

KAJIAN PEMAKAIAN BAHAN BAKAR PADA MOTOR DIESEL GENERATOR MAK DI PLTD GUNUNG PATTI SEMARANG JAWA TENGAH

Sumbando Muksin^{*)}

ABSTRACT

PLTD Gunung PATTI at Semarang of Central Java is very important in supply electric energy for people requirement. In employing engine diesel very depend on engine Generator design. Design and testing to a engine after production usually on air standard temperature is 21°C. Fuel consumption engine used on testing at air standard temperature. The engine operation at different area of air temperature with the temperature standard so that fuel consumption is different too. At the low temperature air particles to be compacted where weight of air molecule is biggest and the area air temperature become high and then air particle to be strained which is weight of air molecule is light. To be used in combustion process diesel engine is the total combustion fuel spray by injector nozzle to in the combustion chamber. Total fuel in the cylinder is on air weight and concentrate in the engine cylinder. Fuel consumption diesel engine generator MAK on the testing at standard temperature or plunger stroke pump is 37.87156 Kg/hour or 519,51 liter/hours. Mean while fuel consumption by engine diesel generator MAK at the operating area which is the temperature 32 °C is 129.2341 Kg/hour or 145.724 Liter/hour.

Key words : Fuel Consumption, Engine Generator

I. PENDAHULUAN.

1. Latar Belakang.

Motor Diesel adalah jenis motor bakar torak yang biasanya disebut Motor Pembakaran Kompresi (Compression Ignition Engine). Pembakaran yang terjadi dalam ruang bakar dilakukan dengan cara menyemprotkan bahan bakar ke dalam silinder motor yang terisi dengan udara yang bertekanan dan bertemperatur tinggi, sebagai akibat dari proses kompresi.

Berdasarkan hal itu maka dirancang pompa bahan bakar dengan volume yang disesuaikan dengan jumlah udara yang diperlukan untuk pembakaran sempurna pada temperatur 21°C. Berat jenis udara pada temperatur tersebut adalah 1,131 Kg/m³. Motor diesel generator MAK adalah merupakan salah satu motor diesel generator yang digunakan pada PLTD Gunung Patti Semarang Jawa Tengah beroperasi pada temperatur ruangan sekitar 32°C. Melihat temperatur pengoperasian motor tersebut saat ini dibandingkan dengan temperatur udara pada saat perancangan dan pengujian motor (21°C), maka terindikasi adanya perbedaan konsumsi bahan bakar motor pada dua kondisi temperatur tersebut.

2. Perumusan Masalah.

Apakah konsumsi bahan bakar solar yang digunakan oleh motor diesel penggerak generator listrik yang ada di PLTD Gunung Patti Semarang Jawa Tengah berdasarkan Teori Perbandingan Udara dan Bahan Bakar pada temperatur ruangan setempat sesuai dengan konsumsi bahan bakar solar berdasarkan volume langkah plunger.

3. Tujuan Penelitian.

1. Mengetahui banyaknya konsumsi bahan bakar untuk motor diesel penggerak generator listrik merek MAK di PLTD Gunung Patti berdasarkan teori perbandingan udara dan bahan bakar sesuai dengan temperatur udara (ruangan) setempat.
2. Mengetahui banyaknya konsumsi bahan bakar untuk motor diesel penggerak generator listrik merek MAK di PLTD Gunung Patti Semarang Jawa Tengah berdasarkan volume langkah plunger.

II. TINJAUAN PUSTAKA.

1. Bahan Bakar Motor Diesel.

^{*)} Sumbando Muksin; Peneliti Pada Lembaga Sosial Pemabanguana Masyarakat Gunung Patti Semarang

Minyak solar adalah bahan bakar minyak jenis destilasi dan berwarna kuning coklat yang jernih. Minyak solar ini umumnya digunakan sebagai bahan bakar pada

semua jenis motor diesel dan bahan bakar untuk pembakaran langsung di dalam dapur-dapur kecil. Minyak ini sering juga disebut GASOIL, ADO atau HSD.

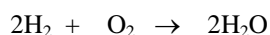
Setiap bahan bakar mempunyai sifat-sifat yang secara langsung mempengaruhi hasil pembakaran yang sempurna. Sifat-sifat tersebut sebagai berikut (V. L. Maleev. M. E., DR. A. M., IR. Bambang Priambodo, Operasi Dan pemeliharaan Mesin Diesel, hal. 152-154) :

1. Penguapan (*Volatility*)
2. Berat Jenis (*Specific Gravity*)
3. Nilai Kalori (*Calor Value*).
4. Viskositas (*Viscosity*).
5. Kandungan Belerang (*Sulphur Content*).
6. Sisa Karbon (*Carbon Residu*)
7. Titik Tuang (*Pour Point*)
8. Titik Nyala (*Flash Point*).
9. Mutu Penyalaan (*Ignition*).

