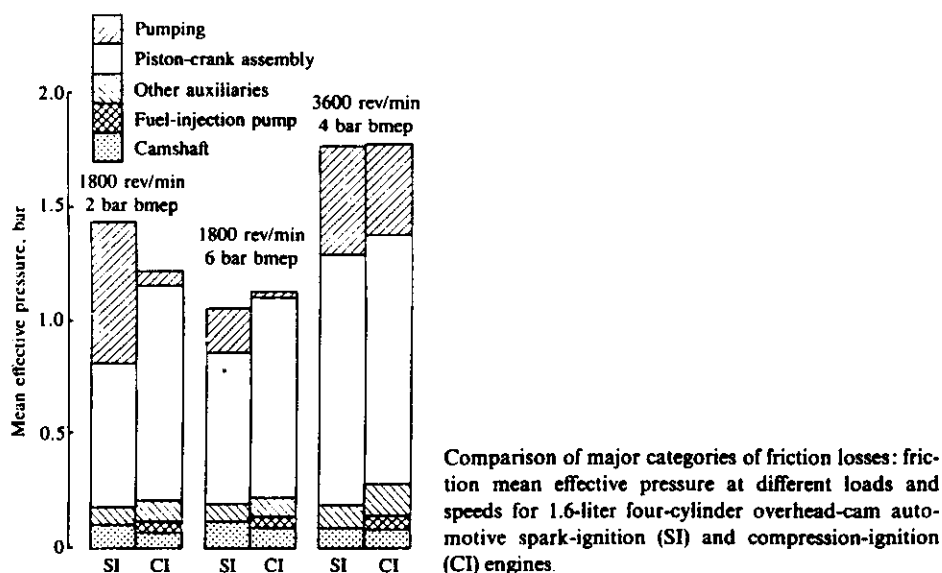


Ενότητα 11

Τριβές και Λιπανση Κινητήρων

11.1 Εισαγωγή

Το έργο που γίνεται πάνω στα έμβολα από τα αέρια του κυλίνδρου (ενδεικνύμενο έργο), δεν αξιοποιείται εξ ολοκλήρου ως έργο ατράκτου στον στροφαλοφόρο. Ένα μικρό μέρος του ενδεικνύμενου έργου καταναλώνεται για να υπερνικηθούν οι πάσης φύσεως τριβές (έργο τριβών). Στο Σχ.11.1 συγκρίνονται οι κύριες κατηγορίες απωλειών τριβών σ'έναν εμβολοφόρο κινητήρα.



Σχήμα 11.1

Πιο συγκεκριμένα, το έργο τριβών δαπανάται για τους ακόλουθους σκοπούς:

- Για την άντληση της γόμωσης μέσα από το σύστημα εισαγωγής προς τον κύλινδρο, και για την εκπομπή των καυσαερίων από τον κύλινδρο και την εξαγωγή. Πρόκειται για το έργο άντλησης, το οποίο πολλές φορές ενσωματώνεται ήδη στο ενδεικνύμενο έργο του κύκλου (αρνητικός βρόχος του διαγράμματος $p-V$).
- Για να υπερνικηθούν οι αντιστάσεις τριβών όλων των κινούμενων μερών του κινητήρα. Πρόκειται για τις τριβές των ελατηρίων και του πουκάμισου του πιστονιού στο χιτώνιο, τις τριβές στα δύο έδρανα του διωστήρα, στα έδρανα του στροφαλοφόρου και εκκεντροφόρου, στις βαλβίδες και τους μηχανισμούς ενεργοποίησής τους, τα γρανάτζια και τις τροχαλίες που οδηγούν τον εκκεντροφόρο και τα παρελκόμενα του κινητήρα.
- Για να δίνεται κίνηση στα παρελκόμενα του κινητήρα, δηλαδή στη φτερωτή του ψυγητήρα του ψυγείου, τις αντλίες νερού, λαδιού και καυσιμίου (βενζίνης - πετρελαίου), τη γεννήτρια (δυναμό) την αντλία τιμονιού (υδραυλικό τιμόνι), το κομπρεσσέρ του κλιματισμού, πιθανή αντλία δευτερεύοντα αέρα για τον καταλύτη, αντλίες υγρών ανάρτησης κτλ.

