το Seebeck εφέ – παροχή ηλεκτρικής τάσης όταν υπόκειται σε διαβάθμιση θερμοκρασίας. Ένας αισθητήρας NO_x είναι σημαντικός για την παρακολούθηση και τον έλεγχο των καταλυτών NO_x. Η αρχή του όχι μόνο επιτρέπει σε έναν αισθητήρα NO_x να προσδιορίζει τη συγκέντρωση οξειδίου του αζώτου στα καυσαέρια αλλά και τις τιμές της αναλογίας αέρα/καυσίμου. Αποτελείται από ένα στοιχείο αισθητήρα δύο θαλάμων. Τα καυσαέρια διέρχονται από ένα πρώτο φράγμα διάχυσης στον πρώτο θάλαμο στον οποίο, συγκρίσιμο με έναν αισθητήρα λάμδα οξυγόνου, προσδιορίζεται η περιεκτικότητα σε οξυγόνο. Η περιεκτικότητα σε οξυγόνο των καυσαερίων στο θάλαμο μειώνεται σχεδόν στο μηδέν. Το κατ' αυτόν τον τρόπο επεξεργασμένο καυσαέριο διέρχεται μέσω ενός δεύτερου φράγματος διάχυσης σε έναν δεύτερο θάλαμο στον οποίο το οξυγόνο εξάγεται από το οξείδιο του αζώτου με καταλυτική αναγωγή και μετράται. Αυτή η αρχή μέτρησης οξυγόνου αντιστοιχεί επίσης σε αυτή του αισθητήρα λάμδα οξυγόνου.

Αυτός ο αισθητήρας μπορεί να χρησιμοποιηθεί τόσο για τον έλεγχο καταλυτών NO_x (έλεγχος ελάχιστης συγκέντρωσης NO_x) όσο και για συγκροτήματα παρακολούθησης σημαντικά για τη συμμόρφωση με τα όρια εκπομπών καυσαερίων (παρακολούθηση τιμής κατωφλίου συγκέντρωσης NO_x). Έννοιες μελλοντικών καυσαερίων μετά την επεξεργασία, π.χ. τα φίλτρα σωματιδίων και οι καταλύτες NO_x, θα απαιτήσουν τη χρήση άλλων αισθητήρων τόσο για τη λειτουργία όσο και για την παρακολούθηση συστημάτων. Μαζί με τη θερμοκρασία καυσαερίων και την πίεση των καυσαερίων, συγκεκριμένα κλάσματα ρύπων στη ροή των καυσαερίων, π.χ. υδρογονάνθρακες, οξείδια του αζώτου και αιθάλη, θα είναι ιδιαίτερα σημαντικά.

5.4 Διαγνωστικά

Οι συνεχείς απαιτήσεις τοποθέτησης και η αυξανόμενη πολυπλοκότητα των συστημάτων που χρησιμοποιούνται για τη λειτουργία έχουν αυξήσει σταθερά τη σημασία των διαγνωστικών κινητήρων ντίζελ. Η ανάπτυξη διαγνωστικών αποτελεί πλέον αναπόσπαστο μέρος της ανάπτυξης κινητήρα,

συστήματος και εξαρτημάτων και ενσωματώνεται σε ολόκληρο τον κύκλο ζωής του οχήματος από την ανάπτυξη έως την παραγωγή μέχρι το σέρβις.

Οι βασικές λειτουργίες της παρακολούθησης και της διάγνωσης κατά την οδήγηση κατά τη χρήση είναι η διασφάλιση της αξιοπιστίας και της συμμόρφωσης με τους νομικούς κανονισμούς. Σε ένα σενάριο ζημιάς, προτεραιότητα έχει ο γρήγορος εντοπισμός του ελαττωματικού εξαρτήματος (Εικ. 5-8).



Εικόνα 5-8 Διαγνωστικά και παρακολούθηση κατά τη χρήση διαγνωστικών οδήγησης και γκαράζ

Η παρακολούθηση και οι διαγνωστικοί έλεγχοι οδήγησης κατά την οδήγηση κατά τη χρήση βασίζονται στη συνεχή παρακολούθηση των λειτουργιών στη μονάδα ελέγχου κινητήρα και περιλαμβάνουν επίσης τα νομικά επιβεβλημένα ενσωματωμένα διαγνωστικά (OBD) εξαρτημάτων και συστημάτων που σχετίζονται με τις εκπομπές. Εκτός από τα αποτελέσματα των διαγνωστικών κατά τη διάρκεια της οδήγησης κατά τη χρήση, τα συνεργεία μπορούν να ανακτήσουν ειδικές διαγνωστικές λειτουργίες, οι οποίες είναι διαθέσιμες είτε στη μονάδα ελέγχου κινητήρα είτε σε ένα διαγνωστικό ελεγκτή. Επιπλέον, πρόσθετα όργανα δοκιμών και μετρήσεων υποστηρίζουν την καθοδηγούμενη αντιμετώπιση προβλημάτων σε περίπτωση ζημιάς.

