

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 7

ΑΕΡΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΤΩΝ ΡΟΩΝ ΑΕΡΑ, ΚΑΥΣΙΜΟΥ ΚΑΙ ΚΑΥΣΑΕΡΙΩΝ ΣΤΟΝ ΚΙΝΗΤΗΡΑ

Μέχρι τώρα μελετήσαμε τις ιδανικές διεργασίες εισαγωγής - εξαγωγής και με το μοντέλλο αυτο (Κεφ. 2.9) υπολογίσαμε την ογκομετρική απόδοση, e_v , (ή βαθμό πλήρωσης) και το κλάσμα υπολοίπου f - κατ'αρχήν. Το ιδανικό μοντέλο είναι χρήσιμο αλλά δεν λαμβάνει υπ' όψη του μια σειρά απο παράγοντες όπως χρονισμό βαλβίδων, ανύψωση (lift) επικάλυψη και μέγεθος βαλβίδων (σχήμα 7.1), γεωμετρία αγωγών εισαγωγής και εξαγωγής (manifold). Σ' αυτο το κεφάλαιο θα παρουσιαστούν τα κυριότερα απο αυτά τα στοιχεία της πραγματικής λειτουργίας καθώς θα γίνει και μια εισαγωγή στους διαφόρους τρόπους παροχέτευσης και ρύθμισης (ελέγχου) των ροών του καυσίμου και του αέρα (Ferguson (1986), Annand and Roe (1974), Stone (1985)).

7.1. ΘΕΡΜΟΔΥΝΑΜΙΚΗ ΑΝΑΛΥΣΗ ΤΩΝ ΧΡΟΝΩΝ ΕΙΣΑΓΩΓΗΣ ΚΑΙ ΕΞΑΓΩΓΗΣ.

Ο πρώτος νόμος της θερμοδυναμικής εφαρμοζόμενος σε ενα ανοικτό σύστημα που παράγει έργο μόνο στα όρια του δίνει:

$$\Delta E = - \int PdV + \int (\dot{m}_{in} h_{in} - \dot{m}_{out} h_{out}) dt + \int \dot{Q} dt \quad (7.1)$$

Για ιδανικό αέριο με σταθερές θερμοχωρητικότητες μπορεί να γραφεί:

$$\Delta E = C_v \Delta(mT) = \frac{1}{\gamma - 1} \Delta(PV) \quad (7.2)$$

Ας υποθέσουμε ότι κατά την επικάλυψη των βαλβίδων (σχήμα 7.2) ένα τμήμα καυσαερίων οπισθοχωρεί προς την εισαγωγή και κατόπιν ενα ίσο ποσό παροχτεύεται απο την εισαγωγή προς τον κύλινδρο. Η ροή προς τον κύλινδρο λοιπόν αποτελείται αρχικά απο καυσαέρια, μέχρι να οπισθοχωρήσουν απο την εισαγωγή ολα τα καυσαέρια που

είχαν διαρρεύσει κατά την επικάλυψη. Συνεπώς για την διεργασία εισαγωγής μπορούμε να γράψουμε:

$$\int_{io}^{ic} [(\dot{m}C_p T)_{in} - (\dot{m}C_p T)_{out}] dt = \int_{io}^{ec} [] + \int_{ec}^{is} [] + \int_{is}^{ic} [] \quad (7.3)$$

επιμερίζοντας το μέγεθος που ολοκληρώνεται στο αριστερο σκελος στα επι μέρους ολοκληρώματα στις παρενθεσεις δεξιά. Οι χρονισμοι που δείχνονται είναι:

io = βαλβιδα εισαγωγης ανοιγει

ic = βαλβιδα εισαγωγης κλεινει

ec = βαλβιδα εξαγωγης κλεινει

is = εισαγωγή φρέσκου μίγματος αρχίζει

Το πρώτο ολοκληρωμα στο δεξό σκέλος υποτίθεται οτι είναι μηδέν θεωρώντας οτι κατά την επικάλυψη η ροη ενθαλπιας απο την οπη εξαγωγής προς τον κυλινδρο ισορροπείται απο την ροη ενθαλπιας απο τον κύλινδρο προς την εισαγωγή. Το δεύτερο ολοκλήρωμα είναι ισο με το ποσο της ενθαλπιας που διέρρευσε μέσα στον κυλινδρο απο την οπη εξαγωγής κατά την επικάλυψη, αυτο συμβαινει επειδή υποθετουμε οτι αυτο το καυσαεριο επιστρέφει πριν την αρχή της αναρρόφησης φρέσκου μίγματος. Μπορούμε να γράψουμε:

$$P_{ic}V_{ic} - P_{io}V_{io} = (\gamma - 1) \left[- \int_{io}^{ic} PdV + \int_{io}^{ec} (\dot{m}C_p T)_{ov} dt \right] + \left[C_p T_i \int_{is}^{ic} \dot{m}_{in} dt + \int_{io}^{ic} \dot{Q} dt \right] \quad (7.4)$$

Εισάγουμε την αναρροφούμενη μάζα (inducted mass):

$$m_i = \int_{is}^{ic} \dot{m}_{in} dt \quad (7.5)$$

και την μάζα καυσαερίων εξαγωγής που εισέρχονται στον κύλινδρο απο το σύστημα εξαγωγής κατά την επικάλυψη των βαλβίδων:

$$\dot{m}_{ov} = \int_{io}^{ec} \dot{m}_{ov} dt \quad (7.6)$$

Έχουμε λοιπόν για την ογκομετρική απόδοση (Ferguson, 1986):

$$e_v = \frac{1}{\gamma} \frac{P_{ic} V_{ic} - P_{io} V_{io}}{P_i V_d} + \frac{\gamma - 1}{\gamma} \int_{io}^{ic} \frac{P dV}{P_i V_d} - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{Q}{P_i V_d} - \frac{T_{ov}}{T_i} \frac{m_{ov}}{P_i V_d} \quad (7.7)$$

Παρατηρήστε ότι και η μεταφορά θερμότητας και η εναλλαγή αερίων κατά την επικάλυψη ελαττώνουν την ογκομετρική απόδοση. Ας θεωρήσουμε τώρα μια περίπτωση κατά την οποία οι στροφές της μηχανής είναι χαμηλές $R_s \rightarrow 0$. Τότε μπορούμε να υποθέσουμε ότι η πτώση πίεσης δια μέσου των βαλβίδων είναι μηδενική και:

$$P_{ic} = P_i, \quad P_{io} = P_e \quad (R_s \rightarrow 0) \quad (7.8)$$

Επιπλέον από το κεφάλαιο 1.5 για $\varepsilon = \frac{s}{2l} \rightarrow 0$, ο όγκος του κυλίνδρου δίνεται από την σχέση:

$$\frac{V}{V_o} = 1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos \theta) \quad (\varepsilon \rightarrow 0) \quad (7.9)$$

όπου θ είναι η γωνία του στροφάλου μετρημένη από το TDC. Τελικά λαμβάνουμε μια έκφραση για την ογκομετρική απόδοση (Ferguson, 1986):

$$e_v = \frac{\cos \theta_{io} - \cos \theta_{ic}}{2} - \frac{\left(\frac{P_e}{P_i}\right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1}{\gamma(r-1)} \left[1 + \frac{r-1}{2} (1 - \cos \theta_{io}) \right] \quad (7.10)$$

$$- \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{Q}{P_i V_d} - \frac{T_{ov}}{T_i} \frac{m_{ov}}{\rho_i V_d}$$

Αν θεωρήσουμε τώρα την διεργασία εξαγωγής μέσω της εξίσωσης ενέργειας και της καταστατικής εξίσωσης λαμβάνουμε:

$$f = \frac{m_{io}}{m_{eo}} = \left(\frac{P_i}{P_{eo}}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \frac{V_{io}}{V_{eo}} \exp\left(\int_{eo}^{io} \frac{\dot{Q}_e}{P V} dt\right) \quad (7.11)$$

Η ολοκλήρωση γίνεται μόνο μέχρι το χρόνο που ανοίγει η βαλβίδα

εισαγωγής καθώς κατά την επικάλυψη υποτίθεται ότι το ποσό του αερίου που περνάει στην εισαγωγή επιστρέφει κατόπιν. Παρατηρήστε ότι η απώλεια θερμότητας αυξάνει το κλάσμα υπολοίπου. Αυτός είναι ένας λόγος για τις διαφορές μεταξύ υπολογισμών μοντέλων και πειραματικών δεδομένων στους κύκλους καυσίμου-αέρα με ιδανική διεργασία εισαγωγής/εξαγωγής.

7.2 ΡΟΗ ΜΕΣΩ ΤΩΝ ΒΑΛΒΙΔΩΝ

Για να υπολογίσουμε την πτώση πίεσης και άλλες παραμέτρους κατά την ροή των αερίων μέσω των διαφόρων ανοιγμάτων των βαλβίδων (ή θυρίδων) μπορούμε να θεωρήσουμε την ροή μονοδιάστατη και ημιμόνιμη. Μια τυπική γεωμετρία βαλβίδας δίδεται στο σχήμα 7.3. Από την αεριοδυναμική γνωρίζουμε για συμπιεστή ροή μέσω venturi ότι η ροή μάζας δίδεται από τον τύπο:

$$\dot{m} = \rho_u C_u A^* \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[P_*^\gamma - P_*^\gamma \right]} \quad (7.14)$$

όπου το u αναφέρεται στο ανάντι της ροής (d =καταντι) και το A^* ($=C_d \cdot A_1$ ή $C_d \cdot A_2$) στη στενότερη διατομή κατά τη διέλευση του αερίου. Το l λέγεται ανύψωση (σχ.7.3) και μια συνήθης τιμή σχεδιασμού είναι περίπου $0.25d$. Το ρ_u είναι η πυκνότητα λίμνασης, το C_u η ταχύτητα του ήχου ($=\sqrt{\gamma R T_u}$) και το P_* ο λόγος της πίεσης στο A^* προς την πίεση λίμνασης (ανάντι) της ροής διαμέσου του A^* . Η εξίσωση 7.14. υποθέτει συμπιεστή ισεντροπική ροή και οι συνθήκες ανάντι εξαρτώνται από το αν θεωρούμε την εισαγωγή ή την εξαγωγή.

