Analisis Motor Diesel Caterpillar 550 Sebagai Penggerak Generator Listrik Daya 550 Kw (50 Hz)

Zulkifli Manguluang dan Amrullah
Jurusan Teknik Mesin Universitas Muslim Indonesia Makassar
Jln. Urip Sumohardjo KM. 05 Kampus II UMI
Telp. (0411) 443685

Abstrak

Motor bakar torak khusus motor bakar diesel masih memegang peranan penting sebagai sumber tenaga penggerak terutama untuk menggerakkan sebuah generator listrik
Dari hasil perhitungan dan analisis kinerja motor bakar diesel caterpillar 550 sebagai penggerak generator listrik pada daya 550 Kw, 50 Hz bahwa kenaikan tekanan dari awal sampai akhir kompresi sebesar 423 kali/sek dan hasil perhitungan dari 2,35 kg/cm^2 pada tekanan awal kompresi dan 99,30 kg/cm^2 tekanan akhir kompresi dan tekanan pembakaran 218,53 kg/cm^2

Kata kunci : penggerak generator listrik dengan daya 550 Kw

I. Pendahuluan

1.1.Latar Belakang

Dewasa ini perkembangan teknologi motor bakar torak khususnya motor bakar diesel masih memegang peranan penting sebagai sumber tenaga penggerak terutama generator listrik. Dalam usaha mendapatkan tenaga motor yang lebih efektif, para perancang berusaha sedemikian rupa untuk melengkapi konstruksi mesin sehingga target pencapaian energi mesin yang besar dapat dicapai.motor diesel ini mempunyai beberapa kelebihan seperti : daya yang dibangkitkan, hemat bahan bakar, harga bahan bakakarnya murah dan pemeliharaannya tidak terlalu rumit jika dibandingkan dengan motor bensin.

1.2.Tujuan Analisis

Adapun maksud dan tujuan penulis adalah untuk mengetahui prestasi mesin diesel caterpillar 550 penggerak generator 550 Kw (50 Hz) dengan menganalisa hasil perhitungan yang kami dapat

.

1.3.Batasan Masalah

Mengingat begitu luasnya ruang lingkup permasalahan khususnya motor diesel empat langkah maka peneulis memberikan batasan masalah yang dapat mengarahkan pembahasan dan mengatasi perkembangan masalah yaitu daya dan effisiensi kerja mesin diesel.

II. Teori umum motor diesel

2.1. Sejarah motor diesel

Semasa mudanya rudolf diesel telah berkesimpulan bahwa mesin uap itu amat memboroskan bahan bakar karena rendemennya (effisiensinya) yang rendah. Ia lantas berkehendak untuk membuat suatu mesin yang pemakaian bahan bakarnya rendah dapat mengubah panas menjadi energi makanik.

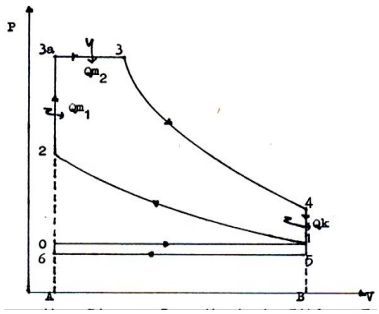
Secara praktis, diesel berfikir untuk memamfaatkan udara murni didalam sebuah selinder dengan sangat kuat sehingga menjadi panas, sehingga bahan bakar yang ada pada saat itu dimasukkan

kedalam selinder langsung akan terbakar. Setelah 13 tahun menggambar dan bekerja, maka pada 10 agustus 1893 telah terdengar motor percobaannya yang pertama dengan ledakan yang membisingkan dari motor itu, namun susul menyusul lantas muncul banyak pembaruan pada percobaan-percobaan dengan konstruksi itu, yakni dalam penggunaan bahan bakar dan pemasukan bahan bakar itu kedalam selinder.

Pada 17 pebruari 1894 motor yang telah diperbaiki berputar selama satu menit dan membuat 88 putaran. Kendati demikian masih diperlukan waktu hingga mei 1896, sebelum motor diesel yang pertama itu siap melakukan tugasnya didunia dan merupakan jenis motor yang amat populer pada saat ini. Sebagai bahan bakar dipakainya minyak tanah. Keuntungan terbesar motor diesel terhadap motor otto yang telah ada ialah pemakaian bahan bakarnya yang murah dan lebih irit.