5.4.1 Διαγνωστικά κατά την οδήγηση κατά τη χρήση

Η παρακολούθηση και η διάγνωση πραγματοποιούνται κατά την οδήγηση κατά τη χρήση χωρίς βοηθητικό εξοπλισμό και ανήκουν στο βασικό πεδίο εφαρμογής των ηλεκτρονικών συστημάτων ελέγχου κινητήρα.

Χωρίζεται στο σύστημα OBD που απαιτείται από τη νομοθεσία για την παρακολούθηση συστημάτων και εξαρτημάτων που σχετίζονται με τις εκπομπές και, κατά περίπτωση, άλλων ειδικών δοκιμών για τον κατασκευαστή παραμέτρων που δεν σχετίζονται με τις εκπομπές. Και οι δύο μονάδες εκμεταλλεύονται τους ελέγχους αληθοφάνειας των παραμέτρων του συστήματος και τις δοκιμές λειτουργιών του συστήματος και των εξαρτημάτων της αυτοελέγχου, παρακολούθησης ηλεκτρικού σήματος της μονάδας ελέγχου. Τα ανιχνευμένα σφάλματα αποθηκεύονται στη μνήμη σφαλμάτων της μονάδας ελέγχου και μπορούν να εξαχθούν μέσω μιας σειριακής διεπαφής, η οποία είναι συνήθως συγκεκριμένη για τον κατασκευαστή.

Μέρος της παρακολούθησης και της διάγνωσης κατά την οδήγηση κατά τη χρήση είναι η διασφάλιση ότι η κατάσταση του συστήματος είναι ελεγχόμενη για την αποφυγή επακόλουθων ζημιών σε ένα σενάριο σφάλματος. Όταν είναι απαραίτητο, αυτές οι προεπιλεγμένες αποκρίσεις χρησιμοποιούν προεπιλεγμένες λειτουργίες/τιμές για τον έλεγχο της χαλαρής λειτουργίας ή τη διακοπή του κινητήρα σε σοβαρές περιπτώσεις.

Το Diagnostic System Management (DSM) είναι το κεντρικό στοιχείο διαχείρισης των διαγνωστικών κατά την οδήγηση κατά τη χρήση. Το DSM αποτελείται από την πραγματική αποθήκευση σφαλμάτων στη μνήμη, αλγόριθμους για απομάκρυνση και διόρθωση σφαλμάτων, παρακολούθηση του κύκλου δοκιμής, έναν πίνακα αποκλειστικότητας για την αποτροπή καταχωρήσεων δευτερευόντων σφαλμάτων και τη διαχείριση προεπιλεγμένων αποκρίσεων.

5.4.2 OBD (On-Board Diagnostics)

Όπως ορίζει ο νόμος, η μονάδα ελέγχου κινητήρα πρέπει να παρακολουθεί όλα τα εξαρτήματα και τα συστήματα που σχετίζονται με τις εκπομπές κατά την οδήγηση κατά τη χρήση. Η ενδεικτική λυχνία δυσλειτουργίας (MIL) στον πίνακα οργάνων σηματοδοτεί τον οδηγό όταν έχει υπερβεί μια οριακή τιμή εκπομπών OBD. Η ενεργοποίηση των διαγνωστικών λειτουργιών μπορεί να συνδέεται με ορισμένες συνθήκες ενεργοποίησης και αποκλειστικότητας. Η συχνότητα ενεργοποίησης (In Use Monitor Performance Ratio IUMPR) πρέπει επίσης να παρακολουθείται.

Εάν ένα σφάλμα εξαφανιστεί ξανά («επιδιόρθωση»), τότε η είσοδος παραμένει συνήθως καταχωρημένη στη μνήμη σφαλμάτων για σαράντα κύκλους οδήγησης (κύκλοι προθέρμανσης), ενώ η MIL συνήθως σβήνει ξανά μετά από τρεις κύκλους οδήγησης χωρίς σφάλματα. Η νομοθεσία OBD απαιτεί την τυποποίηση τόσο των πληροφοριών μνήμης σφαλμάτων όσο και της προσβασιμότητάς τους (πρωτόκολλο βύσματος και συνεδρίας). Οι πληροφορίες μνήμης σφαλμάτων που σχετίζονται με τις εκπομπές είναι προσβάσιμες μέσω ενός διαγνωστικού βύσματος που είναι εύκολα προσβάσιμο σε κάθε όχημα με τη βοήθεια των κατάλληλων εργαλείων σάρωσης που διατίθενται στο εμπόριο από διάφορους κατασκευαστές. Οι νομοθέτες μπορούν να διατάξουν ενέργειες ανάκλησης με κόστος του κατασκευαστή του οχήματος όταν ένα όχημα δεν πληροί τις νομικές απαιτήσεις OBD.