Η εξίσωση 7.14. ισχύει όταν $\frac{P_d}{P_u} \geq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ οπότε η ροή είναι παντού υποηχητική και υποκρίσιμη. Όταν συμβαίνει το αντίθετο δηλαδή $\frac{P_d}{P_u} \leq \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ τότε έχουμε στραγγαλισμό στον λαιμό (A^*) και

υπερκρίσιμη ροή. Τότε $P_* = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma-1}}$ και η διερχόμενη μάζα είναι:

$$\dot{m} = \dot{m}_* = A^* \frac{P_u}{RT_u} \sqrt{\gamma RT_u \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}} \quad (7.15)$$

Για μη στραγγαλισμένη ροή υποθετούμε πίεση στο A^* ίση με την πίεση στον κυλινδρό κατά την εισαγωγή (Obert, 1973). Κατά την εξαγωγή θεωρούμε ότι η πίεση στο λαιμό είναι ίση με τη στατική πίεση στην οπή αλλά αυτή διαφέρει σημαντικά από την πίεση λιμνασίας της οπής. Το γινόμενο $C_d \cdot A_{1(2)}$ είναι το γινόμενο του συντελεστή εκροής και της στιγμιαίας επιφανείας ανοιγματος της βαλβίδας και λέγεται ενεργός επιφάνεια ($C_d \approx f(1/d, Re, P)$). Άλλες παραμετροί που χρησιμοποιούνται είναι μια κανονικοποιημένη μέση

επιφάνεια $\bar{A}_i = \frac{1}{\theta_{ic} - \theta_{io}} \int_{\theta_{io}}^{\theta_{ic}} A^* d\theta$ για την εισαγωγή και μια ημιεμπειρική παράμετρος καλουμένη δείκτης Mach (Taylor, 1968, 1977)

οριζόμενη ως: $Z = \frac{\pi}{4} \frac{b^2 \bar{U}_{p,max}}{\bar{A}_i C_i}$, που εκφράζει ποια θα πρέπει να είναι

η μέση ταχύτητα του αερίου μέσω της βαλβίδας εισαγωγής για να έχουμε πληρότητα κυλίνδρου στις συγκεκριμένες στροφές. Εν γένει το μέγεθος των βαλβίδων εισαγωγής επιλέγεται επί τη βάση της μέγιστης ταχύτητας του εμβόλου για την οποία η μηχανή είναι σχεδιασμένη (συνήθως με $Z \approx 0.6$). Π.χ. αν διαλεξουμε σύμφωνα με το

σχήμα 7.5. $Z = 0.6 \Rightarrow \bar{A}_i = 1.3 b^2 \frac{\bar{U}_p}{C_i}$ ($C_i = \sqrt{\gamma RT_i}$). Επίπλεον για αποδοτική

εκροή των καυσαερίων και οι βαλβίδες εξαγωγής σχεδιάζονται με

$Z \approx 0.6$ οπότε ισχύει $\alpha = \frac{\bar{A}_e}{\bar{A}_i} \approx \frac{C_i}{C_e} = \sqrt{\frac{T_i}{T_e}}$. Οι τυπικές τιμές του α για

συγχρονούς κινητήρες κυμαίνονται από 0.7 ως 0.8, σχήμα 7.4.

7.3 ΔΙΧΡΟΝΕΣ ΜΗΧΑΝΕΣ

Στις διχρονες μηχανες την πλήρωση και εκκένωση του κυλίνδρου, κατά κανόνα, ρυθμίζει η άνω ακμή του εμβόλου που αποκαλύπτει η καλύπτει σχετικές θυρίδες τοποθετημένες στην παράπλευρη επιφάνεια του κυλίνδρου. Έτσι η εναλλαγή των αερίων γίνεται παντοτε υπο δυσμενεις συνθηκες που καθιστουν απαραίτητη

τη βίαιη πλήρωση του κυλινδρου με τη βοήθεια αντλίας (σε πολυ μικρές μηχανες χρέη αντλίας εκτελεί ο στροφαλοθαλαμος μετά του εμβολου) σάρωσης που απορροφα πολυτιμο μηχανικο εργο. Διαφορες διατάξεις σάρωσης δειχνονται στο σχήμα 7.5. Η διαμήκης σάρωση παρουσιάζει την καλύτερη πορεία του αέρα ενώ η εγκάρσια μας δίδει καλή αναμιξη. Ο Πινακας 7.1 διδει την ορολογια λειτουργιας μιας διχρονης μηχανης κατά SAE και ισχύει για μηχανη με έγγυση καυσιμου. Για μηχανες με αναρροφηση του καυσιμου (μαζί με τον αέρα) η λέξη μίγμα θα αντικαταστησει τη λέξη αέρα και η λέξη πυκνοτητα μιγματος σε πίεση και θερμοκρασια περιβαλλοντος θα αντικαταστησει τη λέξη πυκνοτητα περιβάλλοντος (περιβάλλον αναφέρεται στις συνθήκες που επικρατούν σε κάποιο σημείο της εισαγωγής).

Οι όροι απόδοσης σάρωσης, πλήρωσης και η καθαρότης εκφράζουν το βαθμό επιτυχούς εκκαθάρισης των υπολοίπων καυσαερίων από τον προηγούμενο κύκλο. Ένα διάγραμμα αποδοτικότητας της σάρωσης φαίνεται στο σχήμα σχημα 7.6.

7.4 ΕΞΑΕΡΙΩΤΕΣ (CARBURETORS)

Οι εξαεριωτές χρησιμοποιούνται στις "ομοιογενούς μίγματος" μηχανές για την ρύθμιση του ομοιογενούς μίγματος καυσίμου-αέρα σε μια στενή περιοχή αναμίξεως (που περιλαμβάνει την στοιχειομετρική τιμή, η οποία αντιστοιχεί σε λόγο μαζών Αέρα/Καύσιμο, $A/F \gg 15:1$) που είναι απαραίτητη για να γίνει η έναυση με σπινθήρα και να διαδοθεί η φλόγα. Επίσης οι εξαεριωτές εξυπηρετούν την διάσπαση δέσμης καυσίμου σε σταγονιδια τα οποια εξατμίζονται γρηγορα. Μια τυπική διάταξη εξαεριωτή δειχνεται στο σχήμα 7.7.

Το καύσιμο διοχετεύεται στην δεξαμενη (3), μέσω βαρύτητας ή ειδικής αντλίας και διατηρεί σταθερή στάθμη μέσω πλωτήρα, υπο ατμοσφαιρικη πίεση P_{∞} . Υπο την επιδραση της διαφορας πιέσεως $P_1 - P_2$, που οφειλεται στην ροη του αέρα μέσω του Venturi (2), το καυσιμο αναβλύζει υπο μορφή δέσμης (jet που η παροχη του εξαρτάται απο την μετρητική συσκευή) μικρής σχετικά ταχύτητας απο το ακροφυσιο. Η ροη του αέρα συνηθως ρυθμίζεται απο την αναρροφητική δράση του εμβολου. Η παροχη του αέρα (και του

μιγματος), εκ της οποιας εξαρτάται κατά Bernoulli η διαφορά πίεσης, μεταβάλλεται και ρυθμίζεται με την στραγγαλιστική δικλείδα (4) (πεταλουδα, throttle). Λογω της μικρής πίεσης στο λαιμό του εγχυτήρα, η μερική πίεση (του συνολου) των ατμών της βενζινης είναι πολυ μικρή και η αντιστοιχη θερμοκρασια εξάτμισης κατά κανονα είναι χαμηλότερη της θερμοκρασιας του αέρα. Ως εκ τουτου τα σταγονιδια στα οποια διασπάται το jet του καυσιμου εξατμιζονται. Κατά Prandtl η μέγιστη διαμετρος σταγονιδίου που μπορεί να διατηρηθεί σε ενα ρεύμα αέρα είναι $d_{\max} = 7.7 \frac{\sigma_f}{\frac{1}{2} \rho_a u_a^2}$ (οπου

σ_f είναι η επιφανειακη τάση) και συνεπώς η ταχύτης του αέρα στους αυλους εισαγωγής συμβάλλει σημαντικά στην εξάτμιση των σταγόνων. Υποθέτωντας σταθερή συμπιεστή ροη μέσω του εξαεριωτή η ροη του αέρα δίδεται απο τον τυπο, (Ferguson, 1986):

$$\dot{m}_a = \rho_\infty C_\infty A_\alpha^* \sqrt{\frac{2}{\gamma-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_\infty} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_\infty} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (7.15)$$

οπου A_α^* η ενεργος διατομη του Venturi (συνυπολογίζοντας την ελάττωση λογω του ακροφυσίου καυσιμου). Η ροή του καυσιμου είναι:

$$\dot{m}_f = A_f \sqrt{2 \rho_f (P_\infty - P_2)} \quad (7.16)$$

Συμφωνα με τον Obert (1973) ο συντελεστης εκροης C_D ($A_f^* = C_D A_{\text{eff}}$, οπου A_{eff} =διατομη της μετρητικης συσκευης καυσιμου) για τυπικη διαταξη εξαεριωτων είναι ≈ 0.75).

Μια παραμετρος που συχνα χρησιμοποιειται στον υπολογισμο των εξαεριωτών είναι η απαίτηση. Η καμπύλη καυσίμου η απαίτηση (fuel curve η demand) του εξαεριωτή που οριζεται σαν τον λογο της αεριοροης λειτουργίας προς την στραγγαλισμένη (μέγιστη) αεριοροη στο Venturi και εδω ισχυουν οι παρακατω σχεσεις (Ferguson, 1986). Η στραγγαλισμενη ροη διδεται απο την εκφραση:

$$m_{ac} = \rho_\infty C_\infty A_\alpha^* \sqrt{\left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma-1}}}$$

και συνεπώς η απαίτηση, D_c , μπορεί να εκφρασθεί ως ($\gamma=1.4$):

$$D_c = \frac{m_\alpha}{m_{ac}} = 3.86 \left[\left(\frac{P_2}{P_\infty} \right)^{1.43} - \left(\frac{P_2}{P_\infty} \right)^{1.71} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7.22)$$

και $0 \leq D_c \leq 1$. Επίσης ο λόγος καυσίμου-αέρα δίδεται από την σχέση:

$$F = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_\alpha} = \frac{1.73}{D_c} \frac{\rho_f}{\rho_\infty} \frac{A_f^*}{A_\alpha^*} \left[\frac{2(P_\infty - P_2)}{\rho_f C_\infty^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7.22)$$

Η λειτουργία συστημάτων εξαεριωτών συνηθώς περιγράφεται μέσω διαγραμμάτων, $F=f(D_c)$, σχήμα 7.8, ενώ στο σχήμα 7.9 φαίνεται το διάγραμμα ενός εξαεριωτή ανωρεύματος.