2. Perbandingan Udara -Bahan Bakar Teoritis (Stoikiometri).

Bahan bakar motor diesel adalah senyawa hidrokarbon yang terjadi dari 86 % berat C (Carbon) dan 14 % berat H (Hidrogen). Berat atom C adalah 12 dan berat atom H adalah 1,008.

Persamaan pembakaran :



Ini berarti bahwa untuk membakar 12 Kg C diperlukan 1 Kmol O₂, dan untuk membakar 4,032 Kg H₂ diperlukan 1 K mol O₂. Volume setiap 1 K mol gas apapun pada kondisi standar O⁰C dan 760 mm Hg adalah 22,41 M³ atau biasa ditulis dengan 22,41 Nm³.

Misalkan udara terdiri dari atas 21 % volume O₂ dan 79% N₂, maka volume minimum tersebut di atas adalah :

$$\frac{C}{12} + \frac{H}{4,032} \times 22,41 \times \frac{100}{21} = 11,35 \frac{Nm^3}{Kg}$$

Oleh karena berat 1 Nm³ udara adalah 1,293 Kg maka dalam hal bahan bakar Hidrokarbon terdiri atas 85 % berat C dan 15 % berat H, maka $Rst = 14,90$. Oleh karena itu perbandingan campuran akan tergantung dari jenis bahan bakarnya kira-kira berkisar antara $Rst = 14$ dan 15 jika kita kalikan Rst tersebut di atas dengan batas terendah dari } (faktor kelebihan udara) maka akan terlihat bahwa perbandingan campuran untuk memperoleh daya maksimum motor diesel adalah minimum 16. (Wiranto Arismunandar, Koichi Tsuda, 1975, Motor Diesel Putaran Tinggi, hal. 14).

Perbandingan udara dan bahan bakar merupakan massa udara terhadap massa bahan bakar pada campuran udara bahan bakar. Perbandingan massa minimum udara terhadap massa bahan bakar disebut dengan "Perbandingan Campuran" atau perbandingan campuran teoritis.

Sedangkan perbandingan campuran (perbandingan udara dan bahan bakar) terhadap perbandingan campuran Stoikiometrik disebut dengan "Faktor Kelebihan Udara" λ kalau dirumuskan : . (Wiranto Arismunandar, Koichi Tsuda, 1975, Motor Diesel Putaran Tinggi).

$$\lambda = \frac{Gud}{Rst}$$

dimana : } = Faktor Kelebihan Udara

Gud = Massa Udara, kg / s

Gbb = Massa Bahan Bakar, kg / s

Rst = Gud / Gbb Stoikiometrik

Batas terendah dari } ditentukan oleh batas asapnya, hal ini disebabkan karena jika } bertambah kecil, maka terjadi berkurangnya udara atau kelebihan bahan bakar yang ada pada akhirnya meningkatkan kadar asap dalam gas buang. Jadi batas terendah } dapat berbeda-beda tetapi untuk motor diesel dapat dikatakan tidak pernah lebih rendah dari } = 1,1.

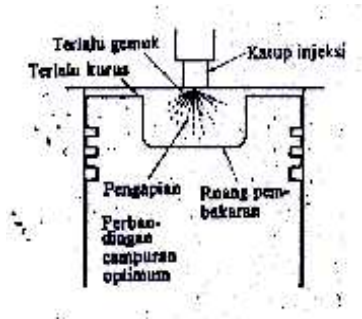
3. Pembakaran pada Motor Diesel.

Perbedaan utama antara motor bensin dan motordiesel adalah pembakaran pada motor bensin tidak dapat berlangsung bila campuran udara dan bahan bakar tidak dinyalakan oleh bunga api dari busi. Karena itu throttle diperlukan udara yang mengalir pada semua tingkat campurannya sama dan mengakibatkan tekanan pembakaran rendah.

