

ANALISIS PERFORMANSI MOTOR BAKAR PADA GENERATOR-SET DENGAN KAPASITAS DAYA 440 kW

FUEL MOTOR PERFORMANCE ANALYSIS ON GENERATOR-SET WITH 440 KW POWER CAPACITY

**B. Pakpahan* C. Silalahi, D. Gultom, E. Sihombing, J. Simanjuntak,
L. Munthe, P. Panjaitan, R. Lubis**

*Jurusan Teknik Mesin Program Studi Teknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Medan
Jl. Almamater No.1, Padang Bulan, Kec. Medan Baru, Kota Medan, Sumatera Utara 20155
Email: beautypakpahan07@gmail.com

ABSTRAK

Motor bakar adalah mesin kalor atau mesin konversi energi yang mengubah energi kimia dari bahan bakar menjadi energi mekanik berupa kerja. Salah satu jenis dari motor bakar yaitu mesin diesel. Mesin diesel merupakan motor bakar pembakaran dalam yang proses pembakaran bahan bakarnya terbakar sendiri tanpa menggunakan busi atau loncatan bunga api. Proses ini terjadi karena bahan bakar yang diinjeksikan ke dalam aliran udara panas dengan tekanan dan temperatur tinggi akibat proses kompresi di dalam silinder. Adapun parameter yang mempengaruhi performansi motor bakar jenis mesin diesel yaitu tekanan efektif rata-rata, daya indikator, daya poros, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi volumetrik, dan efisiensi termal. Dari hasil perhitungan dan analisis data diperoleh daya indikator 273 kW, daya poros sebesar 232,05 kW, konsumsi bahan bakar spesifik 0,1745 kg/kWh, efisiensi volumetrik 95,4% dan efisiensi termal 54,3 %.

Kata kunci: motor bakar; mesin diesel; prinsip kerja; performansi

ABSTRACT

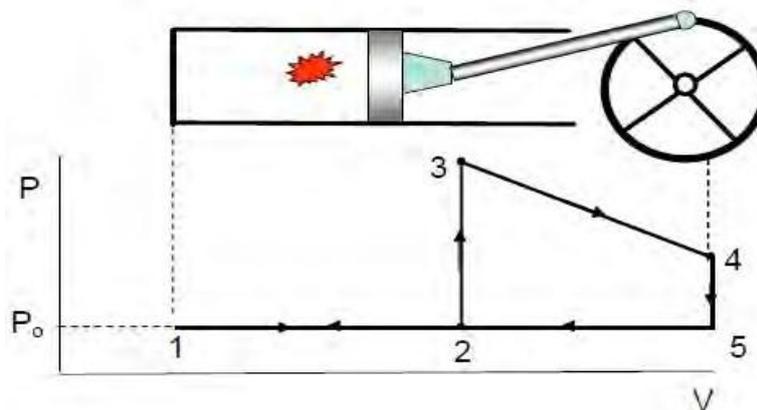
Internal combustion engine is a heat engine where the combustion of a fuel occurs with an oxidizer (usually air) in a combustion chamber that is an integral part of the working fluid flow circuit. In an internal combustion engine, the expansion of the high-temperature and high-pressure gases produced by combustion applies direct force to some component of the engine. The force is applied typically to pistons, turbine blades, rotor or a nozzle. This force moves the component over a distance, transforming chemical energy into useful mechanical energy. Diesel engine is an internal combustion engine in which ignition of the fuel, which is injected into the combustion chamber, is caused by the elevated temperature of the air in the cylinder due to the mechanical compression (adiabatic compression). This contrasts with spark-ignition engines such as a petrol engine (gasoline engine) or gas engine (using a gaseous fuel as opposed to petrol), which use a spark plug to ignite an air-fuel mixture. The study using diesel engine which has parameters that affect the performance of combustion engine such as average effective pressure, indicator power, shaft power, specific fuel consumption, volumetric efficiency and thermal efficiency. The result showed that indicator power is 273 kW, the shaft power is 232,05 kW, the specific fuel consumption is 0,1745 kg/kWh, the volumetric efficiency is 95,4%, and the thermal efficiency is 54,3 %.

Keywords: Combustion; diesel engine; working principle; performances.

