

PENENTUAN PARAMETER TITIK-TITIK UTAMA SIKLUS KERJA MESIN DIESEL KECEPATAN TINGGI EMPAT LANGKAH DENGAN PERBANDINGAN KOMPRESI 17 DAN PERBANDINGAN TEKANAN 1,8 (KAJIAN TEORITIS)

Aloysius Eddy Liemena
e-mail : aloysius_liemena@yahoo.co.id

ABSTRAK

Suatu mesin pembakaran dalam adalah nama yang diberikan untuk mesin kalor bolak balik dalam mana bahan bakar terbakar secara langsung di dalam silinder kerja. Campuran gas yang dihasilkan pada pembakaran bahan bakar di dalam silinder mesin membentuk substansi kerja yang menekan pada permukaan torak dan melakukan kerja.

Keseluruhan siklus kerja dari suatu mesin empat langkah diselesaikan selama empat langkah torak atau dua putaran poros engkol, dengan hanya satu langkah torak yang menghasilkan kerja. Poros engkol berputar selama langkah-langkah yang lainnya atau dari energy cadangan yang tersimpan pada roda gila (flywheel) selama langkah kerja dari torak tersebut.

Tekanan dan temperatur pada titik-titik utama yang menyatakan siklus kerja dari suatu mesin diesel dapat ditentukan dari rumus-rumus termodinamika dengan perhitungan diambil dari proses-proses termokimia yang terjadi di dalam mesin tersebut.

Hasil penentuan parameter adalah tekanan dan temperatur pada permulaan kompresi adalah, $p_a = 0,90 \text{ kg/cm}^2$ dan $T_a = 310 \text{ K}$, tekanan dan temperatur pada akhir kompresi adalah, $p_c = 40,1 \text{ kg/cm}^2$ dan $T_c = 812,3 \text{ K}$, dan tekanan dan temperatur pada akhir pembakaran adalah $p_z = 72,18 \text{ kg/cm}^2$ dan $T_z = 1984,12 \text{ K}$ dan tekanan dan temperatur pada akhir ekspansi adalah $p_b = 3,61 \text{ kg/cm}^2$ dan $T_b = 1062,9 \text{ K}$.

Kata kunci : Diesel, empat-langkah, tekanan dan temperatur.

ABSTRACT

An internal-combustion engine is the name given to a reciprocating heat engine in which the fuel is burned directly inside a working cylinder. The mixture of gases produced upon the combustion of the fuel in the cylinder of the engine forms the working substance which presses against the piston and does work.

The entire working cycle of a four-stroke engine is completed during four strokes of the piston or two revolutions of the crankshaft, with only one stroke of the piston being a working one. The shaft rotates during the other strokes at the expense of the work performed in other cylinders or of the reserve energy stored by the flywheel during the power stroke of the piston.

The pressure and temperature at the principal points that characterize the working cycle of a diesel engine can be determined from formulas of thermodynamics with account taken of the thermochemical processes that take place in the engine.

The result of determine the parameter is the pressure and temperature at the beginning of compression, $p_a = 0,90 \text{ kg/cm}^2$ and $T_a = 310 \text{ K}$, pressure and temperature at the end of kompression, $p_c = 40,1 \text{ kg/cm}^2$ and $T_c = 812,3 \text{ K}$, and pressure and temperatur at the end of combustion, $p_z = 72,18 \text{ kg/cm}^2$ and $T_z = 1984,12 \text{ K}$ and pressure and temperature at the end of expansion, $p_b = 3,454 \text{ kg/cm}^2$ and $T_b = 1135,5 \text{ K}$.

Keywords : Diesel, four-stroke, pressured and temperature.

PENDAHULUAN

Pengisian silinder dengan suatu muatan segar

Sesudah langkah buang torak mesin empat langkah berada pada titik mati atasnya ruang kompresi terisi dengan gas bekas (gas sisa) dari siklus sebelumnya dengan tekanan sebesar $1,05 - 1,09 \text{ kg/cm}^2$ dan temperatur sebesar $700 - 800 \text{ K}$. Perbandingan berat gas sisa terhadap muatan segar ditandai dengan γ dan disebut koefisien gas sisa. Nilainya tergantung pada perbandingan kompresi $\epsilon = V/V_C$. Suatu kenaikan dalam perbandingan kompresi, mengurangi ruang kompresi dan karenanya, koefisien gas sisa. Menurut aturan, untuk diesel empat langkah, $\gamma = 0,03$ hingga $0,05$.

