

**ANALISIS PENGARUH KEAUSAN SILINDER
TERHADAP DAYA MOTOR**

Kristofol Waas^{1)*}, Dady Mairuhu²⁾

^{1,2)}Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Ambon

e-mail: kristwaas@gmail.com, dady_mairuhu@ymail.com

Abstract

When the cylinder wears, there will be an enlargement of the volume of the cylinder, which will affect the motor power generated at each duty cycle of the engine. If the wear of each cylinder is not equal, then the added volume of each cylinder is also not the same, and of course the motor power that is generated for each cycle of each cylinder will be different; So we need to analyze the impact on the main engine itself.

The method used is the characterization of field observations to obtain accurate engine data by measuring the level of wear of each cylinder, and thereafter it will be calculated using a formula-based.

The result obtained is a reduction in effective power, so the cylinder is oversized to increase the effective power of the engine. The uneven wear of the cylinder will cause a decrease in effective power for the engine, $N_e = 415,458$ Watt (0,557 HP) or 0,68%, and after over-sizing the cylinder, there will be an increase in effective power for the engine, $N_e = 747,873$ Watt (1,003 HP) or 0,122%.

Keywords: *Cylinder wear, Engine power, Engine performance, Internal combustion engine.*

Abstrak

Ketika silinder mengalami keausan, volume silinder akan bertambah, yang dengan sendirinya memengaruhi daya mesin yang dihasilkan pada setiap siklus kerja mesin. Jika tingkat keausan pada setiap silinder tidak merata, maka penambahan volume pada masing-masing silinder pun akan berbeda, sehingga daya yang dihasilkan pada setiap siklus kerja silinder juga akan bervariasi; oleh karena itu, perlu dilakukan analisis mengenai seberapa besar dampaknya terhadap mesin utama itu sendiri.

Metode yang digunakan melibatkan observasi lapangan untuk memperoleh data motor yang akurat dengan mengukur tingkat keausan setiap silinder, yang kemudian dihitung menggunakan pendekatan rumus.

Hasil yang diperoleh menunjukkan adanya penurunan daya efektif. Sehingga dilakukan *oversize* pada silinder untuk meningkatkan daya efektifnya. Keausan silinder yang tidak merata akan menyebabkan penurunan daya efektif motor sebesar $N_e = 415,458$ Watt (0,557 HP) atau 0,68%, sedangkan setelah dilakukan *oversize* pada silinder, terjadi peningkatan daya efektif motor sebesar $N_e = 747,873$ Watt (1,003 HP) atau 0,122%.

Kata kunci: *Keausan silinder, Daya motor, Performa mesin, Motor bakar*

PENDAHULUAN

Efisiensi kompresi pada motor diesel sangat bergantung pada kerapatan celah antara dinding silinder dan cincin piston. Seiring dengan waktu operasional, gesekan mekanis yang terjadi secara terus-menerus menyebabkan keausan silinder. Kondisi ini memicu fenomena *blow-by gas*, menurunkan tekanan kompresi, dan pada akhirnya mereduksi daya mekanis yang dihasilkan oleh motor.

Penelitian ini secara khusus memilih mesin Caterpillar tipe D 353 sebagai objek kajian dengan tiga justifikasi utama:

- *Spesifikasi Heavy-Duty:* Mesin ini merupakan tipe *heavy-duty industrial engine* lawas yang memiliki rekam jejak panjang dalam aplikasi maritim dan pembangkitan daya relasi kritis.
- *Karakteristik Keausan Makro:* Dimensi silinder yang besar liner-nya memberikan visualisasi dan data laju keausan yang lebih terukur secara makro dibandingkan mesin kendaraan ringan modern.
- *Urgenitas Restorasi Efisiensi:* Banyak unit Caterpillar D 353 yang saat ini masih beroperasi dalam sektor industri sekunder, sehingga pemahaman empiris mengenai degradasi dayanya sangat dibutuhkan untuk memformulasi manajemen perawatan yang tepat guna.

Evaluasi terhadap pengaruh keausan komponen internal mesin telah banyak dilakukan oleh peneliti terdahulu melalui berbagai pendekatan:

- *Studi Komparatif Global*: Riset terdahulu umumnya berfokus pada pengaruh keausan cincin piston (*piston ring*) secara umum terhadap konsumsi pelumas dan emisi gas buang pada mesin diesel modular.
- *Pendekatan Simulasi*: Beberapa peneliti menggunakan perangkat lunak berbasis elemen hingga (FEA) untuk memodelkan distorsi termal pada dinding silinder dan memprediksi penurunan efisiensi termal secara teoritis.
- *Analisis Tribologi*: Kajian lain menitikberatkan pada aspek tribologi, seperti pengaruh viskositas pelumas terhadap laju degradasi material liner silinder tanpa menghubungkannya langsung secara kuantitatif dengan penurunan daya poros (*shaft power*).

Meskipun literatur mengenai keausan komponen mesin diesel sudah cukup masif, terdapat celah riset (*research gap*) yang nyata:

- *Minimnya Validasi Lapangan*: Mayoritas penelitian terdahulu bergantung pada pemodelan numerik atau simulasi komputer yang sering kali mengabaikan faktor lingkungan riil di lapangan.
- *Ketiadaan Data Empiris Spesifik*: Belum ada studi eksperimen langsung yang secara spesifik memetakan hubungan kausalitas antara variasi tingkat keausan diameter dalam silinder (*cylinder bore*) secara riil dengan penurunan daya kuda (HP) pada mesin kategori *heavy-duty* klasik seperti Caterpillar D 353.

Kebaruan (*novelty*) dari penelitian ini terletak pada penerapan metode eksperimen langsung melalui pengukuran lapangan terhadap seluruh 6 sampel silinder pada unit mesin Caterpillar D 353. Data keausan diambil secara komprehensif pada tiap silinder untuk mendapatkan profil keausan riil (baik ovalitas maupun ketirusan) dari satu blok mesin utuh yang sedang beroperasi di lapangan.

Hasil pengukuran fisik dari ke-6 silinder ini kemudian dikorelasikan secara langsung dan kuantitatif dengan grafik penurunan daya aktual motor melalui uji performa di lokasi. Penelitian ini memberikan kontribusi berupa peta degradasi performa berbasis data *real-world* untuk mesin diesel industri berkapasitas besar, yang dapat digunakan sebagai acuan bernilai tinggi bagi praktisi perawatan dalam menentukan batas toleransi *overhaul* silinder tanpa harus bersandar pada asumsi simulasi.

TINJAUAN PUSTAKA

Pada penelitian terdahulu tentang “Analisis Laju Keausan Cylinder Liner pada Mesin Diesel” oleh : *Berry Yuliandra, Adhitya Purnama Aji* pada Jurnal Inovasi Rekayasa Mekanikal Dan Termal - Vol. 1 No. 1 (2024). Membahas prosedur pengukuran fisik laju keausan *cylinder liner* pada unit mesin diesel secara langsung saat proses *maintenance* (perawatan). Riset ini membuktikan secara empiris bahwa distribusi keausan tidak pernah merata pada setiap silinder di dalam satu blok mesin yang sama.

Demikian juga dengan riset di jurnal Elsevier tentang “Sliding wear mechanisms and speed-load wear map of cylinder liner and piston ring under lubricated conditions” Volumes 564–565, 15 March 2025 oleh *Baofeng Zhang, Xuan Ma, Lining Liu, Ardian Morina, Xiqun Lu*, menyusun peta keausan (*wear map*) berdasarkan kombinasi parameter kecepatan (*speed*) dan beban (*load*). Artikel ini mengidentifikasi transisi fase keausan dari skala ringan (*mild wear*) ke skala berat (*severe wear*) yang ditandai dengan terbentuknya retakan mikro (*delamination wear*) akibat tekanan mekanis.

