

Unjuk Kerja Kompresor *Reciprocating* Pada *Fuel Oil Complex* – 1 Kilang Pertamina

Saefuel Anang¹, Eqwar Saputra²^{1,2} Program Studi Tekni Mesin, Fakultas Teknik dan Sains, Universitas Muhammadiyah Purwokerto

ARTICLE INFO**Article history:**

DOI:

10.30595/pspfs.v9i1.2173

Submitted:

December 11, 2025

Accepted:

January 20, 2026

Published:

February 12, 2026

Kata Kunci:Kompresor *reciprocating*

GHP

Efisiensi

Kapasitas Kompresor.

ABSTRACT

Kompresor *reciprocating* 12K1A adalah mesin mekanik yang menghasilkan gas bertekanan dengan cara dimampatkan. Di PT Kilang Pertamina RU IV Cilacap Area Fuel Oil Complex (FOC I) terdapat 3 buah kompresor *reciprocating* yang bekerja secara bergantian pada nomor unit 12. Analisis ini bertujuan untuk mengetahui performa kompresor 12K1A data desain dan performa sekarang yang diambil dari data aktual 10 hari. Metode yang digunakan ada 3 yaitu Observasi, Wawancara, dan Studi Literatur dengan tujuan mendapatkan data yang akan digunakan untuk penulisan laporan kerja praktik. Kompresor *reciprocating* 12K1A dalam Fuel Oil Complex (FOC I) yang mana berfungsi untuk mengompresikan gas hidrogen dari tekanan 20 Kg/Cm² ke 30 Kg/Cm² yang kemudian disalurkan ke sistem FOC I untuk membantu reaksi katalis di reaktor. Dari perhitungan GHP pada kompresor *reciprocating* desain menghasilkan 177.2 HP, Kapasitas Kompresor 149.9929 ICFM persilinder, η Volumetrik 80.1 % per silinder dan untuk data aktual menurun menjadi GHP bernilai 158.5 HP, Kapasitas Kompresor Silinder 1 menjadi 148.869 ICFM dan Silinder 2 menjadi 147.933 ICFM, η Volumetrik silinder 1 menjadi 79.5 % dan silinder 2 menjadi 79 %. Dengan demikian, dapat disimpulkan bahwa kinerja kompresor *reciprocating* 12K1A mengalami penurunan dibandingkan kondisi desain, sehingga diperlukan evaluasi lebih lanjut untuk menjaga keandalan operasi unit.

Corresponding Author:

Saefuel Anang,

Program Studi Teknik Mesin,

Fakultas Teknik dan Sains, Universitas Muhammadiyah Purwokerto

Jl. KH. Ahmad Dahlan, Dusun III, Dukuhwaluh, Kec. Kembaran, Kabupaten Banyumas, Jawa Tengah, Indonesia.

Email: saefuelsaefuel123@gmail.com

1. PENDAHULUAN

Kompresor adalah mesin untuk memampatkan udara atau gas [1]. Kompresor udara biasanya menghisap udara dari atmosfer atau dari sumber lain. Namun ada pula yang menghisap udara atau gas yang bertekanan lebih tinggi dari tekanan atmosfer. Dalam hal ini kompresor bekerja sebagai penguat (*booster*). sebaliknya ada pula kompresor yang menghisap gas yang bertekanan lebih rendah dari pada tekanan atmosfer. Dalam hal ini kompresor disebut pompa vakum [2].

Penurunan performa kompresor dalam operasional sering kali menjadi masalah besar dalam berbagai industri yang dapat mengganggu kinerja sistem keseluruhan. Salah satu masalah yang sering dihadapi pada kompresor adalah penurunan performa akibat kebocoran, keausan komponen [3]. Pada unit FOC I kompresor *reciprocating Tag Number* 12K1A terjadi penurunan performa sehingga mengurangi efisiensi operasional pada area FOC I, maka dari itu diperlukan analisis performa pada kompresor dengan membandingkan data desain dan data aktual kompresor untuk mengetahui seberapa besar performa yang hilang pada kompresor tersebut.

