

ΚΕΦΑΛΑΙΟ 6

ΙΣΟΛΟΓΙΣΜΟΣ ΕΡΓΩΝ ΣΤΟΝ ΚΙΝΗΤΗΡΑ ΚΑΙ ΑΠΩΛΕΙΕΣ ΛΟΓΩ ΤΡΙΒΩΝ

Οι απώλειες λόγω τριβών προέρχονται από τις δυνάμεις που επενεργούν μεταξύ επιφανειών με μεταξύ τους σχετική κίνηση. Η λίπανση φυσικά ελαττώνει αυτές τις δυνάμεις. Οι δυνάμεις τριβής μεταξύ ολισθαίνοντων ή περιστρεφόμενων τμημάτων της μηχανής, προκύπτουν από τις υδροδυναμικές διατμητικές τάσεις σε λεπτά στρώματα λιπαντικού και από εφραπτόμενες εξοχές μετάλλων όπου το λιπαντικό δεν είναι αποτελεσματικό (σχήμα 6.1), (Taylor, 1968, 1977, Ferguson, 1986). Συνήθως στην εκτίμηση του ισολογισμού των έργων της μηχανής και των δυνάμεων τριβής επιλέγονται οι κάτωθι εκφράσεις:

a_{mep} = έργο προσφερόμενο σε μη αναγκαία βοηθητικά συστήματα, όπως π.χ. air conditioner

b_{mep} = έργο αποδιδόμενο στον στροφαλοφόρο (παραγώμενο από την μηχανή)

c_{mep} = έργο προσφερόμενο σε συμπιεστές κ.λ.π.

f_{mep} = έργο απαραίτητο για την υπερνίκηση των εσωτερικών τριβών της μηχανής και για την κίνηση αναγκαίων βοηθητικών συστημάτων όπως π.χ. αντλία λαδιού

i_{mep} = έργο παραγώμενο από τα αέρια κατά την συμπίεση και την εκτόνωση

m_{mep} = έργο απαιτούμενο για την ετεροκίνηση της μηχανής

p_{mep} = έργο απαιτούμενο για την άντληση του αερίου κατά την εισαγωγή και την εξαγωγή

t_{mep} = έργο αναχρησιμοποιούμενων καυσαερίων από στρόβιλο.

Εξ' ορισμού έχουμε ότι:

$$f_{\text{mep}} = i_{\text{mep}} - p_{\text{mep}} - b_{\text{mep}} - a_{\text{mep}} - c_{\text{mep}} + t_{\text{mep}} \quad (6.1)$$

Εδώ θα υποθέσουμε ότι $a_{\text{mep}}=0$ και $c_{\text{mep}}=t_{\text{mep}}$ και συνεπώς ισχύει

$$f_{\text{mep}} = (i_{\text{mep}})_{\text{net}} - b_{\text{mep}} \quad (6.2)$$

Η f_{mep} μπορεί να υπολογιστεί μέσω ολοκλήρωσης ενός

δυναμοδεικτικού διαγράμματος P-V από όπου λαμβάνουμε την $(imep)_{net}$ και από αυτή αφαιρούμε την $bmep$ που μετράται από ένα δυναμόμετρο. Ένας άλλος τρόπος υπολογισμού της $fmep$ είναι ο ακόλουθος:

Η μέση ενεργός πίεση ετεροκίνησης της μηχανής ($mmep$), ορίζεται ως το έργο ανά μονάδα όγκου εκτόπισης που απαιτείται για να περιστρέψει την μηχανή όταν αυτή εργάζεται χωρίς καύση, αλλά σε θερμοκρασίες των τμημάτων του κινητήρα αντιπροσωπευτικές της λειτουργίας με καύση (αυτό μπορεί να γίνει εάν εργασθεί ο κινητήρας με καύση για ορισμένο χρόνο και κατόπιν διακοπεί η παροχή καυσίμου και εφαρμοσθεί ετεροκίνηση-π.χ κίνηση με μανιβέλα). Συνήθως μετράται η ροπή που αντιστοιχεί στην $mmep$, μέσω δυναμομέτρου ($mmep = (4 \cdot \pi \cdot \tau) / V_d$). Κάτω από ελεγχόμενες συνθήκες μπορούμε να πούμε ότι:

$$fmep \approx mmep \quad (6.3)$$

Συνεπώς μετρήσεις με ετεροκίνηση είναι χρήσιμες μια και είναι πολύ ευκολότερο να μετρήσουμε την $mmep$ αντί της $fmep$. Για μια μηχανή μπορεί να γραφεί

$$mmep = -(imep)_m + (pmep)_m + (fmep)_m \quad (6.4)$$

όπου m αναφέρεται στο motoring (ετεροκίνηση).

