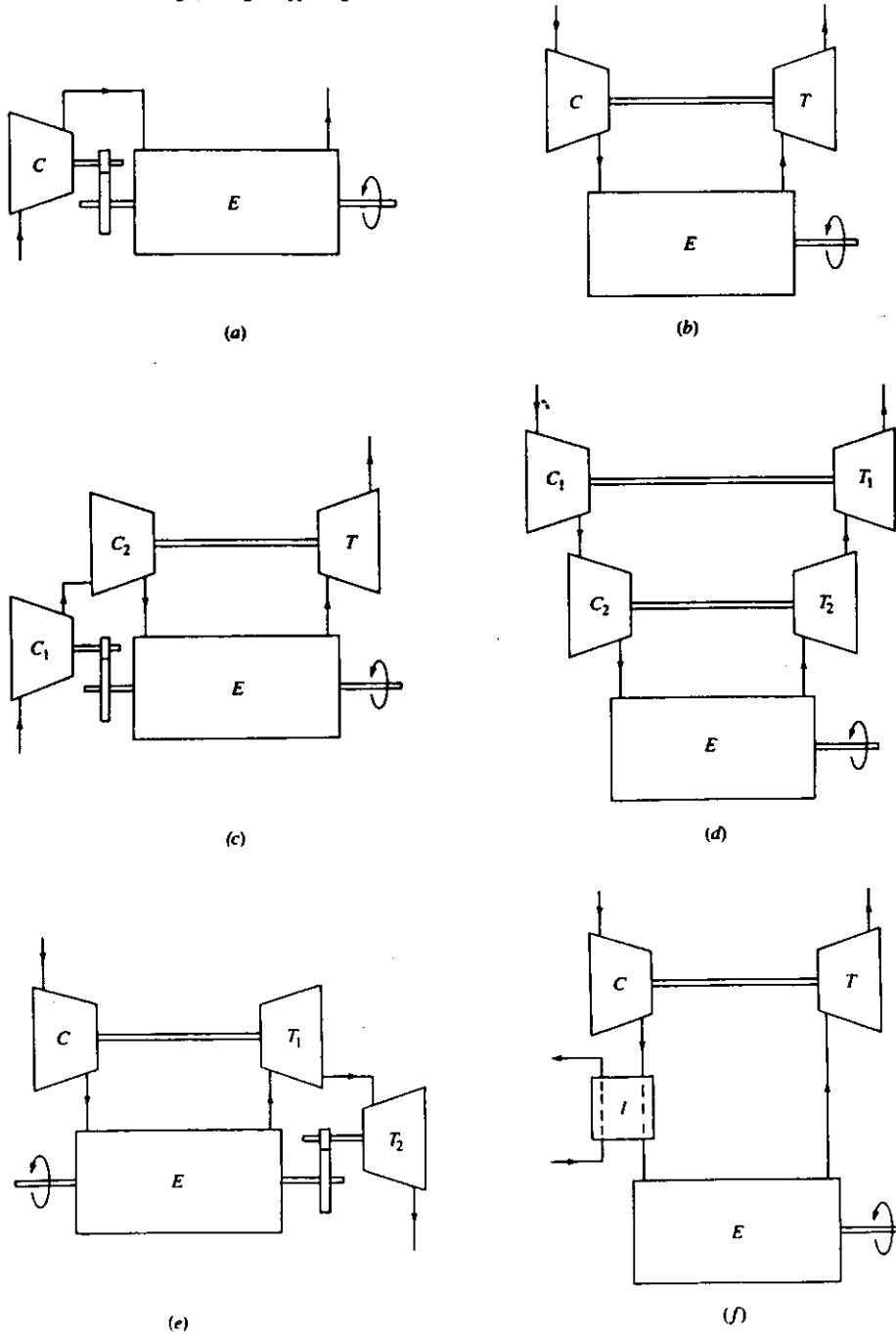


## Ενότητα 12

### Υπερπλήρωση ΜΕΚ

#### 12.1 Μέθοδοι αύξησης ισχύος ΜΕΚ



Supercharging and turbocharging configurations: (a) mechanical supercharging; (b) turbocharging; (c) engine-driven compressor and turbocharger; (d) two-stage turbocharging; (e) turbocharging with turbocompounding; (f) turbocharger with intercooler. C Compressor, E Engine, I Inter-cooler, T Turbine.

Σχήμα 12.1

Η μέγιστη ροπή που μπορεί να δώσει ένας κινητήρας σε συγκεκριμένες στροφές, περιορίζεται από την ποσότητα καυσίμου που μπορεί να καεί με ικανοποιητικό βαθμό απόδοσης μέσα στον κύλινδρο. Αυτή η ποσότητα με τη σειρά της περιορίζεται από την ποσότητα αέρα που μπορεί να εισαχθεί στον κύλινδρο σε κάθε κύκλο.

Εάν όμως μπορεί να συμπιεστεί ο εισαγόμενος αέρας, τότε η ισχύς μηχανής δεδομένου κυβισμού μπορεί να αυξηθεί σημαντικά (υπερπλήρωση).

Μπορούμε να έχουμε μηχανική υπερπλήρωση (ο συμπιεστής παίρνει κίνηση από το στροφαλοφόρο), ή στροβιλούπερπλήρωση (ο συμπιεστής παίρνει κίνηση από τουρμπίνα που εκμεταλλεύεται μέρος της ενθαλπίας του καυσαερίου), με διάφορες παραλλαγές - συνδυασμούς (turbocharging), που φαίνονται στο Σχ.12.1

Μιά πολύ ενδιαφέρουσα μέθοδος υπερπλήρωσης, μόνο για κινητήρες diesel είναι η υπερπλήρωση που εκμεταλλεύεται τα κύματα πίεσης της εξαγωγής, με απ'ευθείας επαφή του καυσαερίου με τον αέρα εισαγωγής σε κοινό ρότορα, που μπορεί να παίρνει κίνηση από τον στροφαλοφόρο, ή και να είναι ελεύθερος (Comprex).