PENDAHULUAN

Mesin penggerak utama yang paling umum dan telah lazim digunakan orang adalah mesin kalor yang dapat didefinisikan sebagai alat yang mengubah energi kalor menjadi energi mekanik, kebanyakan dalam bentuk poros berputar. Ditinjau dari cara memperoleh energi kalor, mesin kalor dapat dibagi menjadi dua golongan, yaitu mesin pembakaran luar dan mesin pembakaran dalam. Mesin pembakaran luar adalah proses pembakaran bahan bakar yang terjadi diluar silinder mesin dan hasil pembakarannya tidak menjadi fluida kerja mesin. Sedangkan mesin pembakaran dalam atau yang dikenal dengan nama motor bakar, adalah yang proses pembakaran bahan bakarnya terjadi didalam silinder mesin serta gas hasil pembakarannya langsung berfungsi sebagai fluida kerja mesin (Loekman, dkk 2017; Soedjono., 2014). Mesin pembakaran dalam dibagi menjadi dua jenis utama yaitu mesin bensin (*otto*) dan mesin diesel. Perbedaan utama terletak pada sistem penyalannya. Bahan bakar pada mesin diesel terjadi proses penyalan sendiri. Sedangkan pada mesin bensin dibantu dengan penyalan busi (Loekman, dkk 2017; Bustani A., 2000). Energi kimia dari bahan bakar yang bercampur dengan udara diubah terlebih dahulu menjadi energi kalor melalui pembakaran, sehingga temperatur dan tekanan gas pembakaran didalam silinder meningkat. Gas bertekanan tinggi didalam silinder berekspansi dan mendorong torak bergerak translasi dan menghasilkan gerak rotasi poros engkol (*crankshaft*) sebagai keluaran mekanis motor. Demikian sebaliknya, gerak rotasi poros engkol akan menghasilkan gerak translasi pada torak sehingga terjadi gerak bolak-balik torak di dalam silinder mesin (Philip, 2015:1). Energi kalor yang diubah menjadi energi mekanik diperoleh dari pembakaran bahan bakar oleh oksigen dari udara (udara mengandung 79% nitrogen dan 21% oksigen) (Loekman, dkk 2017, Isnanda, 2007).

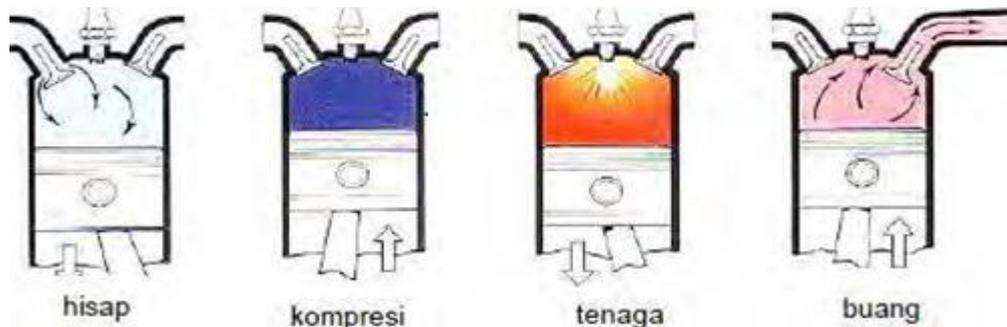
Sejarah motor bakar mengalami perkembangan yang menggembirakan sejak tahun 1865. Pada tahun tersebut Lenoir mengembangkan mesin pembakaran dalam tanpa proses kompresi (Gambar 1). Campuran bahan bakar dihisap masuk silinder dan dinyalakan sehingga tekanan naik, selanjutnya gas pembakaran berekspansi yang mendorong piston. Langkah berikutnya gas pembakaran dibuang, piston kembali bergerak menghisap campuran bahan bakar udara dengan menggunakan energi yang tersimpan dalam roda gila. Mesin Lenoir pada tahun 1865 diproduksi sebanyak 500 buah dengan daya 1,5 hp pada putaran 100 rpm (Masagus, S.R., 2013).