Επειδή υπάρχει απώλεια μάζας και θερμότητας κατά την συμπίεση και την εκτόνωση, το $(imep)_m$ είναι μικρότερο του μηδενός και $-(imep)_m \ll (fmep)_m$ (σχήμα 6.2). Οι ελεγχόμενες συνθήκες, κάτω από τις οποίες η εξ. (6.3) ισχύει, είναι: η ετεροκινούμενη μηχανή εργάζεται με μέγιστη παροχή αέρα (WOT), οι θερμοκρασίες των ψυκτικών και των λιπαντικών είναι αντιπροσωπευτικές της λειτουργίας με καύση. Η λειτουργία με μέγιστη παροχή αέρα (wide open throttle - WOT) σημαίνει ότι το έργο άντλησης ελαχιστοποιείται και συνεπώς $(pmep)_{m,WOT} \ll (fmep)_m$. Τέλος λόγω διατήρησης των αντιπροσωπευτικών θερμοκρασιών λαδιού και ψυκτικού, έχουμε ότι $(fmep)_m \approx (fmep)_{καυση}$. Οι τριβές αυτές δεν είναι ταυτόσημες, για μια σειρά από λόγους, ο σημαντικότερος των οποίων είναι οι διαφορές στις βαθμίδες θερμοκρασίας και στα διαγράμματα $P=P(\theta)$, μεταξύ των μηχανών με ετεροκίνηση και καύση. Οι μετρήσεις ετεροκίνησης όμως είναι πολύ βολικές διότι μπορούν

να γίνουν και με μερικώς αποσυναρμολογημένη μηχανή και να μελετηθεί η κατανομή των τριβών στα διάφορα τμήματα της μηχανής (σχήμα 6.3). Οι τριβές μειώνονται μεσω χρήσης ενός ελαφρύτερου εμβόλου, μικρότερου αριθμού δακτυλίων στεγανότητας και κοντύτερης διαδρομής του εμβόλου και φυσικά μέσω της λίπανσης των τριβομένων τμημάτων, σχήμα 6.5. Το μηχανέλαιο λειτουργεί σαν λιπαντικό, σαν ψυκτικό και σαν καθαριστικό των επικαθήσεων.

Ημειμπειρικές μέθοδοι συνδέουν την f_{mep} με μια σειρά παραμέτρων της μηχανής, όπως ταχύτητα εμβόλου, φορτίο, ιξώδες και πυκνότητα λαδιού (μ_o, ρ_o), λόγος συμπίεσης, διάμετρος κυλίνδρου και άλλες γεωμετρικές παραμέτρους που καθορίζουν τα έδρανα, τα ελατήρια, τα έμβολα, τα έκκεντρα και ανυψωτές εμβόλων κ.λ.π, (Ferguson, 1986). Μαθηματικά εκπεφρασμένο και υπό αδιάστατη μορφή έχουμε:

$$\frac{f_{mep}}{\rho_o * \bar{U}_p^2} = \tilde{f}_1 \left[\frac{\rho_o * \bar{U}_p * b}{\mu_o}, r, \frac{i_{mep} * b}{\mu_o * \bar{U}_p}, \tilde{l}_i, \tilde{\sigma}_j \right] \quad (6.5)$$

όπου η πρώτη ομάδα εκφράζει ένα αριθμό Reynolds ($Re = \frac{\bar{U}_p * b}{\nu_o}$) βασισμένο στην ταχύτητα του πιστονιού και στο ιξώδες του λαδιού ν_o , και τα $\tilde{l}_i (\frac{l_i}{b})$ και $\tilde{\sigma}_j$ αντιπροσωπεύουν όλα τα μήκη και τις ιδιότητες των υλικών που υπεισέρχονται στον καθορισμό της μηχανής. Στην περίπτωση της m_{mep} ισχύει ανάλογα :

$$\frac{m_{mep}}{\rho_o * \bar{U}_p^2} = \tilde{f}_2 (Re, r, \tilde{l}_i, \tilde{\sigma}_j) \quad (6.6)$$