Keausan dinding silinder memperbesar celah bebas piston dan ring, yang memicu kebocoran kompresi (*loss compression*). Akibatnya, tekanan ruang bakar turun drastis dan efisiensi volumetrik merosot, yang secara langsung menyebabkan penurunan daya efektif dan torsi motor bakar secara signifikan

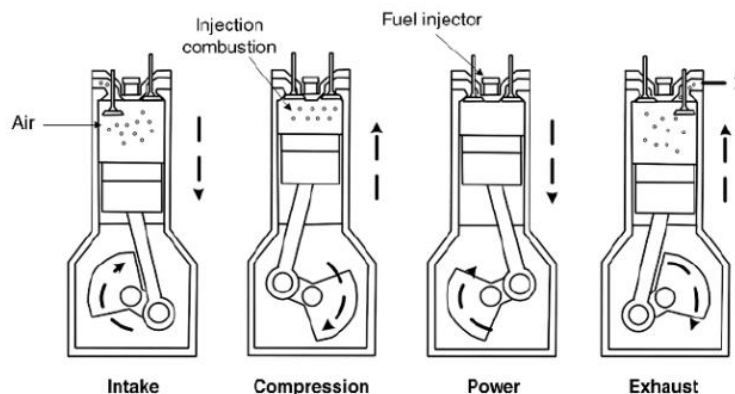
Keausan (*wear*) didefinisikan secara ilmiah sebagai hilangnya material secara progresif dari permukaan padat yang saling berinteraksi akibat adanya gerakan relatif. Pada komponen internal silinder mesin diesel, fenomena ini bersifat kompleks dan melibatkan beberapa mekanisme keausan yang terjadi secara simultan:

- Keausan Abrasif (*Abrasive Wear*): Terjadi akibat adanya partikel keras atau kontaminan asing (seperti jelaga karbon/sisa pembakaran dan partikel logam) yang menyusup ke sela-sela dinding silinder dan cincin piston, lalu mengikis material liner.
- Keausan Adhesif (*Adhesive Wear*): Terjadi akibat adanya kontak langsung antar-logam (*metal-to-metal contact*) pada kondisi pelumasan batas (*boundary lubrication*), yang memicu terjadinya perpindahan material mikro dari satu permukaan ke permukaan lainnya akibat gaya kohesi yang tinggi pada temperatur kerja ekstrim.
- Keausan Korosif (*Corrosive/Chemical Wear*): Dipicu oleh reaksi kimia antara permukaan material liner silinder dengan senyawa asam hasil sampingan proses pembakaran bahan bakar diesel ber sulfur tinggi.

Secara teoritis, laju keausan liner silinder ini tidak bersifat linear di sepanjang dinding silinder. Kajian teoretis mutakhir menunjukkan bahwa deviasi geometris berupa ketirusan (*taper*) dan keovalan (*out-of-roundness*) cenderung mencapai nilai maksimum pada area *Top Dead Center* (TDC). Area ini merupakan titik kritis di mana temperatur dan tekanan gas pembakaran berada pada tingkat tertinggi, sementara kecepatan piston mendekati nol, sehingga film minyak pelumas berada pada ketebalan minimumnya. Degradasi geometris pada ke-6 silinder inilah yang secara teoretis memperbesar celah operasional (*clearance*), memicu fenomena kebocoran kompresi, dan secara langsung mendegradasi efisiensi termal serta output daya mekanis mesin.

Fungsi Silinder Pada Mesin.

Setiap mesin baik diesel atau bensin tentu memiliki komponen atau bagian mesin yang disebut silinder yang berfungsi untuk memberikan torak bergerak translasi akibat pembakaran. Dengan Bergeraknya torak dari titik mati atas ke titik mati bawah atau sebaliknya, maka akan terjadi suatu siklus motor yang dimulai dari langkah pengisian, langkah kompresi, langkah usaha/tenaga dan langkah buang yang disebut sebagai siklus motor 4 langkah yang dapat dilihat pada gambar 1 berikut :



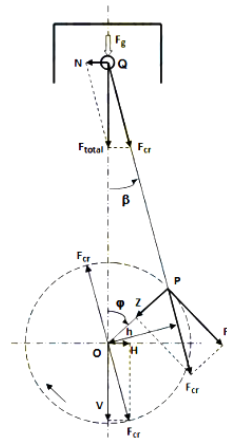
Gambar 1. Siklus Motor Diesel 4 Langkah

Sumber: Jurnal Voering Vol. 6 No. 1 Juli 2021

Transmisi Gaya Gas Pada Mekanisme Engkol

a. Gaya Gas Dan Momen Torsi

Proses pembakaran campuran bahan bakar dengan udara di dalam silinder akan menghasilkan gaya gas yang bekerja pada puncak torak. Gaya tersebut akan bekerja pada luas permukaan torak dan menghasilkan suatu gaya dorong (F_g) yang bekerja pada torak, kemudian diteruskan ke mekanisme engkol. Transmisi gaya torak dan momen putar ke poros engkol ditunjukkan pada gambar 2 berikut :



Keterangan gambar :

- F_g - tekanan gas
- Q - pen torak
- N - gaya normal
- F_{cr} - gaya pada batang penggerak
- F_{total} - gaya total
- P - pen engkol
- O - sumbu engkol
- F_t - gaya tangensial
- Z - gaya radial
- φ - posisi sudut engkol
- β - posisi sudut batang penggerak

Gambar 2. Transmisi Gaya Pada Mekanisma Engkol-Torak

Sumber: Penulis, Tahun 2026

Gaya Normal (N)

Jika gaya yang bekerja pada puncak torak adalah F_g dan sudut inklinasi batang penggerak β maka komponen gaya pada mekanisme torak maka Gaya Normal yang dapat dihitung dengan rumus :

$$N = F_g \cdot \tan \beta \dots \dots \dots (1)$$

Gaya tangensial (F_T)

Gaya yang bekerja pada batang penggerak disebut sebagai gaya tangensial (F_T). Gaya ini akan diteruskan ke pena engkol untuk menghasilkan gaya putar. Gaya batang penggerak F_{CR} akan selalu berubah-ubah sesuai dengan derajat kedudukan langkah torak dan dapat dihitung :

$$F_T = F_{CR} \sin (\varphi + \beta) \dots \dots \dots (2)$$

Gaya Radial (Z)

Gaya radial yang terurai dari gaya batang penggerak F_{CR} dan bekerja ke arah poros engkol adalah :

$$Z = F_{CR} \cos (\varphi + \beta) \dots \dots \dots (3)$$

Momen Putar Pada Poros Engkol.