7.5 ΕΓΧΥΣΗ ΚΑΥΣΙΜΟΥ

Οι εξαεριωτές σταγονοποιούν και εξατμίζουν το καύσιμο βασιζόμενοι στην σχετική ταχύτητα αέρα-σταγόνων και ρυθμίζουν την παροχή καυσίμου από την παροχή του αέρα. Κατά την έγχυση καυσίμου η ταχύτητα του εγχυόμενου καυσίμου είναι πολύ μεγαλύτερη από την ταχύτητα του αέρα (για να δημιουργηθούν σταγόνες και να εξατμιστούν) και η παροχή καυσίμου ρυθμίζεται ανάλογα προς την παροχή αέρα αλλά όχι από αυτήν. Μια αντλία δημιουργεί την αναγκαία διαφορά πίεσης για την ροή του καυσίμου.

Υπάρχουν διάφορα συστήματα έγχυσης:

- Ένος σημείου όπου ένας εγχυτήρας τροφοδοτεί πολλούς κύλινδρους, σχήμα 7.10.
- Πολλών σημείων, ένας εγχυτήρας τροφοδοτεί κάθε ένα κύλινδρο, σχήμα 7.11.
- Ηλεκτρονικής ρύθμισης έγχυση
- Μηχανικής ρύθμισης έγχυση, σχήμα 7.12.
- Έγχυση στο αυλό/οπή εισαγωγής,
- Έγχυση στον κύλινδρο κατευθείαν, σχήμα 7.13
- Χαμηλής πίεσης ($P_{injection} \gg P_i$)
- Υψηλής πίεσης: Έγχυση κατά το τέλος της συμπίεσης και συνεπώς υψηλής πίεσης (συνήθως μηχανές Diesel ή FSI)
- Έγχυση χρονισμού ή πάλμωσης: Κάθε έγχυση έχει πεπερασμένη

διάρκεια, ο έλεγχος της διάρκειας είναι σημαντικό χαρακτηριστικό του τρόπου ρύθμισης μέτρησης (metering scheme). Ο χρονισμός της έγχυσης ξεκινά και τελειώνει σε ορισμένους χρόνους του κύκλου. Όλα τα συστήματα έγχυσης εντός του κυλίνδρου είναι χρονισμένα συστήματα.

- Συνεχούς ή μόνιμης ροής όπου το καύσιμο ρέει καθ' ολον τον χρόνο του κύκλου της μηχανής και η ροή ρυθμίζεται με έλεγχο της πίεσης ανάντι του εγχυτήρα.

Με αναφορά την εξαερίωση η έγχυση προσφέρει μια σειρά από πλεονεκτήματα αλλά με αρκετά υψηλό κόστος κατασκευές. Μερικά από αυτά είναι:

- Αύξηση της e_v και συνεπώς αύξηση της ισχύος. Αυτό γίνεται γιατί αποφεύγουμε την πτώση πίεσης (ολικής) στο Venturi, έχουμε χαμηλότερες ταχύτητες αερίου στο τμήμα εισαγωγής (λόγω μικροτερων σταγονων) και δεν χρειάζεται θέρμανση των αγωγών προσαγωγής για υποβοήθηση εξάτμισης.
- Καλύτερη θερμική αποδοχή λόγω καλύτερου ελέγχου του μίγματος καυσίμου-αέρα. Άρα και λιγότερες εκπομπές ρυπών. Επί πλέον κατά την εκκίνηση της μηχανής η σταγονοποίηση-εξάτμιση δεν εξαρτάται από τις στροφές του στροφαλού και κατά την επιβραδυνση η παροχή καυσίμου μπορεί να διακοπεί.
- Μεγαλύτερη ανεξαρτησία της μηχανής από την πιητικότητα του καυσίμου (δηλαδή από την εξάτμιση των σταγονιδίων).
- Η χρονισμένη έγχυση υποβοηθεί στην δημιουργία στρωματωμένου μίγματος πριν την εναύση, δηλαδή ένα μίγμα στο οποίο ο λόγος καυσίμου-αέρα μεταβάλλεται από θέση σε θέση. Πλουσιο μίγμα κοντά στο σπινθηριστή και πτωχότερο σε ακραίες θέσεις ελαττώνει την τάση για κρουστική καύση (knock) στις μηχανές Otto με έγχυση.

Ας εξετάσουμε ένα σύστημα χρονισμένης έγχυσης ενός σημείου με ακροφυσίο όπως στο σχήμα 7.14 (δακτυλιοειδούς τύπου) με εφαρμογή σε μηχανή Otto. Σε μια κατάλληλη στιγμή στον κύκλο της μηχανής ο υπολογιστής δίνει διαταγή να ανοίξει ή να κλείσει η βελόνα του ακροφυσίου η οποία ανυψώνεται με ηλεκτρομαγνητική μέθοδο. Η παροχή καυσίμου έχει σχεδόν γραμμική σχέση με την διάρκεια ανοιγματος. Για ημιμονιμη ροή από το ακροφυσίο, η παροχή καυσίμου σε μια περίοδο ανοιγματος δίδεται από:

$$\dot{m}_f = \int_0^{\Delta t} \dot{m}_f dt = \sqrt{2 \rho_f \Delta P} \int_0^{\Delta t} A_f^* dt \quad (7.23)$$

οπου ΔP η διαφορά μεταξύ της πίεσης παροχέτευσης καυσίμου και της πίεσης αέρα αναντι καποιας πεταλουδας. Εάν καθορισουμε μια μεση διατομη ροης του ακροφυσιου:

$$\bar{A}_f = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} A_f^* dt$$

εχουμε:

$$\dot{m}_f = \sqrt{2 \rho_f \Delta P} \bar{A}_f \Delta t \quad (7.24)$$

οπου Δt είναι η διάρκεια ανοιγματος της διατομης ακροφυσιου. Μια τυπική σχέση, $\dot{m}_f = f(\Delta t)$, δίδεται απο πειραματικές μετρήσεις για μια συγκεκριμενη διάταξη στο σχήμα 7.15.0 καθορισμός του Δt απαιτεί γνώση του επιθυμητου λογου καυσίμου-αέρα (F) και της μάζας του αέρα (\dot{m}_α). Απο εμπειρικές σχέσεις μπορεί να καθορισθει το e_v συναρτησει των T_i , P_i , $T_{\psi\kappa\tau\iota\kappa\omicron\upsilon}$ κλπ που μετρωνται απο αισθητήρες. Η μαζα του αερα ανα χρονο εισαγωγης τοτε υπολογιζεται:

$$m_\alpha = \frac{e_v \rho_i \frac{\pi}{4} b^2 s}{1 + F} \quad (7.25)$$

Επι τη βασει των πληροφοριων που διδονται στο computer για τις συνθηκες λειτουργιας της μηχανης, επιλεγεται απο ενα πινακα μια τιμη για το F και επιλυοντας για το Δt εχουμε:

$$\Delta t = \frac{F \tilde{m}_\alpha}{\sqrt{2 \rho_f \Delta P} A_f} \quad (7.26)$$

Ενας αλλος τροπος να καθορισθει το Δt είναι να εγκαταστησουμε ενα αισθητηρα στην μηχανη που να μετρα το στιγμιαιο \dot{m}_α . Σ' αυτη την περιπτωση για τετραχρονη μηχανη:

$$\Delta t = \frac{2 F \dot{m}_a}{\frac{1}{2} N_c R_s \sqrt{2 \rho_f \Delta P} \bar{A}_f} \quad (7.27)$$

Ο αριθμός των κυλινδρών υπεισερχεται στην εξίσωση διότι ο εγχυτήρας ενεργοποιείται μια φορά ανά ένα χρόνο εισαγωγής και ανά κυλινδρό. Ο παραγών $1/2$ υπεισερχεται γιατί στο παραδειγμα αυτό υπάρχουν δυο εγχυτήρες που εξυπηρετούν όλους τους κυλινδρούς. Η εγχυση πολλών σημείων δεν διαφέρει από τα ανωτέρω. Πρέπει τότε να λάβουμε υπόψιν μας ότι υπάρχει ένας εγχυτήρας για κάθε κυλινδρό και η εξίσωση 7.26 ισχύει όπως και η εξίσωση 7.27 χωρίς το $1/2 N_c$.

Για συνεχή (μονιμη) εγχυση η εξίσωση 7.23 αντικαθίσταται από την:

$$\dot{m}_f = \sqrt{2 \rho_f (P_f - P_a)} A_f \quad (7.28)$$

και εδώ η πίεση του καυσίμου ρυθμίζει την παροχή. Ένα παραδειγμα συστήματος ενός σημείου συνεχούς εγχυσεως δειχνεται στο σχημα 7.12 και εδώ η ροή του αέρα μπορεί να υπολογισθεί ή μετρηθεί. Η υπολογιζομενη αεριοροή για τετραχρονη μηχανη είναι:

$$\dot{m}_a = \frac{R_s e_v \rho_i V_d}{2 I + F} \quad (7.29)$$

Χρησιμοποιώντας είτε μετρημενη είτε υπολογισμενη αεριοροή ο υπολογιστής καθορίζει μια πίεση καυσίμου που θα παραγει το σωστο λογο καυσίμου-αέρα για δεδομενες συνθηκες λειτουργίας. Εκτος από την ηλεκτρονικη εγχυση σε μηχανες SI υπάρχει βεβαιως και η μηχανικη όπως δειχνεται στο σχημα 7.12 για παραδειγμα. Ο εισερχομενος αερας αναλογα με την παροχή, επενεργει επανω σε ένα πλωτηρα συνδεδεμενο με ένα μοχλο ο οποίος ενεργοποιει ένα ρυθμιστη καυσίμου.