## 12.2 Βασικές σχέσεις

Το 1ο ΘΑ για διεργασίες μόνιμης ροής μπορεί να εφαρμοστεί σε έναν όγκο ελέγχου γύρω από μία στροβιλομηχανή και να δώσει

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m} \left[ \left( h + \frac{C^2}{2} + gz \right)_{\text{out}} - \left( h + \frac{C^2}{2} + gz \right)_{\text{in}} \right] \quad (12.1)$$

Ορίζουμε την ενθαλπία ανακοπής

$$h_0 = h + \frac{C^2}{2} \quad (12.2)$$

και την ολική θερμοκρασία (για ιδανικό αέριο, σταθερό  $c_p$ )

$$T_0 = T + \frac{C^2}{2c_p} \quad (12.3)$$

καθώς και μία ολική πίεση ή πίεση ανακοπής

$$p_0 = p \left( \frac{T_0}{T} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (12.4)$$

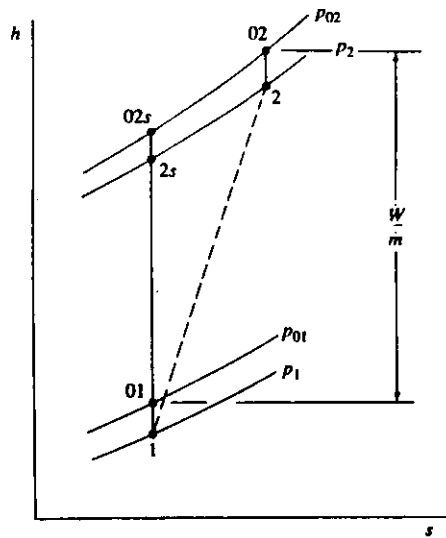
Αν αγνοήσουμε τη μεταδοση θερμότητας (μικρή εξωτερική επιφάνεια της στροβιλομηχανής σε σύγκριση με τη ροή μάζας που διακινεί),

$$-\dot{W} = \dot{m}(h_{0, \text{out}} - h_{0, \text{in}}) \quad (12.5)$$

Ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης μίας στροβιλομηχανής ορίζεται σε σύγκριση με την αντίστοιχη ισεντροπική διεργασία (συμπύεση ή εκτόνωση αντίστοιχα για συμπιεστή ή στρόβιλο), και έτσι ώστε να είναι μικρότερη της μονάδας, πχ για συμπιεστή

$$\eta_c = \frac{\text{reversible power requirement}}{\text{actual power requirement}} \quad (12.6)$$

(επεξήγηση στο Σχ. 12.2)



Enthalpy-entropy diagram for compressor. Inlet state 01, exit state 2; equivalent isentropic compressor exit state 2s.

Σχήμα 12.2

επομένως

$$\eta_{\text{CTT}} = \frac{h_{02s} - h_{01}}{h_{02} - h_{01}} \quad (12.7)$$

ή για σταθερό  $c_p$

$$\eta_{\text{CTT}} = \frac{T_{02s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} \quad (12.8)$$

και για την ισεντροπική διεργασία 01 - 02s

$$T_{02s} = T_{01} \left( \frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma}$$

οπότε παίρνουμε

$$\eta_{\text{CTT}} = \frac{(p_{02}/p_{01})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{(T_{02}/T_{01}) - 1} \quad (12.9)$$

Η εξαγωγή της παραπάνω σχέσης έγινε με βάση τη σιωπηρή παραδοχή ότι η δυναμική πίεση ( $p_{02} - p_2$ ) μπορεί να ανακτηθεί, πράγμα που δεν συμβαίνει συνήθως στην πράξη (ο συμπιεστής καταλήγει στην πολλαπλή εισαγωγής, σημαντικού όγκου), οπότε ο παρακάτω ορισμός του βαθμού απόδοσης είναι πιο ρεαλιστικός

$$\eta_{\text{CTS}} = \frac{T_{2s} - T_{01}}{T_{02} - T_{01}} = \frac{(p_2/p_{01})^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{(T_{02}/T_{01}) - 1} \quad (12.10)$$

Εδώ θα πρέπει να αναφερόμαστε σε ολική προς στατική απόδοση.

Το έργο που θα πρέπει να δοθεί στο συμπιεστή δίνεται από τη σχέση

$$-W_c = \dot{m}_i c_{p,i} (T_{02} - T_{01}) = \frac{\dot{m}_i c_{p,i} T_{01}}{\eta_{\text{CTT}}} \left[ \left( \frac{p_{02}}{p_{01}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1 \right] \quad (12.11)$$

όπου ο δείκτης  $i$  δείχνει συνθήκες εισαγωγής.

Υπάρχουν βέβαια και οι μηχανικές απώλειες, οπότε η ισχύς που απαιτείται συνολικά δίνεται από τη σχέση

$$-W_{C,D} = -\frac{W_C}{\eta_m} \quad (12.12)$$

Αντίστοιχα για την τουρμπίνα ισχύει η σχέση για τον ισεντροπικό βαθμό απόδοσης

$$\eta_T = \frac{\text{actual power output}}{\text{reversible power output}} \quad (12.13)$$

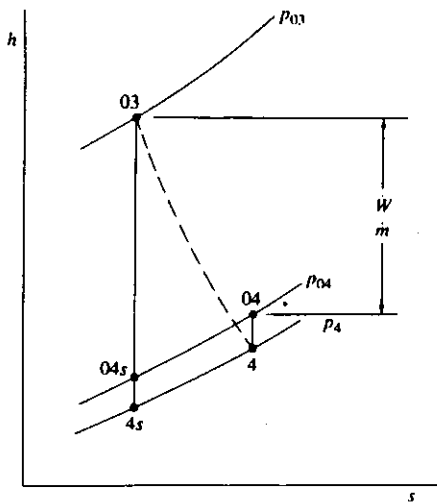
οπότε ισχύει

$$\eta_{TTT} = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{04s}} \quad (12.14)$$

και για ιδανικό καυσαέριο

$$\eta_{TTT} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T_{04s}} = \frac{1 - (T_{04}/T_{03})}{1 - (p_{04}/p_{03})^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (12.15)$$

(Σχ.12.3)



Enthalpy-entropy diagram for a turbine. Inlet state 03, exit state 4; equivalent isentropic turbine exit state 4s.