Sudut antara batang penggerak dan lengan engkol adalah $(\pi - \beta - \varphi)$, dengan demikian momen putar terhadap sumbu poros engkol jika R merupakan jari-jari engkol adalah :

$$M_s = F \tan \beta (L \cos \beta + R \cos \varphi) \dots \dots \dots (4)$$

b. Gaya Tekan Gas (P)

Pembakaran menghasilkan gerak dari torak dan sejumlah usaha yang akan diubah menjadi panas, dan hal ini akan menaikkan suhu gas. Torak bergerak ke bawah, maka suhu gas akan turun sesuai dengan besarnya usaha ekspansi dan jika dikaitkan dengan hukum termodinamika, maka tekanan gas (P) pada posisi torak tertentu adalah sebanding dengan temperatur absolut (T).

$$P = GRT/V \dots\dots\dots(5)$$

dimana :

P = Tekanan gas, kg/m²

R = konstanta gas spesifik = 29,6 Kilopound.meter/Kg. °K,

G = Massa gas, kg

V = Volume ruang pembakaran, m³

T = Temperatur, °K

Pada gambar 2 dapat dilihat bahwa mekanisme engkol yang mengubah gerak bolak-balik torak menjadi gerak berputar yang mudah dimanfaatkan. Kalau tekanan gas besarnya $F_g = P$, maka gaya yang bekerja pada torak dapat dihitung besarnya :

$$F = 0,785 D^2 \cdot P \dots\dots\dots(6)$$

Agar torak dapat menekan campuran udara dan bahan bakar, maka harus diusahakan tenaga dari luar untuk menggerakkan torak, yang memberikan usaha ini adalah roda penerus (roda gaya). Roda penerus menyimpan usaha yaitu sebesar $P \times$ langkah yang dibuat oleh torak pada waktu melakukan langkah ekspansi. Roda penerus dikaitkan pada poros engkol dan turut berputar bersama poros engkol.

Energi dari roda gaya sebanding dengan kuadrat dari kecepatan putaran motor pembakaran. Putaran motor pembakaran akan turun pada waktu akhir langkah kompresi, karena itu bekerjanya tidak halus kecuali kalau energi yang dikandung oleh roda sebesar 20–30 kali usaha yang dilakukan oleh torak pada siklusnya. Efek ini tidak hanya ditimbulkan oleh roda gaya saja tetapi juga oleh bagian lain misalnya poros engkol dan seluruh bagian yang bergerak.

Daya Motor

a. Daya Indikator (N_i)

Daya adalah usaha tiap satuan waktu = N di dalam silinder motor bekerja suatu gaya tekanan gas (F_g) yang berkaitan erat dengan volume dan tekanan di dalam silinder. Tekanan gas yang diambil dari harga P maksimum dan minimum disebut tekanan rata-rata indikator (P_i) Kg/cm. Jika motor berputar n kali per detik dimana $1 \text{ dk} = 75 \text{ Kg.m/s} = 7500 \text{ kg.cm/s}$ maka tenaga indikator (N_i) pada jumlah pembakaran dalam tiap putaran adalah :

$$N_i = \frac{\pi/4 D^2 \times P_i \times S \times n \times i}{60 \times 75 \times z} \text{ (IHP)} \dots\dots\dots(7)$$

di mana :

N_i = Daya indicator, IHP

D = Diameter silinder, cm

P_i = Tekanan rata-rata indicator, Kg/cm²

S = Panjang Langkah torak, cm

n = Putaran motor tiap menit, rpm

i = Jumlah silinder

Z = Koefisien langkah/tak = 2 untuk motor 4 langkah

b. Daya Efektif (N_e)

Dengan adanya kehilangan panas maka daya indikator (N_i) yang dihasilkan harus dikurangi dengan kerugian yang terjadi untuk menghasilkan daya efektif (N_e) yang akan menggerakkan poros. Besar kecilnya kerugian akan mempengaruhi randemen mekanis sehingga :

$$N_e = N_i \times \eta_m \quad [\text{EHP}] \quad \dots\dots\dots(8)$$

Daya efektif untuk motor diesel 4-tak ditentukan oleh persamaan termodinamika berikut (dimana faktor siklus $a = 0,5$, karena terjadi 1 kali langkah kerja setiap 2 putaran poros engkol):

$$N_e = \frac{P_e \times V_s \times n \times a}{60} \quad (\text{watt}) \quad \dots\dots\dots(9)$$

c. Beban Spesifik Motor (T)

Beban spesifik sebuah motor merupakan usaha yang diberikan tiap-tiap dm^2 luas dinding silinder motor. Untuk menghitung beban spesifik, oleh Ir. H .W. Van Tijen adalah :

$$T = \frac{P_e \cdot N}{900} \sqrt{V_s} \quad (\text{N.m}) \quad \dots\dots\dots(10)$$

di mana :

- T = Daya/usaha spesifik, Epk/dm^2
- N = Putaran, rpm
- P_e = Tekanan efektif, Kg/cm^2
- V_s = volume langkah tiap silinder, cm^3

d. Volume Langkah

Volume langkah dihitung menggunakan persamaan dasar geometri silinder mesin pembakaran dalam:

$$V_s = \frac{\pi}{4} D^2 \times S \times Z \quad (\text{liter}) \quad \dots\dots\dots(11)$$

Metodologi

Metodologi penelitian untuk menganalisis pengaruh keausan silinder terhadap daya motor mencakup tahapan persiapan objek, pengukuran tingkat keausan setiap dinding silinder menggunakan *dial bore gauge* yang kemudian dihitung menggunakan pendekatan rumus serta analisis data korelasi antara besaran keausan dan penurunan daya.

Studi Literatur & Observasi: Mengkaji teori dasar hukum termodinamika, motor bakar, mekanisme keausan abrasi, serta menentukan spesifikasi standar pabrikan (*service limit*) dari motor yang akan diuji.

Persiapan Objek Uji: Menggunakan unit mesin Caterpillar D353 dengan variasi tingkat pemakaian atau kondisi keausan silinder yang berbeda-beda (mulai dari kondisi standar/baru hingga aus/oval/tirus).

Spesifikasi Teknis Mesin Uji

Pengujian dilakukan pada motor diesel heavy-duty Caterpillar D353 dengan spesifikasi utama sebagai berikut:

- Type Mesin : Caterpillar D 353
- Konfigurasi : 6 silinder segaris (inline), 4 langkah (4-stroke).
- Daya Efektif (N_e) : 509.313 Watt (683 HP)
- Putaran (n) : 1200 rpm
- Diameter Silinder (Bore) : 263 mm
- Panjang Langkah (Stroke) : 203 mm
- Kapasitas Silinder (Displacement) : 2009 Liter

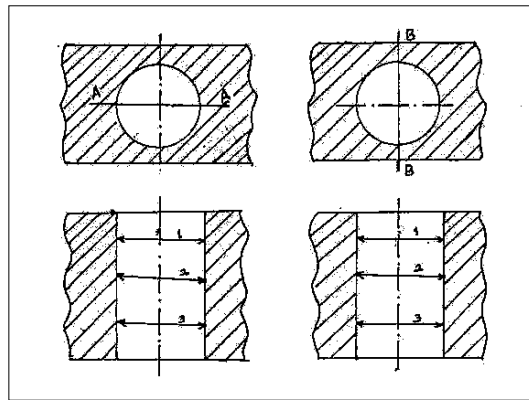
- Rasio Kompresi : 10,5 : 1.
- Sistem Bahan Bakar : Injeksi langsung mekanis (Mechanical Direct Injection).

Spesifikasi Alat Ukur dan Presisi

Pengukuran keausan dinding silinder bagian dalam (liner) menggunakan instrumen presisi tinggi:

- Cylinder Bore Gauge (Dial Bore Gauge): Digunakan untuk mengukur diameter internal silinder pada 3 titik kedalaman (atas, tengah, bawah) dan 2 arah sumbu (sejajar poros engkol dan tegak lurus).
 - Rentang Ukur : 250 – 400 mm (Heavy Duty)
 - Tingkat Presisi/Akurasi : 0,001 mm.
- Outside Micrometer: Digunakan untuk kalibrasi awal pin pengukuran bore gauge.
 - Rentang Ukur : 150 – 300 mm.
 - Tingkat Presisi/Akurasi : 0,001 mm.