Τα συστήματα εγχυσεως των μηχανων Diesel χρησιμοποιουν πολυ υψηλοτερες πιεσεις εγχυσεως για δυο λογους:

- 1) Η πίεση του καυσίμου πρέπει να είναι μεγαλυτερη από την πίεση συμπίεσης για να επιτευχθει η εγχυση.
- 2) Για να εχει το καυσιμο υψηλη σχετικη ταχυτητα ως προς τον αέρα και τα σταγονιδια να εξατμιστουν γρηγορα μέσα στον

κύλινδρο.

Εδώ επειδή ο διατιθεμενος χρονος για τον σχηματισμο του μιγματος είναι σχετικά μικρος είναι παντοτε αναγκαια μια περίσσεια αέρα (ελαχιστος λογος μαζών αέρα-καυσιμου 18:1-25:1) για την επίτευξη τέλειας καύσης, πράγμα ομως που οδηγει σε μειωμενη συγκεντρωση ισχυος. Τα σχήμα 7.11 δειχνει ενα σύστημα εγχυτηρα και το ακροφυσιο οπου η ανυψωση μιας βελονας επιτρέπει την έγχυση του καυσιμου. Υποθετωντας ημιμονιμη ροη εχουμε την

μάζα καυσιμου, $\dot{m}_f = \sqrt{2 \rho \Delta P} \bar{A}_f \frac{\Delta \theta}{2\pi} \frac{1}{R_s}$. Αυτή η έκφραση είναι ίδια με

αυτή της εξ. 7.24 εκτος του οτι το Δt εκφράζεται συναρτησει της μεταβολης της γωνιας του στροφαλου κατά την διάρκεια της έγχυσης. Φαινεται οτι για να διατηρηθεί το $\Delta \theta$ σταθερο καθώς το R_s μεταβάλλεται πρέπει να αυξηθεί ή ελαττωθεί η πίεση του καυσιμου για να διατηρηθεί σταθερή η m_f . Στις μηχανες Diesel η έγχυση γινεται κατευθειαν στον κυλινδρο και επειδή η πίεση έγχυσης του καυσιμου είναι πολυ μεγαλύτερη απο την πίεση του κυλινδρου η πίεση του εγχυομενου καυσιμου πρέπει να μεταβάλλεται με το τετραγωνο των στροφων της μηχανης δηλαδή $P_f \approx \Delta P \sim R_s^2$ εαν m_f , $\Delta \theta = ct$. Εδώ κείται και το πρόβλημα κατασκευής μηχανων Diesel που να εργάζονται σε μεγαλο ευρος στροφών. Π.χ.

$$\text{εαν } \frac{R_{s \max}}{R_{s \min}} \approx 5 \Rightarrow \frac{P_{f \max}}{P_{f \min}} \approx 25$$

και εαν σε χαμηλες στροφες, $P_{f \min} = 50 \text{ bar}$, χρειαζεται, για καλη σταγονοποιηση και διεισδυση στον θαλαμο καυσης, $P_{f \max} = 1250 \text{ bar}$! και το κοστος κατασκευης αυξανει δραματικα. Η ηλεκτρονικη εγχυση υποσχειται πολλα στην λυση αυτου του προβληματος καθώς οπως ειδαμε η μεση ενεργος διατομη του ακροφυσιου του εγχυτηρα μπορει να εκφρασθει ως

$$\bar{A}_f = \frac{1}{\Delta \theta} \int_0^{\Delta \theta} A_f d\theta$$

και μεταβαλλοντας το προφιλ $A_f(\theta)$ δια μεταβολης της ανυψωσης της βελονας συναρτησει του R_s , το \bar{A}_f μπορει να αυξομειωνεται με το R_s .

ΠΙΝΑΚΑΣ 7.1
ΠΑΡΑΜΕΤΡΟΙ ΛΕΙΤΟΥΡΓΙΑΣ ΔΙΧΡΟΝΗΣ ΜΗΧΑΝΗΣ

$$\text{λογος παροχτετευσης} = \frac{\text{μαζα παροχτετευομενου αερα}}{\text{ογκος εκτοπισης} \cdot \text{πυκνοτης περιβαλλοντος}} = D_r$$

$$\text{λογος παροχτετευομενου αερα - καυσιμου} = \frac{\text{παροχτετευομενος αερας}}{\text{παροχτετευομενο καυσιμο}}$$

$$\text{λογος κατακρατουμενου αερα - καυσιμου} = \frac{\text{μαζα κατακρατουμενου αερα}}{\text{μαζα κατακρατουμενου καυσιμου}}$$

$$\text{αποδοση παγιδευσης} = \frac{\text{μαζα παροχτετευομενου αερα που κατακρατειται}}{\text{μαζα παροχτετευομενου αερα}} = \Gamma$$

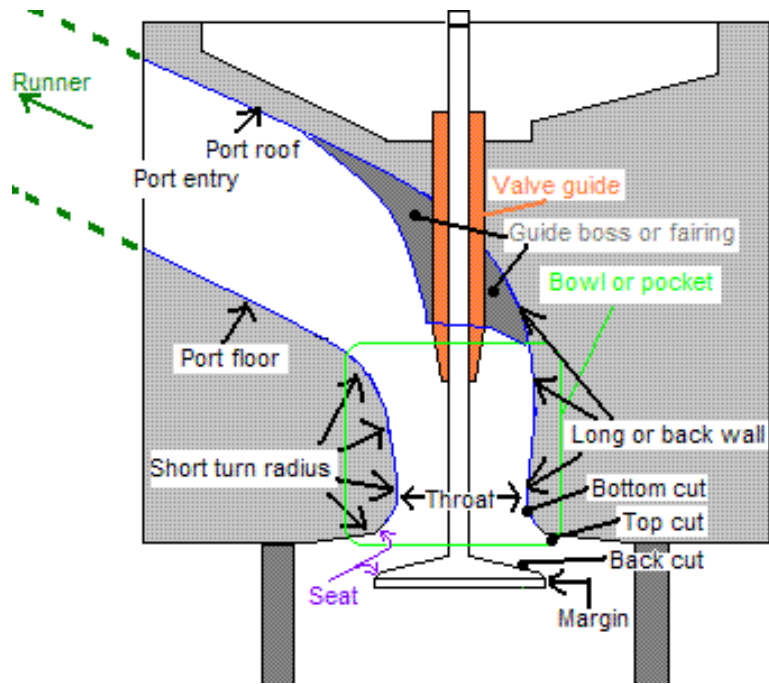
$$\text{αποδοση σαρωσης} = \frac{\text{μαζα παροχτετευομενου αερα που κατακρατειται}}{\text{μαζα παγιδευομενης γομωσης στον κυλινδρο}} = e_s$$

$$\text{καθαροτης} = \frac{\text{μαζα αερα στο συνολο της παγιδευμενης γομωσης}}{\text{μαζα παγιδευομενης γομωσης στον κυλινδρο}} = P$$

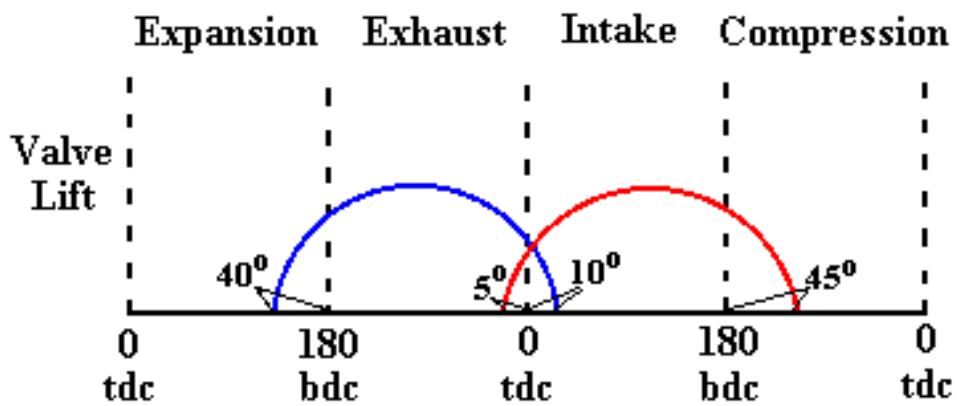
$$\text{σχετική γομωση} = \frac{\text{μάζα παγιδευομένης γομωσης στον κύλινδρο}}{\text{όγκος εκτοπίσης} \cdot \text{πυκνότης περιβαλλοντος}} = R_c$$

$$\text{αποδοση γομωσης} = \frac{\text{μάζα παροχτετευομένου αερα που κατακρατείται}}{\text{όγκος εκτοπίσης} \cdot \text{πυκνότης περιβαλλοντος}} = e_c$$

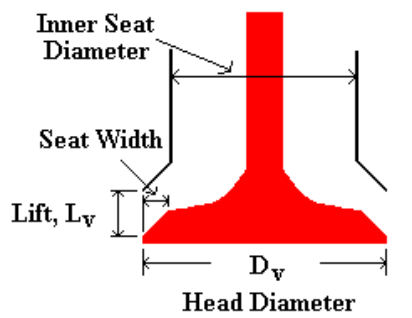
$$\text{παραγων περισσειας αερα} = \frac{\text{λογος κατακρατουμένου αερα - καυσιμου}}{\text{στοιχειομετρικός λογος αερα - καυσιμου}} = \lambda$$