Σχήμα 12.3

Βέβαια στην πράξη, το  $c_p$  του καυσαερίου μεταβάλλεται σε σημαντικό βαθμό με τη θερμοκρασία.

Εξαιτίας της αδυναμίας ανάκτησης της δυναμικής πίεσης στην έξοδο της τουρμπίνας, είναι και εδώ πιο ρεαλιστικός ένας ολικός προς στατικό ισεντροπικός βαθμός απόδοσης

$$\eta_{TTS} = \frac{h_{03} - h_{04}}{h_{03} - h_{4s}} = \frac{T_{03} - T_{04}}{T_{03} - T_{4s}} = \frac{1 - (T_{04}/T_{03})}{1 - (p_4/p_{03})^{(\gamma-1)/\gamma}} \quad (12.16)$$

ενώ η ισχύς που παράγει η τουρμπίνα δίνεται από τη σχέση

$$\dot{W}_T = \dot{m}_e(h_{03} - h_{04}) = \dot{m}_e c_{p,e}(T_{03} - T_{04}) = \dot{m}_e c_{p,e} \eta_{TTT} T_{03} \left[ 1 - \left( \frac{p_{04}}{p_{03}} \right)^{(\gamma-1)/\gamma_e} \right] \quad (12.17)$$

όπου ο δείκτης  $e$  υποδηλώνει ιδιότητες καυσαερίου.

Και εδώ θα πρέπει να ληφθεί υπόψη ένας μηχανικός βαθμός απόδοσης

$$-W_C = \eta_m \dot{W}_T \quad (12.18)$$

Εδώ θα πρέπει να σημειωθεί ότι η σύγκριση των χαρακτηριστικών λειτουργίας συμπιεστών και στροβίλων μπορεί να γίνει μόνο με βάση κατάλληλη αδιαστατοποίηση των σχετικών μεγεθών:

$$\dot{m}, \eta, \Delta T_0 = f(p_{0, in}, p_{0, out}, T_{0, in}, N, D, R, \gamma, \mu) \quad (12.19)$$

Με βάση τη διαστατική ανάλυση, οι παραπάνω 8 ανεξάρτητες μεταβλητές μπορεί να περιοριστούν σε 4 αδιάστατους αριθμούς:

$$\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{0, in}}}{p_{0, in} D^2}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{0, in}} = f\left(\frac{ND}{\sqrt{RT_{0, in}}}, \frac{p_{0, out}}{p_{0, in}}, \frac{\dot{m}}{\mu D}, \gamma\right) \quad (12.20)$$

Ο αριθμός Reynolds έχει μικρή επίδραση στην απόδοση του turbo, και η τιμή του  $\gamma$  εξαρτάται από τη σύσταση του αερίου. Επομένως έχουμε τελικά

$$\frac{\dot{m}\sqrt{RT_{0, in}}}{p_{0, in} D^2}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{0, in}} = f\left(\frac{ND}{\sqrt{RT_{0, in}}}, \frac{p_{0, out}}{p_{0, in}}\right) \quad (12.21)$$

Για ένα συγκεκριμένο turbo, όπου οι διαστάσεις δεν μεταβάλλονται, συνηθίζεται να δίνεται ένα διάγραμμα