2.2.Prinsip kerja mesin diesel

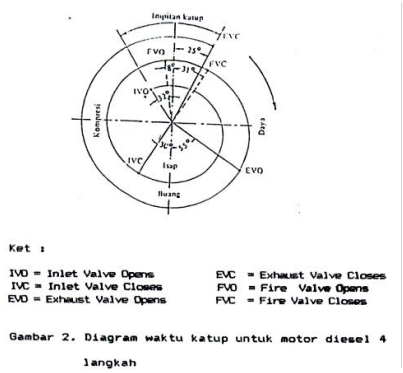
2.2.1. Cara kerja motor diesel dengan menggunakan supercarjer



Gbr. 1b. Diagram P vs V dari siklus tekanan terbatas dengan supercharger

- Langkah isap
  Pada supercarged engines dimana udara pada waktu langkah isap dipaksa masuk silinder oleh pompa udara yang digerakkan oleh mesin itu sendiri. Dimana katup masuk membuka dan katup buang tertutup, gerakan torak dari TMA (titik mati atas) ke TMB (titik mati bawah) jadi poros engkol memutar (terus 180^o) tekanan dalam selinder rendah
- Langkah kompressi
  Selama langkah kompresi katup masuk dan katu keluar tertutup torak bergerak dari TMB ke TMA
  Poros engkol berputar terus 180^o lagi. Udara yang ada dalam selinder, dimamfaatkan kuat di atas torak dan menyebabkan temperatur naik.
- Langkah Usaha
  Selama langkah usaha, katup masuk dan keluar tertutup, dimana terjadi dua kali proses pembakaran yaitu pembakaran pada volume konstan dan pembakaran pada tekanan konstan
  Pada akhir langkah kompresi pompa penyemprot bertekanan tinggi menyemprotkan sejumlah bahan bakar, karena temperatur dan tekanan yang tinggi mencapai titik nyala sehingga bahan bakar langsung terbakar. Torak bergerak dari TMA (titik mati atas) ke TMB (titik mati bawah)
- Langkah Buang
  gerakan torak dari TMA (titik mati atas) ke TMB (titik mati bawah) mendorong sisa-sisa gas pembakaran keluar melalui katup buang yang terbuka sedang katup isap tertutup.

2.2.2. Diagram waktu katup



Gambar 2. Diagram waktu katup untuk motor diesel 4 langkah

Diagram waktu katup (gambar 2) menunjukkan saat pembukaan dan penutupan katup masuk, katu buang dan

katu bahan bakar yang periodenya dinyatakan dalam derajat sudut putaran poros engkol. Impitan katup (valve overlap) adalah periode saat katup masuk dan katup buang sama-sama dalam keadaan terbuka dan dalam hal ini udara yang baru masuk dapat ikut mendorong sisa-sisa gas hasil pembakaran keluar melalui katup buang. Kejadian ini disebut pembilasan (scavenging) katup mendahului bila terbuka sebelum titik mati dan terlambt bila tertutup sesudah titik mati.

2.3. Sistem bahan bakr dan pembakaran

2.3.1. Umum

Bahan bakr diesel (minyak diesel) merupakan hasil penyulingan bumi kasar dan memiliki sifat pelumasannya. Minyak bumi adalah hidrokarbon rantai panjang yang terdiri dari molekul-molekul hidrogen dan karbon, yang dibedakan dari titik didihnya. Pada tekanan normal bagian-bagian itu tetap cair. Bensin memiliki uap yang tinggi, disusul kemudian jenis minyak gas (yang terakhir ini cocok sebagai bahan bakar motor diesel kecepatan tinggi, juga untuk pemanas ruangan).

2.3.2. Sisa udara dan nilai pembakaran

Pada proses pembakaran terdapat beberapa pengertian yang masing-masing berperan. Dari pengertian-pengertian ini, kita akan memperoleh beberapa gambaran yang penting.