Pada motor diesel yang dikompresikan hanya udara saja, tekanan dan suhunya dapat tinggi sekali karena perbandingan kompresinya tinggi. Tekanan dapat mencapai 35 atmosfer dan suhu mencapai 500°C , bila perbandingan kompresi 20 : 1. Pada kondisi seperti ini, suatu campuran udara bahan bakar dapat menyala dengan mudah dan akan terbakar. Bila suatu bahan bakar cair diinjeksi dengan tekanan 150 sampai 300 atmosfer akan terjadi kabut atau partikel kecil dengan ukuran di bawah 100 micron dan menguap dengan cepat sewaktu berbenturan dengan panas dan terjadi suatu campuran udara bahan bakar. Perbandingan campuran 13 : 1 adalah sangat baik untuk penyalan.

$$R_{st} = 11,35 \times 1,293 = \frac{14,68 \text{ Kg .Udara}}{1 \text{ Kg .bb .}}$$

Campuran tergemuk berada dekat nozzle dan terkurus pada tempat yang terjauh dari nozzle. Tapi harus ada suatu daerah antara, di mana perbandingan campuran yang optimum dinyalakan terlihat pada gambar 1 berikut ini.



Gbr 1. Pengapian pada motor diesel.

Pada motor diesel hanya jumlah bahan bakar yang diinjeksikan yang diatur disesuaikan dengan beban, sedangkan jumlah pemasukan udara tetap. Di sini perbandingan campuran udara bahan bakar dapat berbeda-beda tapi penyalan tetap terjadi dan tidak tergantung dari perbandingan campuran.

5. Konsumsi Bahan Bakar Berdasarkan Kerja Pompa Plunger.

Diameter d_p dan langkah kerja h_p dari pompa plunger harus diseleksi guna mengamankan bahan bakar yang diperlukan per diameter untuk daya maksimum silinder dari mesin ($Nb. Max$) : (N. Petrovsky, Marine Internal Combustion Engine, hal. 432).

$$V_b = \frac{Nb \cdot \max \cdot FZ}{60 \cdot n \cdot Yf}$$

dimana :

F = Pemakaian bahan bakar yang khusus secara efektif.

n = Kecepatan mesin pada $Nb \cdot \max$ (rpm).

Z , = 1 dan $Z = 2$, untuk mesin 2 tak dan 4 tak.

Yf = Berat khusus dari bahan bakar.

Sejak mulai dari pemakaian bahan bakar khusus F sampai dengan penyetelan-penyetelan pabrik banyak menghasilkan pemakaian normal pada $Nb \cdot \max$ dengan 10% sampai dengan 15%, pembekalan seharusnya dibuat untuk suatu pengaturan bahan bakar.

$$UV_i = (0,10 - 0,15) V_b$$

(N. Petrovsky, Marine Internal Combustion Engine, hal. 432).

Dari perbandingan luas $h \cdot \max \text{ ap} = V_b + UV_i$, kita menemukan jumlah langkah kerja maksimum yang efektif dari pompa plunger :

$$h \cdot \max = \frac{V_b + \Delta V_i}{ap \cdot Y_{fp}}$$

dimana :

ap = Daerah tertentu yang berlawanan dari pompa plunger.

Y_{fp} = 0,80 – 0,85, Koefisien pengaturan bahan bakar yang bebas dari pompa bahan bakar, sehingga mengambil sejumlah hidrolis yang hilang dalam pompa.

Dalam perhitungan langkah kerja maksimum dari sebuah plunger, hal itu seharusnya diperhitungkan bahwa bagian volume kerja dari pompa tidak digunakan, karena :

- volume bahan bakar dalam sistem itu dikurangi dengan ΔV_2 apabila hal itu dikaitkan dengan tekanan penyemprotan
- di samping itu volume dari pipa bahan bakar dinaikkan ke ΔV_3 untuk perluasan dinding dengan mengurangi bahan bakar.
- bagian bahan bakar yang didahului, dari pompa menuju langkah kerja pembuangan (ΔV_4).

Sejak ΔV_2 dan ΔV_3 sedikit berhubungan, maka hal tersebut dapat dihilangkan dan jumlah volume kerja dari pompa boleh dianggap sama.

$$V_p = \frac{V_b + \Delta V_1 + \Delta V_4}{yfp}$$

Dimana $\Delta V_4 = (1,0 - 1,2) V_b$ adalah volume bahan bakar yang berasal dari pompa yang sudah terbuka melalui saluran atau katup.