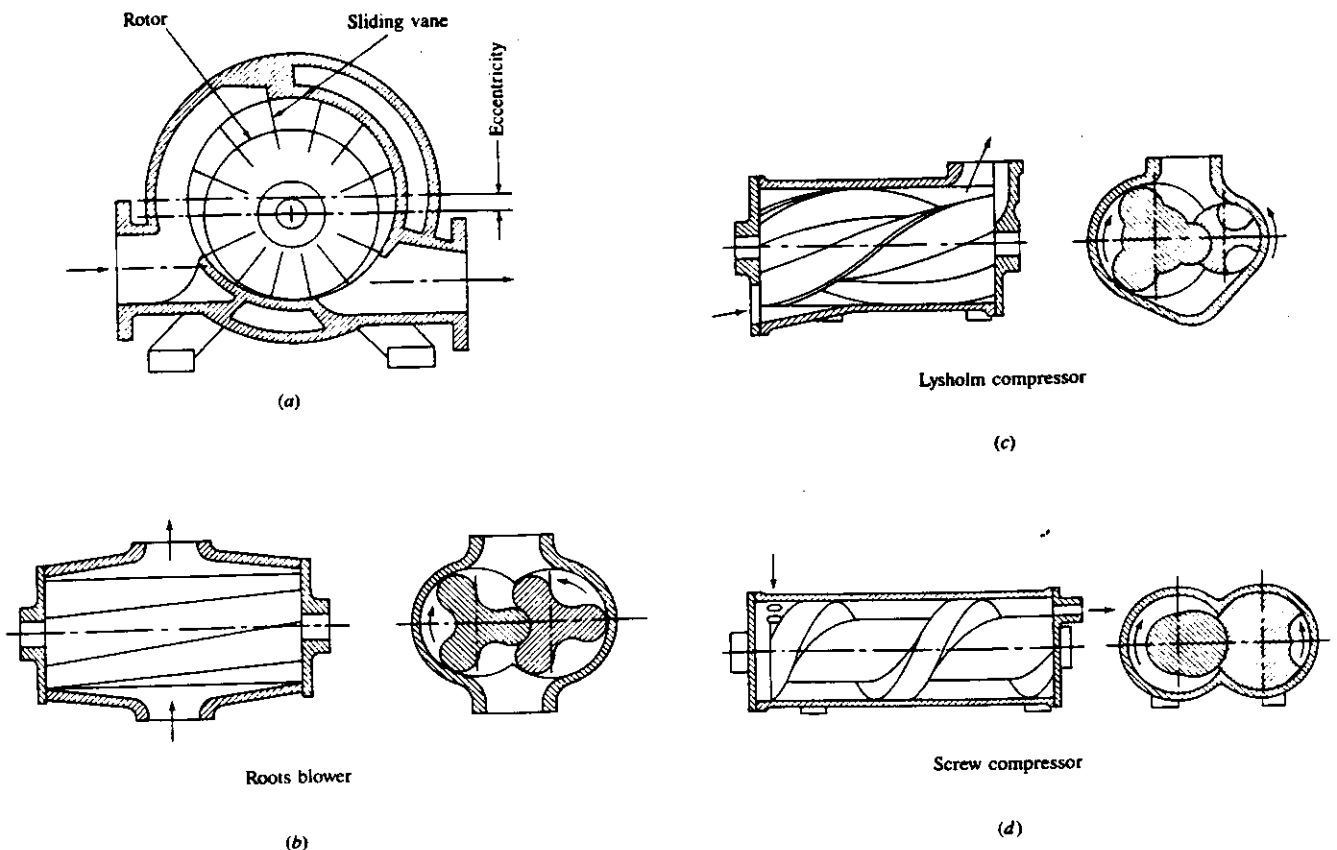
$$\frac{\dot{m}\sqrt{T_{0, in}}}{p_{0, in}}, \eta, \frac{\Delta T_0}{T_{0, in}} = f\left(\frac{N}{\sqrt{T_{0, in}}}, \frac{p_{0, out}}{p_{0, in}}\right) \quad (12.22)$$

δηλαδή η διορθωμένη ροή μάζας, ο ισεντροπικός βαθμός απόδοσης και η αδιάστατη μεταβολή θερμοκρασίας δια μέσου της στροβιλομηχανής σαν συνάρτηση του λόγου πιέσεων και των διορθωμένων στροφών. Έτσι βέβαια, χάνεται το αδιάστατο των αριθμών, αφού βγάζουμε έξω τις (γνωστές) διαστάσεις  $D, R$ .

### 12.3 Συμπιεστές

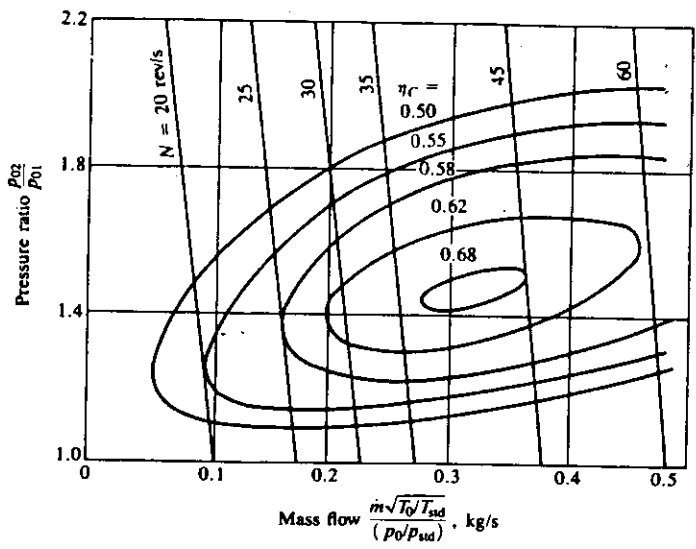
Στη μηχανική υπερπλήρωση χρησιμοποιούνται δύο κατηγορίες συμπιεστών:

- + συμπιεστές θετικού εκτοπίσματος (Σχ.12.4-12.5)
- + φυγοκεντρικοί συμπιεστές (Σχ.12.6-12.7-12.8-12.9)



Σχήμα 12.4

Positive displacement compressors: (a) sliding vane compressor; (b) roots blower; (c) Lysholm compressor; (d) screw compressor.



Performance map for sliding vane compressor.

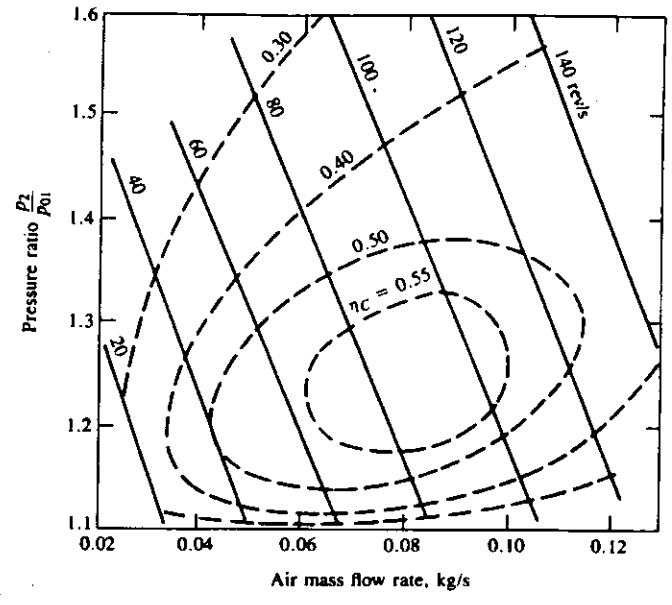
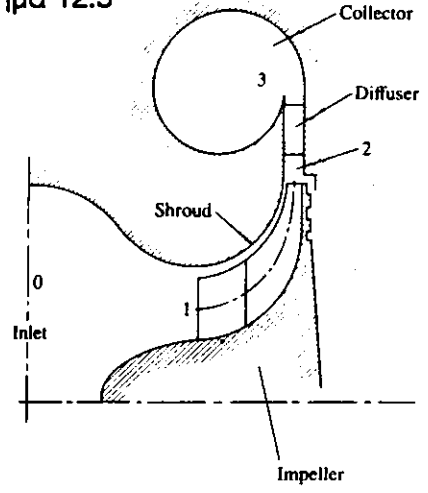
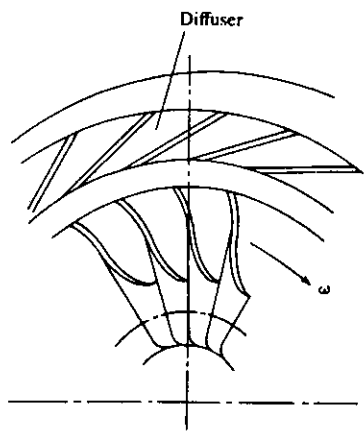