Gambar 1. Mesin Lenoir
(Masagus, S.R., 2013)

Konsep-konsep untuk menaikkan efisiensi mesin pembakaran dalam terus dilakukan oleh para peneliti. Pada tahun 1862 di Prancis, Beau de Rochas menulis prinsip dasar untuk efisiensi sistem mesin pembakaran dalam. Adapun prinsip dasar dari mesin Rochas adalah sebagai berikut (Gambar 2). Langkah pertama adalah langkah hisap pada waktu piston bergerak menjauh ruang bakar. Campuran bahan bakar udara masuk ruang bakar. Langkah

kedua adalah mengkompresi campuran bahan bakar udara selama piston bergerak menuju ruang bakar. Langkah ketiga adalah penyalaan dan pembakaran, terjadi ekspansi dan piston bergerak menjauh dari ruang bakar. Langkah keempat adalah pembuangan pada waktu piston menuju ruang bakar (Masagus, S.R., 2013; Pulkabrek, W.W., 1997).



Gambar 2. Prinsip kerja mesin dengan konsep *Beau de Rochas* (Masagus, S.R., 2013; Ganesan, V. 2003)

Tahun 1876 oleh orang Jerman, Nicolas August Otto membuat mesin dengan konsep Beau de Rochas, dan mengajukan paten atas namanya. Mulai saat itu, semua mesin yang dibuat sama dengan mesin Otto, sehingga sampai sekarang siklus yang terkenal adalah siklus Otto. Untuk mesin Otto modern adalah pada Gambar 1.3 (Masagus, S.R., 2013; Pulkabrek, W.W., 1997).



Gambar 3. Mesin Otto pertama (Masagus, S.R., 2013; Pulkabrek, W.W., 1997)

Pada tahun 1892, Rudolf Diesel (Jerman), menemukan paten untuk membuat motor tanpa penyalaan api. Diesel menggunakan bahan bakar tepung batu bara yang ditiupkan yang masuk kedalam silinder (dengan menggunakan udara tekan) pada tiap akhir langkah kompresi (Soedjono, 2014). Panas tinggi yang dimiliki oleh udara yang dikompresi itu sanggup membakar sendiri bahan bakar yang disemprotkan tadi. Pelaksanaan ini memberi hasil yang kurang memuaskan. Lalu bahan bakarnya diubah dengan bahan bakar cair yang disemprotkan ke dalam silinder pada akhir langkah kompresi, dengan menggunakan udara tekan. Ternyata memberi hasil yang lebih baik dari sebelumnya (Soedjono, 2014). Dewasa ini motor diesel tidak lagi menggunakan sistem penyemprotan dengan udara tekan, melainkan dipergunakan pompa yang menyemprotkan bahan bakar ke dalam silinder melalui suatu penyemprotan (Soedjono, 2014; Isnanda, 2007).

METODE PENELITIAN

Bahan

Berikut data spesifikasi motor bakar diesel yang digunakan:

- Merk : Cummins
- Tipe Mesin : 4 langkah, Pendingin air
- Model : C440D5S
- Sistem Pembakaran : Injeksi langsung
- Berat : 1706 kg
- Dimensi : 1502×888×1219 mm
- Jumlah Silinder : 6 silinder
- Diameter : 140 mm
- Panjang Langkah : 152 mm
- Isi Silinder : 14 Liter
- Kapasitas Tangki Oli Bahan Bakar : 38,6 Liter
- Kapasitas Tangki Oli : 36-28,4 Liter
- Bahan Bakar : Solar
- Pelumas : CI4+ 15W40

HASIL DAN PEMBAHASAN

Analisis Termodinamika

Dari diagram P-V dan T-S siklus diesel di atas dapat dianalisis siklus termodinamika (Philip, 2015) sebagai berikut: Pada proses ini hanya udara yang masuk ke dalam ruang silinder dengan tekanan konstan secara teoritis. Katup masuk akan terbuka dan katup buang akan tertutup. Udara dianggap sebagai gas ideal, dengan data sebagai berikut:

$$D = 140 \text{ mm} = 0,14 \text{ m}$$

$$S = 152 \text{ mm} = 0,152 \text{ m}$$

$$P_1 = 94 \text{ kPa}$$

$$T_1 = 28^\circ\text{C} = 301 \text{ K}$$

$$R = 0,287 \text{ kJ/kg.K} \rightarrow C_p = 1,005 \text{ kJ/kg.K}$$

$$C_v = 0,718 \text{ kJ/kg.K}$$

$$k = 1,4$$

a) Volume langkah (V_d):

Merupakan volume langkah piston atau torak dari Titik Mati Bawah (TMB) ke Titik Mati Atas (TMA)

$$V_d \text{ untuk 1 silinder} = \frac{\pi}{4} D^2 S$$

$$= \frac{\pi}{4} (0,14 \text{ m})^2 (0,152 \text{ m})$$

$$= 0,00234 \text{ m}^3$$

b) Volume sisa (V_s):