Η Καλιφόρνια και τέσσερις άλλες πολιτείες των ΗΠΑ θέσπισε το δεύτερο στάδιο της νομοθεσίας OBD II (CARB) για τους κινητήρες ντίζελ το 1996 (μετά το πρώτο στάδιο το 1988). Απαιτεί την παρακολούθηση όλων των συστημάτων και στοιχείων που σχετίζονται με τις εκπομπές.

Η έγκριση απαιτεί την επίδειξη μιας συχνότητας παρακολούθησης (IUMPR) διαγνωστικών λειτουργιών που είναι επαρκής για τη συγκεκριμένη οδήγηση κατά τη χρήση. Τα όρια OBD II ορίζονται σε σχέση με τα νόμιμα όρια εκπομπών. Οι νόμοι της Υπηρεσίας Προστασίας του Περιβάλλοντος (EPA) ισχύουν στις άλλες πολιτείες των ΗΠΑ από το 1994. Το τρέχον πεδίο εφαρμογής αυτών των διαγνωστικών βασικά αντιστοιχεί στους νόμους CARB (OBD II).

Το OBD προσαρμοσμένο στις ευρωπαϊκές συνθήκες ονομάζεται EOBD και βασίζεται λειτουργικά στο OBD της EPA. Το EOBD για αυτοκίνητα και ελαφρά επαγγελματικά οχήματα με κινητήρες ντίζελ είναι δεσμευτικό από το 2003. Στην Ευρώπη ισχύουν απόλυτα όρια εκπομπών EOBD.

5.4.3 Διαγνωστικά σέρβις

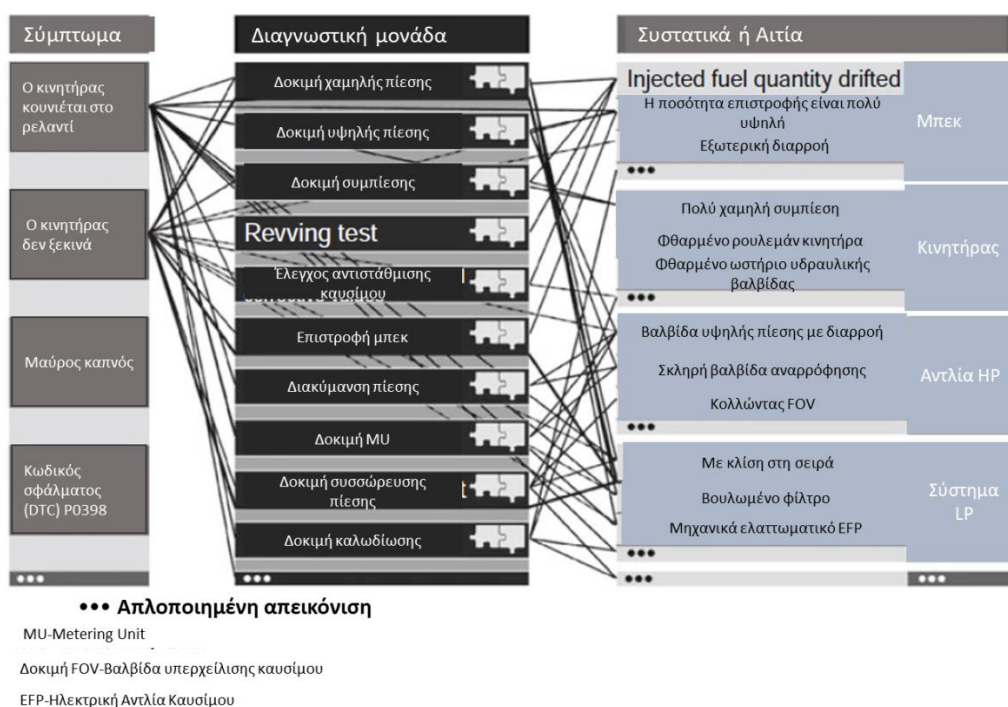
Η λειτουργία του διαγνωστικού γκαράζ είναι να εντοπίζει γρήγορα και θετικά τη μικρότερη αντικαταστάσιμη μονάδα. Η χρήση ενός διαγνωστικού ελεγκτή, που είναι συνήθως ηλεκτρονικά, είναι απολύτως απαραίτητη σε προηγμένους κινητήρες ντίζελ. Το διαγνωστικό γκαράζ χρησιμοποιεί τα αποτελέσματα των διαγνωστικών κατά την οδήγηση κατά τη χρήση (εισαγωγές μνήμης σφαλμάτων) και ειδικές διαγνωστικές λειτουργίες γκαράζ στη μονάδα ελέγχου ή ένα διαγνωστικό ελεγκτή και εξοπλισμός

δοκιμών και μέτρησης. Σε ένα διαγνωστικό ελεγκτή, αυτές οι επιλογές διάγνωσης ενσωματώνονται στην καθοδηγούμενη αντιμετώπιση προβλημάτων.