11.2 Χαρακτηριστικά μεγέθη

Εργο άντλησης W_p : η εργο αρνητικού βρόχου (μόνο για 4-χρονους κινητήρες)
 Εργο τριβών ολίσθησης και κύλισης W_{ff} : στα εξαρτήματα του κινητήρα
 Εργο παρελκόμενων κινητήρα W_a : για την κίνηση των παρελκόμενων
 Ολικό έργο τριβών W_{ff} : το άθροισμα των παραπάνω

$$W_{ff} = W_p + W_{ff} + W_a \quad (11.1)$$

Συνήθως η ανάλυση γίνεται με χρήση της μέσης πραγματικής πίεσης

$$mep = \frac{W_c}{V_d}$$

και της ισχύος

$$P = mep \times V_d \times \frac{N}{n_R}$$

Οπότε η μέση ενδεικνύμενη πίεση, για ένα τετράχρονο κινητήρα, μπορεί να οριστεί με βάση τους εμβολισμούς συμπίεσης και εκτόνωσης μόνο ($imep_g$, βρόχος υψηλής πίεσης), είτε με βάση και τους τέσσερις εμβολισμούς ($imep_n$, με βάση το επικαμπύλιο ολοκλήρωμα - θετικός μείον αρνητικός βρόχος). Οπότε ισχύει

$$imep_g = imep_n + pmep \quad (11.2a)$$

$$tfmep = pmep + rfmep + amep \quad (11.2b)$$

$$bmemep = imep_g - tfmep \quad (11.2c)$$

$$bmemep = imep_n - rfmep - amep \quad (11.2d)$$

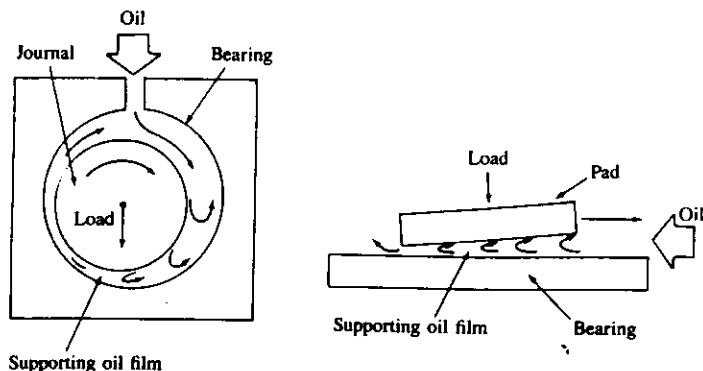
11.3 Τριβές

Οι απώλειες τριβών σε έναν κινητήρα είναι δύο ειδών:

- + Οι τριβές μεταξύ δύο μεταλλικών επιφανειών, με ένα στρώμα λιπαντικού ανάμεσα, και
- + Η τυρβώδης σκέδαση.

11.3.1 Τριβές μεταξύ μεταλλικών επιφανειών

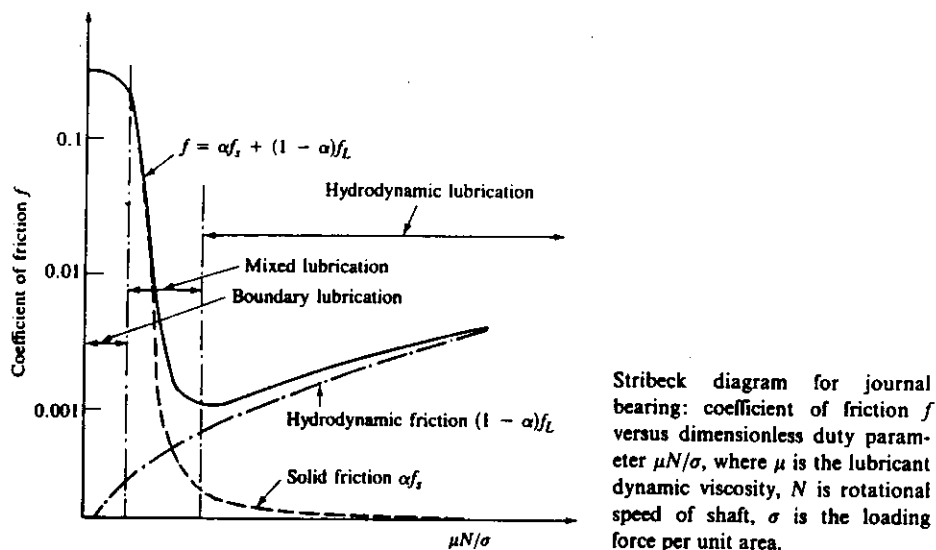
Στο Σχ. 11.2 φαίνονται οι δύο κυριώτερες περιπτώσεις σε κινητήρες.