Ketika torak bergerak dari titik mati atas ke titik mati bawah muatan segar masuk silinder. Pada mesin-mesin yang bekerja/beroperasi tanpa suatu supercharger muatan segar dimasukkan pada tekanan sebesar $0,85 - 0,90 \text{ kg/cm}^2$. Ketika dia melalui katup-katup dan saluran-saluarn masuk muatan dipanaskan sebesar $10 - 20$ derajat. Pada suatu penurunan dalam tekanan dan suatu kenaikan dalam temperatur dari udara selama pengisian berat dari muatan berkurang. Ini mengurangi jumlah bahan bakar yang terbakar dan mengurangi daya mesin.

Dekat akhir pengisian silinder diisi dengan suatu campuran muatan segar dan gas-gas sisa. Pada mesin-mesin empat langkah temperatur dari campuran ini adalah $T_a = 310 - 330 \text{ K}$.

Perbandingan berat muatan segar secara aktual yang dimasukkan ke dalam silinder dengan jumlah yang harus termuat di dalam silinder tersebut pada tekanan dan temperatur lingkungan diketahui sebagai koefisien pengisian η_{ad} . Koefisien ini menyatakan persentasi suatu muatan segar yang dimasukkan ke dalam silinder. Pada mesin-mesin kecepatan tinggi nilai η_{ad} kuarng dari pada mesin-mesin kecepatan rendah disebabkan karena kenaikan tahanan yang harus diatasi selama pengisian.

Koefisien pengisian untuk mesin-mesin diesel empat langkah biasanya $0,83 - 0,86$ (nilai yang lebih kecil untuk mesin-mesin kecepatan tinggi).

Kompresi

Untuk memudahkan dalam perhitungan-perhitungan kompresi dipandang sebagai suatu proses politropik dengan berpegang pada n_1 diambil di antara $1,34$ dan $1,39$. Nilai-nilai yang lebih besar adalah khusus untuk mesin-mesin kecepatan tinggi.

Perbandingan kompresi untuk mesin-mesin diesel kapal tanpa supercharger adalah $\epsilon = 13 - 19$ (nilai-nilai yang lebih besar adalah untuk mesin-mesin kecepatan tinggi). Dengan supercharging dia biasanya $11 - 13$. Pada mesin-mesin kecepatan rendah tekanan pada akhir kompresi adalah $35 - 40 \text{ kg/cm}^2$ dan pada mesin-mesin kecepatan tinggi $40 - 45 \text{ kg/cm}^2$. Dengan supercharging nilai p_c mencapai $50 - 60 \text{ kg/cm}^2$. Untuk keandalan penyalaa sendiri terhadap bahan bakar temperature pada akhir kompresi tidak bole dibawah $760 - 800 \text{ K}$.

Pembakaran

Jumlah udara yang diperlukan untuk pembakaran bahan bakar di dalam silinder suatu mesin dan jumlah hasil-hasil pembakaran dapat ditentukan dengan bantuan perbandingan berat dan volume mengikuti reaksi-reaksi kimia pembakaran. Koefisien kelebihan udara untuk mesin-mesin diesel kecepatan tinggi adalah $1,3 - 1,7$ disebabkan siklus kerja lebih intensif. Pada mesin-mesin diesel kecepatan tinggi tekanan pembakaran maksimum p_z adalah $70 - 90 \text{ kg/cm}^2$ dan dengan; temperatur gas adalah $1800 - 2000 \text{ K}$ pada akhir pembakaran.

Ekspansi

Pada awal ekspansi bahan bakar terbakar habis, yang mana cocok untuk terjadinya perpindahan panas ke gas-gas selama periode ekspansi panas dari gas-gas yang panas diteruskan ke air pendingin melalui dinding yang panas. Kurva ekspansi adalah hampir suatu politropik dengan eksponen $n_2 =$ sama dengan $1,20 - 1,30$. Pada akhir ekspansi tekanan pada mesin diesel kecepatan tinggi adalah $3,5 - 5 \text{ kg/cm}^2$ dan temperatur gas adalah $1000 - 1200 \text{ K}$.