Langkah kerja plunger maksimum berhubungan dengan volume V_p .

$$hp = \frac{V_p}{ap}$$

Untuk menentukan langkah kerja maksimum kita boleh menempuh suatu hubungan struktural :

$$c = \frac{hp}{dp} = 0,5 - 1,2$$

yang mana sedang berada dalam kecepatan tinggi memberikan :

$$cdp = \frac{vp}{\left(\frac{fd^2p}{4}\right)}$$

Karena itu diameter plunger $dp = \sqrt[3]{\frac{4Vp}{fc}}$

demikian sama halnya dengan di atas, sehingga langkah kerja efektif maksimum dari pompa plunger adalah :

$$h_{\max} = \frac{V_b + \Delta V_i}{ap.yfp} = (1,1 - 1,5)$$

$$= \frac{FZ . Nb . \max}{ap . yfp}$$

Konsumsi bahan bakar dideskripsikan sebagai jumlah bahan bakar yang terpakai pada suatu motor dalam periode tertentu. Hal ini dapat dihitung dengan rumus :

$$Fc = \frac{n}{k} . V . i . Th . 60$$

dimana :

- n = Putaran Poros Engkol (rpm)
- k = Langkah kerja max. 4 tag = 2
- V = Volume silinder
- I = Jumlah silinder
- Th = Angka Teoritis.

III. DATA PENELITIAN.

III.1 Sepsifikasi Motor Diesel.

| | |
|----------------------------|-----------------------|
| Merk/Type | : MAK/ 8M 453 C |
| Nomor Seri | : 2 7 1 8 4 |
| Daya Efektif | : 2860 kW. |
| Diameter Silinder | : 320 mm |
| Panjang Langkah Torak | : 420 mm |
| Urutan Penyalaan | : 1-3-2-5-8-6-7- 4 |
| Putaran Motor | : 600 RPM |
| Perbandingan Kompresi | : 18 : 1 |
| Jumlah Silinder | : 8 (I - line) |
| Digunakan untuk | : Penggerak Generator |
| Negara Pembuat | : Germany |
| Bahan Bakar | : S O L A R |
| Katup isap membuka (BTDC) | 57 ⁰ |
| Katup isap menutup (ABDC) | 45 ⁰ |
| Katup buang membuka (BBDC) | 56 ⁰ |
| Katup buang menutup (ATDC) | 51 ⁰ |

2. Data Pompa Plunger Bahan Bakar.

- Jenis pompa : Pompa pribadi
- Merek pompa : Bosch
- Jumlah pompa : 8 buah
- Diameter plunger : 26 mm
- Panjang langkah plunger pada putaran motor kontinu : 6 mm.
- Tekanan Nozel Injektor : 262 bar.
- Konsumsi Bah Bakar : 378,2223 Kg
: 4752 liter

IV. HASIL DAN PEMBAHASAN.

1. Kebutuhan Udara Untuk Pembakaran.

- 1) Bahan bakar sebagian besar terdiri dari C - H, yang mana :

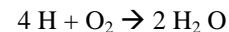
1 m³ udara mengandung : 0,21 m³O₂ dan 0,79 m³N₂

1 kg udara mengandung : 0,232 kg O₂ dan 0,768 kg N₂

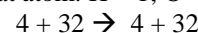
1 m³O₂ terdapat pada $\frac{1}{0,21} = 4,76$ m³ udara.

1 kg O₂ terdapat pada $\frac{1}{0,232} = 4,31$ kg

udara Pembakaran sempurna H menjadi H₂O adalah :



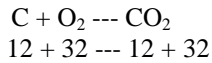
Berat atom: H = 1; O = 16; C = 12



Untuk membakar sempurna,

4 kg H diperlukan 32 kg O₂
 1 kg H diperlukan 3 kg O₂ → (β)

3). Pembakaran sempurna C menjadi CO₂ adalah :



Untuk membakar sempurna :
 12 kg C diperlukan 32 kg O₂
 1 kg C diperlukan 2,67 kg O₂ (α)

4). Dalam 1 kg bahan bakar motor Diesel terdapat kira-kira :

0,85 kg C
 0,12 kg H
 0,03 kg (S, O, N₂)

Untuk pembakaran 1 kg bahan bakar dibutuhkan banyaknya udara secara teoritis :

$$L_o = \ell (\alpha C + \beta H) \text{ kg, ud/kg bahan bakar}$$

dimana :