- Sisa udara
  Secara teoritis pembakaran 1 gram minyak diesel memerlukan 15,84 gram udara (perbandingan ini sekaligus menunjukkan komposisi campuran yang baik). Jadi komposisi demikian akan menghasilkan pembakaran sempurna dan motor bekerja mengurangi pengotoran. Pengotoran pada gilirannyaakan menjadi beban bagi motor.
- Nilai pembakaran
  Yang dimaksud dengan nilai pembakaran adalah jumlah joule yang diberikan selama pembakaran sempurna sejumlah 1 m^3 gas atau 1 kg bahan bakar. Dimana nilai pembakaran minyak diesel : 42.700 kj/kg
  Satu liter minyak diesel beratnya rata-rata 0,85. Jadi nilai pembakaran 1 liter minyak diesel sama dengan 0,85 x 42.700 = 36.295 kj.

2.4.Sistim pelumasan

Pada umumnya motor bakar torak menggunakan pelumasan cair yang dinamai minyak pelumas. Selain mudah disalurkan minyak pelumas itu berfungsi juga sebagai fluida pendingin, pembersih, dan penyekat. Beberapa sistem permukaan yang biasa digunakan pada motor bakar torak adalah :

- Sistem pelumasan percik
  Pada sistim ini setiap kepala besar tangki torak mempunyai sendok atau mangkok yang akan menciduk dan memercikkan minyak pelumasan ke bagian-bagian torak, dinding selinder dan bantalan-bantalan pada poros engkol. Sistem ini disebut sistem cebur, karena ketika torak akan mencebur atau menepuk minyak pelumas yang berada dibagian bawah mesin (gil pan)
- Sistem pelumasan tekan
  Dimana minyak pelumas ditekan dengan tekanan 2-3 atm. Melalui saluran utama kemudian diidstribusikan melalui saluran berupa lubang dalam rumah engkol minyak pelumas akan melumasi bantalan utama poros engkol melalui lubang-lubang yang di bor pada bagian journal poros engkol. Pelumasan pada bantalan jalan dan pada tangkai torak dengan menekan minyak pelumas melalui lubang yang di bor dari journal ke bagian pena engkol

menembus pipi engkol. Tekanan minyak pelumas akan berkurang ketika sampai pada saluran poros lengan penekan katup kemudian di salurkan kesetiap lengan penekan katup yang mempunyai lubang-lubang.

2.5. Analisa Thermodinamika

Siklus diesel yang akan di analisa di bawah ini adalah siklus diesel tekanan terbatas (siklus gabungan) proses yang terjadi pada siklus diesel tekanan terbatas adalah :

- **0–1 : langkah isap pada tekanan konstan**

$$w_o - 1 = p_o \,.\, (v_1 - v_2$$
$$v_1 = \frac{\pi}{4} \,.\, d^2 . L$$

Dimana L = Panjang langkah torak

- **1–2 : Langkah Kompresi Isentropik**

Tekanan naik, temperatur naik, entropy tetap dan volume berkurang,

$d_q = 0$

$$d_q = du + dw$$
$$0 = d_u + d_w$$
$$= cv.dT + P.dv \rightarrow p = \frac{RT}{v}$$
$$= cv.dT + P.\frac{RT}{v}.dv$$
$$= \frac{dT}{T} + \frac{R}{cv} \,.\, \frac{dv}{v}$$
$$= ln.T + \ln v \,.\, R.Cv = Tv^{\frac{k}{cv}}$$

Sehingga

$$TV^{k-1} = C \; dan \; PV^k = C$$

- **2–3a: Proses pemasukan kalor pada volume konstan (isokorik)**

$$dQa = dU + dw \rightarrow dw = 0$$
$$dQ = dU$$
$$dQ = m.Cv.dT$$
$$q2 - 3a = Cv(T3a - T2)$$

- **3a–3: proses pemasukan kalor pada tekanan konstan (isobarik)**

Volume, temperatur dan entropy naik

$$dQ = dU + dw \rightarrow dU = m.Cv.dT$$
$$= m.Cv.dT + p.dv \rightarrow pdv$$
$$= mCvdT + d.(pv) \rightarrow vdp \rightarrow$$
$$= mCvdT + d.(pv) \rightarrow pv$$
$$= mCvdT + d(mRT)$$
$$= mCvdT + d(mRT)$$
$$= Cv + R = cp$$
$$dq = Cv + dT + RdT$$
$$dq = Cp + dT$$

Sehingga :

$$q = Cp + (T3 - T3a)$$
$$q3a - 3 = Cp + (T3 - T3a)$$

- **3–4 : langkah ekspansi isentropik**

Dq = 0, P dan T turun dan s (entropy) konstan sehingga

$$TV^{k-1} = C$$
$$PV^k = C$$
$$W_{exp} = \frac{1}{1-k} \,(P3 \,.\, v3 - P4 \,.\, v4)$$