Σχήμα 7.1 Διαμόρφωση οπών εισαγωγής/εξαγωγής



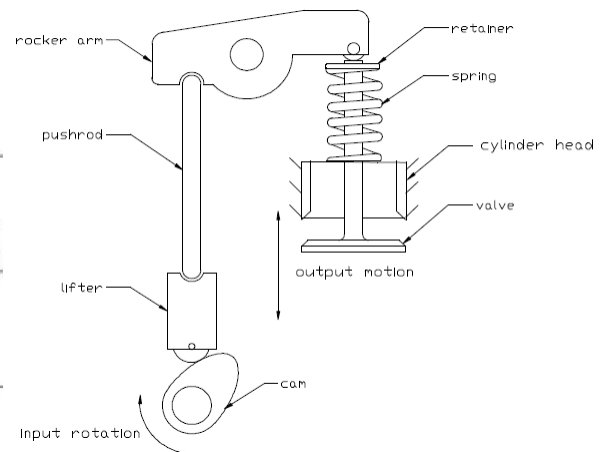
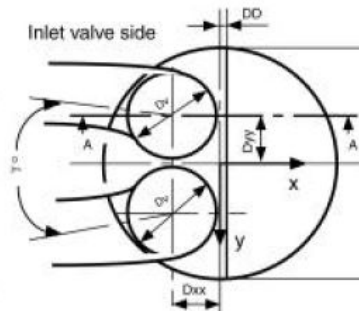
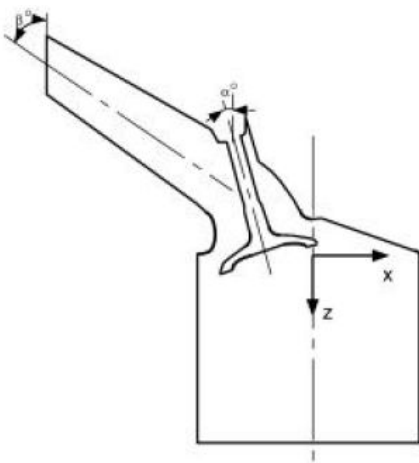
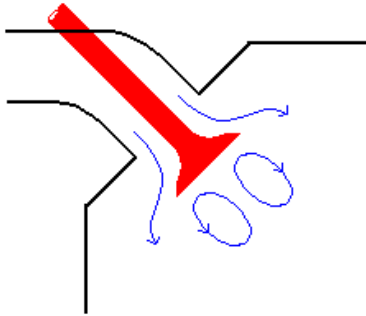
Σχήμα 7.2 Διάγραμμα επικάλυψης των βαλβίδων εισαγωγής και εξαγωγής



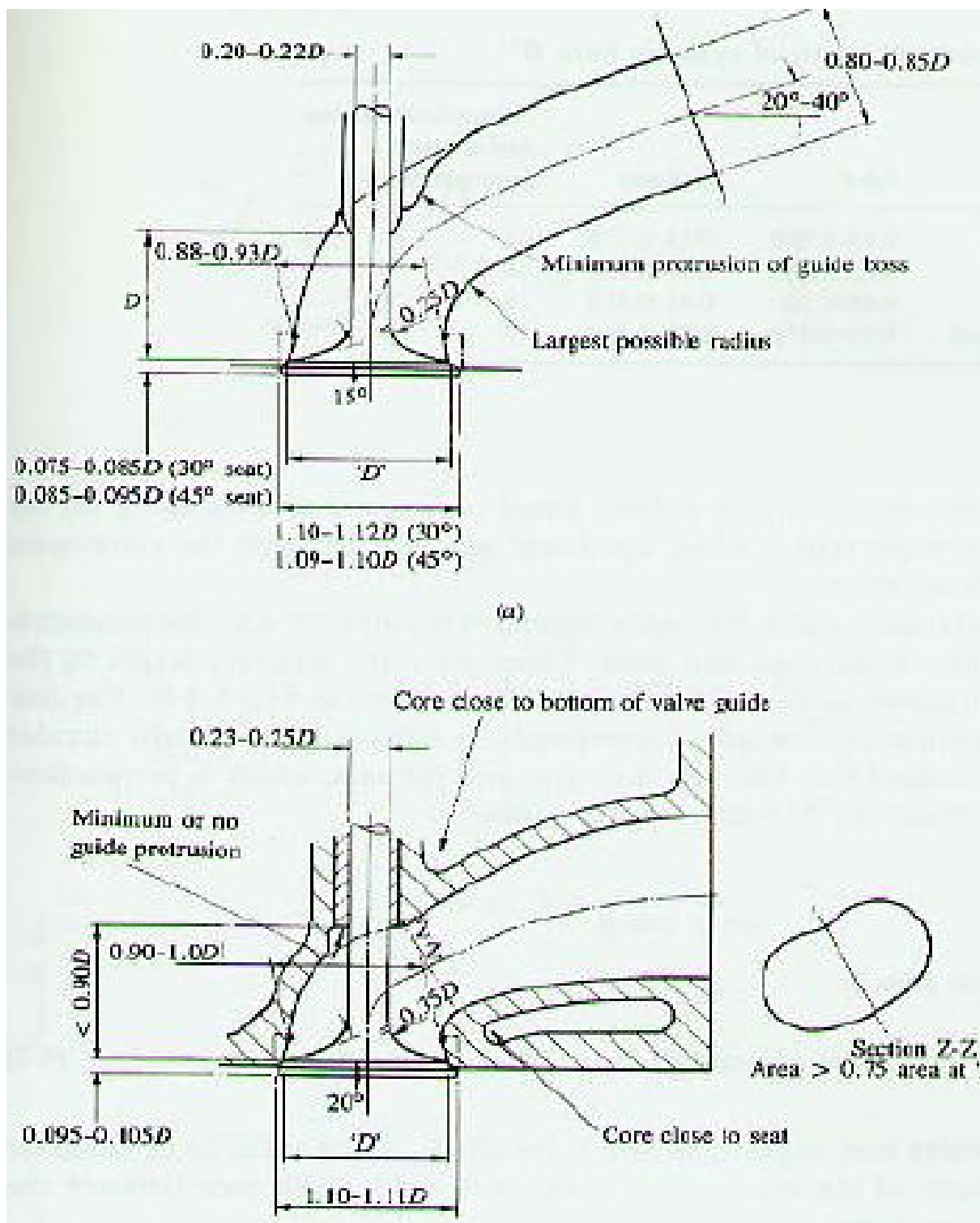
$$A_l = \pi D_v l_v$$

$$A_{cylinder} = \pi / 4 D_{cyl}^2$$

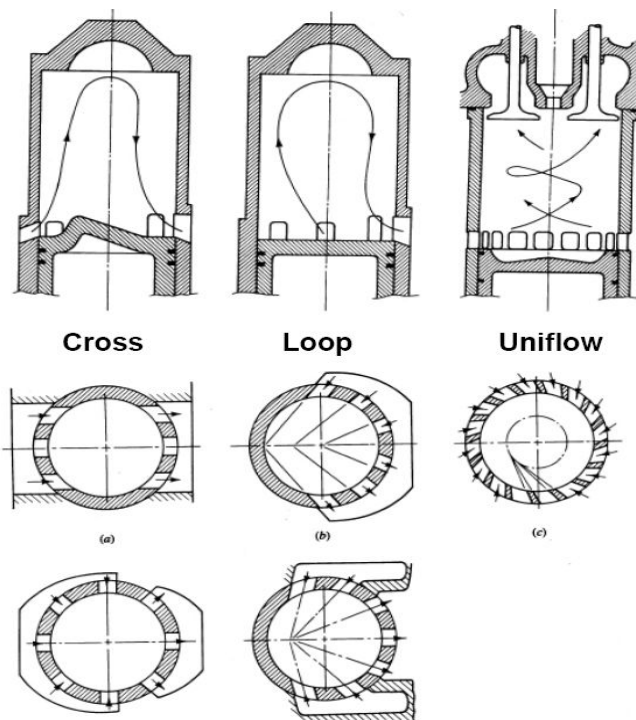
P_u = πίεση στη βαλβίδα
 P_c = πίεση στο κύλινδρο
 L_v = ανύψωση βαλβίδας
 D_v = διάμετρος βαλβίδας
 D_c = διάμετρος κυλίνδρου



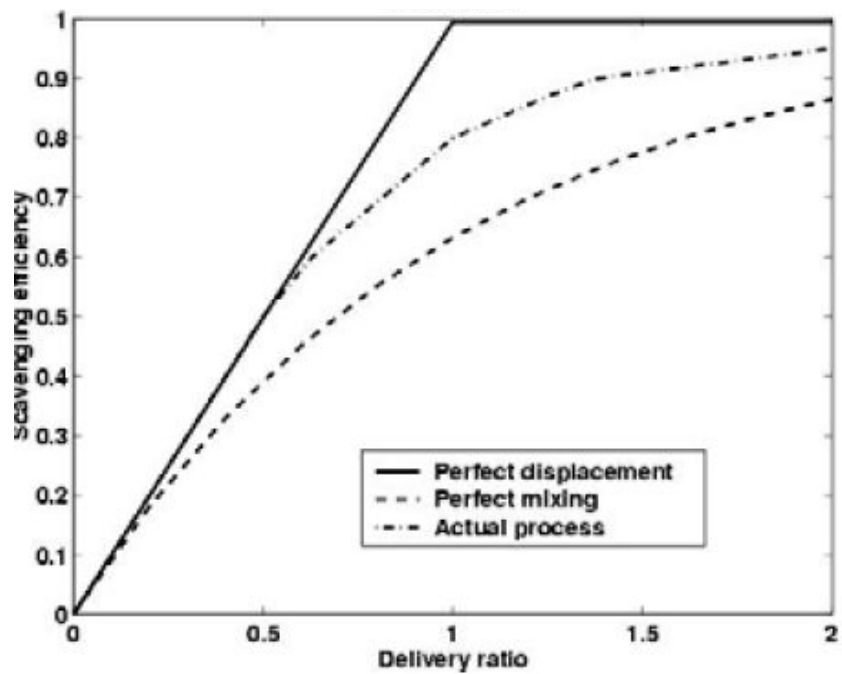
Σχήμα 7.3 Γεωμετρία και συμβολισμοί της ροής δια μέσου των οπών εισαγωγής/εξαγωγής



