



# ARKA

Media Ilmuan dan Praktisi Teknik Industri

J  
U  
R  
N  
A  
L  
  
T  
E  
K  
N  
I  
K  
  
I  
N  
D  
U  
S  
T  
R  
I

Vol. 06, Nomor 2

Agustus 2012

**ERGONOMIC ASSESMENT KELUHAN MUSKULOSKELETAL DAN SIKAP TUBUH PEKERJA IKAN ASAR DI DESA HATIVE KECIL**

*R. Hutagalung, V.O. Lawalata, D Tumanan & I.K. Savitri*

**PERANCANGAN MODEL INDEKS PRESTASI DAN MASA STUDI TERBOBOT PADA UNIVERSITAS PATTIMURA AMBON**

*Nil Edwin Maitimu*

**TEKNIK FAULT TOLERANCE UNTUK SENSOR JARINGAN WIRELESS**

*Nasir Suruali*

**PENENTUAN ALTERNATIF LOKASI GUDANG AKHIR RUMPUT LAUT DENGAN METODE CENTER OF GRAVITY DAN POINT RATING**

**(Studi Kasus Di Kabupaten Seram Bagian Barat)**

*D. B. Paillin & M. T. Dasfordate*

**PENGAMBILAN KEPUTUSAN ALOKASI BIAYA PROMOSI PRODUK JASA SPEEDY DI KOTA AMBON**

*D. Tumanan & M. Amba*

**ANALISA HUBUNGAN MESIN-MESIN PRODUKSI TERHADAP BIAYA EKONOMI PADA PT. DOK TAWIRI – AMBON**

*O. Metekohy*

**COMPLEX TRANSFORMATIONS TO SOLVE COSMOLOGICAL CONSTANT PROBLEM**

*Samy J. Litololy*

**PREDICTING THE SELLING PRICE OF DRIED *EUCHEUMACOTTONII* IN INDONESIA WITH FOUR CLASSIFIER OF DATA MINING TECHNIQUES**

*Wilma Latuny*

**SEBUAH ANALISIS TENTANG SEBAB-SEBAB KEJADIAN KECELAKAAN KM. PUTRI AYU DI PERAIRAN PULAU AMBON-MALUKU**

*Hanok Mandaku*

**MESIN DIESEL KECEPATAN RENDAH DUA LANGKAH DENGAN RASIO KOMPRESI 13 DAN RASIO TEKANAN 1,7 DENGAN PENENTUAN PARAMETER-PARAMETER TITIK-TITIK UTAMA SIKLUS KERJANYA (KAJIAN TEORITIS)**

*Aloysius Eddy Liemena*

## MESIN DIESEL KECEPATAN RENDAH DUA LANGKAH DENGAN RASIO KOMPRESI 13 DAN RASIO TEKANAN 1,7 DENGAN PENENTUAN PARAMETER-PARAMETER TITIK-TITIK UTAMA SIKLUS KERJANYA (KAJIAN TEORITIS)

**Aloysius Eddy Liemena**

Dosen Fakultas Teknik Universitas Pattimura, AMbon  
e-mail : aloysius\_liemena@yahoo.co.id

### ABSTRAK

Suatu mesin pembakaran dalam adalah suatu mesin tipe bolak balik yang mana substansi kerja adalah suatu campuran gas yang dihasilkan oleh pembakaran bahan bakar di dalam silinder mesin tersebut. Suatu mesin diesel atau mesin pembakaran kompresi adalah suatu mesin dengan pembakaran sendiri bahan bakar tersebut. Campuran gas yang dihasilkan pada pembakaran bahan bakar di dalam silinder mesin membentuk substansi kerja yang menekan pada permukaan torak dan melakukan kerja.