Pengukuran Keausan Silinder: Mengukur diameter internal dinding silinder menggunakan dial bore gauge dan outside micrometer pada tiga ketinggian (atas, tengah, bawah) serta dua arah sumbu A dan B atau X dan Y untuk mendapatkan nilai keausan, keovalan, dan ketirusan dapat dilihat sebagai berikut pada gambar 3 berikut :



Gambar 3. Posisi Pengukuran, (A). Melintang dan (B). Membujur

Sumber: Penulis, Tahun 2026

Analisis Data: Menganalisis data hasil pengukuran geometris silinder terhadap data penurunan daya motor secara kuantitatif, lalu menarik kesimpulan korelasi penurunan kompresi akibat keausan terhadap susutnya tenaga mesin.

Untuk menjamin validitas dan metode, berikut adalah instrumen standar yang digunakan beserta tingkat presisinya:

Bore Gauge (Pengukur Diameter Silinder)

- Rentang Ukur: 250 – 400 mm
- Resolusi/Ketelitian: 0,001 mm.
- Fungsi: Mengukur keausan, keovalan (*ovality*), dan ketirusan (*taper*) dinding silinder.

Mikrometer Luar (Outside Micrometer)

- Rentang Ukur: 150 – 300 mm
- Resolusi/Ketelitian: 0,001 mm
- Fungsi: Kalibrasi titik nol *bore gauge* dan mengukur diameter piston.

Guna menghindari bias data akibat pemuaian termal material dan faktor lingkungan, pengambilan sampel wajib memenuhi kondisi berikut:

- Suhu Ruangan Kontrol (*Ambient Temperature*): Ruang pengukuran mekanis harus dikondisikan pada suhu ruangan standar internasional, yaitu $20^{\circ}\text{C} - 2^{\circ}\text{C}$.
- Kondisi Termal Mesin saat Diukur: Blok silinder harus dalam keadaan dingin sempurna (didiamkan minimal 12 jam setelah mesin mati) sebelum dimensi dalamnya diukur.
- Suhu Kerja Mesin saat Uji Daya: Pengujian di atas *dynamometer* dilakukan saat mesin mencapai suhu kerja optimalnya (suhu oli $80^{\circ}\text{C} - 90^{\circ}\text{C}$ atau suhu radiator 85°C)
- Kebersihan Komponen: Dinding silinder wajib dibersihkan menggunakan cairan *degreaser / carburetor cleaner* dan dikeringkan dengan kain *lint-free* agar sisa karbon atau lapisan oli tidak menambah ketebalan semu saat diukur.

Metode Pengambilan Titik Ukur:

- Sumbu Pengukuran: Diukur pada sumbu (X) (sejajar pin piston) dan sumbu (Y) (tegak lurus pin piston/sisi dorong).
- Kedalaman Kedudukan: Diukur pada 3 posisi kedalaman: Atas (A), Tengah (B), dan Bawah (C) dari langkah piston.
- Rumus Keovalan: Selisih $X - Y$ pada kedalaman yang sama.
- Rumus Ketirusan: Selisih diameter terbesar - diameter terkecil pada sumbu yang sama.

Prosedur Permesinan Boring dan Honing (Oversize 0,25)

Proses permesinan dibagi menjadi tiga tahapan utama: persiapan/pengukuran, pembubutan (*boring*), dan pengasahan halus (*honing*). Yang adalah sebagaiberikut :

1. Tahap Persiapan dan Pengukuran Awal:

- Pembersihan: Blok silinder dibersihkan dari sisa oli, kerak karbon, dan paking kepala silinder menggunakan cairan pembersih (*degreaser*).
- Karakterisasi Keausan: Mengukur diameter internal silinder eksisting menggunakan *Cylinder Bore Gauge* (CBG) dengan ketelitian 0,01 mm. Pengukuran dilakukan pada tiga posisi aksial (atas, tengah, bawah) dan dua posisi radial (sumbu X dan sumbu Y) untuk menentukan tingkat ketirusan (*taper*) dan keovalan (*out-of-round*).
- Penentuan Target Diameter: Berdasarkan diameter standar mesin ($D_{\text{std}} = 263,00 \text{ mm}$), maka target akhir diameter pasca-oversize 0,25 mm ditentukan sebesar :
$$D_{\text{akhir}} = 263,00 + 0,25 = 263,25 \text{ mm}$$

2. Prosedur Permesinan Bubut Dalam (*Boring*)

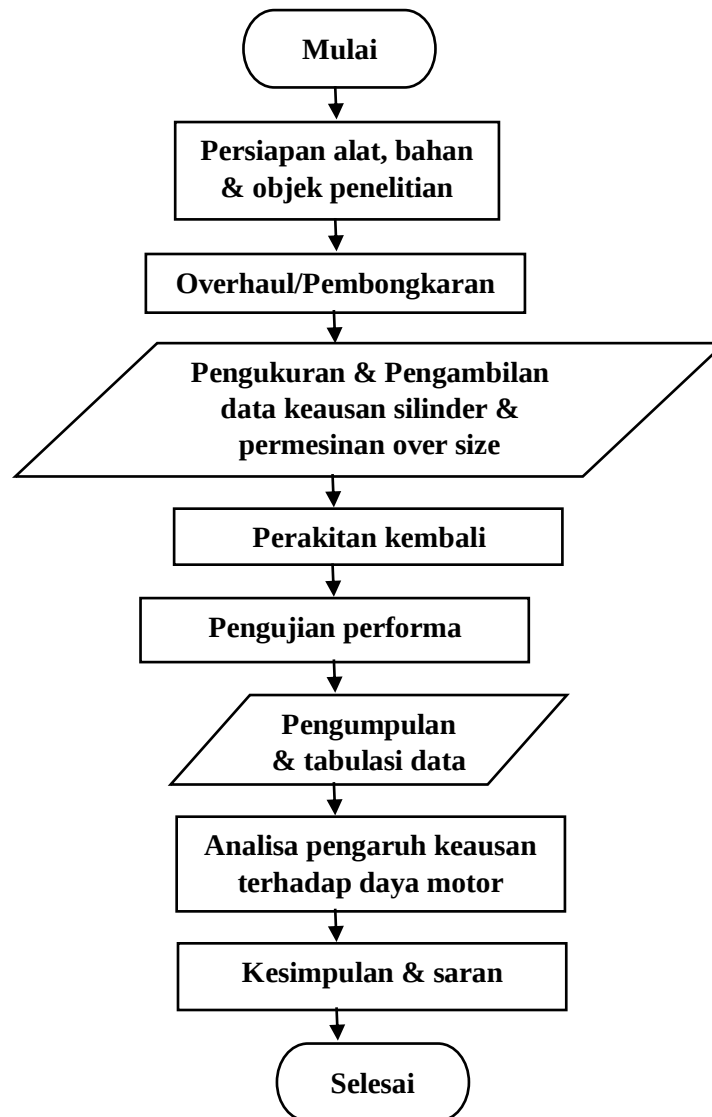
Proses *boring* bertujuan untuk mengikis material dinding silinder yang aus secara cepat menggunakan mesin *Boring Vertikal*.

- Sentering (*Centering*): Blok silinder dicekam pada meja mesin *boring*. Poros utama (*spindle*) mesin disejajarkan secara tegak lurus (*perpendicular*) dengan sumbu pusat silinder asli menggunakan *dial indicator* untuk mencegah deviasi kemiringan.
- Penyetelan Pisau Potong: Mata potong (*boring tool* berbahan *tungsten carbide*) disetel menggunakan mikrometer luar agar menghasilkan diameter pemakanan teoretis sebesar 263,20 mm.
- Penyisihan Material (*Stock Allowance*): Proses *boring* sengaja menyisakan ketebalan material sebesar 0,05 mm dari target akhir (263,25 mm) sebagai cadangan untuk proses penyelesaian halus (*honing*).
- Proses Pemakanan: Mesin dijalankan dengan kecepatan potong (*cutting speed*) dan pemakanan (*feed rate*) rendah yang konstan (disesuaikan dengan material *cast iron* blok silinder) untuk menjaga stabilitas temperatur kerja dan mencegah distorsi fisis.