- **4–1 : Proses pengeluaran kalor pada volume konstan, tekanan, temperatur dan entropy turun serta volume konstan**

$$d_Q = du + dw$$
$$dq = d_u + d_w$$
$$= cvdT + Pdv \rightarrow dv = 0$$

Sehingga

$$q4 - 1 = cv\,(T4 - T1)$$

- **1–0 : langkah buang secara isovalmis**

$$W_{1-0} = pv\,(v0 - v1)$$

Efisiensi thermal

$$\eta th = \frac{Q_{in} + Q_{out}}{Q_{in}}$$
$$= 1 - \frac{Q_{out}}{Q_{in}}$$

Dimana :

$$Q_{out} = mcv\,(T_4 - T_1)$$
$$Q_{in} = mcv\,(T_{3a} - T_2) + mcp\,(T_3 - T_{3a})$$

$$= 1 - \frac{mcv\,(T_4 - T_1)}{mcv\,(T_{3a} - T_2) + mcp\,(T_3 - T_{3a})}$$

(motor bakar torak Wiranto A.)

Dimana :

K = eksponen politropik
= 1,4 untuk udara

λ = perbandingan kenaikan selama pembakaran

$$= \frac{P3a}{P2} \quad = \frac{P3}{P2}$$

ρ = derajat ekspansi pendahuluan

$$= \frac{v3}{v3a} \quad = \frac{v3}{v2}$$

III. Perhitungan Thermodinamika Mesin Diesel

3.1.Spesifikasi mesin

Adapun data-data dalam penganalisaan perhitungan ini sebagai berikut :

- Type mesin : motor diesel caterpillar 550 penggerak generator listrik 550kw (50Hz)
- Daya Generator (Ng) : 550 Kw
- Putaran : 1500 rpm
- Perbandingan kompresi : 14,5 : 1
- Jumlah Selinder :12 buah
- Diameter selinder : 137 mm
- Panjang langkah Torak : 152 mm

3.2.Spesifikasi Thermodinamika

a. Temperatur awal kompresi (Ta)

$$T_1 = \frac{Ts + \Delta tw + \gamma r + Tr}{1 - \gamma r}$$

Dimana :

T_1 = Temperatur awal kompresi (^oK)

T_s = Temperatur udara supercharger (^oK)

= (25 – 50 ^{o}C)

= 46 + 273 = 319 ^{o}K

Δtw = Kenaikan temperatur udara Karena pada dinding silinder

= 10 -15 ^{o}C

γr = Koefisien gas campuran

= 0,03 -0,04

Tr = Temperatur gas campuran

= 700 – 800^{o}K = 750 ^{o}K (dipilih)

$T_1 = \frac{319+15+(0{,}04.750)}{1+0{,}04}$ = 350 ^{o}K

b. Tekanan awal kompresi

P_1 = (0,90 – 0,95) ps

Dimana :

Ps = tekanan udara supercharger (1,4 – 2,5)

= 2,5 kg/cm^2

P_1 = 0,94 . 2,5

= 2,35 kg/cm^2

c. Effisiensi pengisian (ηch)

$$\eta ch = \frac{\sum P1 \,.\, To}{(\sum -1).ps\,(Ts + \Delta tw) + (\gamma r \,.\, Tr)}$$

Dimana :

Σ = perbandingan kompresi = 14,5

To = temperatur udara luar ^{o}K

= 30 ^{o}C + 273 = 303 ^{o}K

$$\eta ch = \frac{14{,}5.2{,}35.303}{(14{,}5 - 1).2{,}35\,(319 + 15) + (0{,}04.750)}$$

= 0,8940 . 100% = 89 %

3.2 Proses Kompresi

Langkah kompresi dimulai dari titik 1 berakhir pada titik 2, dimana akan terjadi proses secara insentropic dengan eksponen politropic

n_1= Eksponen politropic kompresi rerata.

