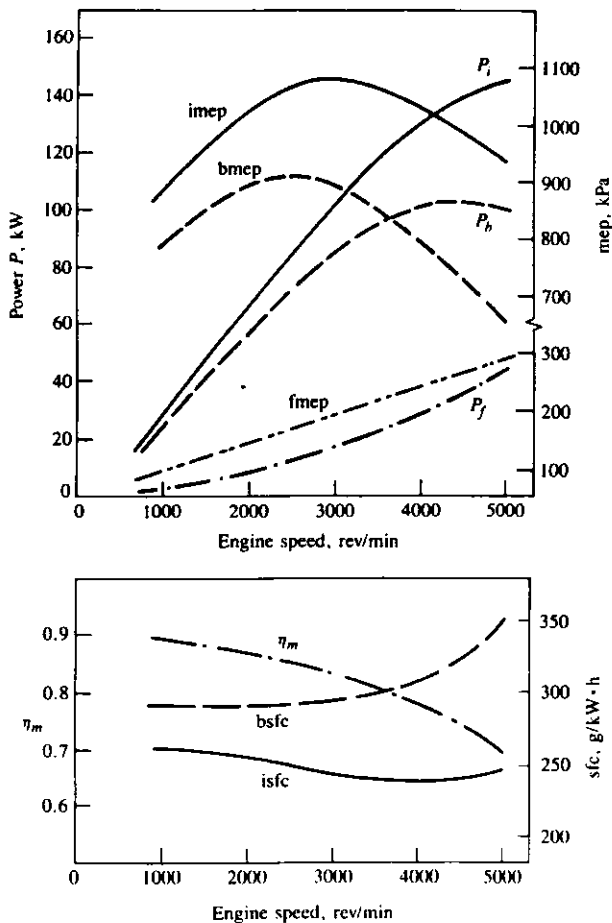


Ενότητα 13

Χαρακτηριστικά λειτουργίας ΜΕΚ

13.1 Ενδεικνύμενη και πραγματική ισχύς

Στο Σχ. 13.1 φαίνονται οι χαρακτηριστικές πλήρους φορτίου (εντελώς ανοικτή πεταλούδα επιταχυντή) μίας βενζινομηχανής παραγωγής.



Gross indicated, brake, and friction power (P_i , P_b , P_f), indicated, brake, and friction mean effective pressure, indicated and brake specific fuel consumption, and mechanical efficiency for 3.8-dm³ six-cylinder automotive spark-ignition engine at wide-open throttle. Bore = 96.8 mm, stroke = 86 mm, $r_c = 8.6$.