Με την διαστατική ανάλυση, κάνοντας πειράματα και μετρήσεις σε γεωμετρικά όμοιες μηχανές (δηλαδή μηχανές με ίδια π.χ. $r, \frac{S}{b}, \tilde{l}_i$ και $\tilde{\sigma}_j$) μπορούμε να συνάγουμε συσχετισμούς με γενικότερη εφαρμογή. Μια σειρά από συσχετισμούς δίδονται κάτωθι (Bishop):

$$\frac{m_{mep}}{\rho_o * \bar{U}_p^2} = \frac{1.3 \cdot 10^5}{Re} + \frac{1.7 \cdot 10^8}{Re^2} (r+15)$$

$$\frac{f_{mep} \text{ (εμβόλου και ελατηριων)}}{\rho_o * \bar{U}_p^2} = \frac{6.2 * 10^4 * r^{0.2}}{Re} \quad (6.7)$$

$$\frac{f_{mep} (\text{εδρανων τριβης συνολικα})}{\rho_o * \bar{U}_p^2} = \frac{6.6 * 10^4}{Re} k \left(\frac{b}{S} \right)$$

$$k = 0.85(SI), k = 1.8(CI)$$

$$\frac{f_{mep} (\text{συστοιχιας μετακινησης βαλβιδων})}{\rho_o * \bar{U}_p^2} = \left(\frac{1.5 * 10^9}{Re^2} - \frac{1.4 * 10^4}{Re} \right) \frac{b}{S} \left(\frac{d_i}{b} \right)^{1.8} N_i$$

και αυτη η εξισωση ισχυει για λογους διαμετρων βαλβιδων εισαγωγης-εξαγωγης, $d_i/d_e \approx 1.3$, για μια βαλβιδα εξαγωγης ανα βαλβιδα εισαγωγης, για N_i βαλβιδες εισαγωγης ανα κυλινδρο και για διαταξη συστοιχιας εκκεντρου-ωστηρα (οχι για εκκεντροφορο επικεφαλης). Επισης

$$\frac{f_{mep} (\text{αντλιων λαδιου, νερου, καυσιμου})}{\rho_o * \bar{U}_p^2} = \frac{Re^{0.5}}{670}$$

Εδω θα πρεπει να υπενθυμισουμε οτι οι παραπανω συσχετισμοι δινουν την ταξη μεγεθους, για γενικότερη χρηση, και οχι ακριβεις τιμες. Ένας άλλος εμπειρικός συσχετισμός κατά Ullmann (Ρακόπουλος, 2000), δίνει τους κάτωθι συσχετισμούς για την f_{mep} εμβόλου, ελατηρίων και εδράνων:

$$f_{mep} = 0.56 + 0.10 * \bar{U}_p + (0.3 - 0.02 * \bar{U}_p) \frac{(imep)_{net}}{10} \quad \text{4-χρονη μηχανη} \quad (6.8a)$$

$$f_{mep} = 0.415 + 0.045 * \bar{U}_p + (0.3 - 0.02 * \bar{U}_p) \frac{(imep)_{net}}{10} \quad \text{2-χρονη μηχανη} \quad (6.8a)$$

Η δυναμική κατάσταση του συστήματος στροφάλου-διωστήρα-εμβόλου επηρεάζει σημαντικά τον σχεδιασμό των ελατηρίων και των διατάξεων του συστήματος. Μια ισορροπία και ανάλυση των δυνάμεων που ασκούνται επί του εμβόλου δίδεται στο σχήμα 6.4.

Από τις εξισώσεις 1.11 και 1.14 έχουμε δεδομένα την ταχύτητα και την επιτάχυνση του εμβόλου, $u = u(\theta)$ και $du(\theta)/dt$. Συνεπώς μέσω εφαρμογής του πρώτου νόμου του Newton ($F=m*a$) στην διεύθυνση x και ισορροπίας δυνάμεων στην διεύθυνση y (σχήμα 6.4), μπορούμε να υπολογίσουμε την πλευρική δύναμη που ασκείται στα ελατήρια, F_e :

$$\sum F_x = m \cdot du/dt = -F_r \cdot \cos \phi + P \cdot \frac{\pi}{4} \cdot b^2 + F_f$$