3. Prosedur Pengasahan Halus (*Honing*)

Proses *honing* dilakukan menggunakan mesin *honing vertikal* otomatis atau manual dengan kepala *honing* (*honing head*) yang dilengkapi batu abrasif (*honing stones*). Proses ini bertujuan mencapai diameter akhir yang presisi dan menciptakan tekstur dinding silinder yang ideal untuk pelumasan.

- Pengasahan Kasar (*Rough Honing*): Menggunakan batu *honing* berbutir kasar (grit #150 - #220) untuk mengikis sisa material 0,05 mm secara bertahap hingga mendekati ukuran 263,25 mm.
- Pengasahan Halus (*Fine Honing*): Menggunakan batu *honing* berbutir halus (grit #400 - #600) untuk memoles permukaan dinding silinder hingga mencapai diameter mutlak 263,25 mm.
- Pembentukan Pola Silang (*Cross-Hatch Pattern*): Selama proses *honing*, gerakan putaran (*rotational*) dan gerakan naik-turun (*reciprocating*) kepala mesin diatur sedemikian rupa guna menghasilkan pola guratan silang (*cross-hatch*) dengan sudut kemiringan ideal antara 30° - 45°. Pola ini berfungsi sebagai kantung oli (*oil retention*) untuk menjaga lapisan film pelumas saat mesin beroperasi.



Gambar 4. Flow chart penelitian

Pembahasan

1. Data motor yang diteliti :

a. Karakteristik Termodinamika Motor.

Koefisien Udara Lebih (α)	: 1,9
Temperatur Udara Luar (T_o)	: 300 °K
Tekanan Udara Luar (P_o)	: 1 atm (Kg/cm ²)
Tekanan efektif rata-rata (P_e)	: 9,233 bar (9,233 x 10 ⁵ N/m ²)
Koefisien Udara Lebih (α)	: 1,9
Temperatur Udara Luar (T_o)	: 300 °K
Tekanan Permulaan Kompresi (P_i)	: 0,9 atm
Koefisien Sisa Gas Pembakaran (γ)	: 0,35
Komposisi Kimia Bahan Bakar :	
C	:86 %
H	:13 %
O	:1 %
Harga Kalori Bahan Bakar (H_i)	: 1000 Kcal/Kg
Temperatur Permulaan Kompresi (T_1)	: 330 °K
Temperatur Akhir Kompresi (T_2)	: 890,14 °K
Tekanan Akhir Kompresi (P_2)	: 33,987 atm
Temperatur Pembakaran ($T_3 = T_4$)	: 1925,64 °K
Tekanan Pembakaran ($P_3 = P_4$)	: 60 atm (Kg/cm ²)
Tekanan Indikator (P_i)	: 6,0 kg/cm ²

2. Hasil Pengukuran

a. Pengukuran Silinder.

Setelah melalui tahapan pembongkaran, pemeriksaan dan pengukuran pada posisi melintang dan membujur seperti ditunjukkan pada gambar 4, maka hasil-hasil pengukuran tersebut disajikan pada tabel 1 yang secara rinci

Tabel 1. Hasil Pengukuran Silinder

Posisi Pengukuran		Ukuran Diameter Silinder (mm)					
		1	2	3	4	5	6
A – A	Atas	263,17	263,17	163,12	263,14	263,15	263,15
	Tengah	263,09	263,08	263,08	263,11	263,08	263,12
	Bawah	263,01	263,03	263,02	263,06	263,05	263,04
B – B	Atas	263,16	263,16	263,08	263,16	263,09	263,08
	Tengah	263,13	263,11	263,04	263,15	263,05	263,07
	Bawah	263,14	263,15	263,04	263,12	263,03	263,05
Rata-Rata		263,116	263,117	263,063	263,123	263,058	263,085

Sumber: Penulis, Tahun 2026

b. Transmisi Gaya Pada Mekanisme Engkol

Pada kondisi ideal diketahui bahwa tekanan akibat pembakaran (P) 60 kg/cm², dengan demikian gaya yang menekan torak untuk setiap silinder yang ditentukan berdasarkan rumus (5) dan hasilnya dapat dilihat pada tabel 2 berikut ini:

Tabel 2. Hasil Perhitungan Gaya Pada Torak.

Nomor Silinder	D (Cm)	A (Cm ²)	F (Kgf)	V _s (Cm ³)
I	26,3116	543,731	32607,344	20118,061
II	26,3117	543,736	32607,592	20118,214
III	26,3063	543,124	32594,209	20109,957
IV	26,3123	543,760	32609,079	20119,132
V	26,3058	543,492	32592,970	20109,193
VI	26,3085	543,603	32599,661	20113,321

Sumber: Penulis, Tahun 2026

Kemudian dapat dilihat bahwa dengan persamaan yang ada, maka pada kondisi ideal besar $F = 32576,56$ Kgf yang bekerja secara kontinyu pada setiap silinder.

c. Sudut Inklinasi

Penentuan besarnya sudut inklinasi (β) tergantung dari pergerakan derajat kedudukan torak (ϕ) dari TMA ke TMB, serta besarnya perbandingan radius poros engkol dan panjang batang penggerak. Penentuan besarnya sudut inklinasi dapat menggunakan fungsi trigonometri.

Dengan demikian sudut inklinasi maksimum pada kedudukan torak 90° setelah titik mati atas (TMA) akan mencapai $14,50$ dan hal ini akan berlaku sama pada saat torak bergerak dari titik mati bawah (TMB) ke titik mati atas (TMA). Hasil perhitungannya dapat dilihat pada table berikut ini :

Tabel 3. Hasil Perhitungan Sudut Inklinasi Pada Tiap Kedudukan Torak.

Sudut	Kedudukan Torak Dari TMA ke TMB											
ϕ°	0°	15°	30°	45°	60°	90°	105°	120°	135°	150°	165°	180°
β°	0°	4°	7°	10°	$12,5^\circ$	$14,5^\circ$	14°	$12,5^\circ$	10°	7°	4°	0°

Sumber: Penulis, Tahun 2026

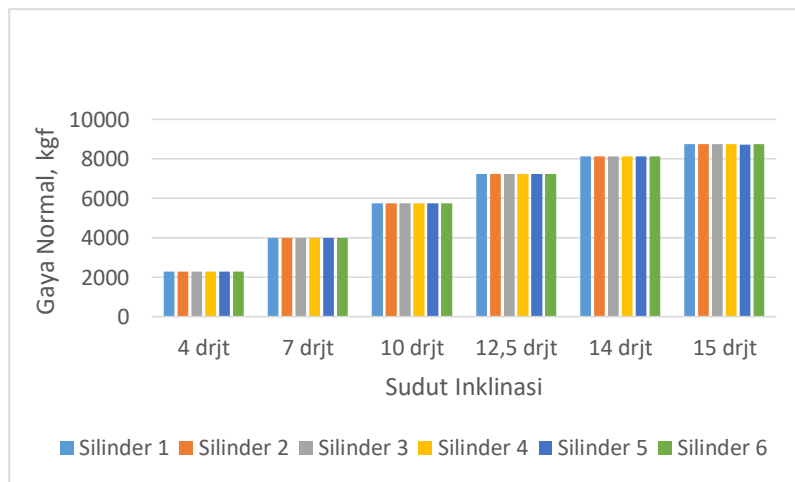
d. Gaya Normal.