Analisis ini bertujuan untuk kajian mengenai performa kompresor *reciprocating* 12K1A, diharapkan dapat memberi gambaran mengenai kinerja kompresor yang ditinjau berdasarkan data desain kompresor dan data operasi

saat ini. Dengan demikian dapat diketahui seberapa besar performa dari kompresor *reciprocating* 12K1A unit kilang area FOC I. Kompresor *reciprocating* 12K1A adalah kompresor torak yang digerakan oleh motor [4]. Kompresor ini bekerja untuk mengompresikan gas hidrogen dari tekanan 20 Kg/Cm² ke 30 Kg/Cm². Fungsi utama kompresor *reciprocating* 12K1A adalah mensuplai gas hidrogen bertekanan tinggi yang kemudian disalurkan ke sistem FOC I untuk membantu reaksi katalis di reaktor dalam proses produksi. Berikut ini adalah kompresor *reciprocating* 12K1A yang dapat dilihat pada Gambar 1.



Gambar 1. Kompresor *Reciprocating* 12K1A

Jika gas dalam ruangan tertutup diperkecil volumenya, maka gas akan mengalami pemampatan/kompresi sehingga tekanan semakin besar [2]. Prinsip kerja dari kompresor *reciprocating* 12K1A yaitu mengandalkan gerakan bolak-balik (*reciprocating*) dari piston (torak) yang digerakan oleh poros engkol (*crankshaft*) untuk mengkompresi gas dari *inlet* dan dikeluarkan melalui *discharge* [5]. Dengan pada saat langkah hisap, katup hisap (*suction valve*) mulai terbuka dan gas masuk kedalam silinder, setelah silinder terisi penuh oleh gas maka dimulailah langkah kompresi yaitu katup hisap tertutup dan katup buang (*discharge valve*) terbuka serta gas keluar dengan tekanan yang lebih tinggi [6].

2. METODE PENELITIAN

Pada proses pengerjaan laporan ini dilakukan dengan beberapa metode yaitu, Metode wawancara, Observasi dan Studi Literatur. Metode wawancara dan Observasi memiliki tujuan untuk mengetahui dan memahami permasalahan yang sedang terjadi agar dapat memberikan solusi pada permasalahan tersebut. Selanjutnya Metode Studi Literatur memiliki tujuan untuk menentukan teori – teori yang sesuai dengan topik yang sedang dibahas sebagai landasan untuk pengambilan data dan membantu pemecahan masalah, Studi Literatur dilakukan dengan mencari referensi dari *manual book*, e – book, dan internet.

Data-data yang diperoleh berasal dari PT Kilang Pertamina International Unit IV Cilacap yang diambil pada bulan Juli pada unit *Fuel Oil Complex – I* (FOC I). Pengolahan data digunakan dari data yang diperoleh untuk kelengkapan penelitian tentang performa kompresor dan data aktual dari kompresor 12K1A pada unit FOC I. Dalam menentukan performa kompresor dapat dilakukan perhitungan sebagai berikut :

1. Menghitung Efisiensi Volumetrik (η_v) [7].

$$VE = 1 - C \left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \dots \dots \dots (1)$$

Dimana:

C = Clearance 48%

Pd = Tekanan Keluar

Ps = Tekanan Masuk

N = Koefisien Ekspansif (1.3)

2. Menghitung Kapasitas Kompresor [5].

$$Q = \frac{\pi \cdot (2D^2 - d^2) \cdot S \cdot N \cdot VE}{4} = 0.785 \cdot (2D^2 - d^2) \cdot S \cdot N \cdot VE, (ICFM) \dots (2)$$

Dimana:

D = diameter silinder (feet)

d = diameter *piston rod* (feet)

S = Stroke (feet)

N = Rpm

VE = Efisiensi Volumetrik

3. Jumlah Volume Gas [5].

$$Q_{TH} = \frac{\pi \times D^2 \times s \times N}{4} \dots\dots\dots(3)$$

Dimana:

D = diameter Silinder (feet)

S = Stroke (feet)

N = Rpm

4. Daya Kompresor [5]

$$GHP = \frac{\frac{n}{n-1} \times 144 \times P_s \times Q \cdot \left(\frac{P_d}{P_s}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1}{33000} \dots\dots\dots(4)$$

Dimana :

P_s = Tekanan gas masuk (Psia)

P_d = Tekanan Gas keluar (Psia)

Q = Kapasitas gas masuk

N = Nilai Exponen politropi

2.1. Spesifikasi Kompresor 12K1A

Berdasarkan data yang didapat dari *manual book* berikut ini adalah data spesifikasi Kompresor *reciprocating* 12K1A yang diambil pada kondisi awal operasi yang dapat dilihat pada Tabel 1.