$\ell = 4,31 \text{ kg}$
 $\alpha = 2,67$
 $\beta = 8,0$
 $C = 0,85$
 $H = 0,12$

Sehingga :

$$L_o = 4,31 (2,67 \cdot 0,85 + 8 \cdot 0,12)$$

$$= 13,9 \text{ kg udara/kg bb}$$

$$= \sim 14 \text{ kg udara/kg bb}$$

5). Kebutuhan udara nyata (praktis) adalah :

$$L_p = \lambda \cdot L_o$$

dimana : $\lambda = 1,4 \text{ --- } 1,8$ (faktor kelebihan udara)

Jadi :

$$L_p = 1,8 \cdot 14 \sim 25 \text{ kg udara/kg bb}$$

2. Pemakaian Udara Pada Motor.

Dengan mengetahui data motor dan data supercharging maka pemakaian udara pada motor dapat dihitung sebagai berikut :

Tekanan Udara Pada Awal Pengisian.

Tekanan udara pada awal pengisian untuk motor dengan supercharging dapat diperoleh dengan rumus berikut :

▪ Tekanan udara sebelum masuk ke supercharger (P_{o'}) :

$$P_{o'} = P_o - P_{o1}, \text{ Kg/Cm}^2.$$

dimana :

P_o = Tekanan udara luar
 = 1 atm abs

P_{o1} = Kerugian tekanan pada pipa pemasukan sebelum supercharger
 = (0,03 - 0,05) . P_o
 = 0,05 . P_o (diambil)

$$\text{maka : } P_{o'} = P_o - (0,05 \cdot P_o)$$

$$= 1 - (0,05 \times 1)$$

$$= 0,95 \text{ Kg/Cm}^2.$$

▪ Temperatur udara sesudah supercharger (T_{sup}), dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$T_{sup} = T_o \times \left[\frac{P_{sup}}{P_o} \right]^{\frac{n-1}{n}}, \text{ } ^\circ\text{K}.$$

$$T_{sup} = 308 \times \left[\frac{1,35}{0,95} \right]^{\frac{1,85-1}{1,85}}$$

$$= 361,9669 \text{ } ^\circ\text{K}$$

dimana :

T_o = Temperatur udara luar (35 °C)
 = (273 + 35)
 = 308 °K

P_{sup} = Tekanan sesudah supercharger
 = (1,20 - 1,35) atm abs (putaran rendah)
 = 1,35 atm abs (diambil)
 = 1,35 x 1
 = 1,35 Kg/Cm².

n = Eksponen polytropik udara atmosfer
 = (1,7 - 2,0) untuk centrifugal supercharger
 = 1,85 (diambil)

▪ Tekanan udara pada awal langkah kompresi (P_a).

Tekanan udara pada awal langkah kompresi atau akhir langkah pengisian silinder dapat ditentukan sebagai berikut :

$$P_a = (0,9 \div 0,95) P_{sup}, \text{ Kg/Cm}^2.$$

$$= 0,95 P_{sup} \text{ (dipilih)}$$

$$= 0,95 \times 1,35$$

$$P_a = 1,2825 \text{ kg/cm}^2$$

▪ Temperatur awal pada langkah kompresi (T_a).

Temperatur udara di dalam silinder pada awal langkah kompresi dihitung sebagai berikut :

$$T_a = \frac{T_{sup} + t_w + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r}$$

dimana :

γ_r = Koefisien gas residu
= (0,03 – 0,04) untuk motor empat tak
= 0,03 (diambil)

Δt_w = Kenaikan temperatur udara di dalam silinder karena bersentuhan dengan saluran pengisian, katup, kepala silinder, kepala torak, dan dinding silinder yang panas.
= (10 °C – 15 °C) untuk motor 4 langkah dengan supercharger
= 15 °C (diambil)

T_r = Temperatur gas residu
= 673 K (berdasarkan data operasi mesin)

maka :

$$T_a = \frac{361,9669 + 15 + (0,03 \times 673)}{1 + 0,03}$$

$$= 385,5893 \text{ } ^\circ\text{K.}$$

Efisiensi pengisian (η_{ch})

Efisiensi pengisian dihitung sebagai berikut :

$$\eta_{ch} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \frac{P_a}{P_{sup}} \frac{T_{sup}}{T_a (1 + \gamma_r)}$$

$$\eta_{ch} = \frac{15 \times 1,2825 \times 361,9669}{(15 - 1) \times 1,35 \times 385,5893 \times (1 + 0,03)}$$

$$\eta_{ch} = 0,9555$$

2. Jumlah Udara Yang Tertampung Di Dalam Silinder.

Jumlah udara segar ($V_{u.c}$) yang berada di dalam silinder motor pada awal langkah kompresi dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut :

$$V_{u.c} = V_s + V_c - V_{sc}, \text{ m}^3.$$

dimana :

V_s - Volume langkah torak, Cm^3 .

$$V_s = \pi/4 \cdot D^2 \cdot S$$

$$= 3,14/4 \cdot 0,32^2 \cdot 0,42 = 0,03376 \text{ m}^3.$$

dimana :

D – diameter silinder motor = 0,32 m

S - panjang langkah torak = 0,42 m

V_c = Volume akhir langkah kompresi, m^3 .

dimana :

ε - perbandingan kompresi = 19.