Schematic of a lubricated journal and a slider bearing.

Σχήμα 11.2

Οι διαφορετικές περιοχές της υγρής λιπανσης παρουσιάζονται στο διάγραμμα του Σχ.11.3

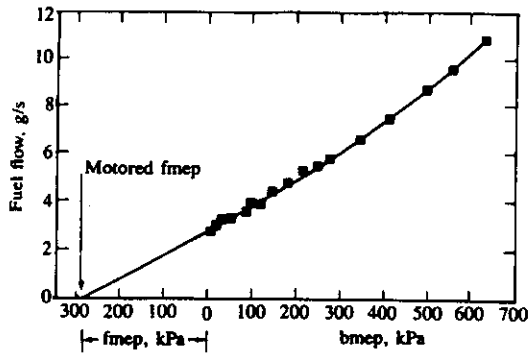


Σχήμα 11.3

11.4 Μέθοδοι μέτρησης τριβών κινητήρων

Η μέτρηση των τριβών μίας μηχανής εν λειτουργία, μπορεί να γίνει μόνο με αφαίρεση της ισχύος στον άξονα από την ενδεικνύμενη ισχύ που υπολογίζεται με βάση ένα υψηλής ακριβείας δυναμοδεικτικό διάγραμμα. Η μέθοδος αυτή όμως δεν ενδείκνυται για πολυκύλινδρους κινητήρες, και γι' αυτό συνήθως οι μετρήσεις γίνονται με ρυμουλκούμενο τον κινητήρα. Φυσικά οι τριβές στον ρυμουλκούμενο κινητήρα δεν είναι οι ίδιες με αυτές του κινητήρα σε πραγματική λειτουργία. Παρακάτω περιγράφονται οι πιο συνηθισμένες τεχνικές μέτρησης:

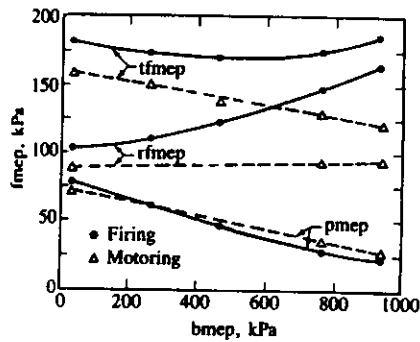
- (i) Μέτρηση της $f_{\text{μετ}}$ με βάση την $i_{\text{μετ}}$. Η μέση ενδεικνύμενη πίεση θετικού βρόχου υπολογίζεται με ολοκλήρωση του $p \cdot dV$. Σε κάθε κύλινδρο πρέπει να υπάρχει πιεζοηλεκτρικός αισθητής πίεσης, ενώ θα πρέπει επίσης να υπάρχει αισθητής στο στροφαλοφόρο.
- (ii) Απ'ευθείας δοκιμές με ρυμουλκούμενο κινητήρα. Εδώ οι θερμοκρασίες μέσα στη μηχανή (λαδία, νερά κτλ) θα πρέπει να προσεγγίζουν κατά το δυνατόν αυτές της πραγματικής λειτουργίας. Αυτό μπορεί να γίνει είτε με θέρμανση του νερού και λαδιού του κινητήρα, είτε με μία δοκιμή όπου ο λειτουργών κινητήρας, ξαφνικά σβήνεται και στη συνέχεια ρυμουλκείται. Τέτοιου είδους δοκιμές σε έναν κινητήρα όπου σταδιακά αφαιρούνται εξαρτήματα, χρησιμοποιούνται για την εκτίμηση της ποσοστιαίας συνεισφοράς των διαφόρων εξαρτημάτων και διεργασιών στις συνολικές τριβές (βλ. Εν.2).
- (iii) Γραμμή Willans. Πρόκειται για κατά προσέγγιση ισοδύναμη μέθοδο με την προηγούμενη. Μία μετρημένη καμπύλη κατανάλωσης καυσίμου σαν συνάρτηση του φορτίου, προεκτείνεται μέχρι τη μηδενική κατανάλωση (Σχ.11.4).
- (iv) Δοκιμή Morse. Εδώ, οι επι μέρους κύλινδροι μίας πολυκύλινδρης μηχανής σε λειτουργία, διακόπτονται διαδοχικά και μετράται η μείωση της αναπτυσσόμενης ροπής, ενώ διατηρούνται σταθερές οι στροφές. Χρειάζεται ιδιαίτερη προσοχή στο πώς θα κόβεται κάθε φορά η τροφοδοσία στον ένα κύλινδρο χωρίς να επηρεάζονται οι άλλοι.