Merupakan volume minimum silinder pada saat torak atau piston berada di Titik Mati Atas (TMA) dengan rasio kompresi sebesar 16,5 : 1 dan volume langkah sebesar 0,00234 m^3 maka besarnya volume sisa adalah:

$$r_c = \frac{V_s + V_d}{V_s}$$

$$16,5 = \frac{(V_s + 0,00234 \text{ m}^3)}{V_s}$$

$$V_s = \frac{0,00234 \text{ m}^3}{15,5}$$

$$V_s = 0,000151 \text{ m}^3$$

c) Volume pada titik 1 (V_1):

$$\begin{aligned} V_1 &= V_d + V_s \\ &= 0,00234 \text{ m}^3 + 0,000151 \text{ m}^3 \\ &= 0,00249 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

d) Massa campuran bahan bakar dan udara (m_{camp}):

Dengan tekanan 94 kPa dan volume silinder sebesar $0,00249 \text{ m}^3$ pada temperatur 301K, massa campuran bahan bakar dan udara yaitu:

$$\begin{aligned} m_{\text{camp}} &= \frac{P_1 V_1}{R T_1} \\ &= \frac{94 \text{ kPa} \cdot 0,00249 \text{ m}^3}{0,287 \text{ kJ/kg.K} \cdot 301 \text{ K}} \\ &= 0,00271 \text{ kg} \end{aligned}$$

e) Massa udara pembakaran (m_u) dan massa bahan bakar (m_{bb}):

Sejumlah udara dihisap masuk ke silinder dengan perbandingan 16,5: 1 terhadap bahan bakar pada tekanan konstan. Udara mengisi ruangan silinder yang bertambah besar seiring Bergeraknya torak atau piston dari Titik Mati Atas (TMA) ke Titik Mati Bawah (TMB). Untuk 1 kg bahan bakar diperlukan 16,5 kg udara dengan massa campuran bahan bakar dan udara (m_{camp}) sebesar 0,00271 kg, serta diasumsikan residu atau sisa gas hasil pembakaran sebesar 5% dari siklus sebelumnya, maka besarnya massa udara dan massa bahan bakar adalah (Pulkabrek, W.W., 1997):

1) Massa udara pembakaran (m_u):

$$\begin{aligned} m_u &= \frac{\text{massa udara}}{\text{massa bahan bakar} + \text{massa udara}} \cdot \eta_{\text{pembakaran}} m_{\text{camp}} \\ &= \frac{16,5 \text{ kg}}{1 \text{ kg} + 16,5 \text{ kg}} \cdot 0,95 \cdot 0,00271 \text{ kg} \\ &= 0,00243 \text{ kg} \end{aligned}$$

2) Massa bahan bakar (m_{bb}):

$$\begin{aligned} m_{bb} &= \frac{\text{massa bahan bakar}}{\text{massa bahan bakar} + \text{massa udara}} \cdot \eta_{\text{pembakaran}} m_{\text{camp}} \\ &= \frac{1 \text{ kg}}{1 \text{ kg} + 16,5 \text{ kg}} \cdot 0,95 \cdot 0,00271 \text{ kg} \\ &= 0,00015 \text{ kg} \end{aligned}$$

f) Densitas udara (ρ_u):

Tekanan dan temperatur udara sekitar mesin dapat digunakan untuk mencari densitas udara dengan persamaan berikut:

$$\begin{aligned} \rho_u &= \frac{P_1}{R T_1} \\ &= \frac{94 \text{ kPa}}{0,287 \text{ kJ/kg.K} \cdot 301 \text{ K}} \\ &= 1,088 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Pada proses Langkah kompresi isentropik ini, semua katup masuk dan katup buang akan tertutup. Torak atau piston akan bergerak dari Titik Mati Bawah (TMB) ke Titik Mati Atas (TMA).

a) Temperatur pada titik 2 (T_2)

Campuran bahan bakar dan udara yang berada di dalam silinder ditekan dan dimanfaatkan oleh torak yang bergerak ke Titik Mati Atas (TMA). Akibatnya tekanan dalam silinder naik menjadi P_2 (Persamaan 1) (Isnanda, 2007):

$$\begin{aligned} P_2 &= P_1 \cdot (r_c)^k \dots\dots\dots (1) \\ &= 94 \text{ kPa} \cdot (16,5)^{1,4} \\ &= 4759,98 \text{ kPa} \end{aligned}$$

b) Tekanan pada titik 2 (P_2):