FIGURE 6-42 Performance map at standard inlet conditions for roots blower.

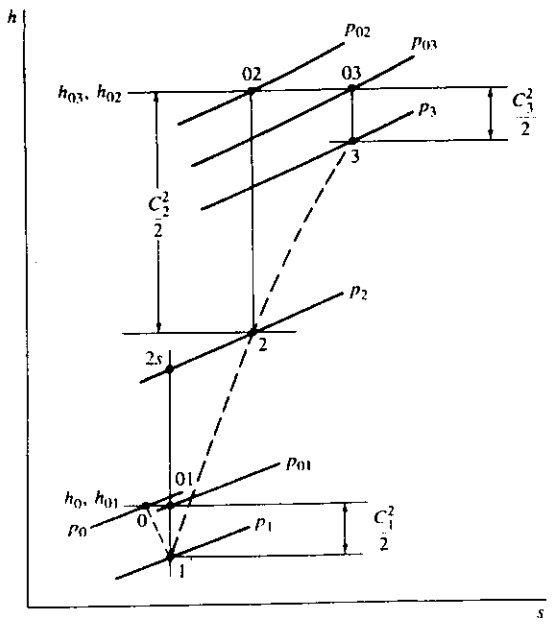
Σχήμα 12.5



Schematic of centrifugal compressor.

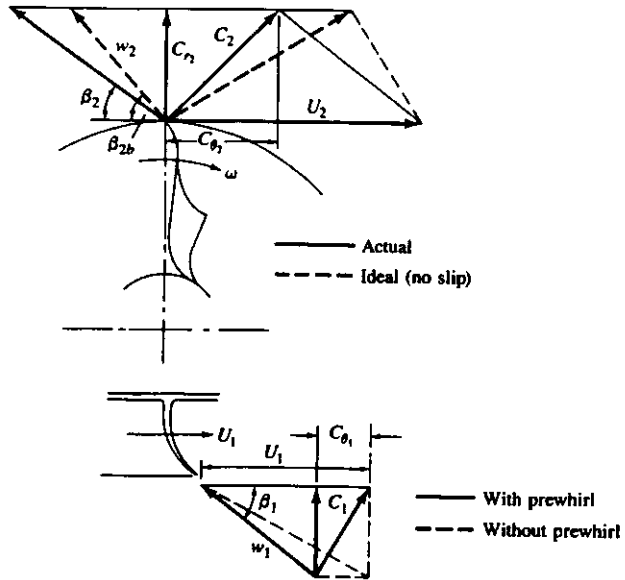
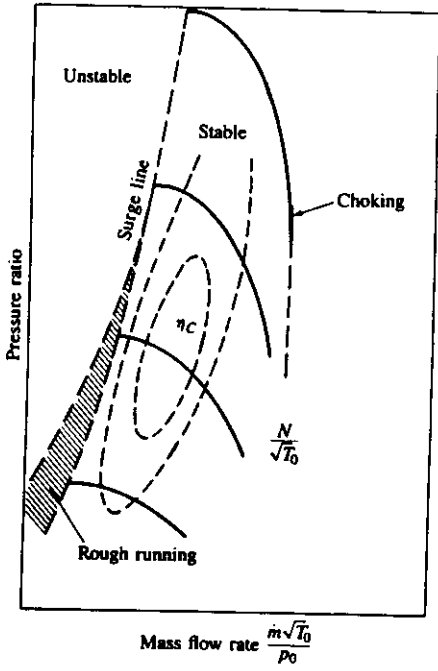


Σχήμα 12.6



Enthalpy-entropy diagram for flow through centrifugal compressor.

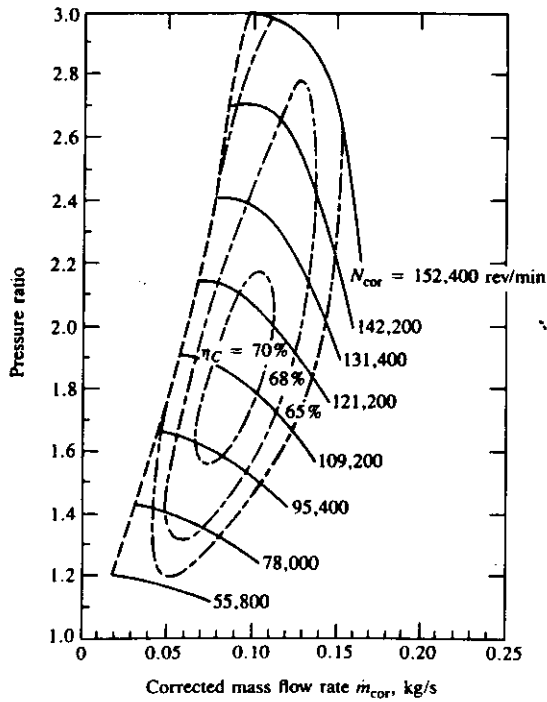
Σχήμα 12.7



Velocity diagrams at inlet (1) and exit (2) to centrifugal compressor rotor or impeller.