Willans line method for determining friction mean effective pressure.

Σχήμα 11.4

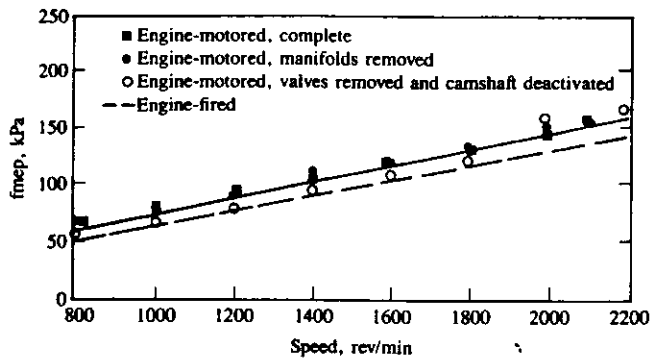
Φυσικά, μόνο η πρώτη μέθοδος μετρά πραγματικές απώλειες τριβών με τον κινητήρα σε λειτουργία. Στο Σχ.11.5 φαίνεται η επίδραση του φορτίου στις τριβές ενός βενζινοκινητήρα.



Total friction mean effective pressure (tfmep), rubbing friction mep (rfmep), and pumping mep (pmep) as a function of load for four-cylinder 3.26-dm³ spark-ignition engine with bore = 95.3 mm, stroke = 114 mm, and $r_c = 12$, operated at 1600 rev/min. Motoring and firing conditions.

Σχήμα 11.5

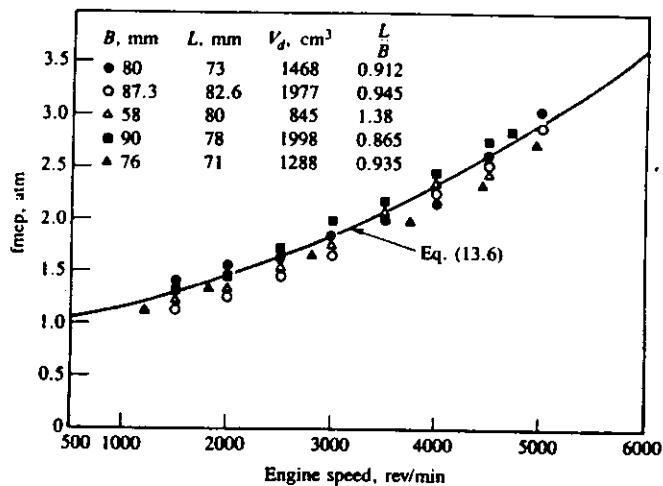
Στο Σχ.11.6 φαίνεται η επίδραση των στροφών στις τριβές ενός κινητήρα diesel.