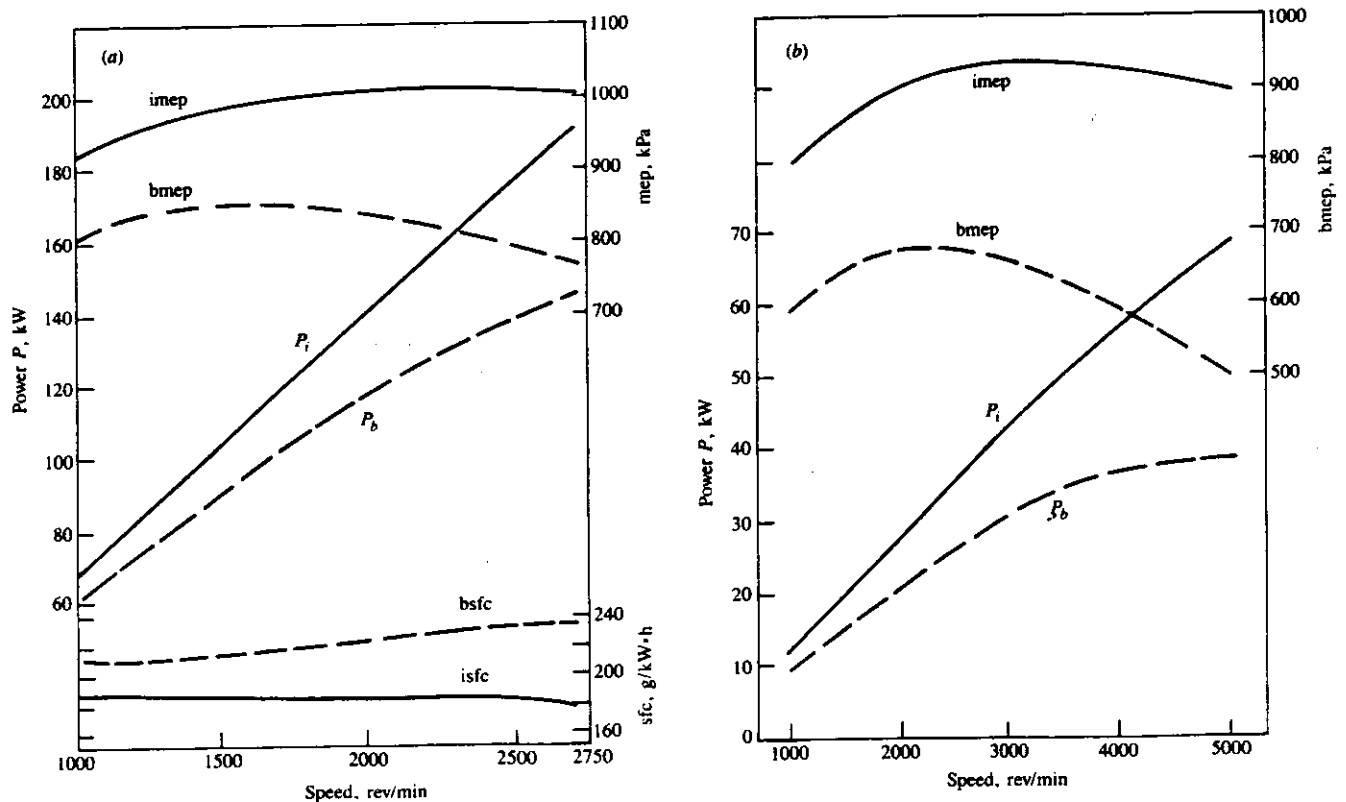
Σχήμα 13.1

Η ισχύς που παρουσιάζεται αφορά τον κινητήρα εκτός του αυτοκινήτου, επί της πέδης κινητήρων. Εάν μετρηθεί ο κινητήρας επί του οχήματος με όλα τα παρελκόμενα, καθώς και το συνολικό σύστημα εισαγωγής και την πραγματική εξατμηση (σύστημα εξαγωγής), καθώς και το πλήρες σύστημα ψύξης, τότε μπορεί να μετρηθεί μέγιστη ισχύς χαμηλότερη κατά 14% για το συγκεκριμένο αυτοκίνητο.

Η μέση ενδεικνύμενη πίεση στο πλήρες φορτίο παρουσιάζει μέγιστο στις 3000 rpm. Το σχήμα της συγκεκριμένης καμπύλης επιβάλλεται κυρίως από την αντίστοιχη καμπύλη βαθμού πλήρωσης, καθώς η ενδεικνύμενη ειδική κατανάλωση καυσίμου (χωρίς τις τριβές δηλαδή), δεν παρουσιάζει μεγάλες διακυμάνσεις.

Αφού τώρα η μέση πίεση τριβών αυξάνει περίπου γραμμικά με τις στροφές, η ισχύς τριβών αυξάνει πιο απότομα. Γι'αυτό και ο μηχανικός βαθμός απόδοσης μειώνεται με την αύξηση των στροφών από 0.9 σε 0.7. Στο συγκεκριμένο κινητήρα, η ισχύς στον άξονα παρουσιάζει ένα μέγιστο στις 4,300 rpm, ενώ ο ενδεικνύμενος βαθμός απόδοσης αυξάνει περίπου 10%, από 0.31 σε 0.34 μεταξύ 1000 και 4000 rpm. Αυτό οφείλεται κυρίως στη μειούμενη σημασία της θερμορροής ψύξης ανά κύκλο με την αύξηση των στροφών.