$V_{s.c}$ - volume silinder sebelum terjadi kompresi, yaitu volume pada saat torak bergerak dari TMB sampai saat terjadi kompresi dimana katup isap mulai tertutup (45° putaran engkol setelah TMB), m^3 .

$$V_{s.c} = \pi/4 \cdot D^2 \cdot (r - r \cdot \cos \theta), \text{ m}^3.$$

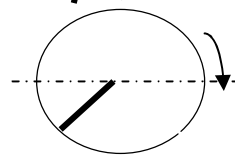
$$\text{TMA} = 0,785 \times 0,32^2 \times (0,21 - 0,21 \cdot \cos 45).$$

$$\text{TMB} = 0,0049436 \text{ m}^3.$$

dimana : r – radius engkol

$$= S/2 = 0,42/2$$

$$= 0,21 \text{ m.}$$



θ - sudut antara pipi engkol dengan TMB = 45°

Jadi pada awal langkah kompresi, jumlah udara yang dapat tertampung di dalam satu silinder motor adalah :

$$V_{u.c} = 0,03376 + 0,00187 - 0,0049436, \text{ m}^3.$$

$$= 0,0306864 \text{ m}^3.$$

Berat udara pada awal langkah kompresi dalam satu silinder motor adalah 0,0212077 Kg.

dimana :

P_a = tekanan udara pada awal langkah kompresi

$$= 1,2825 \text{ Kg/Cm}^2.$$

T_a - temperatur udara pada awal langkah kompresi

$$= 385,5893 \text{ } ^\circ\text{K.}$$

Jadi berat udara untuk 8 buah silinder pada satu siklus kerja motor adalah :

$$G_{udara} = 8 \times 0,0212077 \text{ Kg.}$$

$$= 0,1696616 \text{ Kg.}$$

Dengan demikian untuk satu menit (600 putaran), motor memerlukan udara sebanyak :

$$V_c = \frac{V_s}{\epsilon - 1}$$

$$V_c = \frac{0,03376}{19 - 1} = 0,001875 \text{ m}^3$$

$$G_{Ud.Comp.} = V_{U.C.} \times P_a \times \frac{273+0}{273+T_a} \times 1,3 \text{ Kg}$$

$$G_{Ud.Comp.} = 0,0306864 \times 1,2825 \times \frac{273+0}{273+385,5893} \times 1,3$$

$$G_{udara \text{ per menit}} = 0,5 \times 600 \times 0,1696616$$

$$= 50,89848 \text{ Kg.}$$

3. Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar Menurut Pemakaian Udara Motor.

Dari perhitungan sebelumnya, terlihat bahwa untuk pembakaran sempurna 1 Kg bahan bakar solar, dibutuhkan 25 Kg udara segar.

Jadi dengan berat udara pada awal langkah kompresi untuk satu siklus kerja motor sebesar 0,1696616 Kg, maka banyaknya bahan bakar solar yang dibutuhkan adalah sebesar :

$$G_{solar \text{ per siklus}} = 0,1696616 : 25 \text{ kg}$$

$$= 0,006786464 \text{ Kg.}$$

Dengan demikian bila motor dioperasikan dengan putaran kontinu /beban kontinu (600 rpm), maka motor akan menggunakan bahan bakar selama 1 menit adalah sebanyak :

$$G_{solar \text{ per menit}} = 0,5 \times 600 \times 0,006786464$$

$$= 2,03594 \text{ Kg.}$$

Jadi dalam satu jam, motor dioperasikan dengan putaran kontinu 600 rpm, menggunakan bahan bakar sebanyak :

$$G_{solar \text{ per jam}} = 60 \times 2,03594$$

$$= 122,1564 \text{ Kg.}$$

Dalam satu detik motor menggunakan bahan bakar solar sebanyak :

$$G_{solar \text{ per detik}} = G_{solar \text{ per jam}} : 3600$$

$$= 122,1564 : 3600$$

$$= 0,033932 \text{ Kg}$$

Nilai kalori atau nilai panas bahan bakar solar sebanyak 1 Kg adalah sebesar $H_1 = 10100 \text{ Kcal}$.