Gaya yang bergerak tegak lurus terhadap dinding silinder dan berpengaruh terhadap keausan silinder disebut sebagai gaya normal, besar gaya ini untuk setiap silinder pada setiap derajat kedudukan langkah torak dari titik mati atas (TMA) ke titik mati bawah (TMB) dapat dihitung dengan persamaan (1) dan hasilnya dapat dilihat pada table 4 sebagai berikut :

Tabel 4. Hasil Perhitungan Gaya Normal vs Sudut inklinasi Terhadap Gaya Tekanan Gas Dalam silinder

Nomor Silinder	F (Kgf)	F _N Pada Kedudukan torak (φ°) setelah TMA Kgf					
		4°	7°	10°	12,5°	14°	15°
I	32607,344	2280,13	4003,68	5749,55	7228,87	8129,92	8737,11
II	32607,592	2280,15	4003,71	5749,60	7228,93	8129,99	8737,18
III	32594,209	2279,21	4002,07	5747,24	7225,96	8126,65	8733,59
IV	32609,079	2280,25	4003,89	5749,86	7229,26	8130,36	8737,58
V	32592,970	2279,12	4001,91	5747,02	7225,69	8126,34	8733,26
VI	32599,661	2279,59	4002,74	5748,20	7227,17	8128,01	8735,05

Sumber: Penulis, Tahun 2026



Gambar 5. Grafik Gaya Normal vs Sudut Inklinasi

Sumber: Penulis, Tahun 2026

Besarnya gaya normal yang terjadi akan cenderung meningkat dan mencapai maksimum pada posisi langkah torak 90° setelah titik mati atas (TMA) dan pada saat itu sudut inklinasi akan mencapai 15°. Kemudian gaya normal ini akan menurun kembali setelah torak melewati 90° dari TMA.

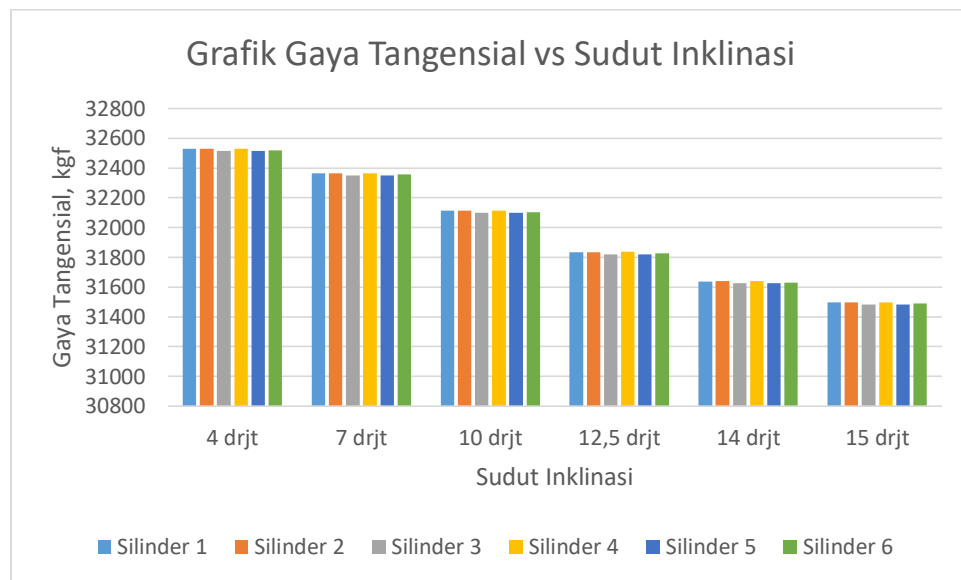
e. Gaya Tangensial.

Bila pada gaya (F) bekerja pada piston, maka gaya tadi akan melalui batang penghubung dan diteruskan ke pena engkol yang mengakibatkan terjadinya putaran. Gaya pada batang penghubung disebut sebagai gaya tangensial yang selalu berubah-ubah dan sangat menentukan momen putar motor. Penentuan besar gaya tangensial untuk setiap perubahan pada kedudukan torak ditentukan dengan persamaan 2 dan hasilnya dapat dilihat pada table 5 berikut ini :

Tabel 5. Hasil Perhitungan Gaya Tangensial vs Sudut Inklinasi Terhadap Gaya Tekanan Gas Dalam Silinder

Nomor Silinder	F (Kgf)	F _T Pada kedudukan torak (φ) setelah TMAKgf					
		4°	7°	10°	12,5°	14°	15°
I	32607,344	32527,91	32364,29	32111,97	31834,42	31638,77	31496,28
II	32607,592	32528,16	32364,54	32112,21	31834,66	31639,01	31496,52
III	32594,209	32514,81	32351,26	32099,03	31821,60	31626,02	31483,59
IV	32609,079	32529,65	32366,02	32113,67	31836,11	31640,45	31497,95
V	32592,970	32513,58	32350,03	32097,81	31820,39	31624,82	31482,39
VI	32599,661	32520,25	32356,67	32104,40	31826,92	31631,31	31488,85

Sumber: Penulis, Tahun 2026



Gambar 6. Grafik Gaya Tangensial vs Sudut Inklinasi

Sumber: Penulis, Tahun 2026

Setiap batang penggerak akan menerima gaya tangensial (F_T) dan perhitungan menunjukkan bahwa kecenderungan membesarnya gaya tangensial terjadi pada posisi langkah torak (φ) = $15^\circ - 30^\circ$ setelah titik mati atas (TMA) atau pada sudut inklinasi (β) = $1^\circ - 7^\circ$.

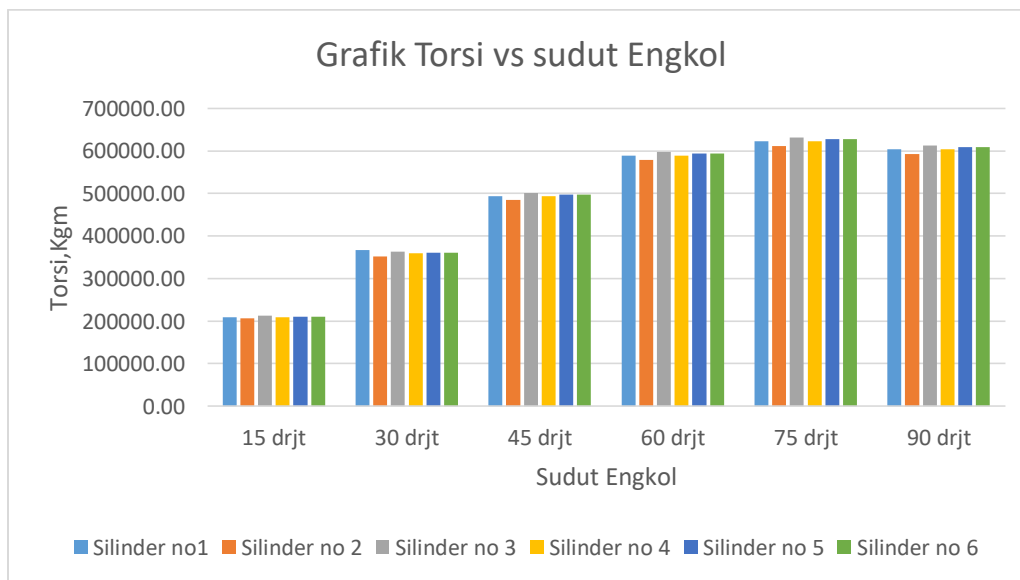
f. Momen Putar Pada Poros Engkol

Akibat adanya gaya pada batang torak yang diterima oleh pena engkol, maka akan bekerja gaya ke arah sumbu poros engkol (F_s) yang menghasilkan momen putar dan merupakan beban pada bantalan, yang dapat dihitung dengan persamaan (4) dan hasil pada tabel 6 berikut ini :