Το Σχ. 13.2 δείχνει αντίστοιχες καμπύλες πλήρους φορτίου για κινητήρες diesel DI και IDI.



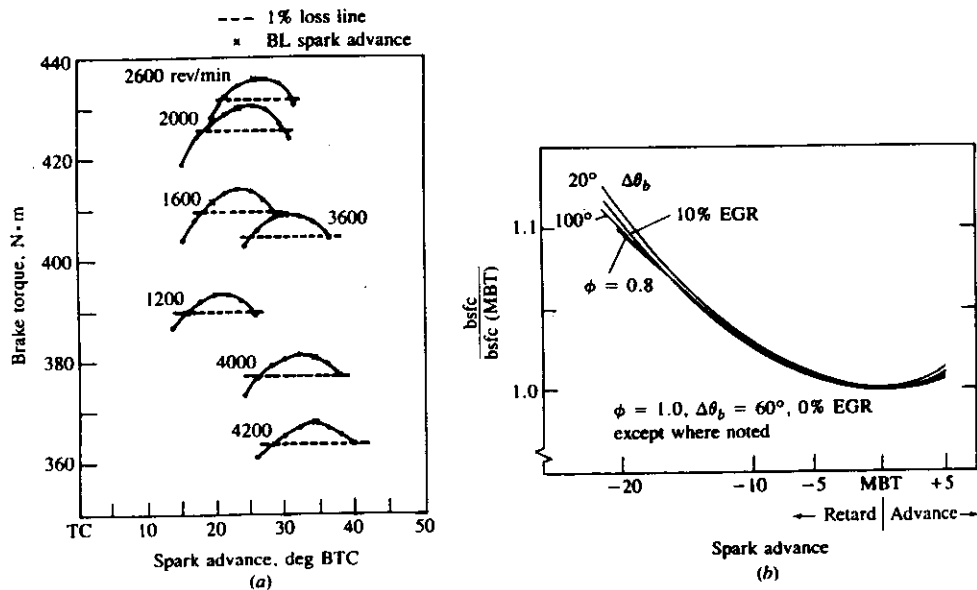
Gross indicated and brake power (P_i , P_b), mean effective pressure ($imep$, $bmep$), and specific fuel consumption ($isfc$, $bsfc$) for: (a) 8.4-dm³ six-cylinder naturally aspirated direct-injection diesel engine: bore = 115 mm, stroke = 135 mm, $r_c = 16$;³ (b) 1.8-dm³ four-cylinder naturally aspirated indirect-injection swirl-chamber diesel engine: bore = 84 mm, stroke = 82 mm, $r_c = 22$.

Σχήμα 13.2

13.2 Χαρακτηριστικά λειτουργίας που επηρεάζουν απόδοση και εκπομπές βενζινοκινητήρα

13.2.1 Προπορεία έναυσης (αβάνς)

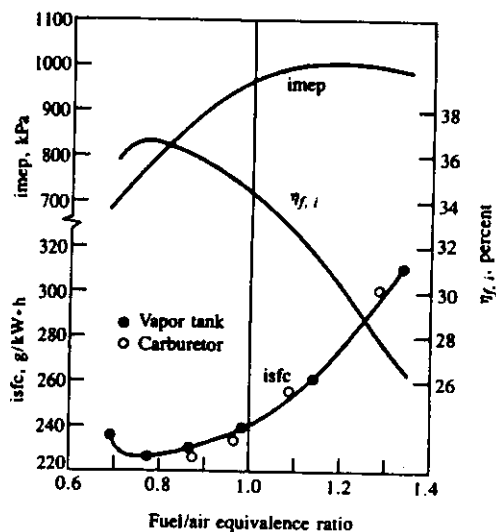
Στο Σχ. 13.3 επεξηγείται η επίδραση μεταβολών στη γωνία προπορείας έναυσης του βενζινοκινητήρα στην ανάπτυξη της πίεσης του κυλίνδρου.