LANDASAN TEORI

Berdasarkan data eksperimen yang diberikan dalam pendahuluan di atas, nilai-nilai tekanan p_a dan temperatur absolute T_a pada awal proses komprsi, dengan perbandingan kompresi dan nilai-nilai rata-rata eksponan politropik kompresi n_1 , yang diberikan, kita akan mendapatkan dari persamaan-persamaan berikut ini :

$$\frac{p_c}{p_a} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1} = \epsilon^{n_1} \quad (1)$$

$$\text{dan} \quad \frac{T_c}{T_a} = \left(\frac{V_a}{V_c}\right)^{n_1-1} \quad (2)$$

$$\text{Jadi, tekanan pada akhir kompresi adalah : } p_c = p_a \epsilon^{n_1} \quad (3)$$

$$\text{dan temperatur pada akhir kompresi adalah : } T_c = T_a e^{\gamma n_1 - 1} \quad (4)$$

Menentukan tekanan dan temperatur pada akhir pembakaran maka perlu menghitung jumlah udara yang dibutuhkan untuk pembakaran 1 kg bahan bakar, juga kuantitas hasil-hasil pembakaran. Akan paling menyenangkan menyatakan kuantitas-kuantitas tersebut dalam mole pada tekanan standard 1 kg/cm^2 dan temperature 25°C (dalam kondisi ini volume 1 mole adalah $23,1 \text{ m}^3$)

Jika kita mengabaikan kandungan yang tak berarti dalam bahan bakar diesel kita dapat mengasumsikan bahwa 1 kg bahan bakar terdiri C kg Carbon, H kg hydrogen dan O kg Oksigen. Pembakaran sempurna terhadap karbon menjadi carbon dioksida menurut reaksi $\text{C} + \text{O}_2 = \text{CO}_2$. Sebab itu pembakaran 1 mole carbon membutuhkan 1 mole oksigen menghasilkan 1 mole carbon dioksida. Berat molekul dari carbon adalah 12 dan karena itu pembakaran c kg carbon yang termuat dalam 1kg bahan bakar membutuhkan $c/12$ mole oksigen dan $c/12$ mole carbon dioksida akan didapat.

Jika kita ambil dalam perhitungan pembakaran hydrogen menurut reaksi $2\text{H}_2 + \text{O}_2 = 2\text{H}_2\text{O}$ maka, dengan berat molekul hydrogen adalah 2, dengan cara yang sama, kita akan tiba pada kesimpulan bahwa pembakaran H kg hydrogen yang termuat dalam 1 kg bahan bakar membutuhkan H/4 mole oksigen untuk mendapatkan H/2 mole uap air. Jika bahan bakar memuat O kg oksigen dengan berat molekul 32 maka, ingat bahwa udara berisi 21% oksigen per volume, kita mendapatkan suatu rumus untuk menghitung jumlah udara teoriyis yang diperlukan untuk pembakaran 1 kg bahan bakar $L_{th} = 1/0,21 (C/12 + H/4 - O/32)$ mole

Ambil dalam perhitungan koefisien udara lebih kita mendapatkan bahwa jumlah udara actual yang diperlukan untuk pembakaran 1 kg bahan bakar yaitu $L = \alpha L_{th}$.

Kita harus juga mempertimbangkan gas sisa yang termuat dalam muatan segar, dapat diberi keterangan yang memuaskan dengan koefisien gas sisa γ . Oleh karena itu jumlah total udara dan gas sisa di dalam silinder mesin pada akhir kompresi akan menjadi sama dengan dalam mole $M_1 = L (1 + \gamma)$.

Besaran-besaran terpisah hasil-hasil pembakaran dalam mole per kg bahan bakar akan menjadi :

Carbon dioksida	$m_1 = C/12 (1 + \gamma)$
Uap air	$m_2 = H/2 (1 + \gamma)$
Oksigen	$m_3 = 0,21 L_{th} (\alpha - 1)(1 + \gamma)$
Nitrogen	$m_4 = 0,79 (1 + \gamma)$

Jumlah total hasil-hasil pembakaran dalam mole hasil-hasil pembakaran terhadap jumlah mole dalam silinder mesin pada akhir pembakaran adalah $M_2 = \left[\frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0,21 L_{th} (\alpha - 1) + 0,79 L \right] (1 + \gamma)$

Perbandingan jumlah mole hasil-hasil pembakaran terhadap jumlah mole dalam silinder pada akhir kompresi ditunjukkan oleh : $\beta = M_2 / M_1$ (5)

Nilai β adalah selalu lebih dari satu dan mencapai 1,04.