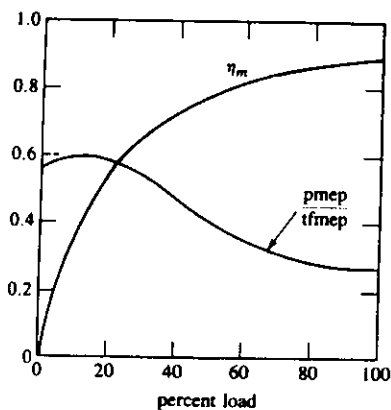
Rubbing friction and auxiliary mep for six-cylinder diesel engine under motored and fired conditions. Effect of removing manifolds, valves, and camshaft drive under motored conditions also shown.

Σχήμα 11.6

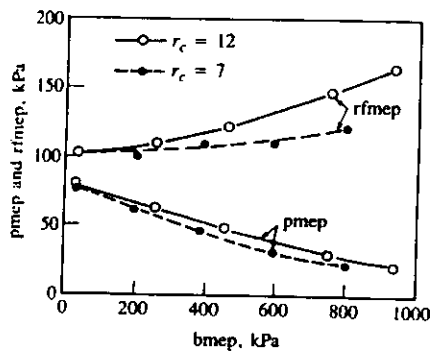
Στο Σχ.11.7 φαίνονται αποτελέσματα μετρήσεων τριβών σε βενζινοκινητήρες.



Friction mean effective pressure under motored conditions at wide-open throttle for several four-cylinder spark-ignition engines.



Mechanical efficiency η_m and ratio of pumping mep to total friction mep as a function of load for a typical spark-ignition engine at fixed speed.



Pumping mep (p_{mep}) and rubbing friction mep (r_{fmep}) as a function of load for $r_c = 12$ and 7 , four-cylinder SI engine with $B = 95.3$ mm and $L = 114$ mm, 1600 rev/min.

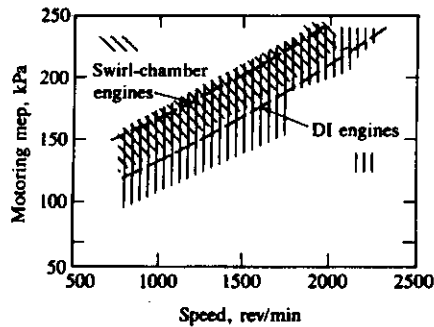
Σχήμα 11.7

Τα αποτελέσματα προσεγγίζονται με κατάλληλες εκφράσεις, μία από τις οποίες είναι η παρακάτω:

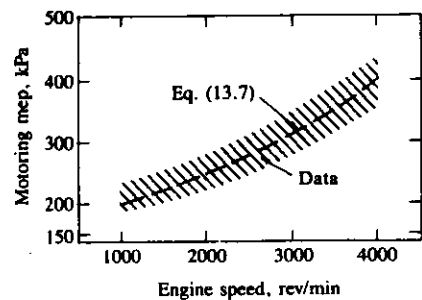
$$t_{fmeq}(\text{bar}) = 0.97 + 0.15\left(\frac{N}{1000}\right) + 0.05\left(\frac{N}{1000}\right)^2 \quad (11.3)$$

σαν συνάρτηση των στροφών.

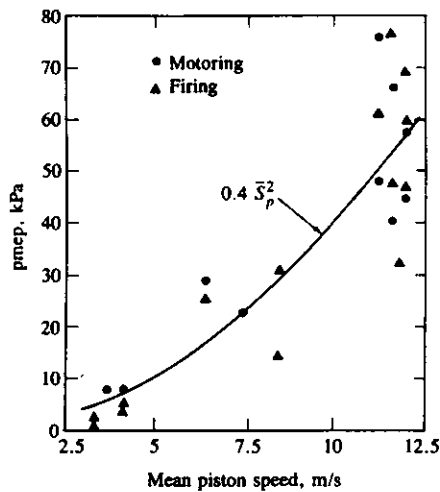
Όσον αφορά τους κινητήρες diesel, αντίστοιχα αποτελέσματα φαίνονται στο Σχ.11.8



Motored total friction mean effective pressure as a function of speed for several DI diesels (bores in range 100 to 137 mm) and IDI swirl-chamber diesels (bores in range 100 to 121 mm). Correlations for $r_c = 15$ and $L = 142$ mm (DI engine) and $r_c = 16$ and $L = 142$ mm (IDI engine).