Schematic of compressor operating map showing stable operating range.

Σχήμα 12.8



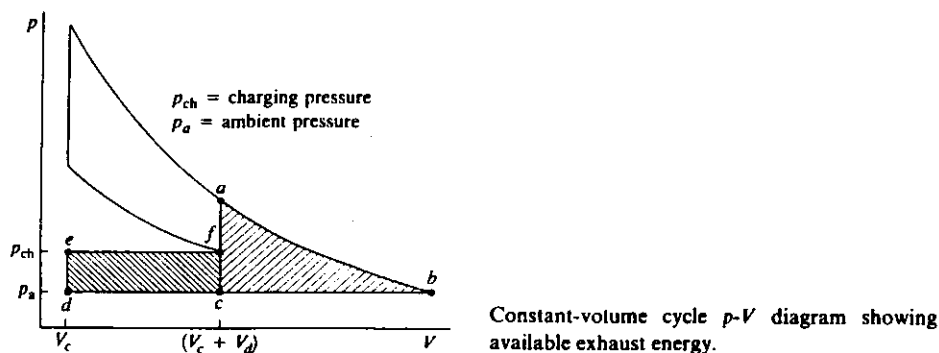
Centrifugal compressor operating map. Lines of constant corrected speed and compressor efficiency are plotted on a graph of pressure ratio against corrected mass flow.

Σχήμα 12.9

## 12.4 Στρόβιλοι

Η τουρμπίνα θα μπορούσε, στον ιδανικό κύκλο, να εκμεταλλευτεί την ενέργεια που φαίνεται στο Σχ. 12.10, δηλαδή:

- το έργο εκτόνωσης του καυσαερίου του κυλίνδρου από την πίεση ανοίγματος της βαλβίδας εξαγωγής μέχρι την ατμοσφαιρική (επιφάνεια abc) και (για 4χρονη μηχανή)
- το έργο που γίνεται από το έμβολο κατά την εκτόπιση των αερίων που παρέμειναν στον κύλινδρο μετά την εκτόνωση (επιφάνεια cdef).



Σχήμα 12.10

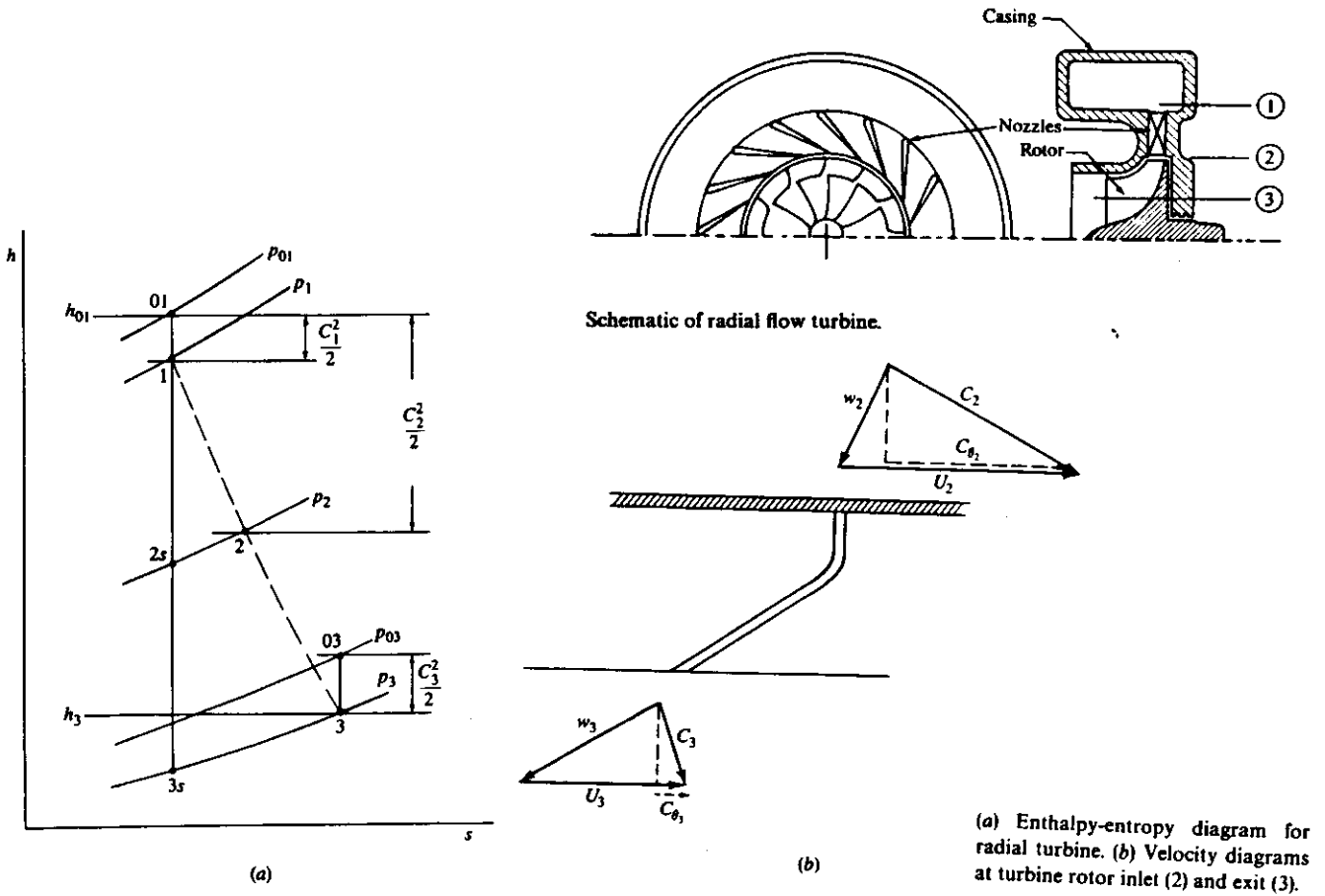
Ο εμβολοφόρος κινητήρας είναι από τη φύση του μιά μηχανή μη μόνιμης, παλλόμενης ροής.