Menentukan tempertur pada akhir pembakaran diperlukan mengetahui kapasitas-kasitas panas molar gas-gas pada volume konstan dan pada tekanan konstan. Hubungan diantaranya dinyatakan oleh persamaan $m c_p - m c_v = 1,99$.

Kapasitas panas molar $m c_v$ sebagai fungsi linear terhadap temperature dapat dinyatakan oleh rumus-rumus yang berikut :

untuk gas-gas biatomik	$m c_v = 4,62 + 0,00053 T$
untuk karbon dioksida	$m c_v = 7,82 + 0,00125 T$
untuk uap air	$m c_v = 5,79 + 0,00112 T$

Persamaan pembakaran disebut demikian dapat digunakan untuk mendapatkan te,peratur pada akhir pembakaran. Sisi ruas kanan persamaan ini memperlihatkan panas campuran udara dan gas-gas sisa pada akhir ekspansi dan panas tersebut diterima oleh substansi kerja sebagai hasil pembakaran bahan bakar,dan sisi ruas kanan sebagai panas hasil pembakaran.

Jumlah panas yang diterima oleh hasil-hasil pembakaran 1 kg bahan bakar dapat dinyatakan oleh perkalian $\xi \varphi_L$. Faktor pemanfaatan ξ dapat member keterangan yang memuaskan kenyataan bahwa sebagian panas yang dilepas oleh bahan bakar dipindahkan ke dinding-dinding ruang pembakaran dan sebagian yang lain terbakar habis selama ekspansi dan yang hilang disebabkan karena pembakaran tidak sempurna. Untuk mesin-mesin diesel nilai ξ bervariasi dari 0,65 hingga 0,85, nilai-nilai yang lebih kecil adalah khas mesin-mesin kecepatan tinggi.

Jika kita mengingat kembali bahwa pada mesin-mesin diesel tanpa penyemprotan udara sebagian bahan bakar terbakar secara teoritis pada volume konstan, yang mana meningkatkan tekanan selama pembakaran (diambil ke dalam perhitungan oleh rasio tekanan λ), persamaan pembakaran akan mempunyai bentuk :

$$M_1(m c'_v + 1,99 \lambda) T_c + \xi \varphi_v^r = M_2 m c_p'' T_z \quad (6)$$

Besaran $m c'_v$ adalah kapasitas panas substansi kerja pada akhir kompresi dan besaran $m c_p''$ adalah kapasitas panas hasil-hasil pembakaran.. Menentukan T_z cukup mendapatkan akar positifnya. Rasio tekanan λ diambil dari 1,6 hingga 2,0.

Menentukan rasio ekspansi susulan ρ pertama kita dapat menulis persamaan-persamaan keadaan substansi kerja pada akhir kompresi dan pada akhir pembakaran ambil ke dalam perhitungan persamaan :

$$P_c V_c = 848 M_1 T_c$$

$$P_z V_z = 848 M_2 T_z$$

Jika kita membagi persamaan kedua dengan yang pertama kita mendapatkan :

$$\frac{p_z V_z}{p_c V_c} = \frac{848 M_1 T_z}{848 M_1 T_c} \quad \text{oleh karena} \quad \rho = \frac{V_z}{V_c} = \frac{M_2 T_z p_c}{M_1 T_c p_z} \quad \text{selanjutnya} \quad p_z = \lambda p_c$$

$$\text{maka akhirnya} \quad \rho = \frac{\beta}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} \quad (7)$$

Biasanya $\rho = 1,3$ hingga $1,8$

Tekanan dan temperatur pada akhir ekspansi dapat ditentukan dari persamaan-persamaan berikut :

$$\frac{p_b}{p_z} = \left(\frac{V_z}{V_a}\right)^{n_2} = \left(\frac{\frac{V_c}{V_a}}{\frac{V_c}{V_z}}\right)^{n_2} = \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2} ;$$

$$\frac{T_b}{T_z} = \left(\frac{V_z}{V_a}\right)^{n_2-1} = \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2-1} \quad (8)$$

Jadi, tekanan pada akhir ekspansi adalah :

$$p_b = p_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2} \quad (9)$$

Temperatur pada akhir ekspansi akan menjadi :

$$T_b = T_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2-1} \quad (10)$$

Perhitungan-perhitungan ini dapat digunakan untuk menggambarkan suatu diagram indikator teoritis dari suatu mesin dengan maksud mendapatkan nilai teoritis tekanan indikator rerata dari kerja mesin dengan suatu siklus yang diketahui. Dalam praktek, bagaimanapun, rancangan suatu mesin memerlukan perhitungan-perhitungan terperinci dari beberapa versi siklus kerja untuk memilih satu jaminan nilai-nilai optimum dari semua indeks kerja mesin.