Motored total friction mean effective pressure as a function of speed for smaller IDI swirl-chamber diesel engines (bores in range 73 to 93 mm). Correlation for $r_c = 21$ and $L = 95.3$ mm.



Pumping mean effective pressure as a function of mean piston speed for several naturally aspirated diesel engines.

Σχήμα 11.8

Και εδώ μπορούμε να προσεγγίσουμε τα αποτελέσματα με μία σχέση της μορφής

$$\text{Motoring } mep \text{ (kPa)} = C_1 + 48 \left(\frac{N}{1000} \right) + 0.4S_p^2 \quad (11.4)$$

όπου N οι στροφές/min και S_p η μέση ταχύτητα εμβόλου σε m/s.

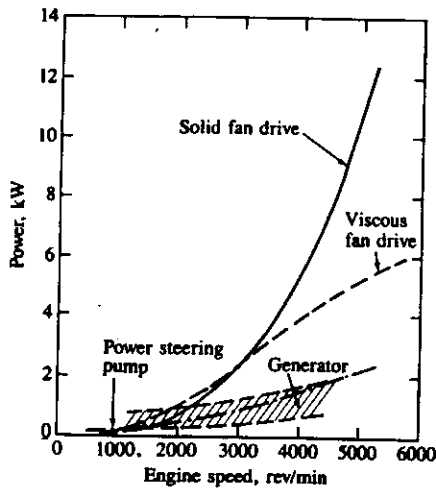
Η σταθερά C_1 , παίρνει τις παρακάτω τιμές:

75 kPa για κινητήρα απ'ευθείας έγχυσης

110 kPa για μεγάλου μεγέθους κινητήρα με στροβιλοθάλαμο

144 kPa για μικρού μεγέθους κινητήρα με στροβιλοθάλαμο

Στο Σχ.11.9 φαίνονται οι απαιτήσεις διάφορων παρελκόμενων του κινητήρα σε ισχύ.



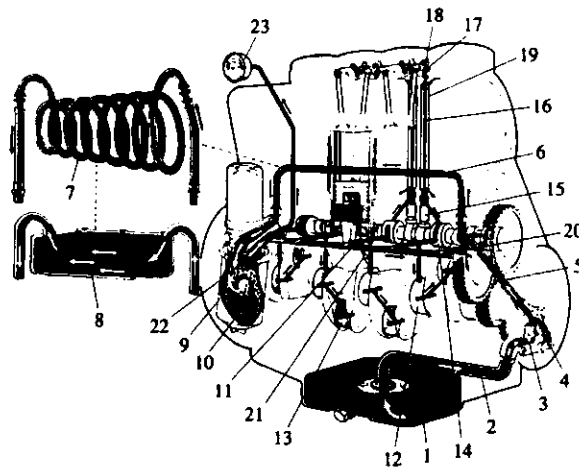
Power requirements for engine fan, generator, and power-steering pump typical of 5.7-liter eight-cylinder engine.

Σχήμα 11.9

11.5 Λίπανση κινητήρων

Στο Σχ. 11.10 φαίνεται το σύστημα λίπανσης ενός κινητήρα DI κατασκευής KHD.