(a) Variation in brake torque with spark advance, eight-cylinder automotive spark-ignition engine at wide-open throttle, at engine speeds from 1200 to 4200 rev/min. 1 percent torque loss from MBT and spark advance for borderline knock are shown. (b) Predicted variation in brake specific fuel consumption (normalized by MBT value) with spark retard at several different part-load engine conditions.

13.2.2 Λόγος αέρα

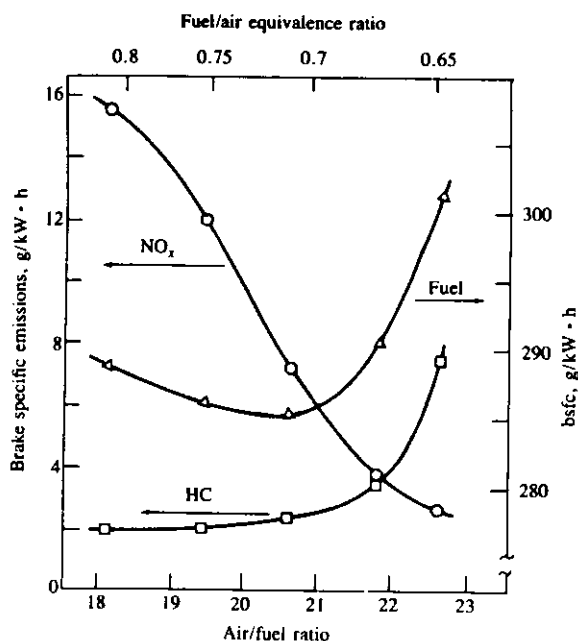
Στο Σχ.13.4 φαίνεται η επίδραση του λόγου αέρα στη μέση ενδεικνύμενη πίεση, την ενδεικνύμενη ειδική κατανάλωση και τον θερμικό βαθμό απόδοσης ενός 6-κύλινδρου βενζινοκινητήρα.



Effect of the fuel/air equivalence ratio variations on indicated mean effective pressure, specific fuel consumption, and fuel conversion efficiency of six-cylinder spark-ignition engine at wide-open throttle and 1200 rev/min. Data for standard carbureted engine, and engine equipped with vapor tank which extends the lean operating limit, are shown.

Σχήμα 13.4

Στο Σχ.13.5 φαίνεται αντίστοιχα η επίδραση του λόγου αέρα-καυσίμου στις εκπομπές HC και NO_x και την ειδική κατανάλωση ενός 8-κύλινδρου κινητήρα.

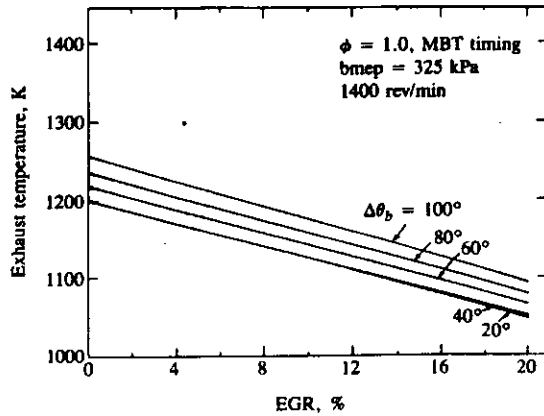
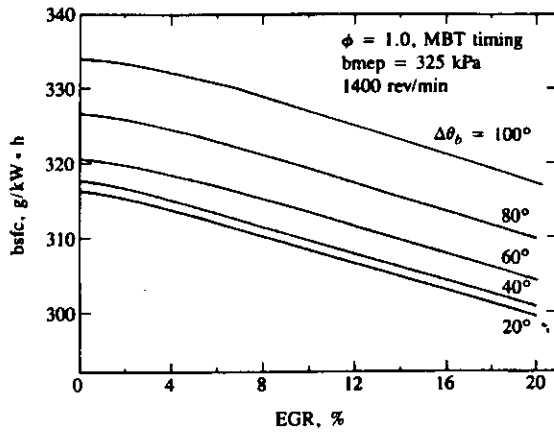


Variation of brake specific HC and NO_x emissions and fuel consumption with (A/F) and fuel/air equivalence ratio. 5.7-dm³ eight-cylinder spark-ignition engine at 385 kPa bmep and 1400 rev/min with uniform vaporized fuel-air mixture.