Campuran bahan bakar dan udara yang dimanfaatkan oleh torak yang bergerak ke Titik Mati Atas (TMA) juga mengakibatkan suhu dalam silinder naik menjadi T_2 . (Persamaan 2) (Isnanda, 2007):

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 \cdot (r_c)^{k-1} \dots\dots\dots (2) \\ &= 301\text{K} \cdot (16,5)^{1,4-1} \\ &= 923,76 \text{ K} \end{aligned}$$

c) Volume pada titik 2 (V_2) :

$$\begin{aligned} V_2 &= \frac{m_{\text{camp}} \cdot R \cdot T_2}{P_2} \\ &= \frac{0,00271 \text{ kg} \cdot 0,287\text{kJ/kg.K} \cdot 923,76 \text{ K}}{4759,98 \text{ kPa}} \\ &= 0,000151 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

d) Kerja persiklus 1 – 2 (W_{1-2}):

Kerja yang diserap selama langkah kompresi isentropik untuk satu silinder (Persamaan 3) adalah sebagai berikut (Isnanda, 2007):

$$\begin{aligned} W_{1-2} &= \frac{m_{\text{camp}} \cdot R \cdot (T_2 - T_1)}{1-k} \dots\dots\dots (3) \\ &= \frac{0,00271 \text{ kg} \cdot 0,287\text{kJ/kg.K} \cdot (923,76\text{K} - 301\text{k})}{1-1,4} \\ &= - 1,211 \text{ kJ} \\ &= - 1,211 \text{ kW} \end{aligned}$$

Pada proses Langkah pembakaran terjadi penambahan kalor pada tekanan konstan, semua katup masuk dan katup buang akan tertutup.

a) Kalor masuk (Q_{in}):

Bahan bakar yang digunakan adalah Bahan Bakar Minyak (BBM) yaitu Solar dengan nilai kalori bahan bakar (Q_{HV}) sebesar 44.630,73 kJ/kg dan diasumsikan terjadi pembakaran sempurna ($\eta_c = 1$) pada persamaan (4) (Pulka-bre, W.W., 1997)

$$\begin{aligned} Q_{in} &= m_{bb} \cdot Q_{HV} \cdot \eta_c \dots\dots\dots (4) \\ &= 0,00015 \text{ kg} \cdot 44.630,73 \text{ kJ/kg} \cdot 1 \\ &= 6,7 \text{ kJ} \\ &= 6,7 \text{ kW} \end{aligned}$$

b) Temperatur pada titik 3 (T_3) :

T_3 dapat dicari dengan menggunakan persamaan matematika dari rumus berikut :

$$\begin{aligned} Q_{in} &= m_{\text{camp}} \cdot c_p \cdot (T_3 - T_2) \quad (23) \\ T_3 &= \frac{Q_{in} + m_{\text{camp}} \cdot c_p \cdot T_2}{m_{\text{camp}} \cdot c_p} \\ &= \frac{6,7 \text{ kJ} + 0,00271 \text{ kg} \cdot 1,005\text{kJ/kg.K} \cdot 923,76 \text{ K}}{0,00271 \text{ kg} \cdot 1,005 \text{ kJ/kg.K}} \\ &= 3383,78 \text{ K} \end{aligned}$$

c) Volume pada titik 3 (V_3) pada Persamaan (5) (Pulka-bre, W.W., 1997):

$$\begin{aligned} V_3 &= V_2 \frac{T_3}{T_2} \dots\dots\dots (5) \\ &= 0,000151 \text{ m}^3 \cdot \frac{3383,78 \text{ K}}{923,76 \text{ K}} \\ &= 0,000553 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

d) Tekanan pada titik 3 (P_3):

Dari diagram P – V dapat dilihat bahwa P_3 sama dengan P_2 .

$$P_3 = P_2 = 4759,98 \text{ kPa}$$

e) Kerja persiklus 2 – 3 (W_{2-3}) pada Persamaan (6) (Pulkabrek, W.W., 1997):

$$\begin{aligned} W_{2-3} &= P_2 \cdot (V_3 - V_2) \dots\dots\dots (6) \\ &= 4759,98 \text{ kPa} \cdot (0,000553\text{m}^3 - 0,000151\text{m}^3) \\ &= 1,91 \text{ kJ} \\ &= 1,91 \text{ kW} \end{aligned}$$