5.4.3.1 Καθοδηγούμενη αντιμετώπιση προβλημάτων

Η καθοδηγούμενη αντιμετώπιση προβλημάτων είναι αναπόσπαστο μέρος του διαγνωστικού ελέγχου γκαράζ. Λαμβάνοντας ως σημείο εκκίνησης το σύμπτωμα ή την καταχώρηση μνήμης βλαβών, ένας υπάλληλος γκαράζ καθοδηγείται στη διάγνωση βλαβών με τη βοήθεια μιας ρουτίνας που βασίζεται στα αποτελέσματα. Οδηγούμενος με οδηγόν

Η αντιμετώπιση προβλημάτων συνδυάζει κάθε διαγνωστική επιλογή σε μια σκόπιμη διαγνωστική ρουτίνα, π.χ. ανάλυση συμπτωμάτων (είσοδος μνήμης σφάλματος ή/και σύμπτωμα οχήματος), διαγνωστικές λειτουργίες γκαράζ στη μονάδα ελέγχου κινητήρα (ECU) και διαγνωστικές λειτουργίες γκαράζ στο διαγνωστικό ελεγκτή και πρόσθετος εξοπλισμός δοκιμής/αισθητήρα συστήματα (Εικ. 5-9).



Εικόνα 5-9 Διαγνωστική διαδικασία, αρχή της κατευθυνόμενης αντιμετώπισης προβλημάτων

5.4.3.2 Ανάλυση συμπτωμάτων

Η ελαττωματική απόδοση του οχήματος μπορεί είτε να γίνει άμεσα αντιληπτή από τον οδηγό ή/και να τεκμηριωθεί από μια καταχώρηση στη μνήμη σφαλμάτων. Κατά την έναρξη των διαγνωστικών βλαβών, ένας υπάλληλος γκαράζ πρέπει να αναγνωρίσει το σύμπτωμα ως το σημείο εκκίνησης για την καθοδηγούμενη αντιμετώπιση προβλημάτων.

5.4.3.3 Ανάγνωση και διαγραφή καταχωρήσεων στη μνήμη σφαλμάτων

Όλα τα σφάλματα που παρουσιάζονται κατά την οδήγηση κατά τη χρήση αποθηκεύονται συλλογικά με τις καθορισμένες συνθήκες περιβάλλοντος τη στιγμή της εμφάνισής τους και μπορούν να διαβαστούν

μέσω ενός πρωτοκόλλου διεπαφής, το οποίο είναι συνήθως ειδικό για τον πελάτη. Ο διαγνωστικός ελεγκτής μπορεί επίσης να διαγράψει τη μνήμη σφαλμάτων.

5.4.3.4 Πρόσθετος εξοπλισμός δοκιμής και συστήματα αισθητήρων

Πρόσθετα συστήματα αισθητήρων, εξοπλισμός δοκιμής και εξωτερικές μονάδες ανάλυσης επεκτείνουν τις επιλογές διάγνωσης σε ένα γκαράζ. Σε ένα σενάριο σφάλματος, οι μονάδες προσαρμόζονται στο όχημα στο γκαράζ. Τα αποτελέσματα των δοκιμών αξιολογούνται γενικά σε έναν διαγνωστικό ελεγκτή.

5.4.3.5 Διαγνωστικές λειτουργίες γκαράζ που βασίζονται σε μονάδα ελέγχου

Μόλις ξεκινήσουν από το διαγνωστικό ελεγκτή, οι διαγνωστικές λειτουργίες που είναι ενσωματωμένες στη μονάδα ελέγχου εκτελούνται εντελώς αυτόνομα στη μονάδα ελέγχου και αναφέρουν το αποτέλεσμα στον διαγνωστικό ελεγκτή μόλις ολοκληρωθούν. Ένας διαγνωστικός ελεγκτής έχει σχεδιαστεί για να παραμετροποιεί τις διαγνωστικές λειτουργίες. Αυτό επιτρέπει την προσαρμογή των διαγνωστικών στοιχείων ενός οχήματος ακόμη και μετά την κυκλοφορία του στην αγορά.

5.4.3.6 Διαγνωστικές λειτουργίες γκαράζ βάσει διαγνωστικών ελεγκτών

Αυτές οι διαγνωστικές λειτουργίες εκτελούνται, αναλύονται και αξιολογούνται σε έναν ελεγκτή. Η ECU των αισθητήρων του οχήματος και/ή τα πρόσθετα συστήματα αισθητήρων δοκιμής διαπιστώνουν τα δεδομένα μέτρησης που αναφέρονται για ανάλυση. Δεδομένου ότι οι προεπιλεγμένες τιμές τους επιτρέπουν στους διαγνωστικούς ελεγκτές να χρησιμοποιούν τη δομή τους μεταβλητά, οι μονάδες δυναμικής δοκιμής παρέχουν μέγιστη ευελιξία. Ένας συντονιστής δοκιμής συντονίζει αυτήν τη λειτουργία σε μια ECU. Τα αποτελέσματα των δοκιμών από διαφορετικούς αισθητήρες μπορούν είτε να μεταδοθούν σε έναν διαγνωστικό ελεγκτή σε πραγματικό χρόνο είτε να αποθηκευτούν και να αξιολογηθούν προσωρινά σε αυτόν. Οποιαδήποτε διαγνωστική λειτουργία γκαράζ μπορεί να χρησιμοποιηθεί μόνο όταν είναι συνδεδεμένος ένας διαγνωστικός ελεγκτής και, κατά κανόνα, μόνο όταν ένα όχημα είναι όρθιο. Οι συνθήκες λειτουργίας παρακολουθούνται στη μονάδα ελέγχου.