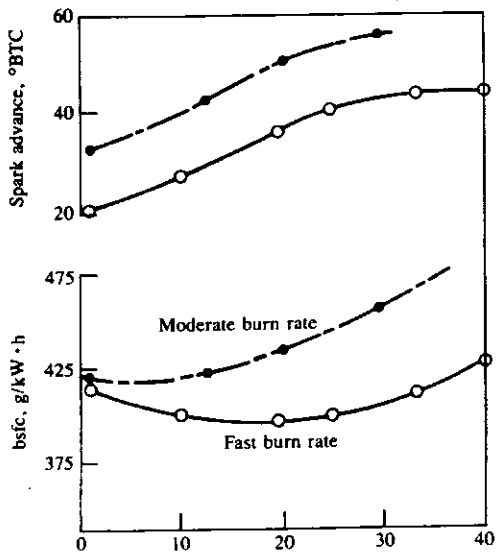
Σχήμα 13.5

13.2.3 Ανακύκλωση καυσαερίου

Στο Σχ.13.6 φαίνεται η επίδραση της ανακύκλωσης καυσαερίου στην ειδική κατανάλωση καυσίμου, τη θερμοκρασία καυσαερίου και άλλα χαρακτηριστικά λειτουργίας.



Effect of recycled exhaust on brake specific fuel consumption and exhaust temperature at constant bmep and speed, stoichiometric mixture, and various burn durations (0–100 percent). Predictions from thermodynamic-based cycle simulation.

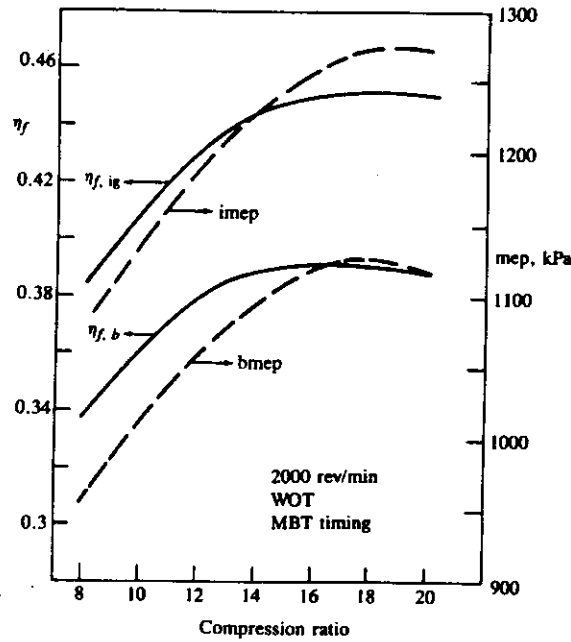


Brake specific fuel consumption and MBT spark advance as a function of percent recycled exhaust, for four-cylinder spark-ignition engine with a moderate burn rate combustion chamber and a fast burn rate combustion chamber. 1400 rev/min, 324 kPa