Pada proses Langkah ekspansi isentropik terjadi langkah daya atau ekspansi isentropis, semua katup masuk dan katup buang akan tertutup.

a) Volume pada titik 4 (T_4)

Dari diagram P – V siklus diesel dapat dilihat bahwa $V_4 = V_1$.

$$V_4 = V_1 = 0,00249 \text{ m}^3$$

b) Temperatur pada titik 4 (T_4):

Setelah torak mencapai Titik Mati Bawah (TMB) sejumlah kalor dikeluarkan dari dalam silinder sehingga temperatur fluida kerja akan turun menjadi T_4 pada Persamaan (7) (Pulkabrek, W.W., 1997):

$$\begin{aligned} T_4 &= T_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1} \dots\dots\dots (7) \\ &= 3383,78 \text{ K} \cdot \left(\frac{0,00053\text{m}^3}{0,00249\text{m}^3}\right)^{1,4-1} \\ &= 1822,35 \text{ K} \end{aligned}$$

c) Tekanan pada titik 4 (P_4):

Sama halnya dengan temperatur, setelah torak mencapai Titik Mati Bawah (TMB) sejumlah kalor dikeluarkan dari dalam silinder sehingga tekanan fluida kerja akan turun menjadi P_4 . (Persamaan 8) (Pulkabrek, W.W., 1997):

$$\begin{aligned} P_4 &= P_3 \cdot \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k \dots\dots\dots (8) \\ &= 4759,98 \text{ kPa} \cdot \left(\frac{0,00053\text{m}^3}{0,00249\text{m}^3}\right)^{1,4} \\ &= 545,65 \text{ kPa} \end{aligned}$$

d) Kerja persiklus 3 – 4 (W_{3-4}):

Tekanan tinggi yang disertai pembakaran di dalam silinder membuat torak atau piston terdorong kembali ke Titik Mati Bawah (TMB). Gerakan dari piston tersebut menghasilkan daya sebesar W_{3-4} . Persamaan (9) (Pulkabrek, W.W., 1997):

$$\begin{aligned} W_{3-4} &= \frac{m_{\text{camp}} \cdot R \cdot (T_4 - T_3)}{1-k} \dots\dots\dots (9) \\ &= \frac{0,00271 \text{ kg} \cdot 0,287 \text{ kJ/kg.K} \cdot (1822,35\text{K} - 3383,78\text{K})}{1-1,4} \\ &= 2,94 \text{ kJ} \\ &= 2,94 \text{ kW} \end{aligned}$$

Pada langkah pembuangan kalor pada volume konstan ini terjadi proses pembuangan kalor pada volume konstan, dimana kalor akan dilepas dan tekanan udara akan turun pada volume konstan. Katup buang akan terbuka dan katup masuk akan tertutup.

Kalor yang dibuang (Q_{out}) pada Persamaan (10) (Pulkabrek, W.W., 1997):

$$\begin{aligned}
 Q_{out} &= m_{camp} \cdot c_v \cdot (T_1 - T_4) \dots\dots\dots (10) \\
 &= 0,00271 \text{ kg} \cdot 0,718 \text{ kJ/kg.K} \cdot (301\text{K}-1822,35 \text{ K}) \\
 &= -2,96 \text{ kJ} \\
 &= -2,96 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Langkah buang pada tekanan konstan pada tekanan konstan P_0 , dimana gas sisa pembakaran akan dibuang pada tekanan atmosfer dan volume udara akan turun dari V_1 menjadi V_2 . Katup buang terbuka dan katup hisap tertutup pada Persamaan (11) (Pulkabrek, W.W., 1997):

$$\begin{aligned}
 W_{1-0} &= P_0 \cdot (V_6 - V_1) \dots\dots\dots (11) \\
 &= 94\text{kPa} \cdot (0,000151\text{m}^3 - 0,00249\text{m}^3) \\
 &= -0,22 \text{ kJ} \\
 &= -0,22 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Kerja satu siklus (W_{net}):

$$\begin{aligned}
 W_{net} &= W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} \\
 &= -1,21 \text{ kW} + 1,91 \text{ kW} + 2,94 \text{ kW} \\
 &= 3,64 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Parameter Performansi Mesin