Jadi banyaknya panas yang dihasilkan oleh motor akibat pembakaran bahan bakar dan udara di dalam silinder motor selama satu detik ($Q_{motor \text{ per deti}}$) adalah :

$$Q_{motor \text{ per detik}} = G_{solar \text{ per detik}} \times H_1$$

$$= 0,033932 \times 10100$$

$$= 342,7132 \text{ Kcal.}$$

$$1 \text{ Kcal} = 427 \text{ Kg.m}$$

$$1 \text{ PK} = 75 \text{ Kg.m/detik}$$

maka 342,7132 Kcal akan menghasilkan daya motor sebesar :

$$N_i = (Q_{motor \text{ per detik}} \times 427 \text{ Kg.m}) : 75 \text{ Kg.m/detik}$$

$$= (342,7132 \times 427) : 75$$

$$= 1951,18 \text{ PK.}$$

4 Perhitungan Pemakaian Bahan Bakar Motor Menurut Pompa Plungger.

Banyaknya bahan bakar solar (V_p) yang dapat dipompakan oleh sebuah pompa plungger (menurut panjang langkah plungger) pada kondisi putaran motor kontinu (600 rpm) dapat dihitung dengan menggunakan rumus berikut :

$$cdp = \frac{vp}{\left(\frac{f d^2 p}{4}\right)}$$

dimana :

V_p = volume pompa plunger bahan bakar solar, Cm^3 .

c = konstanta yang besarnya 0,5 – 1,2 diambil = 0,8 .

dp = diameter pompa plunger, Cm = 2,6 Cm .

$c.dp$ = langkah plunger = 0,6 Cm (data pompa plunger).

Untuk motor dengan jumlah silinder sebanyak delapan buah, maka volume bahan bakar yang digunakan oleh motor menurut langkah plunger adalah :

$$\begin{aligned} V_{p \text{ motor}} &= 8 \times 0,00318396 \\ &= 0,02547168 \text{ liter} \end{aligned}$$

Dengan memperhitungkan berat jenis bahan bakar solar (ρ) = 0,8 maka berat bahan bakar solar yang dipompakan oleh satu buah pompa plunger menurut langkah plunger tersebut adalah :

$$\begin{aligned} G_{\text{vol. Pompa}} &= \rho \times V_p \\ &= 0,8 \times 0,00318396 \\ &= 0,002547168 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Jadi untuk delapan buah pompa plunnger (karena jumlah silinder motor = 8 buah), maka berat bahan bakar yang digunakan oleh motor menurut langkah pompa plunger dalam satu siklus kerja motor adalah :
 $G_{bb \text{ motor}} = 8 \times 0,00247168$

$$= 0,020377344 \text{ Kg.}$$

Dalam satu menit motor akan berputar dengan putaran 600 rpm, maka motor akan menggunakan bahan bakar solar menurut langkah plunger adalah :

$$V_p = c.dp \cdot \left(\frac{f}{4} dp^2 \right), cm^3.$$

$$V_p = 0,6 \times \left(\frac{3,14}{4} 2,6^2 \right)$$

$$V_p = 3,18396 \text{ Cm}^3$$

$$V_p = 0,00318396 \text{ dm}^3$$

$$V_p = 0,00318396 \text{ liter}$$

$$\begin{aligned} G_{bb \text{ motor per menit}} &= 600/2 \times 0,020377344 \\ &= 6,1132032 \text{ Kg.} \end{aligned}$$

Jadi dalam 1 jam, maka motor akan menggunakan bahan bakar solar menurut langkah pompa plunger adalah sebanyak :

$$\begin{aligned} G_{b.b \text{ motor per jam}} &= 60 \times 6,1132032 \\ &= 366,79192 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Dalam satu detik motor menggunakan bahan bakar solar sebanyak :

$$\begin{aligned} G_{\text{solar per detik}} &= G_{\text{solar per jam}} : 3600 \\ &= 366,79192 : 3600 \\ &= 0,10188672 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Nilai kalori atau nilai panas bahan bakar solar sebanyak 1 Kg adalah sebesar $H_1 = 10100 \text{ Kcal}$. Jadi banyaknya panas yang dihasilkan oleh motor akibat pembakaran bahan bakar dan udara di dalam silinder motor selama satu detik ($Q_{\text{motor per deti}}$) adalah :