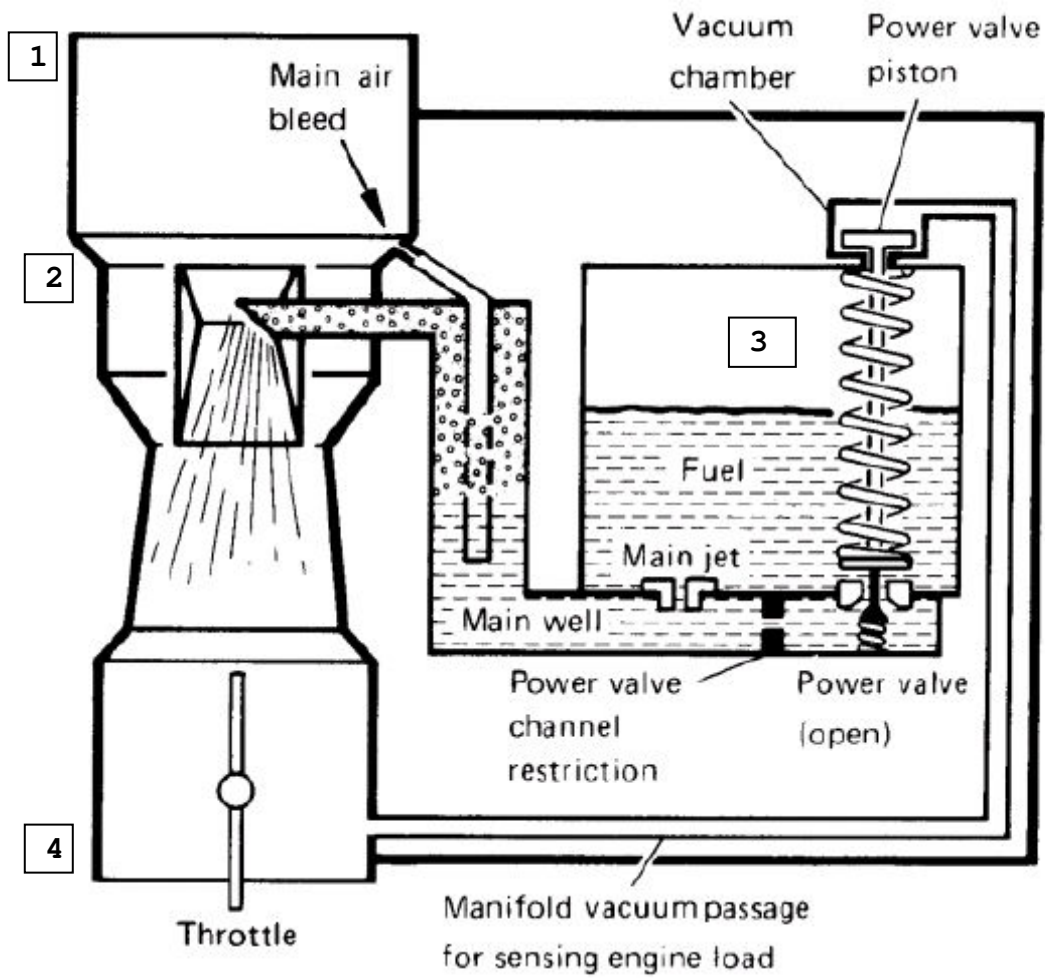
Σχήμα 7.4 Τυπικά χαρακτηριστικά βαλβίδας



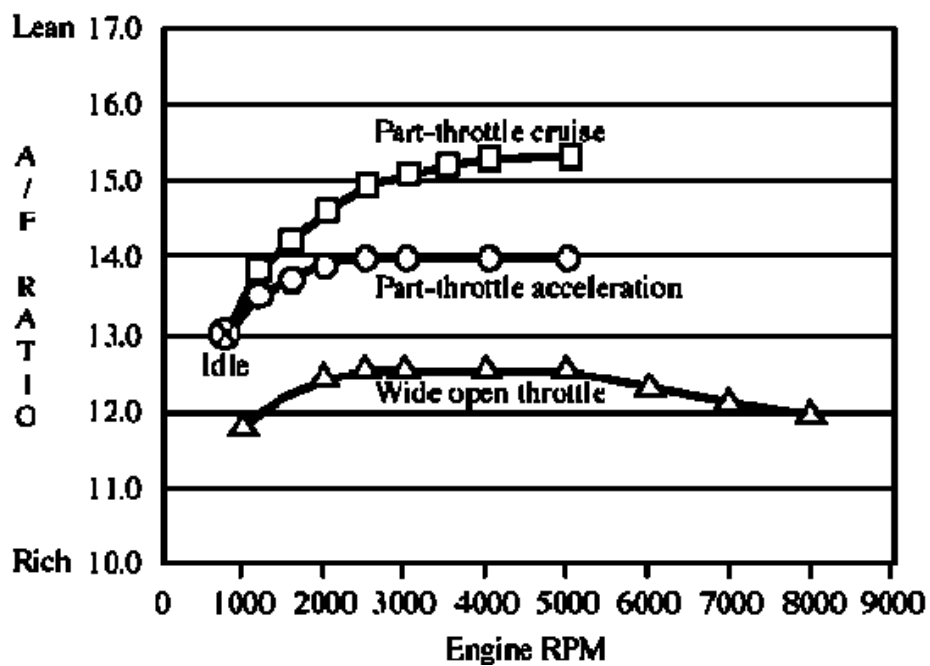
Σχήμα 7.5 Μέθοδοι σάρωσης δίχρονων μηχανών



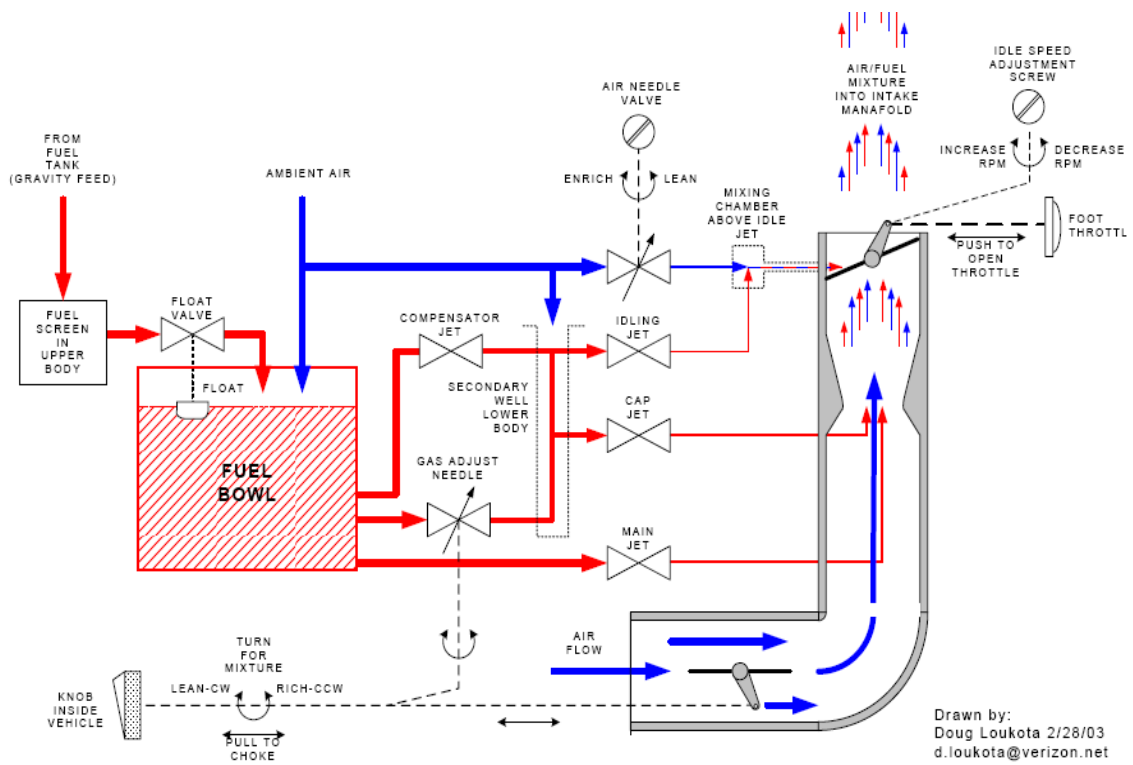
Σχήμα 7.6 Απόδοση σάρωσης δίχρονων μηχανών