Tabel 1. Spesifikasi Kompresor *Reciprocating* 12K1A

No	Data Spesifikasi Kompresor 12K1A	
1.	Manufacturer	DRESER-RAND
2.	Tag Number	12K1A
3.	Type	7.5 X 7.5 X 9 - HSE 1
4.	Diameter Silinder (D)	190.5 mm
4.	Piston Rod Diameter (d)	50.8 mm
5.	Stroke (S)	228.6 mm
6.	Speed (Rpm)	422 rpm
7.	Cylinder Clearance	48.00%

Sumber: *Manual Book*, 2025

Adapun data suction dan discharge kompresor *reciprocating* 12K1A yang didapat dari *manual book* yang dapat dilihat pada Tabel 2.

Tabel 2. Suction dan Discharge Kompresor 12K1A

No	Suction dan Discharge Kompresor 12K1A	
<i>Suction Condition</i>		
1.	<i>Inlet Pressure</i>	20 Kg/Cm ²
2.	<i>Inlet Temperature</i>	56 °C
<i>Discharge Condition</i>		
1.	<i>Outlet Pressure</i>	30 Kg/Cm ²
2.	<i>Outlet Temperature</i>	87.4 °C

Sumber: *Manual Book*, 2025

2.2. Data Aktual Kompresor 12K1A

Dalam Analisis ini , sampel data aktual yang diambil dengan metode observasi dan wawancara yang digunakan yaitu diambil pada tanggal 15 juli – 28 juli 2025. Adapun alasan pengambilan data tersebut yaitu untuk membandingkan kerja kompresor 12K1A aktual dengan data yang diambil dari *manual book*. Kompresor *reciprocating* 12K1A mempunyai 2 silinder yaitu silinder 1 dan silinder 2 yang mempunyai data aktual berbeda . berikut adalah data aktual kompresor yang dapat dilihat pada Tabel 3 dan Tabel 4.

Tabel 3. Data Aktual Silinder 1

No.	TGL	Flow Rate	Press Suction	Press Discharge	Temp. Discharge	Loader Valve
1.	15	37 Ton/D	18 Kg/Cm ²	28 Kg/Cm ²	95 °C	100
2.	16	37 Ton/D	18 Kg/Cm ²	27 Kg/Cm ²	90 °C	100
3.	17	42.5 Ton/D	18 Kg/Cm ²	28 Kg/Cm ²	89 °C	100
4.	18	44.1 Ton/D	18 Kg/Cm ²	27 Kg/Cm ²	83 °C	100
5.	21	34,4 Ton/D	18 Kg/Cm ²	27 Kg/Cm ²	95 °C	100
6.	22	35.5 Ton/D	18 Kg/Cm ²	28 Kg/Cm ²	95 °C	100
7.	23	35.1 Ton/D	18 Kg/Cm ²	28 Kg/Cm ²	102 °C	100
8.	24	35.1 Ton/D	18 Kg/Cm ²	28 Kg/Cm ²	102 °C	100
9.	25	50 Ton/D	18 Kg/Cm ²	28 Kg/Cm ²	101 °C	100
10.	28	50 Ton/D	18 Kg/Cm ²	27 Kg/Cm ²	99 °C	100