$$\begin{aligned} Q_{\text{motor per detik}} &= G_{\text{Solar per detik}} \times H_1 \\ &= 0,108188672 \times 10100 \\ &= 1029,055872 \text{ Kcal.} \end{aligned}$$

$$1 \text{ Kcal} = 427 \text{ Kg.m}$$

$$1 \text{ PK} = 75 \text{ Kg.m/detik}$$

maka 4829,933 Kcal akan menghasilkan daya motor sebesar :

$$\begin{aligned} Ni &= (Q_{\text{motor per detik}} \times 427 \text{ Kg.m}) : 75 \\ &= (1029,055872 \times 427) : 75 \\ &= 5858,758 \text{ PK.} \end{aligned}$$

V. PENUTUP.

1. Kesimpulan.

1. Banyaknya udara yang di butuhkan untuk pembakaran sempurna 1 Kg bahan bakar solar adalah 25 Kg.
2. Banyaknya bahan bakar solar yang dikonsumsi oleh motor diesel generator

listrik merek MAK/ 8M 453 C dalam satu jam berdasarkan perbandingan udara dan bahan bakar adalah 129,2341 Kg atau sama dengan 145,724 liter.

3. Banyaknya bahan bakar solar yang dikonsumsi oleh motor diesel generator listrik merek MAK/8M 453 C pada PLTD Waena dalam satu jam berdasarkan perhitungan volume langkah plunger adalah 366,79192 Kg atau sama dengan 458,49 liter.
4. Banyaknya bahan bakar yang dikonsumsi oleh motor diesel tersebut menurut data yang diperoleh di lapangan selama 1 jam pengoperasian adalah 368,33334 Kg atau 460,41667 liter
5. Besarnya perbedaan konsumsi bahan bakar motor diesel generator listrik berdasarkan perbandingan udara-bahan bakar dan berdasarkan volume langkah plunger adalah 244,63552 Kg atau sama dengan 305,7944 liter; sedangkan selisih konsumsi bahan bakar motor antara langkah plunger dengan data lapangan tidak terlalu besar, yaitu 1,54142 Kg atau 1,23313 Kg..

2. Saran.

1. Perlu adanya pengkondisian terhadap temperatur udara luar yang berada di sekitar motor diesel penggerak generator dengan merek MAK nomor 6 (maupun yang lain) di PLTD Gunung PATTI Semarang Jawa Tengah, agar supaya temperatur udara di sekeliling motor tersebut lebih rendah dari temperatur lingkungannya. Hal ini dimaksudkan agar supaya berat molekul udara pada temperatur tersebut lebih besar.
2. Temperatur pendingin udara setelah turbo charging (air cooler) harus dibuat lebih rendah dari yang ada sekarang, agar supaya berat udara yang masuk ke dalam silinder motor lebih bertambah berat.
3. Untuk mencegah terjadinya pemborosan pemakaian bahan bakar, sebaiknya pengoperasian motor jangan dipaksakan pada putaran maksimum, karena pada putaran ini langkah pompa plunger bertambah besar sehingga volume bahan bakar yang dipompakan juga bertambah banyak, namun bahan bakar tersebut tidak dapat terbakar seluruhnya.

DAFTAR PUSTAKA.

- Anonimus, “**Pengetahuan Dasar Motor Diesel**”.
- E. Karyanto, “**Teknik Motor Diesel**”, CV Pedoman Ilmu Jaya, Jakarta, 1993.
- E. Karyanto, “**Teknik Perbaikan, Penyetelan Pemeliharaan, Trouble Shooting Motor Diesel**”, CV Pedoman Ilmu Jaya, Jakarta, 1993.
- Nakoela Soenarta, Shoichi Furuhamu, “**Motor Serbaguna**”, PT Pradnya Paramita, Jakarta, 1985.
- N. Petrovsky, “**Marine Internl Combustion Engine**”, Mir Publisher, Moscow.
- V.L. Maleev M.E, DR. A.M., IR., Bambang Priambodo, “**Operasi Dan Pemeliharaan Mesin Diesel**”, Erlangga, Jakarta, 1991
- Wiranto Arismunandar, Koichi Tsuda, “**Motor Diesel Putaran Tinggi**”, Cetakan ke delapan, Pradnya Paramita, Jakarta, 1997.