= (1,34 – 1,4)

Kerja selama proses kompresi menurut persamaan :

$$A + B.T_1\left(\Sigma^{k-1} + 1\right) = \frac{1{,}985}{k - 1}$$

Dari persamaan diatas, dimana A dan B adalah koefisien yang diperoleh dari hasil eksperimen vander wals pada tabel (2-2) yang menetapkan untuk setiap unsur gas adalah :

- Nitrogen, oksigen, udara
  A = 4,62
  B = 53 x 10^{-5}
- Uap air
  A = 5,79
  B = 112 x 10^{-5}
- Carbon dioksida
  A = 7,82
  B = 112 x 10^{-5}

Yang dikompresikan adalah udara, maka persamaan menjadi :

$$4{,}62 + 53.10^{-5}.350\left(14{,}5^{k-1} + 1\right) = \frac{1{,}985}{k_1 - 1}$$

Dengan memberikan harga k_1 secara metode coba-coba, dimana harga ruas pada persamaan tersebut diatas, harus

sama/mendekati harga ruas kanan, maka diperoleh harga k_1 yang sesuai yaitu :

$$n_1 = k_1 \pm (0{,}02 - 0{,}03)$$

a. Temperatur akhir kompresi (T_2)

$$T_2 = T_1 (\Sigma) n_1 - 1$$

Dimana :

T_1 = T awal kompressi (^oK)

n_1 = eksponen politropik rerata

T_2 = $350. (14{,}5)^{1{,}4-1}$

= 1020,04 ^oK

b. Tekanan Akhir Kompressi (P_2)

$$P_2 = P_1 (\Sigma)^{n1}$$

Diamana :

P_1 = P awal kompresi (kg/cm^2)

Σ = perbandingan kompresi

P_2 = $2{,}35 (14{,}5)^{1{,}4}$

= 99,30 kg/cm^2

3.3 Proses Pembakaran

Carbon C = 87%

Hidrogen H = 12,6 %

Oksigen O = 0,4%

Jadi kebutuhan udara secara teoritis untuk membakar bahan bakar menurut komposisi pembakaran 1 kg bahan bakar adalah :

$$Lo = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{c}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O}{32}\right)$$

$$Lo = \frac{1}{0{,}21}\left(\frac{0{,}87}{12} + \frac{0{,}126}{4} + \frac{0{,}04}{32}\right)$$

= 0,494 molekul

a. kebutuhan udara sesungguhnya

La = α . Lo

α = koefisien kelebihan udara

= 1,7 – 2,0

La =1,7 . 0,494

= 0,8398 molekul

b. Jumlah gas pembakaran

Gas hasil pembakaran bahan bakar untuk setiap 1 kg bahan bakar adalah :

- Carbon Dioksida (CO_2)

$$M_{C2} = \frac{C}{12} = \frac{0{,}87}{12} = 0{,}0725\ molekul$$

- Uap Air (H_2O)

$$M_{H2}O = \frac{C}{2} = \frac{0{,}126}{2}$$

$$= 0{,}063\ molekul$$

- Oksigen (O_2)

$$M_{O2} = 0{,}21(\alpha - 1) lo$$

$$= 0{,}21\ (1{,}7 - 1)0{,}494$$

$$= 0{,}073 \frac{molekul}{kgbb}$$

- Nitrogen (N_2)

$$M_{N2} = 0{,}79(\alpha) lo = 0{,}21\ (1{,}7)0{,}494$$

$$= 0{,}663\ molekul/kgbb$$

Dengan demikian jumlah gas hasil pembakaran untuk setiap 1 kg bahan bakar (Mg) adalah :

$$Mg = M_{CO2} + M_{H2O} + M_{O2} + M_{N2}$$

$$= 0{,}0725 + 0{,}063 + 0{,}073 + 0{,}0663$$

$$= 0{,}8715 \frac{mol}{kg} bb$$

Jumlah sisa gas dari pembakaran (mr) adalah

Mr = γr . La

γr = koefisien gas campuran

= 0,0336 molekul

Mr= 0,04 . 0,8398

= 0,0336 molekul

c. Volume relative komponen gas dari hasil pembakaran adalah sebagai berikut :

- Carbon Dioksida $V_{CO2} = \frac{M_{CO2}}{mg} = \frac{0{,}0725}{0{,}8715} = 0{,}0832$
- Uap air $V_{H2O} = \frac{M_{H2O}}{mg} = \frac{0{,}063}{0{,}8715} = 0{,}0723$
- Oksigen $V_{O2} = \frac{M_{O2}}{mg} = \frac{0{,}073}{0{,}8715} = 0{,}0837$

- Nitrogen $V_{N2} = \frac{M_{N2}}{mg} = \frac{0,663}{0,8715} =$ 0,7607

Dengan demikian volume relative total (V_{tot}) komponen gas dari hasil pembakaran adalah :

V_{tot} = 0,0832 + 0,0723 + 0,0837 + 0,7607

V_{tot} = 0,9999

c. Koefisien panas molar rata-rata pada volume konstan (mC_V)g.