1. Tekanan efektif rata-rata (P_e):

Tekanan efektif rata-rata didefinisikan sebagai tekanan efektif dari fluida kerja terhadap torak atau piston sepanjang langkahnya untuk menghasilkan kerja per siklus, yang dapat dirumuskan pada Persamaan (12) sebagai berikut (Pulkabrek, W.W., 1997) :

$$\begin{aligned}
 P_e &= \frac{W_{net}}{V_d} \dots\dots\dots (12) \\
 &= \frac{3,64 \text{ kW}}{0,00234 \text{ m}^3} \\
 &= 1555,55 \text{ kPa}
 \end{aligned}$$

2. Daya indikator (W_i):

Merupakan daya yang dihasilkan dalam silinder mesin diesel. Besarnya daya indikator pada putaran 1500 rpm dapat dirumuskan pada Persamaan (13) sebagai berikut (Pulkabrek, 1997):

a) Daya indikator untuk 1 silinder (Wiranto, 2002):

$$\begin{aligned}
 W_{i/silinder} &= \frac{W_{net} \cdot N}{n} \dots\dots\dots (13) \\
 &= \frac{3,64\text{kW} \cdot \frac{1500\text{rpm}}{60 \text{ s}}}{2} \\
 &= 45,5 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

b) Daya indikator untuk 6 silinder:

$$\begin{aligned}
 W_i &= W_{i/silinder} \cdot 6 \\
 &= 45,5 \text{ kW} \cdot 6 \\
 &= 273 \text{ kW} \\
 &= 0,273 \text{ MW} \\
 &= 366,09 \text{ HP} \\
 &= 371,16 \text{ PS}
 \end{aligned}$$

3. Daya Poros/Brake (W_b) :

Daya yang dihasilkan suatu mesin pada poros keluarannya disebut sebagai daya poros (biasa dikenal dengan *brake horse power*). Efisiensi mekanik (η_m) mesin diesel berada di antara 70% - 90%, diasumsikan efisiensi mekanik (η_m) sebesar 85%, sehingga dapat dihitung daya poros dengan persamaan (14) sebagai berikut (Wiranto. A., 2002):

$$\begin{aligned}
 W_b &= \eta_m \cdot W_i \dots\dots\dots (14) \\
 &= 0,85 \cdot 273 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= 232,05 \text{ kW} \\
 &= 0,23205 \text{ MW} \\
 &= 311,18 \text{ HP} \\
 &= 315,49 \text{ PS}
 \end{aligned}$$

4. Konsumsi Bahan Bakar Spesifik/Specific of Fuel Consumption (SFC):

Pemakaian bahan bakar spesifik merupakan parameter penting untuk sebuah motor yang berhubungan erat dengan efisiensi termal motor. Pemakaian bahan bakar spesifik didefinisikan sebagai banyaknya bahan bakar yang terpakai per jam untuk menghasilkan setiap kW daya motor. Pemakaian bahan bakar spesifik dapat dihitung dengan Persamaan (15) berikut (Wiranto. A., 2002):

$$\begin{aligned}
 \text{SFC} &= \frac{m_{bb} \cdot N \cdot \text{Jumlah silinder}}{W_b \cdot n} \dots\dots\dots (15) \\
 &= \frac{0,00015 \text{ kg} \cdot \frac{1500}{60} \cdot 6}{2 \cdot 232,05 \text{ kW}} \\
 &= 0,000048 \text{ kg/kWs} \\
 &= 0,1745 \text{ kg/kWh}
 \end{aligned}$$

5. Efisiensi Volumetrik (η_v):

Efisiensi volumetrik didefinisikan sebagai perbandingan antara laju aliran udara sebenarnya terhadap laju aliran udara ideal. Efisiensi volumetrik diperoleh dari persamaan(16) berikut (Wiranto. A., 2002):

$$\begin{aligned}
 \eta_v &= \frac{m_u}{\rho_u V_d} \cdot 100\% \dots\dots\dots (16) \\
 &= \frac{0,00243 \text{ kg}}{1,088 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,00234 \text{ m}^3} \cdot 100\% \\
 &= 95,4\%
 \end{aligned}$$