Siklus kerja dari suatu mesin diesel dapat juga diselesaikan dalam dua langkah atau satu putaran engkol. 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,  $p_a = 1,12 \text{ kg/cm}^2$  dan  $T_a = 350 \text{ K}$ , tekanan dan temperatur pada akhir kompresi adalah,  $p_c = 35,14 \text{ kg/cm}^2$  dan  $T_c = 837,2 \text{ K}$ , dan tekanan dan temperatur pada akhir pembakaran adalah  $p_z = 59,74 \text{ kg/cm}^2$  dan  $T_z = 1868,93 \text{ K}$  dan tekanan dan temperatur pada akhir ekspansi adalah  $p_b = 3,3 \text{ kg/cm}^2$  dan  $T_b = 993,3 \text{ K}$ .

**Kata kunci** : Diesel, Dua-langkah, Parameter-parameter.

### ABSTRACT

*An internal-combustion engine is a reciprocating type of engine in which the working substance is a mixture of gases produced by combustion of fuel in the engine cylinder. A diesel or compression-ignition engine is a machine with self-ignition engine of fuel and internal mixing.*

*The working cycle of a diesel engine can also be completed in two strokes of the piston. 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 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 parameters are the pressure and temperature at the beginning of compression,  $p_a = 1,12 \text{ kg/cm}^2$  and  $T_a = 350 \text{ K}$ , pressure and temperature at the end of kompression,  $p_c = 35,14 \text{ kg/cm}^2$  and  $T_c = 837,2 \text{ K}$ , and pressure and temperatuer at the end of combustion,  $p_z = 59,74 \text{ kg/cm}^2$  and  $T_z = 1868,93 \text{ K}$  and pressure and temperature at the end of expansion,  $p_b = 3,3 \text{ kg/cm}^2$  and  $T_b = 993,3 \text{ K}$ .*

**Keywords** : Diesel, two-stroke, parameters.

### PENDAHULUAN

#### Pengisian silinder dengan suatu muatan segar

Ketika silinder mesin dua langkah dibilas tidak mungkin menghindari pencampuran muatan segar dengan gas sisa walaupun kenyataan bahwa volume udara yang disuplai biasanya 1,2 hingga 1,4 kali volume silinder tersebut. Perbandingan berat gas sisa terhadap muatan segar ditandai dengan  $\gamma$  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 dua langkah,  $\gamma = 0,02$  hingga 0,12 dan untuk mesin semi diesel dengan siklus dua langkah di mana lemari engkol (crankcase) dipakai sebagai pompa bilas nilai  $\gamma$  mencapai 0,3.

Pada akhir pengisian tekanan dalam silinder mesin dua langkah tergantung pada tekanan udara bilas dan bervariasi dari 1,06 hingga 1,25 kg/cm<sup>2</sup>. Dengan supercharging dia bias mencapai 1,5 dan lebih.

Dekat akhir pengisian silinder diisi dengan suatu campuran muatan segar dan gas-gas sisa. Pada mesin-mesin dua langkah temperatur dari campuran ini adalah  $T_a = 350 - 390$  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  $\eta_{ad}$ . Koefisien ini menyatakan persentasi suatu muatan segar yang dimasukkan ke dalam silinder. Pada mesin-mesin kecepatan tinggi nilai  $\eta_{ad}$  kurang dari pada mesin-mesin kecepatan rendah disebabkan karena kenaikan tahanan yang harus diatasi selama pengisian.

Koefisien pengisian untuk mesin-mesin diesel dua langkah, berhubungan dengan langkah torak penuh, adalah 0,75 – 0,85.

### Kompresi

Kompresi dipandang sebagai suatu proses adiabatik dalam siklus teoritis. Dalam kondisi-kondisi aktual selama periode pertama kompresi, ketika temperatur campuran muatan segar dan gas-gas sisa di bawah temperatur dinding-dinding silinder, perpindahan panas dari dinding-dinding ke muatan. Pada kompresi yang lebih jauh dan suatu kenaikan temperatur muatan, perpindahan panas dari muatan ke dinding-dinding. Untuk memudahkan dalam perhitungan-perhitungan kompresi dipandang sebagai suatu proses politropik dengan berpegang pada  $n_1$  diambil di antara 1,34 dan 1,39.