(mC_V)g = Ag + Bg + T3

Dimana :

Ag	CO_2	H_2O	O_2	N_2
7,82	5,79	4,62

Bg 125.10^{-5} 112.10^{-5} 53.10^{-5}

Jadi :

$Ag = V_{CO_2}.A_{CO_2} + V_{H2_O}.A_{H_{2O}} + V_{O_2}.A_{O_2} + V_{N_2}.A_{N_2}$

Ag = 0,0832.7,82 + 0,0723.5,79 +0,0837.4,62 + 0,7607.4,62

= 4,970 k cal / mol ^oK

$Bg = V_{CO_2}.B_{CO_2} + V_{H2_O}.B_{H_{2O}} + V_{O_2}.B_{O_2} + V_{N_2}.B_{N_2}$

Bg = $0,0832.1,25x10^{-5} + 0,0723.112x10^{-5} + 0,0837.53x10^{-5} + 0,7607.11x10^{-5}$

= 6,32 x 10^{-4} k cal / mol ^oK

(mC_V)g = 4,970 + 6,32x10^{-4} + T3 k cal/mol ^oK

- Kapasitas molar rata-rata pada tekanan konstan

  (mC_v)g = (mC_V)g + 1,985 . T3

  = (4,970+6,32x10^{-4}.T3) 1,985. T3

- Kapasitas panas polar campuran pada volume konstan (mC_v)a

  (mC_v)a = Aa + Ba .T_2

  = 4,62 + 53x10^{-5} . 1020,04

  = 5,1606 k cal/mpl ^oK

- energi yang dikandung gas pada keadaan 2 untuk setiap 1 kg bahan bakar (setelah proses akhir kompresi)

  U_2 = (La + mr). (mC_v)a. T_2

  = (0,8398 +0,0336) . (5,1606 . 1020,04).T_2

  = 4597,594 k cal/mol/kg bb

- energi yang dikandung gas pada keadaan 3 untuk setiap 1 kg bahan bakar (setelah proses akhir pembakaran)

  U_3 = (Mg + mr). (mC_v)g. T_3

  = (0,8715 +0,0336) . (4,970 + 6,32x10^{-4}. T_3) + 1,985.T_3

  = 4,898. T_3 + 5,72x10^{-4}. T_3

- kerja yang dilakukan pada keadaan 3a (awal) proses isobaric

  W_{3a} = P_{3a} . V_{3a}

  = λ . P_2 . V_2

  = (Mr + la) . Ro.A. T_2

  Dimana :

  λ = perbandingan kenaikan tekanan selama pembakaran

  = 1,7 -2,2

  Ro = konstante gas universal

  = 848 kg m/mol ^oK

  A = factor konversi satuan = $\frac{1}{427}$

  W_{3a}= (0,0336+0,8398).1,8 848.1/427.1020,04

  = 3184,72 k cal/kg bb

- kerja yang dilakukan pada keadaan 3 (akhir) proses isobaric

  W_3 = P_3.V_3

  = (mg +Mr) . Ro. A. T_3

  = (0,8715 + 0,0336).848.1/427.T_3

  = 1,797. T_3

  Sehingga diperoleh kerja yang dilakukan selama proses isobaric adalah :

  W_{3a} - 3 = W_3 – W_{3a}

  = 1,797. T_3 – 3184, 72

- jumlah panas yang dihasilkan sepanjang pembakaran di dalam selinder untuk setiap 1 kg bahan bakar adalah

  Q_b = Q_1 . z

  Dimana :

  Q_1 = nilai kalor bahan bakr

  = 10100 k cal/kg (solar)