- 1 Sump
- 2 Suction pipe
- 3 Lube oil pump
- 4 Oil pressure control valve
- 5 Pressure pipe
- 6 Bypass pipe or alternative
- 7 Cooling coil or, alternatively:
- 8 Block-type oil cooler
- 9 Oil filter
- 10 Safety valve
- 11 Main oil gallery
- 12 Main bearing
- 13 Big end bearing
- 14 Camshaft bearing
- 15 Tappet (with timing groove to pulse-lubricate rocker arm)
- 16 Push rod (hollow, used as rocker arm oil feed pipe)
- 17 Rocker arm bearing
- 18 Metering plug (to control valve lubrication)
- 19 Push rod duct (used as cylinder-head-to-crankcase oil return pipe)
- 20 Splash hole to lubricate timing gears
- 21 Piston cooling nozzle
- 22 Oil pressure gauge adaptor
- 23 Oil pressure gauge



Lubrication system layout for air-cooled DI diesel engine. (Courtesy Klöckner-Humboldt-Deutz AG.)

Σχήμα 11.10

Στον Πίνακα 11.1 φαίνονται οι λειτουργίες και απαιτήσεις ποιότητας των λαδιών μηχανής.

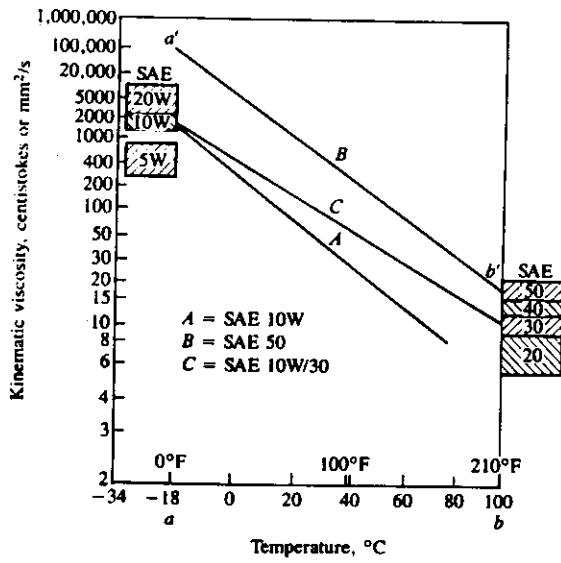
Πίνακας 11.1

Functions and qualities required of engine oils

Main functions required	Where and when	Qualities required
Reduce frictional resistance	During cold-starting Between con-rod/ crankshaft bearings, and journals Between pistons, rings, and cylinders	Low enough viscosity to provide good pumping and avoid undue cranking resistance Minimum viscosity without risk of metal-to-metal contact under the varying conditions of temperature, speed, and load Sufficiently high viscosity at high temperatures; good lubrication property outside the hydrodynamic condition, especially at top-center Antiseizure properties, especially during the run-in period
Protect against corrosion and wear	During shut-down or when running at low temperature In normal running	Must protect metallic surfaces against corrosive action of fuel decomposition products (water, SO ₂ , HBr, HCl, etc.) Must resist degradation (resist oxidation, have good thermal stability) Must counteract action of fuel and lubricant decomposition products at high temperatures, especially on non-ferrous metals By intervention in the friction mechanism must reduce the consequences of unavoidable metal-to- metal contact Must resist deposit formations which would affect lubrication (detergency or dispersive action) Must contribute to the elimination of dust and other contaminants (dispersive action)
Assist sealing	In the ring zone, especially at TC	Must have sufficient viscosity at high temperatures and low volatility Must limit ring and liner wear Must not contribute to formation of deposits in ring grooves and must prevent such formation
Contribute to cooling	Chiefly of pistons, rings, and con-rod bearings	Must have good thermal stability and oxidation resistance Must have low volatility Viscosity must not be too high
Facilitate the elimination of undesirable products	During oil drains to eliminate atmospheric dust, soot from diesel engines, Pb salts, wear debris, organic products from burned fuel and lubricants, and other contaminants which promote deposits or accelerate wear	Must be able to maintain in fine suspension all solid material (dispersivity) whatever the temperature and physical and chemical conditions (water) Must be able to solubilize certain organic compounds, particularly heavy oxidation products

Source: From Schilling.

Στο Σχ.11.11 φαίνονται καμπύλες ιξώδους σαν συνάρτηση της θερμοκρασίας για τις διάφορες κατηγορίες λαδιών κατά SAE.



Viscosity versus temperature curves illustrating SAE lubricating oil classification.

Σχήμα 11.11