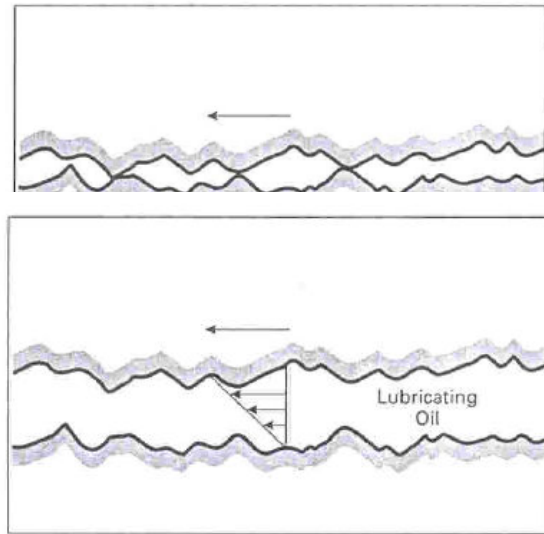
$$(+)\theta \leq 0, (-)\theta \geq 0 \quad (6.9)$$

$$\sum F_y = 0 = F_t - F_r \cdot \sin \phi \quad (6.10)$$

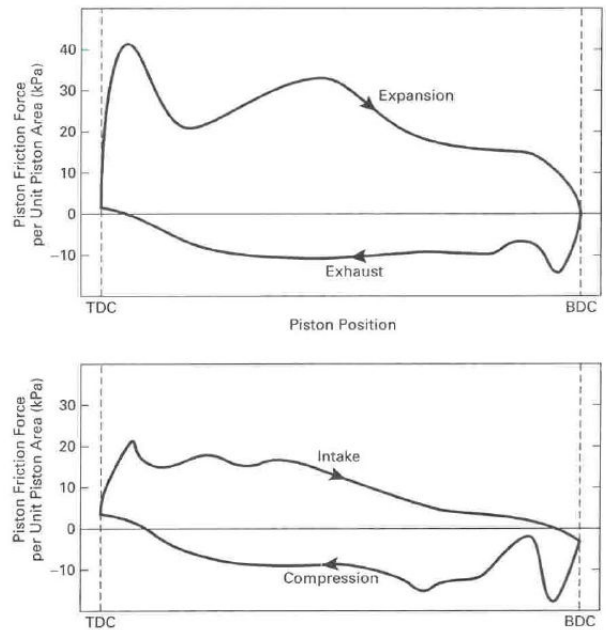
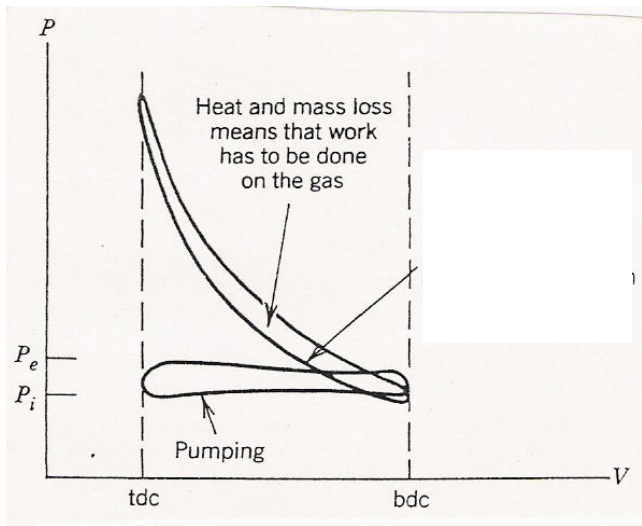
Άρα είναι

$$F_t = \left(-m \cdot \frac{du_p(\theta)}{dt} + P \cdot \frac{\pi}{4} \cdot b \pm F_f \right) \tan \phi \quad (6.11)$$