Οι τουρμπίνες μπορούν να σχεδιαστούν έτσι ώστε να εκμεταλλεύονται αυτή την παλλόμενη ροή, αλλά λειτουργούν με μεγαλύτερο βαθμό απόδοσης υπό συνθήκες μόνιμης ροής.

Στην πράξη, υπάρχουν δύο προσεγγίσεις στην εκμετάλλευση της ενθαλπίας του καυσαερίου από την τουρμπίνα:

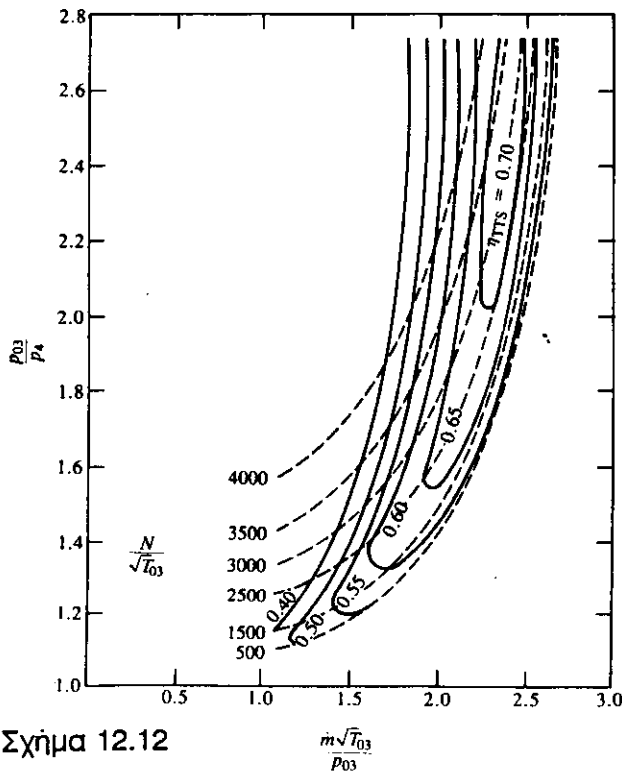
- (i) η στροβιλούπερπλήρωση σταθερής πίεσης (constant pressure turbocharging), όπου μιά πολλαπλή εξαγωγής επαρκώς μεγάλου όγκου αποσβένει τους παλμούς πίεσης και ροής μάζας, ώστε η τουρμπίνα να λειτουργεί πρακτικά σε μόνιμη ροή. Με την προσέγγιση αυτή δεν εκμεταλλευόμαστε την υψηλή κινητική ενέργεια των καυσαερίων.
- (ii) η στροβιλούπερπλήρωση με παλμούς (pulse turbocharging), όπου κάθε κανάλι εξαγωγής ενώνεται με κοντούς σωλήνες με τις εισόδους της τουρμπίνας, έτσι ώστε να γίνεται εκμετάλλευση της κινητικής ενέργειας των καυσαερίων. Η επίδραση του μη μόνιμο της ροής στην περίπτωση αυτή μπορεί να αντισταθμιστεί από κατάλληλη ομαδοποίηση των καναλιών εξαγωγής των κυλίνδρων και εισαγωγή με σταθερή διαφορά φάσης στην τουρμπίνα.





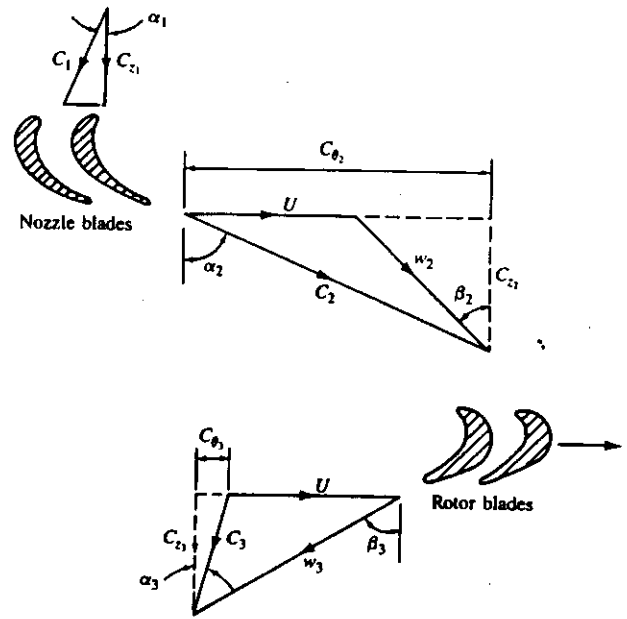
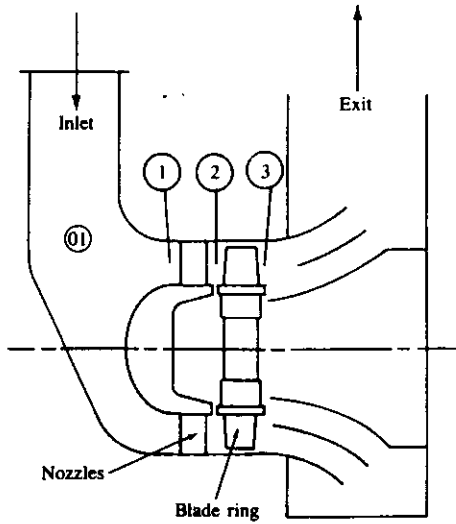
Σχήμα 12.11

Σε εφαρμογές σε αυτοκίνητα χρησιμοποιούνται τουρμπίνες ακτινικής ροής (Σχ.12.11). Στο Σχήμα 12.12 φαίνεται ένας χάρτης απόδοσης μίας τουρμπίνας ακτινικής ροής.