Perbandingan kompresi untuk mesin-mesin diesel tanpa supercharger adalah  $\epsilon = 13 - 19$ . Dengan supercharging dia biasanya 11 – 13. Pada mesin-mesin kecepatan rendah tekanan pada akhir kompresi adalah 35 – 40 kg/cm<sup>2</sup>. Dengan supercharging nilai  $p_c$  mencapai 50 – 60 kg/cm<sup>2</sup>. Untuk keandalan penyalan sendiri terhadap bahan bakar temperatur pada akhir kompresi tidak boleh dibawah 760 – 800 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  $\alpha$  untuk mesin-mesin diesel kecepatan rendah adalah 1,8 – 2,0 pada beban penuh. Pada mesin-mesin diesel kecepatan rendah tekanan pembakaran maksimum  $p_z$  adalah 45 – 60 kg/cm<sup>2</sup> dan dengan; temperatur gas adalah 1700 – 1900 K.

### 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 rendah adalah 2,5 – 3,5 kg/cm<sup>2</sup> dan temperatur gas adalah 900 – 1000 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 kompresi, dengan perbandingan kompresi  $\epsilon$  dan nilai-nilai rata-rata eksponan politropik kompresi  $n_1$ , yang diberikan, kita akan mendapatkan dari persamaan-persamaan berikut ini :

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

$$\text{Jadi, tekanan pada akhir kompresi adalah : } p_c = p_a \epsilon^{n_1} \quad (2)$$

$$\text{dan temperatur pada akhir kompresi adalah : } T_c = T_a \epsilon^{n_1-1} \quad (3)$$

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 1kg/cm<sup>2</sup> dan temperature 25 °C (dalam kondisi ini volume 1 mole adalah 23,1 m<sup>3</sup>)

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  $C + O_2 = CO_2$ . 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  $2H_2 + O_2 = 2H_2O$  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, di mana komposisi bahan bakar  $C = 86,2 \%$ ;  $H = 12,8 \%$ ;  $O = 1\%$ .

Ambil dalam perhitungan koefisien udara lebih  $\alpha$  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  $\gamma$ . Oleh karena itu jumlah total udara dan gas sisa di dalam silinder mesin pada akhir kompresi akan menjadi sama dengan dalam mole  $M_1 = L (1 + \gamma)$ . Besar-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 :  $\beta = M_2 / M_1$

Nilai  $\beta$  adalah selalu lebih dari satu dan mencapai 1,04.

Menentukan tempertur pada akhir pembakaran diperlukan mengetahui kapasitas-kapasitas panas molar gas-gas pada volume konstan dan pada tekanan konstan. Hubungan diantaranya dinyatakan oleh persamaan  $m c_p - m c_v = 1,99$ . (4)

Kapasitas panas molar  $m c_v$  sebagai fungsi linear terhadap temperatur 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 temperatur 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  $\beta \phi$ . Faktor pemanfaatan  $\xi$  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  $\xi$  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  $\lambda$ ), persamaan pembakaran akan mempunyai bentuk :

$$M_1 (m \alpha_p^0 + 1,99 \lambda) T_c + \xi \phi \beta = M_2 m \alpha_p^1 T_z \tag{5}$$

Besaran  $m \alpha_p^0$  adalah kapasitas panas substansi kerja pada akhir kompresi dan besaran  $m \alpha_p^1$  adalah kapasitas panas hasil-hasil pembakaran.

Menentukan  $T_z$  cukup mendapatkan akar positifnya. Rasio tekanan  $r$  diambil dari 1,6 hingga 2,0. Menentukan rasio ekspansi susulan  $\rho$  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 :

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

maka akhirnya  $\rho = \frac{p}{R} \times \frac{V}{T}$ .