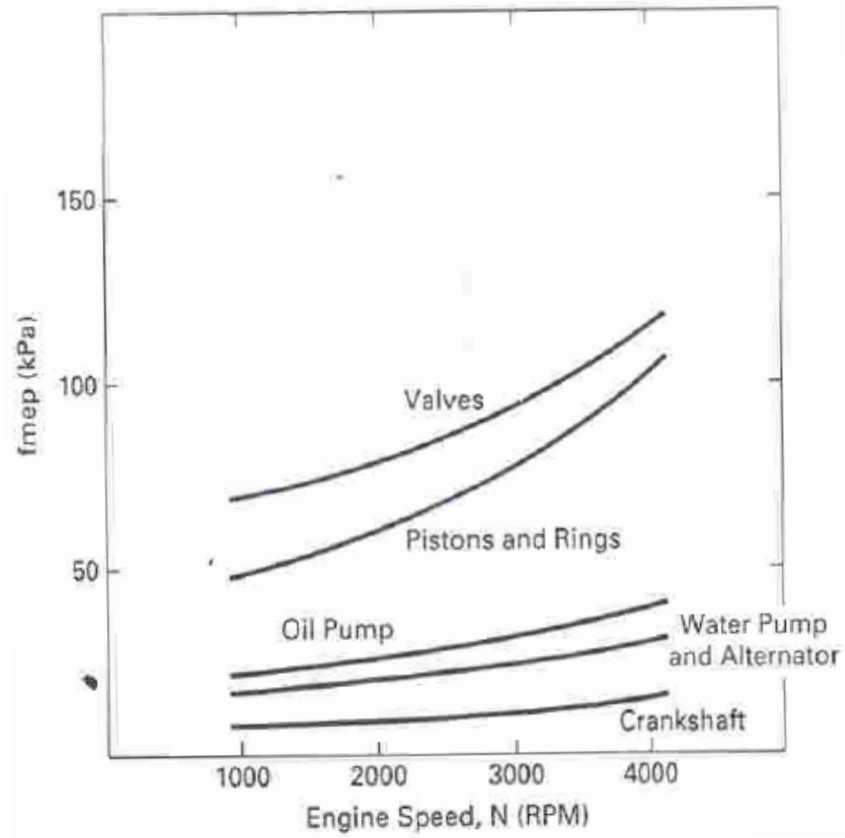
Η πλευρική δύναμη F_t μεταβάλλεται με την θέση του εμβόλου, την επιτάχυνση του, με την πίεση του κυλίνδρου και με την τριβή. Αλλάζει μέγεθος, διεύθυνση και πλευρά καθώς το έμβολο περνά από τα TDC και BDC. Κοντά στο TDC η δύναμη της τριβής, F_f αλλάζει πρόσημο (σχήμα 6.5). Αυτό, μαζί με το γεγονός ότι η πίεση στον κύλινδρο είναι μεγαλύτερη κατά την εκτόνωση από ότι κατά την συμπίεση, σημαίνει ότι η πλευρική δύναμη στο αριστερό τμήμα των ελατηρίων θα είναι μεγαλύτερη κατά την εκτόνωση από ότι θα είναι στο δεξιό κατά την συμπίεση. Έτσι οι μηχανές παρουσιάζουν ανομοιόμορφη φθορά στο άνω τμήμα του κυλίνδρου. Διάφοροι τύποι ελατηρίων εμβόλου φαίνονται στο σχήμα 6.6.



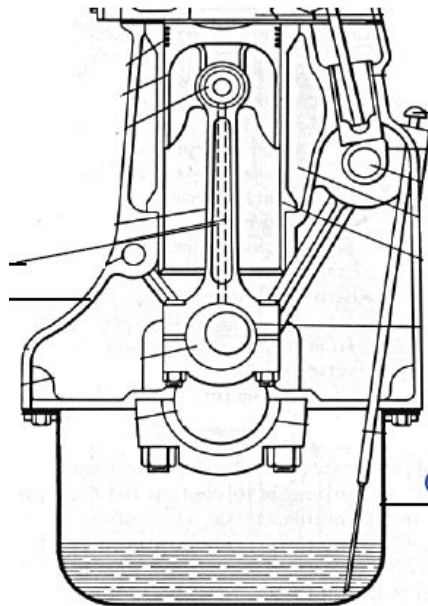
Σχήμα 6.1 Τριβές και λίπανση εραπτομένων επιφανειών, λιπαινόμενες και μη λιπαινόμενες επιφάνειες