Σχήμα 12.12

Radial turbine performance map showing lines of constant corrected speed and efficiency on a plot of pressure ratio versus corrected mass flow rate.  $T_{03}$  = turbine inlet temperature (K),  $p_{03}$  = turbine inlet pressure (bar),  $p_4$  = turbine exit pressure (bar),  $\dot{m}$  = mass flow rate (kg/s),  $N$  = speed (rev/min).



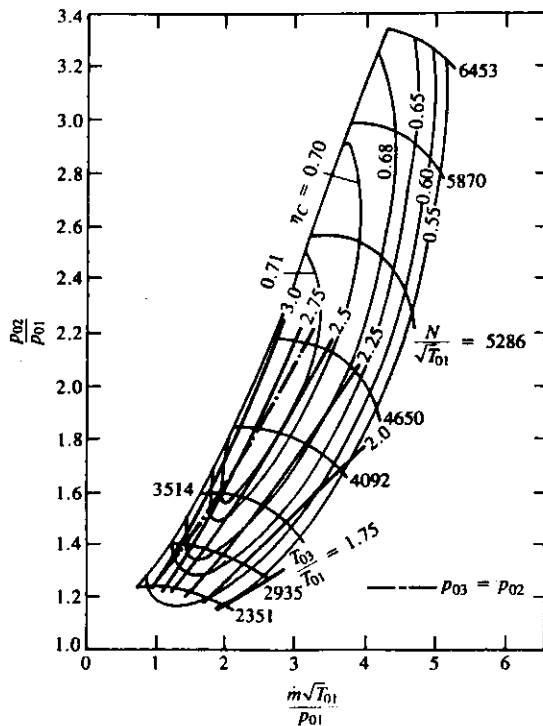
Velocity diagrams at entry (2) and exit (3) to axial flow turbine blade ring.

Schematic of single-stage axial flow turbine.

Σχήμα 12.13

Σε μεγάλους κινητήρες (σιδηροδρόμων, πλοίων, σταθερούς), χρησιμοποιούνται τουρμπίνες αξονικής ροής (Σχ. 12.13).

Στο Σχ. 12.14 φαίνεται ένας χάρτης χαρακτηριστικής στροβιλούεπιπληρωτή, όπου μπορούμε να υπερθέσουμε τον αντίστοιχο χάρτη του κινητήρα και να ελέγξουμε έτσι το πόσο καλή είναι η προσαρμογή του υπερπληρωτή σε κάθε συγκεκριμένη εφαρμογή (turbocharger matching).

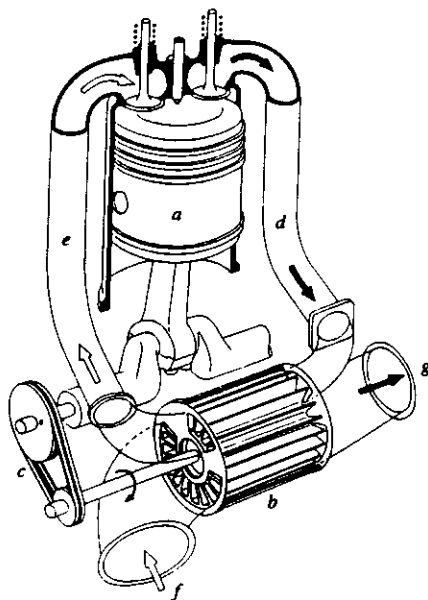


Steady-state turbocharger operating lines plotted as constant  $T_{03}/T_{01}$  lines on compressor map. Turbine characteristics defined by Fig. 12-12  $p_{01}$  = compressor inlet pressure (bar),  $p_{02}$  = compressor exit pressure (bar),  $T_{01}$  = compressor inlet temperature (K),  $T_{03}$  = turbine inlet temperature (K),  $\dot{m}$  = mass flow rate (kg/s),  $N$  = speed (rev/min).

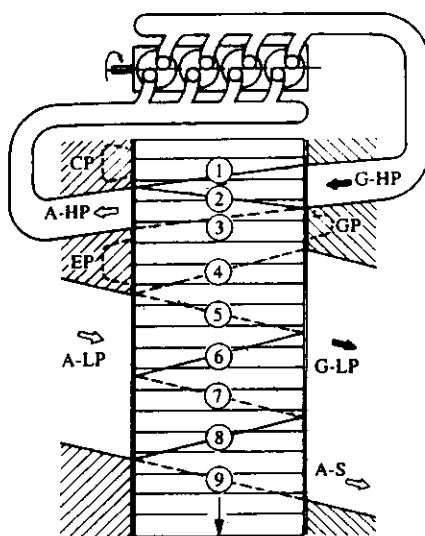
Σχήμα 12.14

### 12.5 Υπερπλήρωση με κύματα πίεσεως (Comprex)

Στο Σχ. 12.15 επεξηγούνται οι αρχές λειτουργίας της εναλλακτικής αυτής τεχνολογίας υπερπλήρωσης για κινητήρες diesel, που ανέπτυξε η Ελβετική εταιρεία ABB μετά από δεκαετίες εξέλιξης.



Schematic of Comprex supercharger. *a* Engine, *b* Cell wheel or rotor, *c* Belt drive, *d* High-pressure exhaust gas (G-HP), *e* High-pressure air (A-HP), *f* Low-pressure air (A-LP), *g* Low-pressure exhaust gas (G-LP)



Unrolled view of the Comprex pressure-wave process. A Air, G Gas, S Scavenging, HP High pressure, LP Low pressure; CP, EP, GP are pockets.

Σχήμα 12.15 Comprex