Sumber: Hasil Obsevasi dan Wawancara, 2025

Tabel 4. Data Aktual Silinder 2

No.	TGL	Flow Rate	Press Suction	Press Discharge	Temp. Discharge	Loader Valve
1.	15	37 Ton/D	18 Kg/Cm ²	27 Kg/Cm ²	98 °C	100
2.	16	37 Ton/D	18 Kg/Cm ²	27 Kg/Cm ²	94 °C	100
3.	17	42.5 Ton/D	18 Kg/Cm ²	27 Kg/Cm ²	90 °C	100
4.	18	44.1 Ton/D	18 Kg/Cm ²	28 Kg/Cm ²	82 °C	100
5.	21	34,4 Ton/D	18 Kg/Cm ²	27 Kg/Cm ²	89 °C	100
6.	22	35.5 Ton/D	18 Kg/Cm ²	27 Kg/Cm ²	98 °C	100
7.	23	35.1 Ton/D	18 Kg/Cm ²	27 Kg/Cm ²	94 °C	100
8.	24	35.1 Ton/D	18 Kg/Cm ²	27 Kg/Cm ²	94 °C	100
9.	25	50 Ton/D	18 Kg/Cm ²	28 Kg/Cm ²	98 °C	100
10.	28	50 Ton/D	18 Kg/Cm ²	28 Kg/Cm ²	96 °C	100

Sumber: Hasil Observasi dan Wawancara, 2025

2.3. Rata – Rata Data Aktual Kompresor

Rata – rata data aktual kompresor *reciprocating* 12K1A diambil dari data aktual pada tanggal 15 Juli – 28 Juli 2025. Dengan tujuan mempermudah data yang akan dimasukan perhitungan dari data aktual 10 hari. Berikut adalah rata – rata data aktual silinder 1 dan silinder 2 yang dapat dilihat pada Tabel 5 dan Tabel 6.

Tabel 5. Rata – Rata Data Aktual Silinder 1

No.	PARAMETER	RATA-RATA
1.	Flow rate (Ton/D)	40.07
2.	Press Suction (Kg/Cm ²)	18
3.	Press Discharge (Kg/Cm ²)	27.6
4.	Temp. Discharge °C	95.1
5.	Loader Valve	100

Sumber: Hasil Perhitungan Rata – Rata Data

Tabel 6. Rata – Rata Data Aktual Silinder 2

No.	PARAMETER	RATA-RATA
1.	Flow rate (Ton/D)	40.07
2.	Press Suction (Kg/Cm ²)	18
3.	Press Discharge (Kg/Cm ²)	27.3
4.	Temp. Discharge °C	93.3
5.	Loader Valve	100

Sumber: Hasil Perhitungan Rata – Rata Data

2.4. Hasil Perhitungan

Berdasarkan hasil perhitungan data aktual performa kompresor *reciprocating* 12K1A pada tanggal 15 Juli – 28 Juli 2025 dan data desain dari *manual book* yang telah dilakukan diperoleh data sebagai berikut:

Tabel 7. Perbandingan data aktual dengan data desain

No.	Keterangan	Data Desain	Data Aktual Silinder 1	Data Aktual Silinder 2	Penurunan Performa Silinder 1	Penurunan Performa Silinder 2
1.	η Volumetrik	80.1%	79.5 %	79 %	0.6 %	1.1 %
2.	Q 1st Stage	149.9929 ICFM	148.869 ICFM	147.933 ICFM	0.71 %	1.33 %
3.	GHP	88.6 HP	79.5 HP	78.8 HP	10.27 %	11.06 %
4.	QTH	194.103 ft ³ /min	194.103 ft ³ /min	194.103 ft ³ /min	-	-

Sumber: Hasil Perhitungan, 2025

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

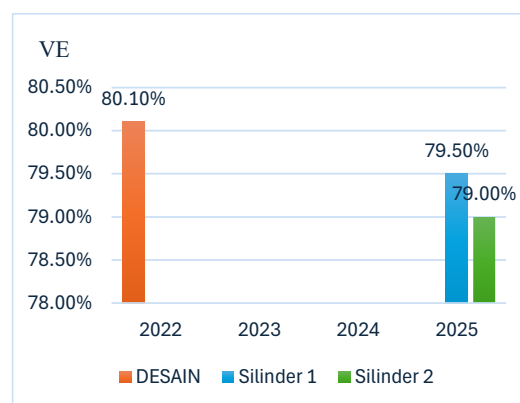
Dari data hasil perhitungan kompresor *reciprocating* 12K1A diatas, dapat diketahui nilai *press suction*, *press discharge* dan efisiensi volumetrik sangat berpengaruh terhadap performa kompresor *reciprocating* 12K1A. *Press suction*, *press discharge* dan efisiensi volumetrik pada silinder 2 mengalami penurunan paling tinggi dibanding pada silinder 1 kompresor *reciprocating* 12K1A.