6. Efisiensi Termal (η_{th}):

Efisiensi termal menyatakan perbandingan antara daya yang dihasilkan terhadap jumlah energi bahan bakar yang diperlukan untuk jangka waktu tertentu. Efisiensi termal dapat dihitung dengan persamaan (17) berikut (Wiranto. A., 2002):

$$\begin{aligned}
 \eta_{th} &= \frac{W_{nett}}{Q_{in}} \cdot 100\% \dots\dots\dots (17) \\
 &= \frac{3,64 \text{ kW}}{6,7 \text{ kW}} \cdot 100\% \\
 &= 54,3 \%
 \end{aligned}$$

Dari hasil analisis data di atas, maka dapat diperoleh ukuran perbandingan parameter performansi mesin diesel dengan hasil perhitungan data di Tabel 3 sebagai berikut (Wiranto. 2002):

Tabel 3 Ukuran pembanding parameter (Wiranto. A., 2002)

NO.	Parameter	Motor Diesel	Hasil Perhitungan
1.	Daya efektif, P_e	40000	232,05
2.	Kecepatan Poros	110 - 4200	1500
3.	Perbandingan kompresi, r	12 – 25	16,5
4.	$P_{e \text{ rata-rata}} (\text{kg/cm}^2)$	6 – 18	15,86
5.	Pemakaian bahan bakar	0,140 – 0,180	0,1745
6.	Diameter silinder, D (mm)	80 – 1050	140
7.	Kecepatan Torak rata-rata (m/s)	5 – 15	7,5
8.	Berat mesin, kg/PS	2,75 – 33,50	5,4
9.	Efisiensi mekanik, η_m	0,70 – 0,90	0,85

SIMPULAN

Dari hasil analisa terhadap mesin diesel pada generator-set, maka dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Besarnya daya yang dihasilkan mesin pada poros adalah sebesar 232,05 kW, sedangkan yang tercantum di dalam spesifikasi mesin diesel generator-set pabrik kelapa sawit unit kwala sawit, performansi mesin adalah sebesar 352 kW. Maka dapat disimpulkan terjadi rugi-rugi sebesar 119,95 kW atau sebesar 34%.
2. Mesin diesel masih menghasilkan tenaga yang besar, karena efisiensi volumetriknya sebesar 95,4%
3. Mesin diesel pada generator-set di pabrik kelapa sawit unit kwala sawit masih memiliki performa kerja yang baik, dibuktikan melalui hasil analisis yaitu efisiensi termal sebesar 54,3%.

UCAPAN TERIMAKASIH

Para penulis dengan rasa syukur menyampaikan terimakasih kepada seluruh pihak Politeknik Negeri Medan dan terkhusus kepada Ibu Dr. Arridina Susan Silitonga, S. T., M. Eng. yang telah mendukung para mahasiswa-mahasiswi sebagai penulis menyelesaikan artikel ini.

REFERENSI

- Agus, Y. A., 2015, *Seluk Beluk Mesin Konversi Energi*, Javalitera, Yogyakarta
- Bustani, A., 2000, Pengaruh Mutu Aditif Bahan Bakar Solar Terhadap Efisiensi Pembakaran, *Jurnal Mesin*, Vol. 2, No. 2, 12-21
- Ganesan, V., 2003. *Internal Combustion Engines* 2nd edition, McGraw-Hill Book Co, Singapore
- Isnanda, 2007, Pengaruh Gas Buang Terhadap Kinerja Motor Bensin. *Jurnal Teknik Mesin*, Vol. 4, No.1, 62-67
- Maruli, G. S., 2012, Kajian Eksperimental Perbandingan Performansi Generator Diesel Menggunakan Solar, Biosolar, dan Pertadex. <http://repository.usu.ac.id/handle/123456789/34222> (28 Juli 2019)
- Masagus, S.R., 2013, *Konversi Energi*, Cimahi, Kemendikbud RI
- Philip. K., 2015, *Motor Torak Bakar*, Yogyakarta, ANDI
- Pulkabrek, W.W., 1997, *Engineering Fundamental of The Internal Combustion Engine*, Prentice-Hall, Inc, New Jersey
- Loekman, S., Purnawan I., Nazifah, L., 2017, *Mesin Penggerak Utama*, Graha ilmu, Yogyakarta
- Soedjono., 2014. *Reparasi Motor Bensin Dan Diesel*. Titian ilmu. Bandung
- Wiranto. A., 2002. *Penggerak Mula Motor Bakar Torak*. Ganesha ITB. Bandung.