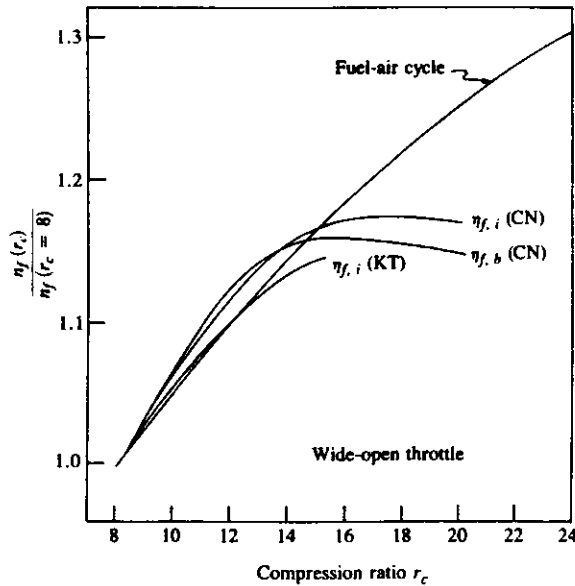
Σχήμα 13.6

13.2.4 Σχέση συμπίεσης

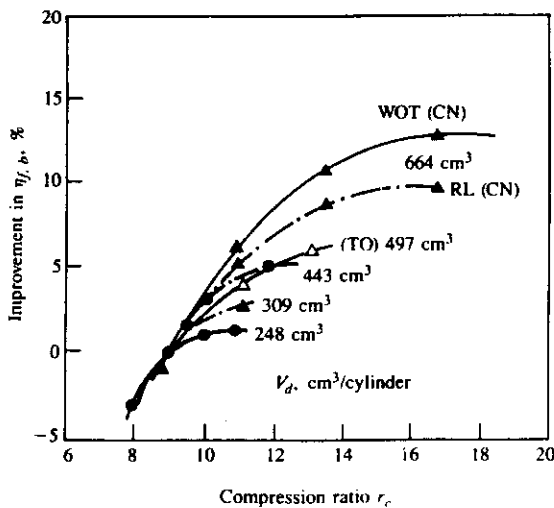
Στο Σχ.13.7 φαίνεται η επίδραση της σχέσης συμπίεσης στη μέση ενδεικνύμενη πίεση και την ειδική κατανάλωση διαφόρων βενζινοκινητήρων.



Effect of compression ratio on indicated mean effective pressure and fuel conversion efficiency. 5.3-dm³ eight-cylinder spark-ignition engine at 2000 rev/min and wide-open throttle. Equivalence ratio and spark timing adjusted for maximum torque for mep data; adjusted for minimum fuel consumption for efficiency data.



Relative fuel conversion efficiency improvement with increasing compression ratio, spark-ignition engines at wide-open throttle: CN, KT.

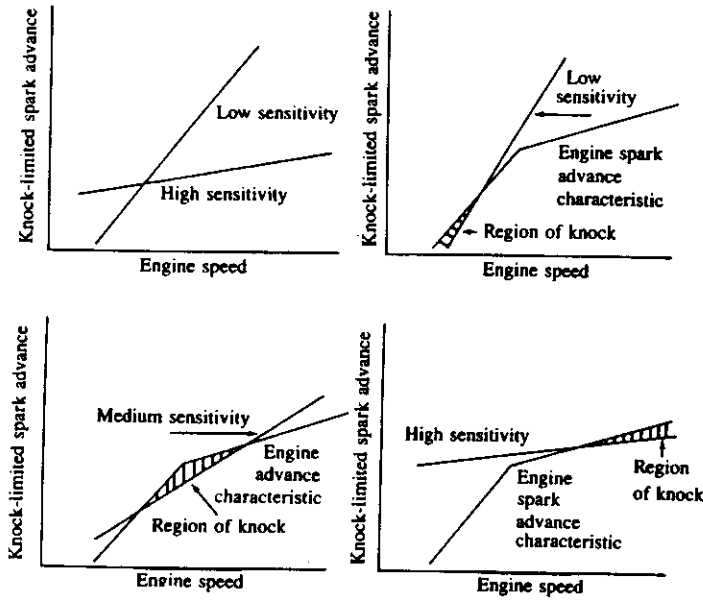


Relative brake fuel conversion efficiency improvement with increasing compression ratio of spark-ignition engines of different displaced volume per cylinder at part throttle (except top curve at WOT). RL road load. CN, TO.