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

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

$$\frac{p_b}{p_z} = \left(\frac{V_b}{V_z}\right)^{\gamma} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{\gamma} = \left(\frac{p}{p}\right)^{\gamma}; \quad \frac{T_b}{T_z} = \left(\frac{V_b}{V_z}\right)^{\gamma-1} = \left(\frac{p}{p}\right)^{\gamma-1}$$

Jadi, tekanan pada akhir ekspansi adalah :

$$p_b = p_z \left(\frac{p}{p}\right)^{\gamma}$$

Temperatur pada akhir ekspansi akan menjadi :

$$T_b = T_z \left(\frac{p}{p}\right)^{\gamma-1}$$

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,  $p_a = 1,12 \text{ kg/cm}^2$  ( $p_a = 1,06 - 1,25 \text{ kg/cm}^2$ )

Temperatur pada awal kompresi,  $T_a = 350 \text{ K}$  ( $T_a = 350 - 390 \text{ K}$ )

Titik c :

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

Diketahui :  $p_a = 1,12 \text{ kg/cm}^2$

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

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

Jadi :  $p_c = 1,12 \text{ kg/cm}^2 \cdot (13)^{1,34} = 35,14 \text{ kg/cm}^2$ . (untuk mesin kecepatan tinggi tanpa supercharger,  $p_c = 35 - 40$

$\text{kg/cm}^2$ ).

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

Jadi,  $T_c = 350 \text{ K} \cdot (13)^{1,34-1} = 837,2 \text{ K}$  (untuk mesin diesel kecepatan tinggi  $T_c \geq 760 - 800 \text{ K}$ )

Titik z

Tekanan pada akhir pembakaran (tekanan pembakaran maksimum)

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

$p_z = 1,7 \cdot 35,14 \text{ kg/cm}^2 = 59,74 \text{ kg/cm}^2$  (untuk mesin diesel kecepatan tinggi,  $p_z = 45 - 60$   $\text{kg/cm}^2$ ).

Temperatur pembakaran maksimum dihitung sebagai berikut :

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

$$L_{TB} = \frac{1}{0,81} \left( \frac{C}{12} + \frac{H}{4} - \frac{O}{32} \right) = \frac{1}{0,81} \left( \frac{0,886}{12} + \frac{0,106}{4} - \frac{0,04}{32} \right) = 0,493 \text{ mole}$$

Jumlah udara actual yang diperlukan untuk pembakaran adalah :

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

di

mana

$\alpha = \text{koefisien kelebihan udara} = 1,95$  ( $\alpha = 1,8 - 2,0$  untuk mesin kecepatan rendah)

jadi :  $L = 1,95 \cdot 0,493 \text{ mole} = 0,96 \text{ mole}$ .

Jumlah substansi kerja di dalam silinder pada akhir kompresi adalah dari persamaan,

$$M_1 = i(1 + \gamma)$$

di

mana:

$\gamma$

=

koefisien

gas

sis

=

0,02

( $\gamma = 0,02 - 0,12$  untuk mesin diesel empat langkah)

Jadi :  $M_1 = 0,96(1 + 0,02) \text{ mole} = 0,98 \text{ mole}$ .

Kuantitas komponen hasil-hasil pembakaran adalah sebagai berikut :

carbon dioksida,  $m_1 = \frac{C}{12} (1 + \gamma) = \frac{0,886}{12} (1 + 0,02) \text{ mole} = 0,0788 \text{ mole}$ .

uap-air,  $m_2 = \frac{H}{2} (1 + \gamma) = \frac{0,106}{2} (1 + 0,02) \text{ mole} = 0,0558 \text{ mole}$ .

oksigen,  $m_3 = 0,21 L_{TB} (\alpha - 1) (1 + \gamma) = 0,21 \cdot 0,493 \cdot 0,95 \cdot 1,02 \text{ mole} = 0,1008 \text{ mole}$ .