  Z = koefisien rendemen panas

  = 0,65 – 0,85

  Q_b = 10100. 0,85

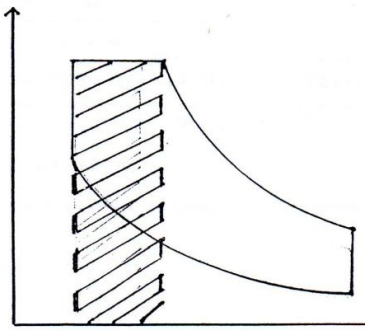
= 8585 k/cal/kg

- panas keseiimbangan energy panas sepanjang garis pembakaran

$Q_b = Q_2\text{-}3_a + Q_{3a}$

$= U_{3a} - U_2 + U_3 - U_{3a} + W_{3a} - 3$

$= U_3 - U_2 + W_{3a} - 3$



Gambar Pembakaran di dalam silinder

- temperature keadan 3 pada akhir proses pembakaran (T_3) dengan menggunakan rumus persamaan keseimbangan energi panas tersebut diatas akan didapatkan temperatur pada keadaan 3 (T_3)

$$Q_b = U_3 - U_2 + W_{3a} - 3$$

$$8585 = (4{,}498.T_3 + 5{,}72x10^{-4}.T_3^2) - (4597{,}594) + (1{,}797.T_3{}^2 - 3148{,}72)$$

$$0 = 5{,}72x10^{-4}.T_3^2 + 6{,}295.T_3 - 16331{,}31$$

Dari rumus abc maka diperoleh temperatur pada keadaan 3 (T_3) adalah

$$T_3 = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4.ac}}{2.a}$$

$$T_3 = 2167{,}46\ ^\circ K$$

- tekanan pada keadaan 3

$$P_3 = P_2.\mu.\frac{T_3}{T_2}$$

Dimana :

μo = koefisien kurva dari perubahan molekul selama pembakaran

$$\mu o = \frac{Mg}{La} = \frac{0{,}8715}{0{,}8398} = 1{,}0377$$

μ = koefisien kimiayang terjadi pada gas residu

$$\mu = \frac{\mu o + \gamma r}{1 + \gamma r} = \frac{1{,}0377 + 0{,}04}{1 + 0{,}04} = 1{,}036$$

$$\rho = \frac{\mu.T_3}{\lambda.T_2} = \frac{1{,}036.2167{,}46}{1{,}8.1020{,}04} = 1{,}223$$

Keterangan :

Perbandingan exponen pendahuluan maka:

$$P_3 = P_2.\mu.\frac{T_3}{T_2}$$

$$P_3 = 99.30.1{,}036.\frac{2167{,}46}{1020{,}04} = 218{,}5 kg/cm^2$$

$$P_{it} = \frac{P_2}{\Sigma - 1} = \lambda(\rho - 1) + \lambda\left(1 - \frac{1}{\delta n_2^{-1}}\right)\frac{1}{n_2^{-1}} - \left(\frac{1}{\Sigma n_2^{-1}}\right)\frac{1}{n_1^{-1}}$$

$$= 21{,}94\ kg/cm^2$$

Untuk mendapatkan harga pendekatan sesuai diagram indicator actual maka diadakan koreksi baik itu motor diesel 4 langkah maupun motor diesel 2 langkah dengan persamaan Pi = ϕ. P_{it} (kg/cm^2) = 0,97 . 21,94 = 21,28 kg/cm^2.

Telah sesuai denag ketetapan motor diesel siklus 4 langkah dengan memakai turbocharger yaitu tekanan indicator rata-rata adalah (8,5 – 25) kg/cm^2

- Tekanan efektif rata-rata (Pe)

  Pe = ηm.pi= 0,84 . 21,28 = 17,87 kg/cm^2
- Daya efektif (Ne)

  $$Ne = \frac{Ng}{\eta g.\eta k} = \frac{550}{0{,}95.0{,}90} = 643{,}27\ watt$$
- Daya indicator

  $$N1 = \frac{Ne}{\eta m} = \frac{643{,}27}{0{,}84} = 765\ watt$$
- Volume langkah

  $$Ne = \frac{pe.Vl.z.n.i}{450.000}$$

  $$Vl = \frac{Ne.450.000}{pe.Vl.z.n.i}$$

  Dimana :

  $$Ne = 643{,}27\ kw = \frac{643{,}37}{0{,}7355} = 874{,}60\ ps$$

  $$Vl = \frac{874{,}60.450.000}{17{,}87.12.1500.0{,}5} = 2447\ cm^3 = 2{,}447 m^3$$

$$Vl = \frac{\pi}{4}(D)^2.L \; dan \; L = \frac{Vl.4}{\pi.(D)^2}$$
$$= \frac{2{,}447x10^{-3}.4}{3{,}14\,(0{,}137)^2}$$
$$= 0{,}166\,m = 166mm$$