PEMBAHASAN

Titik a :

Tekanan pada awal kompresi, $p_a = 0,90 \text{ kg/cm}^2$ ($p_a = 0,85 - 0,90 \text{ kg/cm}^2$)

Temperatur pada awal kompresi, $T_a = 310 \text{ K}$ ($T_a = 310 - 330 \text{ K}$)

Titik c :

Tekanan pada akhir kompresi, $p_c = p_a \varepsilon^{n_1}$

Diketahui : $p_a = 0,90 \text{ kg/cm}^2$

$\varepsilon = 17$ (untuk diesel kecepatan tinggi, $\varepsilon = 13 - 19$)

$n_1 = 1,34$ (untuk diesel kecepatan tinggi $n_1 = 1,34 - 1,39$)

Jadi : $p_c = 0,90 \text{ kg/cm}^2 (17)^{1,34} = 40,1 \text{ kg/cm}^2$. (untuk mesin kecepatan tinggi tanpa supercharger, $p_c = 40 - 45$

kg/cm^2).

Temperatur pada akhir kompresi, $T_c = T_a \varepsilon^{n_1-1}$

Jadi, $T_c = 310 \text{ K} (17)^{1,34-1} = 812,3 \text{ K}$ (untuk mesin diesel kecepatan tinggi $T_c > 760 - 800$ K)

Titik z

Tekanan pada akhir pembakaran (tekanan pembakaran maksimum)

Jadi, $p_z = \lambda p_c$ (rasio tekanan, $\lambda = 1,6 - 2,0$)

$p_z = 1,8 \cdot 49,1 \text{ kg/cm}^2 = 72,18 \text{ kg/cm}^2$ (untuk mesin diesel kecepatan tinggi, $p_z = 70 - 90$ kg/cm^2).

Temperatur pembakaran maksimum dihitung sebagai berikut :

Jumlah udara teoritis yang diperlukan untuk membakar 1 kg bahan bakar, dari persamaan berikut :

$$L_{th} = \frac{1}{0,21} \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,21} \left(\frac{0,86}{12} + \frac{0,13}{4} - \frac{0,01}{32} \right) = 0,4945 \text{ mole}$$

Jumlah udara actual yang diperlukan untuk pembakaran adalah :

$$L = \alpha L_{th}$$

di mana :
 $\alpha = \text{koefisien kelebihan udara} = 1,65$ ($\alpha = 1,3 - 1,7$ untuk mesin kecepatan tinggi)
 jadi : $L = 1,65 \cdot 0,4945 \text{ mole} = 0,8159 \text{ mole}$.

Jumlah substansi kerja di dalam silinder pada akhir kompresi adalah dari persamaan, $M_1 = L(1 + \gamma)$.

di mana: $\gamma = \text{koefisien gas sisa} = 0,03$ ($\gamma = 0,03 - 0,05$ untuk mesin diesel empat langkah)
 Jadi : $M_1 = 0,8159(1 + 0,03) \text{ mole} = 0,8404 \text{ mole}$.

Kuantitas komponen hasil-hasil pembakaran adalah sebagai berikut :

carbon dioksida, $m_1 = \frac{C}{12}(1 + \gamma) = \frac{0,86}{12}(1 + 0,03) \text{ mole} = 0,0738 \text{ mole}$.

uap-air, $m_2 = \frac{H}{2}(1 + \gamma) = \frac{0,13}{2}(1 + 0,03) \text{ mole} = 0,0695 \text{ mole}$.

oksigen, $m_3 = 0,21 L_{th}(\alpha - 1)(1 + \gamma) = 0,21 \cdot 0,4945 \cdot 0,65 \cdot 1,03 \text{ mole} = 0,0695 \text{ mole}$.

Nitrogen, $m_4 = 0,79 \cdot L(1 + \gamma) = 0,79 \cdot 0,8159 \cdot 1,03 \text{ mole} = 0,6639 \text{ mole}$.