Nitrogen,  $m_N = 0,79 \cdot 1 \cdot (1 + \gamma) = 0,79 \cdot 0,99 \cdot 1,02 \text{ mole} = 0,774 \text{ mole}$ .  
 Jumlah total hasil-hasil pembakaran adalah :  $M_z = m_1 + m_2 + m_3 + m_4 = 1,018 \text{ mole}$ .  
 Kuantitas,  $\beta$  adalah :  $\beta = \frac{M_1}{M_2} = \frac{1,018}{0,99} = 1,028$  ( $\beta > (1 - 1,04)$ )  
 Kapasitas panas molar muatan terdiri atas gas-gas biatomik :  
 $m c_p^* = 4,02 + 0,00038 T_z = 4,02 + 0,00038 \cdot 837,2 = 3,064$ .  
 Panas hasil-hasil pembakaran adalah :  $M_z m c_p^* = (7,006 + 0,000628 T_z)$   
 Faktor pemanfaatan panas,  $\xi = 0,88$  ( $\xi = 0,88 - 0,88$ ) dan nilai panas bawah bahan bakar,  $\varphi_f = 10100 \text{ Kcal/kg}$ .

Persamaan pembakaran adalah :  $M_z (m c_p^* + 1,992) T_z + \xi \varphi_f = M_z m c_p^* T_z$  hasilnya adalah :  
 $0,98 (5,064 + 1,99 \cdot 1,7) 837,2 + 0,82 \cdot 10100 = (7,006 + 0,000628 T_z) T_z$   
 $T_z^2 + 11136 T_z - 24223386,88 = 0$

$T_z = -\frac{1}{2} (11136) + \sqrt{\left[\frac{1}{2} (11136)\right]^2 + 24223386,881} = 1868,93 \text{ K}$  (untuk mesin diesel kecepatan rendah  $T_z = 1700 - 1900 \text{ K}$ )

Rasio ekspansi susulan :

$$\rho = \frac{M_1 T_1}{M_2 T_2} = \frac{1,018 \cdot 1868,93}{1,7 \cdot 837,2} = 1,36 \quad (\rho = 1,3 - 1,8)$$

Titik b :

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

Jadi,  $p_b = 59,74 \text{ kg/cm}^2 \left(\frac{1,018}{1,7}\right)^{1,28} = 3,3$  ( $p_b = 2,5 - 3,5 \text{ kg/cm}^2$ )  $n_2 = 1,28$  ( $n_2 = 1,20 - 1,30$ )

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

Jadi,  $T_b = 1868,93 \left(\frac{1,018}{1,7}\right)^{0,28} = 993,3 \text{ K}$  ( $T_b = 900 - 1000 \text{ K}$ )

### KESIMPULAN

Tekanan pada awal kompresi,	$p_a = 1,12 \text{ kg/cm}^2$ .	( $p_a = 1,06 - 1,25 \text{ kg/cm}^2$ )
Temperatur pada awal kompresi,	$T_a = 350 \text{ K}$	( $T_a = 350 - 390 \text{ K}$ )
Tekanan pada akhir kompresi,	$p_c = 35,14 \text{ kg/cm}^2$ .	( $p_c = 35 - 40 \text{ kg/cm}^2$ )
Temperatur pada akhir kompresi,	$T_c = 837,2 \text{ K}$	( $T_c > 760 - 800 \text{ K}$ )

Tekanan pada akhir pembakaran,	$p_z = 59,74 \text{ kg/cm}^2$ .	( $p_z = 45 - 60 \text{ kg/cm}^2$ )
Temperatur pada akhir pembakaran,	$T_z = 1868,93 \text{ K}$	( $T_z = 1700 - 1900 \text{ K}$ )

Tekanan pada awal ekspansi,	$p_b = 3,3 \text{ kg/cm}^2$ .	( $p_b = 2,5 - 3,5 \text{ kg/cm}^2$ )
Temperatur pada awal ekspansi,	$T_b = 993,3 \text{ K}$	( $T_b = 900 - 1000 \text{ K}$ )

### DAFTAR PUSTAKA

- Akimov, " Marine Power Plant " Mir Publishers Moscow.  
 El – Wakil, MM, 1985, " Power Plant 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, 3<sup>rd</sup> ed., Dhanpat Rai & Sons, New Delhi.  
 Petrovsky, N. " Marine Internal Combustion Engines " Mir Publishers Moskow.