5.5 Τεχνολογία εφαρμογών

5.5.1 Σημασία της τεχνολογίας εφαρμογών

Η ηλεκτρονική μονάδα ελέγχου κινητήρα χρησιμοποιεί ηλεκτρονικούς ενεργοποιητές για τη βέλτιστη προσαρμογή του βασικού συντονισμού, της απόδοσης και των εκπομπών κινητήρα στις συγκεκριμένες συνθήκες λειτουργίας, π.χ. κατά την κρύα εκκίνηση και προθέρμανση και σε υπερβολική ζέστη ή υψόμετρα. Ο όρος εφαρμογή ή βαθμονόμηση περιγράφει τη λειτουργία (ή τη διαδικασία) προσαρμογής των λειτουργιών που έχουν προγραμματιστεί στη μονάδα ηλεκτρονικού ελέγχου στο μεμονωμένο υλικό σύμφωνα με τις επιθυμητές προδιαγραφές. Σε τελική ανάλυση, αυτό σημαίνει τη χρήση αισθητήρων και ηλεκτρονικών και ηλεκτρομηχανικών ενεργοποιητών για να δώσει σε ένα όχημα σε συνδυασμό με τον κινητήρα και τη μετάδοση την κατάλληλη απόδοση (ισχύς κινητήρα, χαρακτηριστικά ροπής, θόρυβος καύσης, ομαλή λειτουργία και απόκριση). Επιπλέον, πρέπει να τηρούνται νομικά επιβαλλόμενα όρια εκπομπών και να διασφαλίζεται κατάλληλα η αυτοδιαγνωστική ικανότητα ενός συστήματος.

Για την επίτευξη αυτών των στόχων πρέπει να εφαρμοστούν (βαθμονομηθούν) μια πληθώρα δεδομένων μηχανικής εφαρμογών, δηλαδή χαρακτηριστικές τιμές, χαρακτηριστικές καμπύλες και χάρτες. Τα προηγμένα συστήματα ελέγχου κινητήρα επεξεργάζονται πάνω από 10.000 διαφορετικά δεδομένα εφαρμογών κατά τη διαδικασία εφαρμογής. Το σύστημα εφαρμογής (σύστημα βαθμονόμησης) παρέχει αυτά τα παραμετροποιημένα δεδομένα στους μηχανικούς. Η εφαρμογή παράγεται σε εργαστήρια, σε πάγκους δοκιμών κινητήρα και οχημάτων και σε πίστες δοκιμών υπό πραγματικές συνθήκες περιβάλλοντος. Μόλις ολοκληρωθεί αυτή η διαδικασία, τα δεδομένα που λαμβάνονται επαληθεύονται εκτενώς για χρήση στην παραγωγή και αποθηκεύονται με προστασία εγγραφής σε μνήμες μόνο για ανάγνωση, π.χ. EPROM ή Flash.

Κατανόηση των συσχετισμών καθ' όλη τη διάρκεια της μηχανικής η διαδικασία γίνεται όλο και πιο απαιτητική και προκλητική.

Η πολυπλοκότητα των συστημάτων αυξάνεται λόγω:

- πολλές μονάδες ελέγχου ενδοεπικοινωνίας σε ένα δίκτυο οχημάτων,
- υψηλότεροι αριθμοί ενέσεων ανά κύκλο εργασίας (πilotική, κύρια και μετά τις εγχύσεις),
- συστήματα μετεπεξεργασίας καυσαερίων με νέες απαιτήσεις για βασικό συντονισμό κινητήρα,
- υψηλότερες απαιτήσεις από τη νομοθεσία περί εκπομπών,
- αλληλεπιδράσεις των δεδομένων μηχανικής εφαρμογής και
- επεκτάσεις διαγνωστικότητας.

Ως αποτέλεσμα, ο αριθμός των χαρακτηριστικών τιμών, των χαρακτηριστικών καμπυλών και των χαρτών που πρέπει να εφαρμοστούν αυξάνεται συνεχώς.