Tabel 6. Hasil Perhitungan Momen Putar Pada Poros vs Sudut Engkol Terhadap Gaya Tekanan Gas Dalam Silinder

Nomor Silinder	F (Kgf)	Ms Pada Kedudukan TorakKgm					
		15°	30°	45°	60°	75°	90°
I	32607,344	209063137	367579163	494215,68	589123,38	622670,90	604152,53
II	32607,592	206619,69	351775,92	485340,74	578544,13	611489,21	593303,40
III	32594,209	212168,80	363529,33	501556,77	597874,23	631920,07	613126,63
IV	32609,079	209074,08	358226,84	494241	589153,55	622702,79	604183,47
V	32592,970	210590,02	360824,26	497824,61	593425,36	627217,86	608564,26
VI	32599,661	210606,18	360851,94	497862,80	593470,89	627265,98	608610,95

Sumber: Penulis,Tahun 2026



Gambar 7. Grafik Torsi vs Sudut Engkol

Sumber: Penulis,Tahun 2026

Data perhitungan menunjukkan bahwa pengaruh gaya dorong torak yang diteruskan oleh batang penggerak dan kemudian menghasilkan momen (torsi) pada poros engkol, akan cenderung bergerak naik dan akan mencapai momen maksimum pada kedudukan langkah torak 75° setelah titik mati atas (TMA).

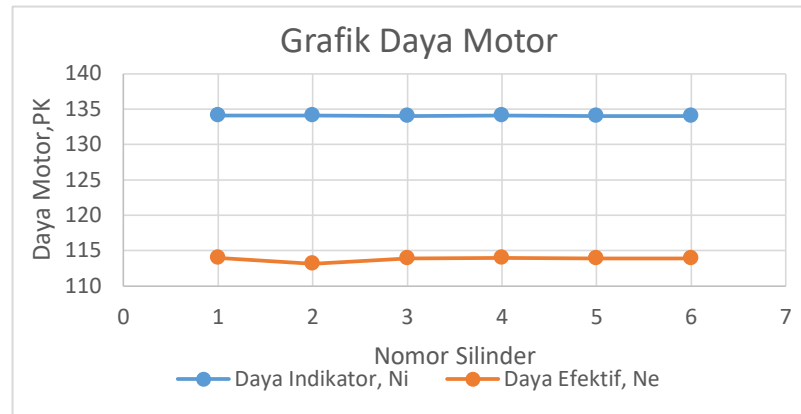
g. Pengaruh Keausan Silinder Terhadap Daya.

Terjadinya keausan silinder tentu akan berpengaruh terhadap pembesaran diameter silinder dan itu berarti akan terjadi penambahan volume silinder. Besarnya pengaruh pembesaran diameter silinder terhadap besarnya daya motor dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (7) dan (8) yang hasilnya terdapat pada table 7 berikut ini :

Tabel 7. Hasil Perhitungan Daya (Ni) dan (Ne).

Daya	Daya pada Silinder Nomor PK						Total
	I	II	III	IV	V	VI	
N_i	134,052	134,053	133,998	134,059	133,993	134,021	804,176
N_e	113,94	113,10	113,90	113,95	113,89	113,92	682,700

Sumber: Penulis,Tahun 2026



Gambar 8. Grafik Daya Motor

Sumber: Penulis,Tahun 2026

Dengan demikian, terbukti bahwa secara teoritis akibat keausan silinder yang tidak merata akan terjadi penurunan daya efektif pada setiap silinder yang juga tidak merata atau tidak sama, di mana ditemui bahwa secara keseluruhan telah terjadi penurunan daya efektif menjadi 682,700 HP (Tabel 7) sebesar 415,458 Watt (0,557 HP) atau sebesar 0,68 % dari daya efektif standar 683 HP. Hal ini terjadi karena keausan silinder telah melebihi batas standar yang diizinkan 0,1 – 0,2 mm (diameter standar 263 mm ; dengan diameter keausan menjadi besar, rata-rata 263,094 mm (Tabel 1)).

Keadaan ini menunjukkan bahwa pada saat langkah kompresi, di dalam silinder akan terjadi penurunan tekanan kompresi, karena keausan pada dinding silinder. Celah ring torak menjadi membesar sehingga kemungkinan besar udara akan lolos keluar melalui celah tersebut. Itu berarti secara otomatis akan berpengaruh pada menurunnya daya motor sebagai akibat menurunnya tekanan kompresi.

Analisis Teoritis Potensi Pemulihan Daya Efektif Motor Pasca Oversize

Berdasarkan hasil pengukuran fisis, silinder mesin telah mengalami keausan di luar batas toleransi yang memicu kebocoran kompresi. Sebagai solusi teknis, bagian ini memaparkan analisis teoritis mengenai proyeksi pemulihan daya efektif motor (N_e) apabila dilakukan tindakan perbaikan berupa *oversize* sebesar 0,25 mm disertai penggantian cincin piston (*piston ring*) yang sesuai. Dari persamaan (11) dan (9) kita dapat menghitung sebagai berikut :

1. Perhitungan Perubahan Volume Langkah Torak (V_s) pada kondisi :

- Keausan, dengan ukuran keausan diameter rata-rata dari 6 silinder, $D = 263,094$ mm (tabel 1) :

$$\begin{aligned}
 V_{S(1)} &= \frac{\pi}{4} D^2 \times S \times Z \\
 &= \frac{\pi}{4} (0,26309) \times 0,203 \times 6 \\
 &= 0,066213 \text{ m}^3 \text{ (66,213 liter)}
 \end{aligned}$$

- Pasca over size 0,25 :

$$V_{S(2)} = \frac{\pi}{4} D^2 \times S \times Z$$

$$= \frac{\pi}{4} (0,26325)^2 \times 0,203 \times 6$$
$$= 0,066294 \text{ m}^3 \text{ (66,294 liter)}$$

Selisih Kenaikan Volume Langkah:

$$(\Delta V_s) = V_{s(2)} - V_{s(1)} = 0,066294 - 0,066213 = 0,000081 \text{ m}^3 \text{ (0,081 liter)}$$

2. Perhitungan Daya Efektif Motor (Ne) pada kondisi :

- Sebelum over size :

$$Ne_{(1)} = \frac{P_e \times V_{s1} \times n \times a}{60}$$
$$= \frac{(9,233 \times 10^5) \times 0,066213 \times 1200 \times 0,5}{60}$$
$$= 611.344,629 \text{ Watt (611,344 kW)}$$

- Setelah over size :

$$Ne_{(2)} = \frac{P_e \times V_{s2} \times n \times a}{60}$$
$$= \frac{(9,233 \times 10^5) \times 0,066294 \times 1200 \times 0,5}{60}$$
$$= 612.092,502 \text{ Watt (612,092 kW)}$$

Selisih dan Persentase Peningkatan Daya :

$$\text{Kenaikan Daya Mutlak : } \Delta Ne = Ne_{(2)} - Ne_{(1)} = 612.092,502 - 611.344,629 = 747,873 \text{ Watt (1,003 HP)}$$

$$\text{Persentase Peningkatan Daya: } \% \Delta Ne = \frac{\Delta Ne}{Ne_1} \times 100\% = \frac{747,873}{611.344,629} \times 100\% = 0,122\%$$

Susutnya daya mesin sebesar 0,68 % yang terdeteksi dalam riset ini terbukti memiliki korelasi linier yang kuat terhadap fenomena transisi mekanis pada Peta Keausan (*Speed-Load Wear Map*) yang digagas oleh Baofeng Zhang (2025). Berdasarkan pemetaan Zhang, interaksi mekanis antara ring piston dan dinding silinder dikelompokkan ke dalam beberapa zona degradasi yang sensitif terhadap fluktuasi beban (*load*) dan kecepatan langkah (*speed*). Pada area Titik Mati Atas (TMA) sampel, di mana kecepatan liner melambat drastis mendekati nol sedangkan tekanan gas pembakaran berada di puncaknya, kondisi pelumasan bergeser ke fase kritis (*starved lubrication / dry boundary friction*).