Σχήμα 13.7

13.2.5 Τάση κτυπήματος

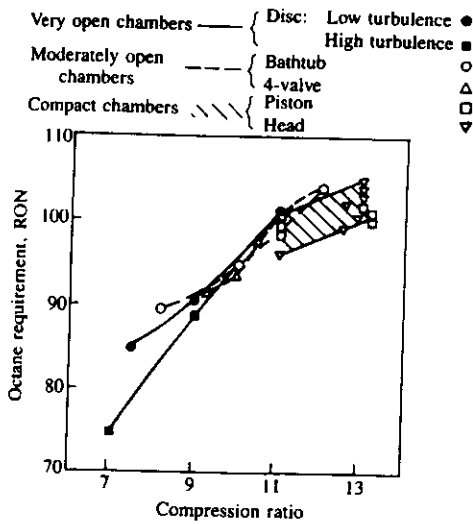
Στο Σχ.13.8 φαίνεται ο περιορισμός στην προπορεία έναυσης εξαιτίας της τάσης κτυπήματος του κινητήρα για καύσιμα διάφορου αριθμού οκτανίου, και πώς αυτό οδηγεί σε κτύπημα χαμηλών, μέτριων και υψηλών στροφών στον ίδιο κινητήρα.



Diagrams showing knock-limited spark-advance curves for fuels of different sensitivity and how these can give low-, medium-, and high-speed knock in the same engine.

Σχήμα 13.8

Στο Σχ.13.9 φαίνονται οι απαιτήσεις σε αριθμό οκτανίου από διάφορες μηχανές σαν συνάρτηση της σχέσης συμπίεσης.



Octane requirement (gasoline research octane number), at wide-open throttle and MBT timing, to avoid knock as a function of compression ratio for various combustion chamber designs.

Σχήμα 13.9

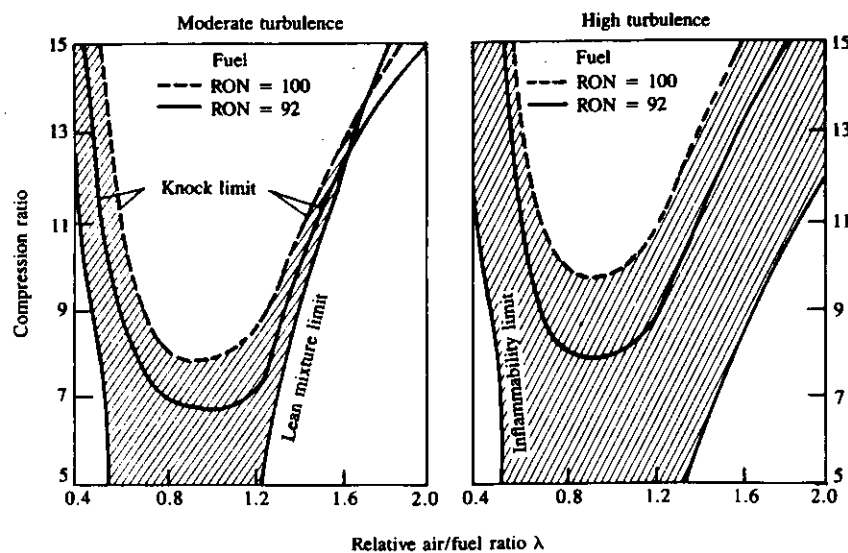
Στον Πίνακα 13.1 φαίνονται οι συνθήκες λειτουργίας της μηχανής που επηρεάζουν τις απαιτήσεις σε αριθμό οκτανίου.

Πίνακας 13.1

Engine conditions affecting octane number requirement

Octane number requirement tends to go <i>up</i> when:	Octane number requirement tends to go <i>down</i> when:
1. Ignition timing is advanced.	1. Ignition timing is retarded.
2. Air density rises due to supercharging or a larger throttle opening or higher barometric pressure.	2. Engine is operated at higher altitudes or smaller throttle opening or lower barometric pressure.
3. Humidity or moisture content of the air decreases.	3. Humidity of the air increases.
4. Inlet air temperature is increased.	4. Inlet air temperature is decreased.
5. Coolant temperature is raised.	5. Fuel/air ratio is richer or leaner than that producing maximum knock.
6. Antifreeze (glycol) engine coolant is used.	6. Exhaust gas recycle system operates at part throttle.
7. Engine load is increased.	7. Engine load is reduced.

Στο Σχ.13.10 φαίνονται τα όρια της καύσης στο βενζινοκινητήρα.



Knock limits and lean engine operating limits as function of compression ratio and relative air/fuel ratio

Σχήμα 13.10