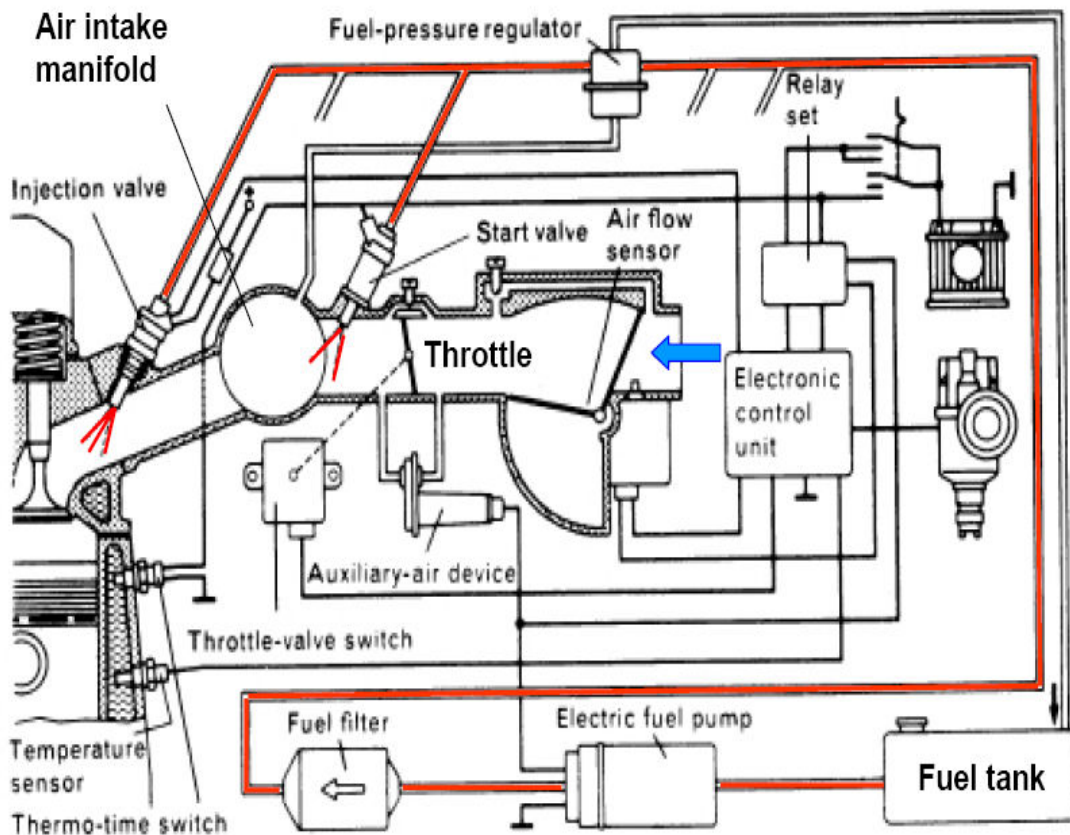
7.7 Αρχή λειτουργίας εξαεριωτή



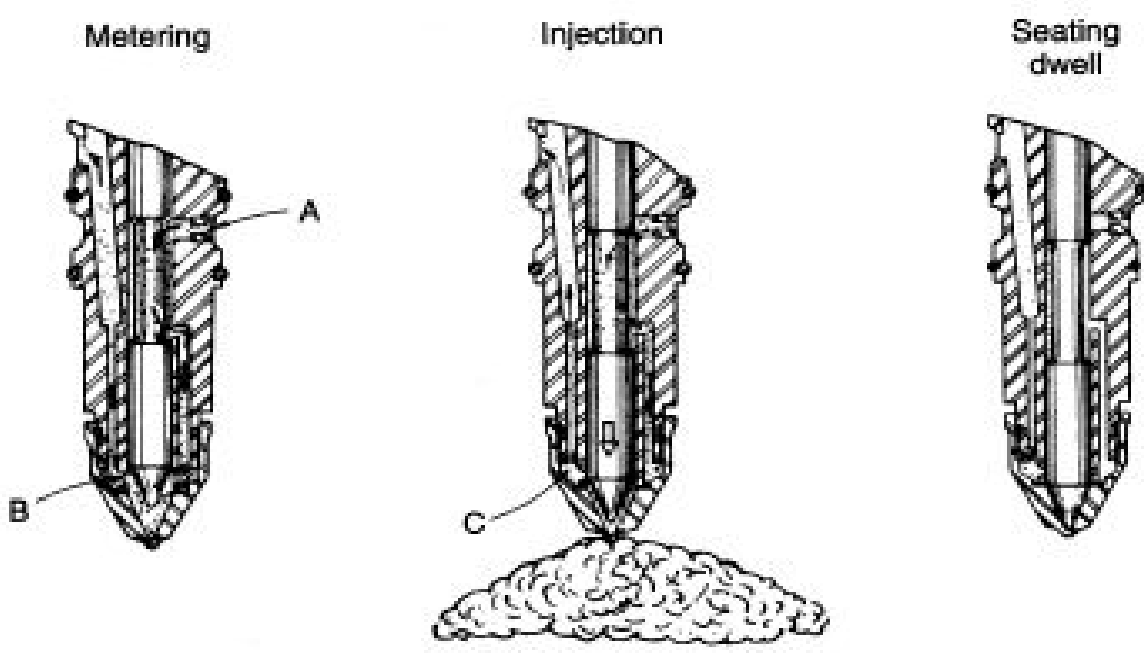
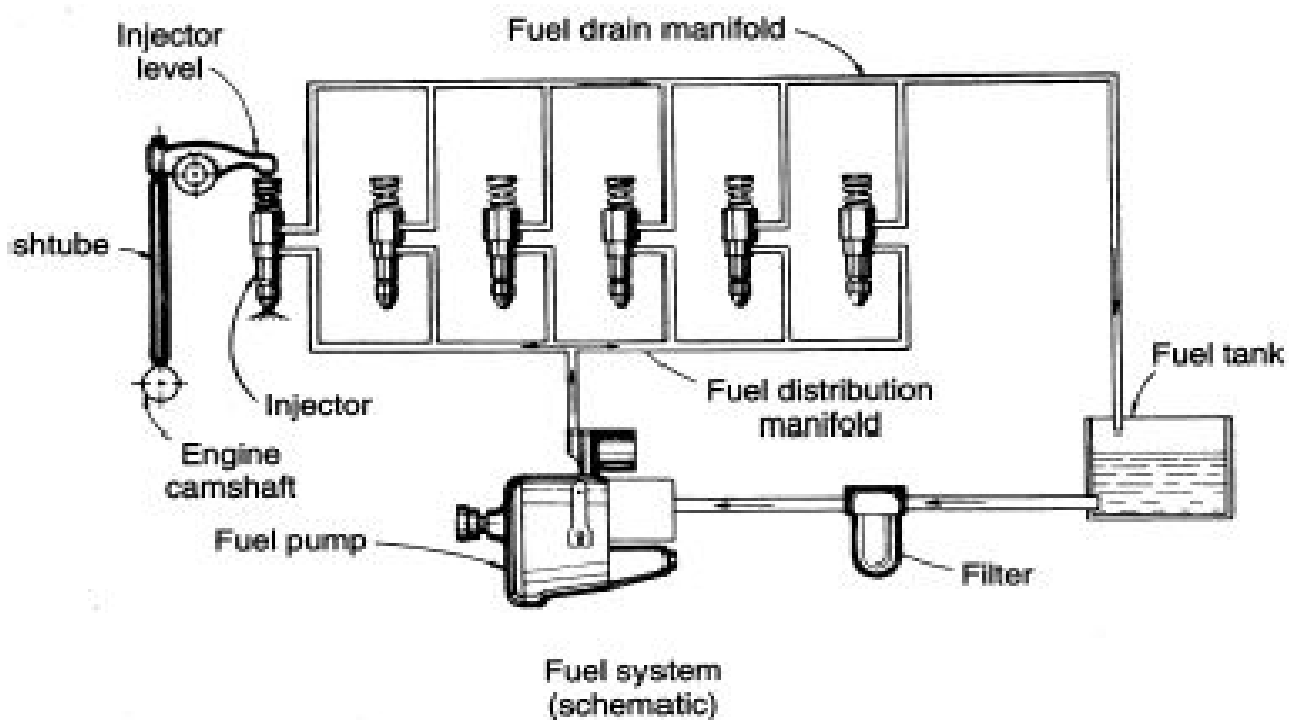
Σχήμα 7.8 Καμπύλη 'αέρα-καυσίμου' εξαεριωτή