5.5.2 Συστήματα τεχνικής εφαρμογών

Η εργασία της μηχανικής εφαρμογών εκτελείται από εργαλεία που επιτρέπουν στους μηχανικούς εφαρμογών να μετρούν τα εσωτερικά σήματα μέσω ηλεκτρονικών διεπαφών στη μονάδα ελέγχου κινητήρα και ταυτόχρονα να προσαρμόζουν τα ελεύθερα δεδομένα μηχανικής εφαρμογής. Οι διεπαφές χρήστη στα εργαλεία χρησιμοποιούν αρχεία περιγραφής για να αναπαραστήσουν και να τροποποιήσουν μετρημένα σήματα και δεδομένα εφαρμογών σε επίπεδο υλοποίησης ή σε φυσικό επίπεδο ή ακόμα και γραφικά. Τα πρόσθετα όργανα συμπληρώνουν και αναφέρονται στις εσωτερικές μεταβλητές ελέγχου κινητήρα για την ολοκλήρωση των εργασιών εφαρμογής. Γενικά, γίνεται διάκριση μεταξύ συστημάτων βαθμονόμησης εκτός σύνδεσης και ηλεκτρονικών συστημάτων. Όταν τροποποιούνται ή προσαρμόζονται οι τιμές των παραμέτρων, η βαθμονόμηση εκτός σύνδεσης διακόπτει την εκτέλεση του προγράμματος λογισμικού των λειτουργιών ελέγχου ανοικτού βρόχου, ελέγχου κλειστού βρόχου και παρακολούθησης. Η ανάγκη διακοπής αυτών των λειτουργιών επηρεάζει αρνητικά τη διαδικασία βαθμονόμησης, ιδιαίτερα όταν χρησιμοποιούνται σε πάγκους δοκιμών ή σε δοκιμές οχημάτων. Ο έλεγχος ανοικτού βρόχου, ο έλεγχος κλειστού βρόχου και οι λειτουργίες παρακολούθησης είναι ενεργές κατά τη διάρκεια της ηλεκτρονικής διαδικασίας βαθμονόμησης. Έτσι, τα αποτελέσματα των τροποποιήσεων που γίνονται μπορούν να αξιολογηθούν απευθείας στη λειτουργία οδήγησης και η διαδικασία βαθμονόμησης να ολοκληρωθεί πιο αποτελεσματικά. Ωστόσο, η διαδικτυακή βαθμονόμηση επιβάλλει μεγαλύτερες απαιτήσεις στο σύστημα βαθμονόμησης και τη σταθερότητα του ελέγχου ανοικτού βρόχου, του ελέγχου κλειστού βρόχου και των λειτουργιών παρακολούθησης που χρησιμοποιούνται, καθώς το πρόγραμμα λογισμικού πρέπει να σχεδιαστεί πιο αξιόπιστα για πιθανές καταστάσεις έκτακτης ανάγκης, π.χ. που προκαλούνται από αποκλίσεις στην κατανομή των κόμβων παρεμβολής, ενώ το εργαλείο κάνει προσαρμογές.

5.5.3 Διαδικασία και μέθοδοι τεχνολογίας εφαρμογών

Η διαδικασία μηχανικής εφαρμογής συνεπάγεται την ολοκλήρωση της ευρύτερης ποικιλίας εργασιών. Οι μέθοδοι και τα εργαλεία που χρησιμοποιούνται αναπτύσσονται για το είδος και την πολυπλοκότητα των εργασιών καθώς και τη συχνότητα χρήσης τους καθώς εξελίσσεται ένα έργο. Η πρώτη εργασία είναι η βαθμονόμηση των αισθητήρων και των ενεργοποιητών έτσι ώστε τα φυσικά σήματα εισόδου και εξόδου που υπολογίζονται στη μονάδα ελέγχου κινητήρα να αντιστοιχούν στις πραγματικές τιμές που μετρώνται στον κινητήρα ή στο όχημα όσο το δυνατόν ακριβέστερα. Λαμβάνονται υπόψη τα ιδιαίτερα χαρακτηριστικά των αισθητήρων και των ενεργοποιητών, τα αποτελέσματα που προκαλούνται από τις συνθήκες εγκατάστασης, τα κυκλώματα αξιολόγησης σήματος και η συχνότητα δειγματοληψίας στη μονάδα ηλεκτρονικού ελέγχου. Η μηχανική εφαρμογή επικυρώνεται με μετρήσεις αναφοράς με εξωτερικά συστήματα αισθητήρων.

Οι συναρτήσεις ελέγχου αποτελούνται από τιμές σημείου ρύθμισης, υπολογισμένες πραγματικές τιμές, την πραγματική ενεργοποίηση του ρυθμιστή ή του ελεγκτή και τον υπολογισμένο λόγο ενεργοποίησης/απενεργοποίησης για τους ενεργοποιητές. Η πίεση ώθησης, η πίεση ράγας, η ταχύτητα οδήγησης ή ο έλεγχος της ταχύτητας ρελαντί είναι μερικά παραδείγματα εργασιών σε αυτόν τον τομέα. Οι τιμές του σημείου ρύθμισης προσαρμόζονται ανάλογα με τη συγκεκριμένη κατάσταση λειτουργίας, π.χ. κρύος/ ζεστός κινητήρας, συνθήκες περιβάλλοντος και απαίτηση οδηγού. Ο ελεγκτής σχεδιάζεται αναγνωρίζοντας το σύστημα (π.χ. προσδιορίζοντας την απόκριση συχνότητας), μοντελοποιώντας το ελεγχόμενο σύστημα και εφαρμόζοντας μεθόδους στους ελεγκτές σχεδιασμού (π.χ. διάγραμμα Bode, Ziegler-Nichols, εκχώρηση πόλων). Η σταθερότητα και η ποιότητα ελέγχου του βρόχου ελέγχου ελέγχονται στη συνέχεια σε πραγματική λειτουργία και υπό ακραίες συνθήκες.