Riset ini mengonfirmasi teori Zhang: hilangnya lapisan film pelindung (*tribofilm*) di area tersebut memicu keretakan mikro bebas (*independent cracks formation*) dan keausan pengelupasan (*delamination wear*). Manifestasi fisik dari kerusakan makro di zona kritis TMA ini secara langsung melonggarkan kerapatan mekanis ring piston, menciptakan jalur kebocoran gas (*blow-by gas*) yang masif. Fenomena jebolnya tekanan inilah yang memvalidasi mengapa kurva penurunan kompresi dalam penelitian ini melonjak tajam seiring membesarnya volume celah vertikal silinder.

Ketidakteraturan dimensi diameter silinder yang tersaji pada Tabel 1, ditandai oleh tingginya nilai keovalan (*out of round*) pada sumbu transversal (Y) serta ketirusan (*taper*) yang ekstrem di kedalaman posisi A (TMA) sangat selaras dengan karakteristik empiris yang dilaporkan oleh Berry Yuliandra (2024).

Dalam studinya mengenai analisis laju keausan mesin multi-silinder, Yuliandra (2024) menegaskan bahwa deviasi geometri silinder liner tidak pernah terdistribusi secara homogen akibat pengaruh gaya dorong lateral (*major & minor thrust force*) dan fluktuasi termal termfokus. Distribusi asimetris pada Tabel 1 membuktikan eksistensi gaya gesek lateral piston yang dominan menekan dinding silinder ke satu arah spesifik pada langkah usaha, searah dengan temuan kasus riil Yuliandra di mana laju keausan antar-sisi maupun antar-silinder menunjukkan gap fluktuasi volume material yang hilang hingga ratusan milimeter kubik. Sinergi data ini menegaskan bahwa keovalan dan ketirusan yang diperoleh dari alat ukur *dial cylinder gauge* dalam riset ini bukan merupakan penyimpangan acak acak (*random error*),

melainkan pola kegagalan mekanis yang valid, terstruktur, dan mereplikasi pola distribusi keausan yang jamak terjadi pada pemeliharaan mesin pembakaran dalam secara global.

Penutup.

Kesimpulan

Dari hasil pembahasan sebelumnya, ternyata keausan silinder yang tidak merata membawa dampak terhadap beban yang diterima pada mekanisme engkol, dan dapat disimpulkan bahwa :

1. Keausan silinder yang tidak merata memberikan pengaruh pada perubahan gaya tekan pada tiap silinder dimana gaya minimal terjadi pada silinder, nomor 1 sebesar $F = 32609,079$ Kgf dari kondisi ideal sebesar $F = 32576,56$ Kgf.
2. Gaya Normal (F_N) yang mempercepat keausan dinding silinder cenderung berlangsung pada kedudukan torak (φ°) $45^\circ - 90^\circ$ dengan sudut inklinasi (β°) $10^\circ - 14,5^\circ$.
3. Kecenderungan membesarnya gaya tangensial (F_T) yang diterima oleh batang penggerak berlangsung sampai pada sudut inklinasi (β) $= 4^\circ - 7^\circ$.
4. Pembebanan mekanisme engkol maksimal terjadi pada silinder nomor ketiga, silinder kelima dan keenam, dimana momen putar semakin membesar pada kedudukan torak (φ) $45^\circ - 90^\circ$ setelah titik mati atas (TMA).
5. Secara keseluruhan, akibat keausan silinder yang tidak merata, secara teoritis telah terjadi penurunan daya efektif motor sebesar 415,458 watt (0,557 HP) atau 0,68 % dari daya awal sebesar 509.313 Watt (683 HP).
6. Setelah dilakukan *oversize* 0,25 pada semua silinder, daya motor kembali pulih, dengan kenaikan daya sebesar $N_e = 747,873$ Watt (1,003 HP) atau 0,122% dari daya akibat keausan sebesar 509.089 Watt (682,700 HP).

Saran

Mengingat ada perbedaan pembebanan yang terjadi pada mekanisme engkol walaupun pada derajat kedudukan langkah torak yang sama, maka disarankan beberapa hal berikut ini untuk dibuat penelitian lanjutan :

1. Ukuran diameter silinder perlu disamakan dengan jalan memperbesar diameternya (pembesaran 0,25) agar beban yang diterima oleh mekanisme engkol merata atau memenuhi standar yang diizinkan.
2. Untuk mengurangi atau memperkecil pengaruh daya normal (F_N) yang cenderung mempercepat keausan dinding silinder, maka perlu dibuat ofset pada sumbu pen torak.
3. Diameter silinder perlu di-*oversize* 0,25 dan ring torak perlu diganti dengan ukuran yang sama untuk mencegah terjadinya kebocoran tekanan kompresi yang tentunya akan berdampak pada menurunnya daya motor.

DAFTAR PUSTAKA

- Arismunandar W., 1993, *Motor Diesel Putaran Tinggi*, Pradnya Paramita. Jakarta.
- Baofeng Zhang., Xuan Ma., Lining Liu., Ardian Morina., dan Xiqun Lu., (2025), *Sliding wear mechanisms and speed-load wear map of cylinder liner and piston ring under lubricated conditions*, Journal Elsevier Volumes 564–565, 15 March 2025.
- Berry Yuliandra., Adhitya Purnama Aji., (2024), *Analisis Laju Keausan Cylinder Liner pada Mesin Diesel*, Jurnal Inovasi Rekayasa Mekanikal dan Termal, Vol. 1 No. 1.
- Erwin R F., Yanri P., (2021), *Analisis Variasi Putaran Terhadap Torsi Dan Daya Pada Motor Diesel Satu Silinder*, Jurnal Voering Vol. 6 No. 1
- Purnomo B. C., dan Munahar S., (2019), *Pengaruh Tekanan Kompresi Terhadap Daya Dan Torsi Pada Engine Single Piston*. Quantum Teknika: Jurnal Teknik Mesin Terapan

- Saputra D. K., Nugroho A., Setiawan K., & Mujiyanto A., (2024), *Pengaruh Variasi Diameter Piston Terhadap Torsi dan Daya Sepeda Motor 4 Langkah*. Proceedings of National Multidisciplinary Sciences, 5, 507-514.
- Tjahjono T., (2015), *Analisis Keausan Pada Dinding Silinder Mesin Diesel*. Jurnal Ilmiah Mesin, Universitas Muhammadiyah Surakarta, 8(2), 45-52.
- Widyakarya J. K. T., (2026), *Pengaruh Oversize Terakhir Cylinder terhadap Performance Daya dan Torsi Mesin*. Journal of Applied Engineering and Science, 14(1), 12-20.