- pemakaian bahan bakar (Fi)

$$Fi = 318{,}4\frac{\eta ch.Ps}{Pi.La.Ts}$$
$$= 318{,}4\frac{0{,}89.2{,}5}{21{,}28.0{,}8398.319}$$
$$= 0{,}1224\ \frac{kg}{kw}\ jam$$

- pemakain bahan bakar spesifik efektif

$$Fe = \frac{Fi}{\eta m} = \frac{0{,}1224}{0{,}84}$$
$$= 0{,}1479\ \frac{kg}{kw}\ jam$$

- Pemakain bahan bakr perjam (Fh)

$$Fh = Fe.Ne = 0{,}1479.643{,}27$$
$$= 95{,}13\ \frac{kg}{jam}$$

- Pemakain bahan bakar per siklus (F cycle)

$$Fcycle = \frac{Fh}{60.n.i} = \frac{95{,}13}{60.1500.2}$$
$$= 0{,}000528\ \frac{kg}{siklus}$$

- Effisiensi thermal secara teorits (ηth)

$$\eta th = 1 - \frac{1}{\Sigma^{k-1}}$$
$$= \frac{(\lambda.\rho^{k-1})}{\lambda - 1 + k\,\lambda(\rho - 1)}$$
$$\eta th = 1 - \frac{1}{14{,}5^{1{,}2845-1}}$$
$$= \frac{(1{,}8.1{,}223^{1{,}2845-1})}{1{,}8 - 1 + 1{,}2845.1{,}8(1{,}223 - 1)}$$
$$= 0{,}77x100\% = 77\%$$

- Effisiensi thermal indicator rat-rata (ηi)

$$\eta i = \frac{632}{Fi.Qi} = \frac{632}{0{,}1242.10100}$$
$$= 0{,}5038x100\% = 50\%$$

- Effisiensi thermal efektif rata-rata (ηe)

$$\eta e = \frac{632}{Fe.Qi} = \frac{632}{0{,}1479.10100}$$
$$= 0{,}42x100\% = 42\%$$

- Effisiensi mekanik (ηm)

$$\eta i = \frac{Ne}{Ni} = \frac{643{,}27}{765} = 0{,}840x100\%$$
$$= 84\%$$

V. Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan, analisa variabel-variabel kinerja motor diesel caterpillar 550 sebagai penggerak generator listrik 50 Hz, maka kami dapat menarik kesimpulan sebagai berikut :

1. Dengan panjang langkah yang besar pada diameter selinder yang sama maka tekanan indikator yang diperoleh lebih besar.
2. Kenaikan tekanan dari awal sampai akhir kompresi sebesar 42,3 kali setiap siklus. Dimana hasil perhitungan dari 2,35 kg/cm^2 tekanan awal kompresi dan 99,30 kg/cm^2 tekanan akhir kompresi sehingga tekanan pembakaran 218,35 kg/cm^2
3. Dengan adanya penambahan tekanan udara supercharger maka temperatur udara juga meningkat yang mengakibatkan pembakaran lebih sempurna
4. Dengan besarnya tekanan indikator di dalam selinder maka pemakaian bahan bakr semakin kecil

DAFTAR PUSTAKA

Aris Munandar Wiranto, **Penggerak Mula Motor Bakar Diesel**, Penerbit ITB Bandung,1988

Aris munandar Wiranto, Koiche Tsuda, **Motor Diesel Putaran Tinggi**. Pt Pranaya Pramita, jakarta 1983

A.K. Shahe, **Combustion Engineering and fuel technologi**, Oxford & IBH Publishing Co.New Delhi

S.K. Kulshresta, **Thermodinamika Terpakai**, Teknik Uap dan Panas

I. Trewmmelmans**, Prisnsip-Prinsip Mesin Diesel Untuk Otomoyif**

Petrosky. H. prof D. Sc (mech,E) **Marine Internal Combustion Engines (Mice)** mir Publishers, moskow