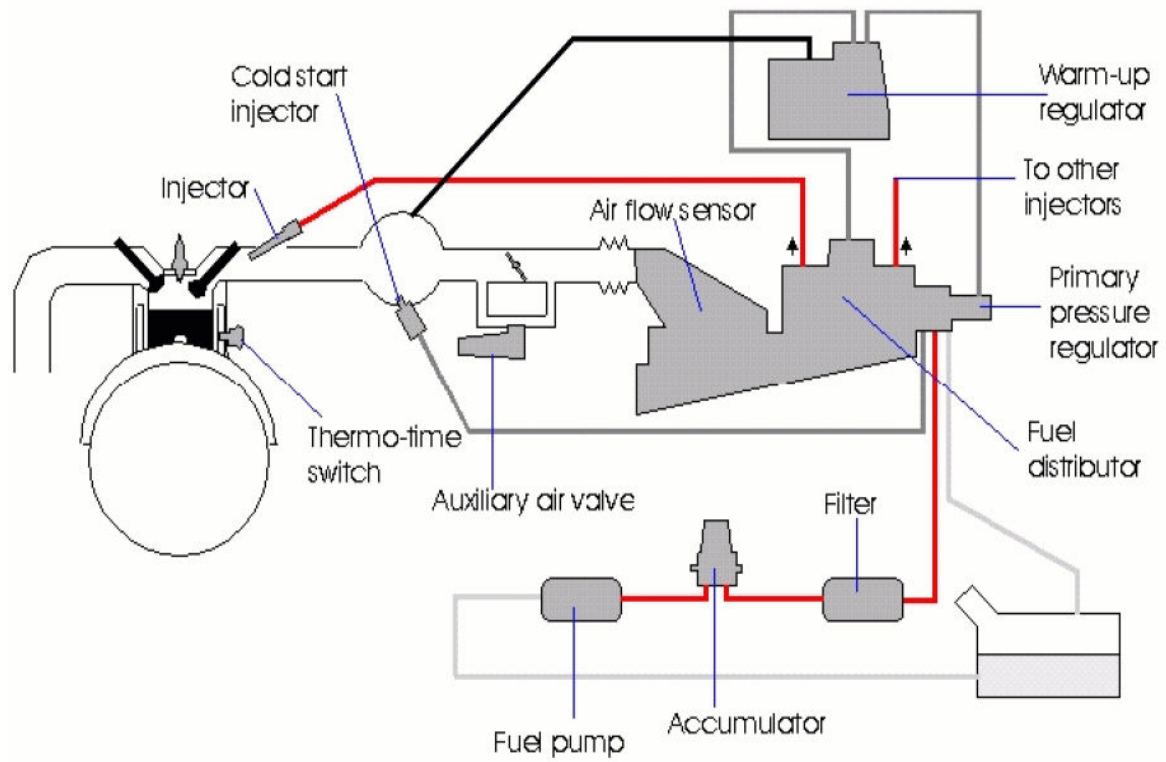
Σχήμα 7.9 Εξαεριστής ανωρεύματος Zenith



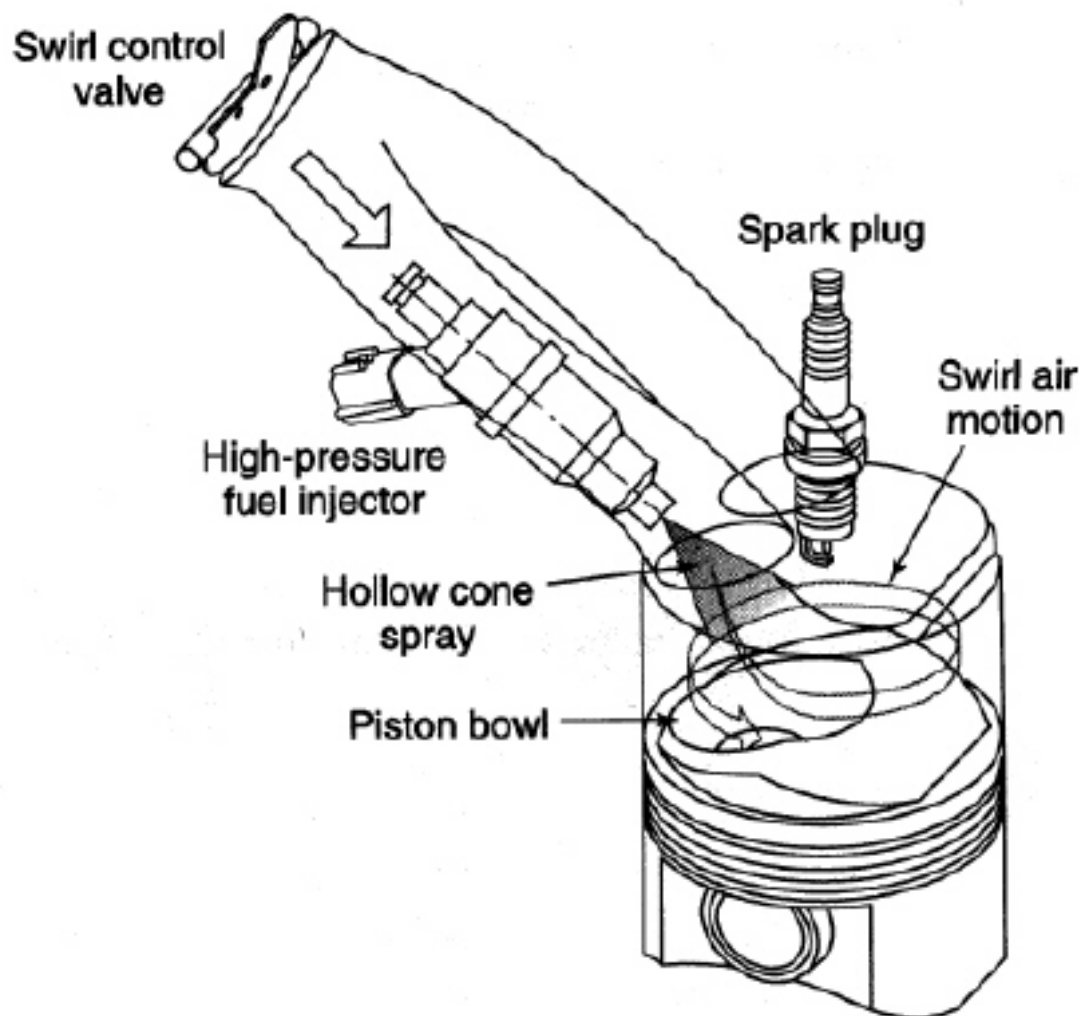
Σχήμα 7.10 Σύστημα έγχυσης μονού σημείου (Bosch Mono-jetronic, Robert Bosch Co)



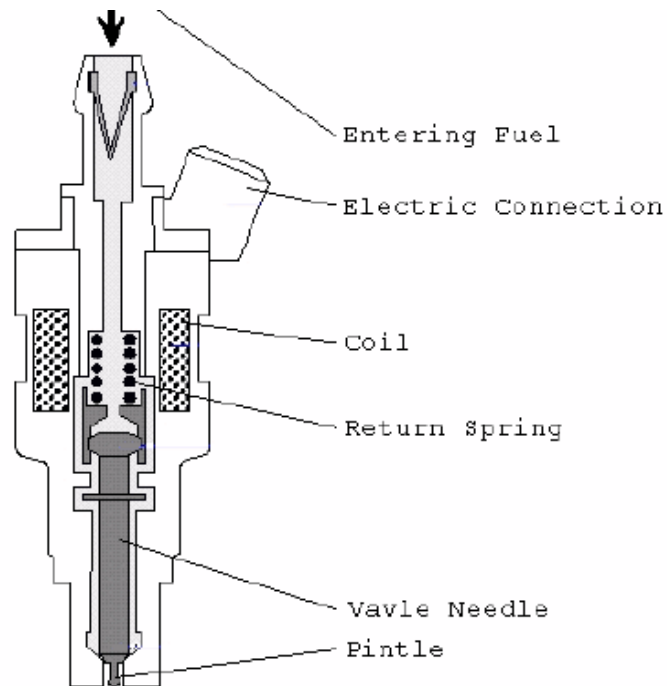
Σχήμα 7.11 Σύστημα έγχυσης πολλών σημείων (Cummins Diesel Engine Co)



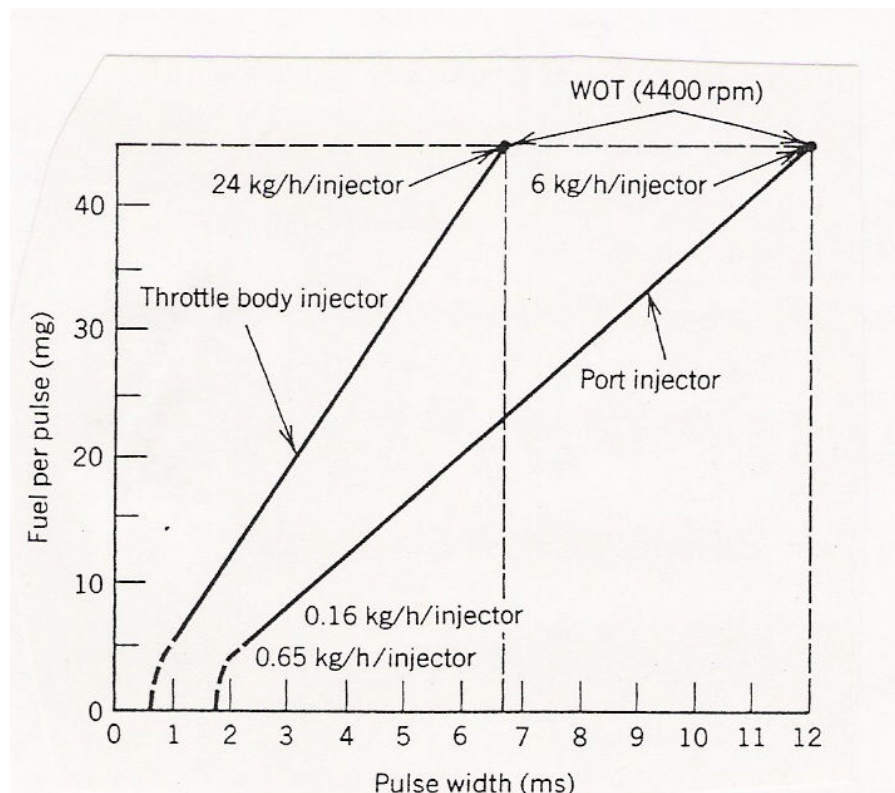
Σχήμα 7.12 Σύστημα μηχανικής έγχυσης (Bosch K-jetronic, Robert Bosch Co)



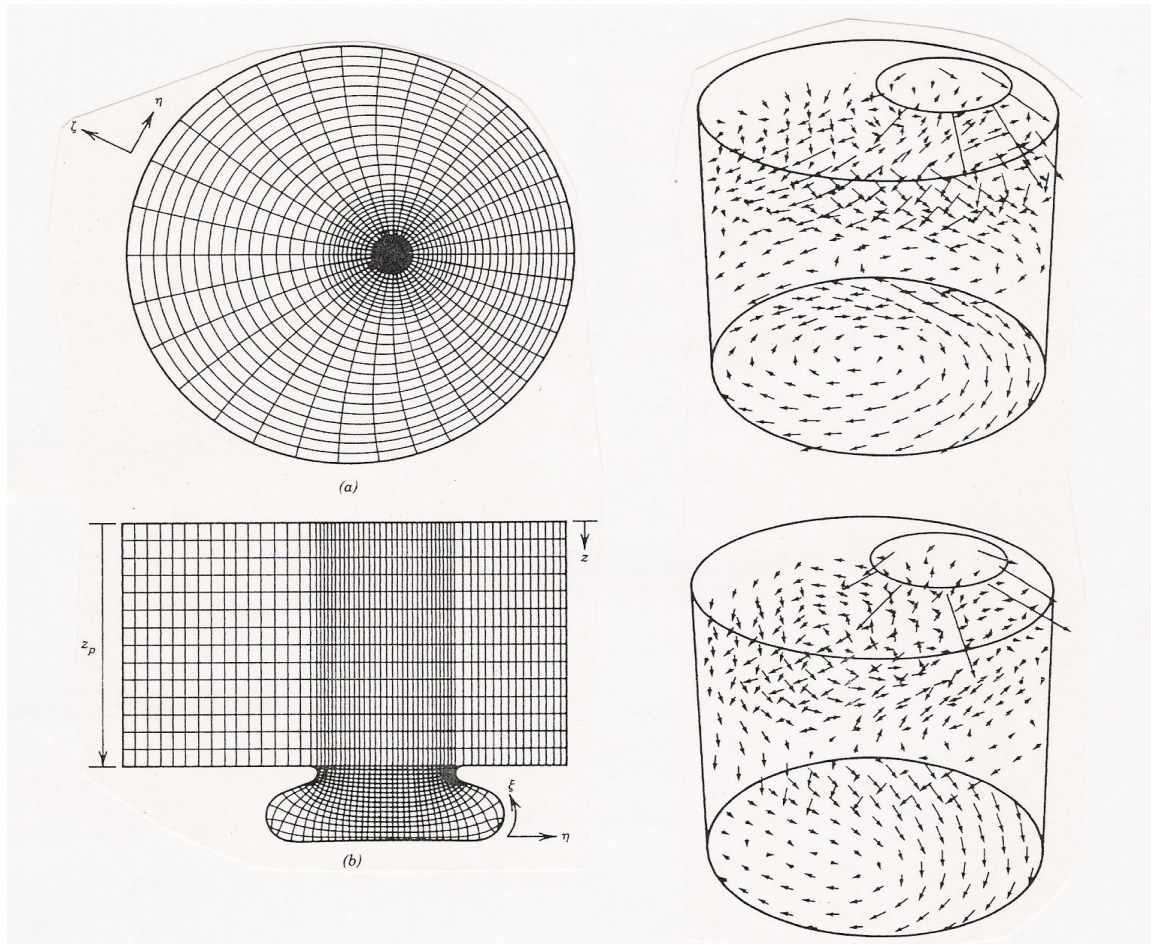
Σχήμα 7.13 Σύστημα άμεσης έγχυσης υψηλής πίεσης μηχανής SI



Σχήμα 7.14 Εγχυτήρας ηλεκτρονικής ρύθμισης



Σχήμα 7.15 Χαρακτηριστική καμπύλη λειτουργίας συστήματος έγχυσης SAE, Bowler (1980) αναφορά στον Ferguson (1986)



Σχήμα 7.16 Πλέγμα επίλυσης των εξισώσεων Navier-Stokes και ροικό πεδίο εντός κυλίνδρου μηχανής Diesel με προθάλαμο (Gosman et al (1984), αναφορά στο Ferguson (1986))