Jumlah total hasil-hasil pembakaran adalah : $M_2 = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 = 0,8741 \text{ mole}$.

Kuantitas, β adalah : $\beta = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,8741}{0,8404} = 1,04$ ($\beta > (1 - 1,04)$)

Kapasitas panas molar muatan terdiri atas gas-gas biatomik : $m c'_v = 4,62 + 0,00053 T_c = 4,62 + 0,00053 \cdot 812,3 = 5,05052$.

Panas hasil-hasil pembakaran adalah : $M_2 m c''_p = (6,092234 + 0,000055588 T_z)$

Faktor pemanfaatan panas, $\xi = 0,88$ ($\xi = 0,65 - 0,85$) dan nilai panas bawah bahan bakar, $\varphi_L^r = 10100 \text{ Kcal/kg}$.

Persamaan pembakaran adalah : $M_1(m c'_v + 1,99 \lambda)T_c + \xi \varphi_L^r = M_2 m c''_p T_z$ hasilnya adalah :
 $0,8404(5,0818 + 1,99 \cdot 1,8)812,3 + 0,83 \cdot 10100 = (6,092234 + 0,00055588 T_z) T_z$

$$T_z^2 + 10959,62 - 25681890,91 = 0$$

$T_z = -\frac{1}{2}(10959,62) + \sqrt{\left[\frac{1}{2}(10959,62)\right]^2 + 25681890,91} = 1984 \text{ K}$ (untuk mesin diesel kecepatan tinggi $T_z = 1800 - 2000 \text{ K}$)

Rasio ekspansi susulan :

$$\rho = \frac{\beta}{\lambda} \cdot \frac{T_z}{T_c} = \frac{1,04}{1,8} \cdot \frac{1984,12}{812,3} = 1,4 \quad (\rho = 1,3 - 1,8)$$

Titik b :

Tekanan pada akhir ekspansi sebagai berikut : $p_b = p_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2}$ di mana : $n_2 = \text{eksponen ekspansi politropik}$.

Jadi, $p_b = 72,18 \text{ kg/cm}^2 \left(\frac{1,4}{17}\right)^{1,25} = 3,61$ ($p_b = 2,5 - 5 \text{ kg/cm}^2$) $n_2 = 1,25$ ($n_2 = 1,20 - 1,30$)

Temperatur pada akhir ekspansi sebagai berikut : $T_b = T_z \left(\frac{\rho}{\varepsilon}\right)^{n_2 - 1}$

Jadi, $T_b = 1984,12 \left(\frac{1,4}{17}\right)^{0,25} = 1062,9 \text{ K}$ ($T_b = 1000 - 1200 \text{ K}$)

KESIMPULAN

Tekanan pada awal kompresi, $p_a = 0,90 \text{ kg/cm}^2$.	($p_a = 0,85 - 0,90 \text{ kg/cm}^2$)
Temperatur pada awal kompresi, $T_a = 310 \text{ K}$	($T_a = 310 - 330 \text{ K}$)
Tekanan pada akhir kompresi, $p_c = 40,1 \text{ kg/cm}^2$.	($p_c = 40 - 45 \text{ kg/cm}^2$)
Temperatur pada akhir kompresi, $T_c = 812,3 \text{ K}$	($T_c > 760 - 800 \text{ K}$)
Tekanan pada akhir pembakaran, $p_z = 72,18 \text{ kg/cm}^2$.	($p_z = 70 - 90 \text{ kg/cm}^2$)
Temperatur pada awal kompresi, $T_z = 1884,12 \text{ K}$	($T_z = 1800 - 2000 \text{ K}$)
Tekanan pada awal kompresi, $p_b = 3,61 \text{ kg/cm}^2$.	($p_b = 3,5 - 5 \text{ kg/cm}^2$)
Temperatur pada awal kompresi, $T_b = 1062,9 \text{ K}$	($T_b = 1000 - 1200 \text{ K}$)

DAFTAR PUSTAKA

- Akimov, " Marine Power Plant " Mir Publishers Moscow.
 El - Wakil, MM, 1985, " Powerplant Technology ", McGraw-Hill Book Co; New York.
 Heywood, J.B., 1988, " Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, Inc., New York.

Mathur, ML., Sharma; RP., 1980, " A course In Internal combustion Engines, 3rd ed., Dhanpat Rai & Sons, New Delhi.

Petrovsky, N. " Marine Internal Combustion Engines " Mir Publishers Moskow.