Η σταθερότητα είναι ιδιαίτερα σημαντική για διαφορετικές διαδικασίες γήρανσης. Οι ακραίες συνθήκες προσομοιώνονται για τον προσδιορισμό και τη βελτίωση

την ανθεκτικότητα των ήδη βελτιστοποιημένων συστημάτων. Ο στατιστικός σχεδιασμός πειραμάτων (DOE) έχει αντικαταστήσει την πλήρη μέτρηση ράστερ στον βασικό συντονισμό κινητήρα. Ο λόγος για αυτό είναι η δραστικά αυξανόμενη πολυπλοκότητα των εργασιών βελτιστοποίησης που προκαλείται από το

- συνεχώς αυξανόμενος αριθμός ελεύθερα επιλέξιμων παραμέτρων (π.χ. μέτρηση χρόνου και ποσότητας πιλότου, κύριας και μετά την έγχυση, πίεση σιδηροτροχιάς, ρυθμός EGR και πίεση υπερπλήρωσης) και
- ο αυξανόμενος αριθμός πολύπλοκων κριτηρίων βελτιστοποίησης κινητήρα και καταστάσεων λειτουργίας (π.χ. πλούσια λειτουργία, λιτή λειτουργία, αναγέννηση φίλτρου σωματιδίων και ομοιογενής λειτουργία).

Ο στόχος του στατιστικού σχεδιασμού των πειραμάτων είναι να μειώσει σημαντικά τον αριθμό των μετρούμενων σημείων λειτουργίας και να καθορίσει τα αντίστοιχα τοπικά μοντέλα για αντιπροσωπευτικές καταστάσεις λειτουργίας με βάση ελάχιστες παραλλαγές παραμέτρων. Οι παράμετροι με τη μεγαλύτερη επιρροή ποικίλλουν στα αντιπροσωπευτικά σημεία λειτουργίας και μετράται η σημασία τους για τις εκπομπές, την κατανάλωση, την ισχύ, τη θερμοκρασία καυσαερίων, τον θόρυβο, την αύξηση της πίεσης καύσης και την πίεση του κυλίνδρου.

Οι επαναλαμβανόμενες μετρήσεις και τα «σημεία πλήρωσης» και τα σημεία μέτρησης στην περιοχή συνοριακής λειτουργίας παρέχουν τη βάση για τον υπολογισμό τοπικών μοντέλων κινητήρων, την αξιολόγηση της στατιστικής αξίας των αποτελεσμάτων, την αξιολόγηση του σφάλματος του μοντέλου και την καλύτερη προστασία έναντι σφαλμάτων μέτρησης.

Η αναπαραγωγιμότητα των αποτελεσμάτων των μετρήσεων και η ορισμένη ανίχνευση ακραίων τιμών είναι επίσης καθοριστικής σημασίας για την ποιότητα των μοντέλων. Οι διακυμάνσεις των παραμέτρων δεν επιτρέπεται να υπερβαίνουν τα όρια για τον κινητήρα και συγκεκριμένα εξαρτήματα, π.χ. επιτρεπόμενη πίεση κυλίνδρου ή μέγιστη θερμοκρασία καυσαερίων, καθ' όλη τη διάρκεια της διαδικασίας μέτρησης.

Οι βέλτιστες παράμετροι για τη βαθμονόμηση των δομών του χάρτη στη μονάδα ελέγχου κινητήρα καθορίζονται σταθερά με βάση τα υπολογισμένα μοντέλα. Δεδομένου ότι τα δεδομένα έχουν

προσδιοριστεί μόνο σε ένα πρόχειρο ράστερ με βάση μερικά επιλεγμένα σημεία λειτουργίας, τα απαιτούμενα ενδιάμεσα εύρη πρέπει να υπολογιστούν με ρουτίνες παρεμβολής. Η βαθμονόμηση πραγματοποιείται συνήθως εκτός σύνδεσης. Το αποτέλεσμα που προκύπτει πρέπει να επικυρώνεται και να τεκμηριώνεται σε ακίνητη λειτουργία σε πάγκο δοκιμών κινητήρα και στο όχημα σε δυναμική λειτουργία.