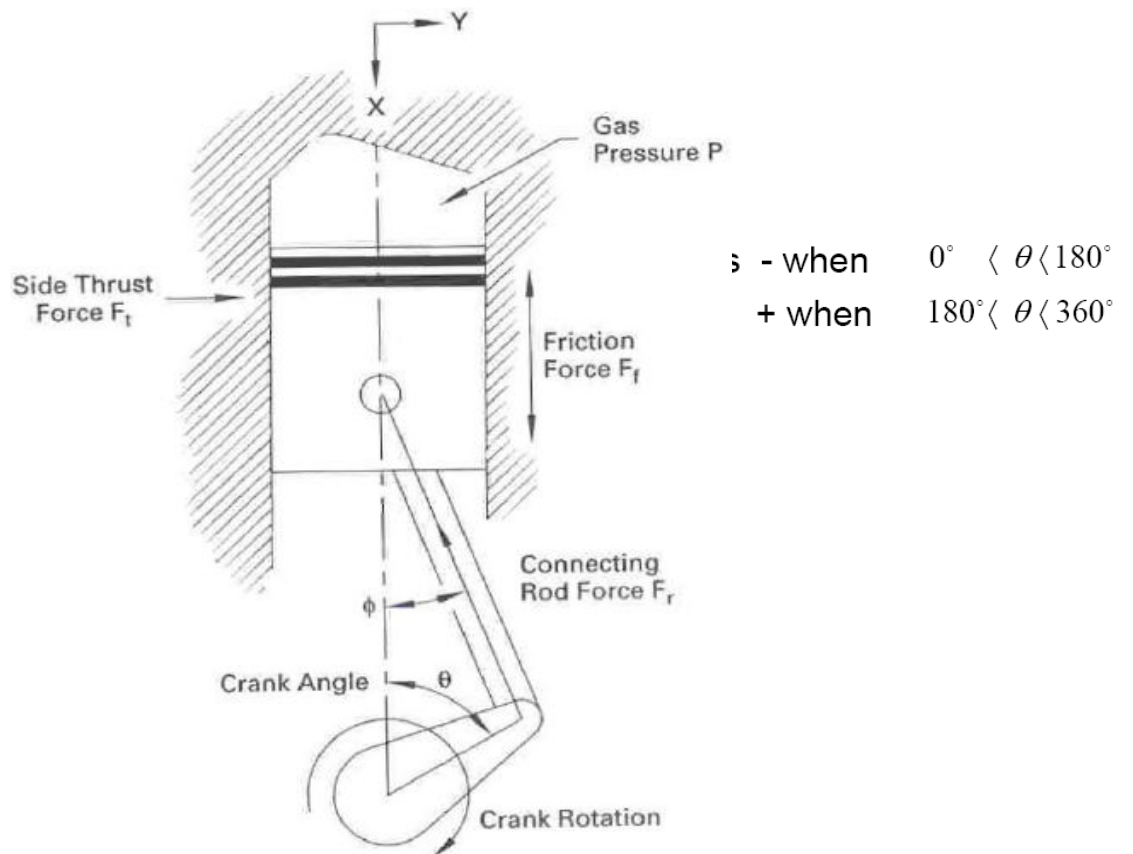
Σχήμα 6.2 Διάγραμμα P-V ετεροκίνησης (Ferguson, 1986) και δυνάμεις τριβής στο έμβολο κατά την διάρκεια των χρόνων λειτουργίας



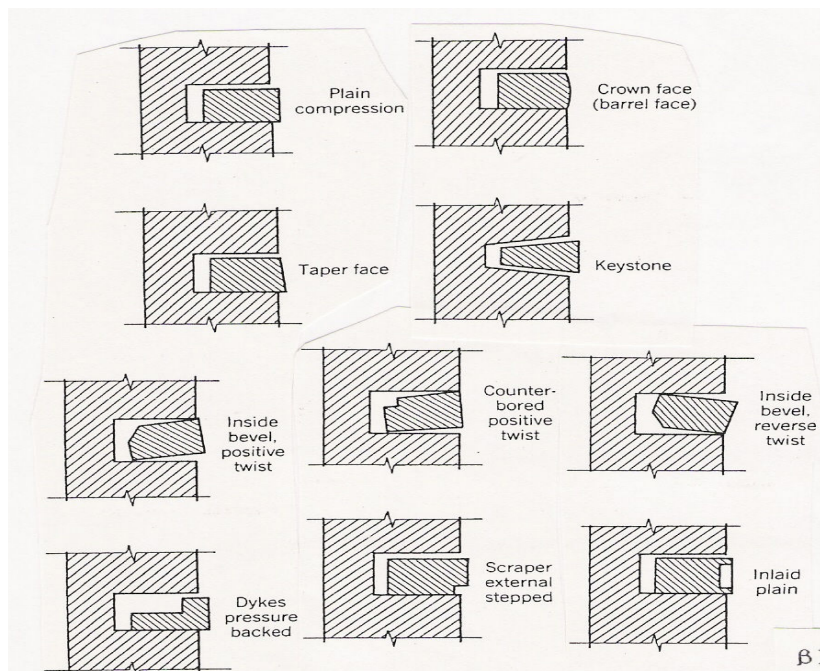
Σχήμα 6.3 Επιμερισμός τριβών στα διάφορα τμήματα της μηχανής



Σχήμα 6.4 Σύστημα λίπανσης μηχανής



Σχήμα 6.5 Ανάλυση και ισορροπία δυνάμεων σε έμβολο



Σχήμα 6.6 Τυπικές διατάξεις ελατηρίων εμβόλου