Η μηχανική εφαρμογών παίρνει στοιχεία με μέσες τιμές ως σημείο εκκίνησης. Επιπλέον, πρέπει να αξιολογηθεί η επίδραση των κατασκευαστικών ανοχών για την επικύρωση των βαθμονομημένων δεδομένων για χρήση στην παραγωγή. Αυτό μπορεί είτε να προσομοιωθεί με προσαρμογή των χαρακτηριστικών καμπυλών αισθητήρα και ενεργοποιητή είτε να δοκιμαστεί πειραματικά σε ένα κατάλληλα προετοιμασμένο πρωτότυπο δοκιμής. Μια άλλη επιλογή είναι η εφαρμογή έξυπνων διορθωτικών λειτουργιών για την προσαρμογή των ανοχών των εξαρτημάτων ή για τη διόρθωση της μετατόπισης, ώστε το σύστημα που χρησιμοποιείται κατά της γήρανσης των εξαρτημάτων να είναι ακόμη πιο ανθεκτικό, αποτρέποντας έτσι δυσμενείς επιπτώσεις στην απόδοση και τις εκπομπές. Η ειδική διόρθωση κυλίνδρου της ποσότητας καυσίμου ψεκάσμου για να επιτευχθεί εξαιρετικά ομαλή λειτουργία του κινητήρα είναι ένα παράδειγμα αυτής της προσέγγισης. Οι λειτουργίες προστασίας κινητήρα και κιβωτίου ταχυτήτων διασφαλίζουν, για παράδειγμα, ότι η μέγιστη ροπή και η μέγιστη επιτρεπόμενη θερμοκρασία λειτουργίας του κινητήρα δεν ξεπερνιούνται ακόμη και κάτω από ακραίες συνθήκες (ζέστη, κρύο, υψόμετρο και λειτουργία υψηλού φορτίου). Αυτές οι λειτουργίες εφαρμόζονται και επικυρώνονται σε οδικές δοκιμές υπό τις προαναφερθείσες συνθήκες ή σε πάγκους δοκιμής κλιματιζόμενων οχημάτων. Το πεδίο των διαγνωστικών κινητήρων και οχημάτων στη μηχανική εφαρμογών αποκτά ακόμη μεγαλύτερη σημασία. Οι ειδικά αναπτυγμένες λειτουργίες καθιστούν δυνατό τον εντοπισμό ελαττωματικών εξαρτημάτων για συντήρηση και την εκτέλεση καθοδηγούμενης αντιμετώπισης προβλημάτων.

Ο πλούτος της γνώσης και της εμπειρίας που αποκτήθηκε σε όλη τη διαδικασία ανάπτυξης αναφέρεται για τη μηχανική διαγνωστικών εφαρμογών και εισάγεται στα δεδομένα βαθμονόμησης. Η μηχανική διαγνωστικών εφαρμογών ορίζει επίσης τις προεπιλεγμένες αντιδράσεις που πρέπει να εκτελούνται όταν ένα στοιχείο είναι ελαττωματικό. Τα κριτήρια σχεδιασμού περιλαμβάνουν την ασφάλεια του οχήματος, την προστασία των εξαρτημάτων και την πρόληψη δευτερογενών βλαβών ή ανεπιθύμητων δευτερογενών αντιδράσεων.

Υπό το πρίσμα του μεγάλου όγκου δεδομένων μηχανικής εφαρμογών, του καταμερισμού της εργασίας μεταξύ κατασκευαστών οχημάτων, προμηθευτών και παρόχων υπηρεσιών μηχανικής εφαρμογών, του μεγάλου αριθμού παραλλαγών συνόλων δεδομένων (όχημα, κινητήρας, μετάδοση και συνδυασμοί εκπομπών) και την ταυτόχρονη μηχανική εξαρτημάτων, λειτουργίες λογισμικού και η ίδια η μηχανική εφαρμογών, οι καθορισμένοι στόχοι είναι επιτεύξιμοι μόνο με αποτελεσματική και βασισμένη στη γνώση διαχείριση δεδομένων. Διάφορα εργαλεία (συστήματα βάσεων δεδομένων) παρέχουν υποστήριξη από τους μηχανικούς εφαρμογών για την αποτελεσματική διαχείριση των δεδομένων και την ικανοποίηση των αυστηρών απαιτήσεων ποιότητας.

Οι ολόενα και μικρότεροι χρόνοι ανάπτυξης και η αυξανόμενη πολυπλοκότητα καθιστούν την ανάπτυξη βελτιωμένων μεθοδολογικών προσεγγίσεων στη μηχανική εφαρμογών όλο και πιο σημαντική. Η ανάπτυξη μεθόδων για την αυτόματη βαθμονόμηση συστημάτων, η χρήση συστημάτων hardware-in-the-loop στη μηχανική εφαρμογών και πιο αποτελεσματικός υπολογισμός των μοντέλων παραμετροποίησης θα καθιερωθεί στη μηχανική εφαρμογών.

Βιβλιογραφία

6-1 Robert Bosch GmbH: Gelbe Reihe. Technische Unterrichtung. Motorsteuerung für Dieselmotoren. 2nd Ed. pp. 52–97

6-2 Moore, G. E.: Cramming more components onto integrated circuits. Electronics 38 (1965) 8

Επιπλέονβιβλιογραφία

Robert Bosch GmbH: Dieselmotor-Management. 4th Ed. Wiesbaden: Vieweg (2004).