Press suction (tekanan inlet) pada tanggal 15 Juli – 28 Juli 2025 mengalami penurunan pada silinder 1 dan silinder 2 dibandingkan dengan data *press suction* yang diambil dari *manual book*/data desain. *Press suction* dapat mempengaruhi kinerja dan performa kompresor, karena apabila tekanan masuk ke kompresor sudah tinggi, maka beban kerja kompresor untuk meningkatkan tekanan hingga mencapai tekanan yang diinginkan akan berkurang. Sebaliknya, apabila tekanan udara yang masuk rendah, kompresor harus bekerja lebih keras untuk mencapai tekanan output yang dibutuhkan, sehingga beban kerjanya meningkat [8]. Penurunan *press suction* (tekanan inlet) bisa disebabkan adanya komponen – komponen aus seperti ring piston, kerusakan dan kebocoran pada *suction valve*, serta kurangnya perawatan pada kompresor [9].

Press discharge (tekanan outlet) pada data operasi yang diambil pada tanggal 15 Juli – 28 Juli 2025 mendapatkan penurunan *press discharge* dibanding dengan data desain yang diambil dari *manual book*. Selain penurunan *press suction*, penurunan *Press discharge* dan efisiensi volumetrik adalah variabel yang terhubung dengan pengaruh penurunan performa kompresor [10].

3.1. Hasil Perhitungan Evisiensi Volumetrik

Hasil perhitungan data desain dengan data aktual yang diambil pada tanggal 15 Juli – 28 Juli 2025 dan data desain yang diambil dari *manual book* mendapatkan hasil perbandingan seperti pada Gambar 2.

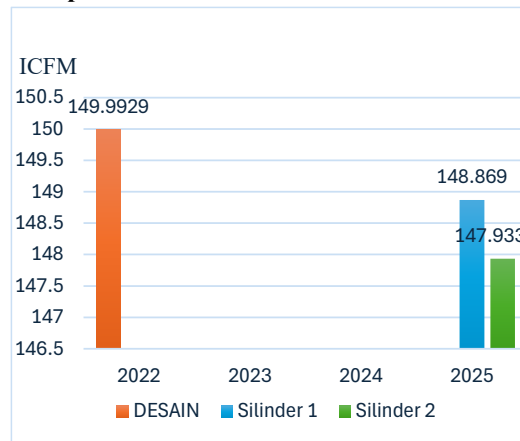


Gambar 2. Perbandingan Data Desain dan aktual Evisiensi Volumetrik Kompresor Reciprocating 12K1A

Berdasarkan Gambar 2 untuk data desain pada tahun 2022 mempunyai efisiensi volumetrik 80.10%, adapun alasan kenapa mengambil pada tahun 2022 itu dikarenakan pada tahun tersebut kompresor *reciprocating* 12K1A mengalami *overhaul* sehingga di asumsikan kompresor mempunyai spesifikasi data desain. Namun pada tahun 2025 hasil perhitungan data aktual yang di rata – rata dari tanggal 15 Juli – 28 Juli 2025 menghasilkan penurunan untuk efisiensi volumetrik persilinder dengan silinder 1 = 79.50% dan silinder 2 = 79 %. Penurunan efisiensi volumetrik berhubungan dengan adanya penurunan temperatur, pendinginan, daya kompresi pada data aktual dari tanggal 15 Juli

– 28 Juli. Semakin tinggi temperatur yang dihasilkan maka efisiensi volumetrik juga akan lebih baik [11]. Hal ini disebabkan karena adanya keausan komponen seperti ring piston dan pelumasan yang tidak stabil, serta adanya kebocoran internal pada kompresor seperti pada *valve inlet, bearing* [3].

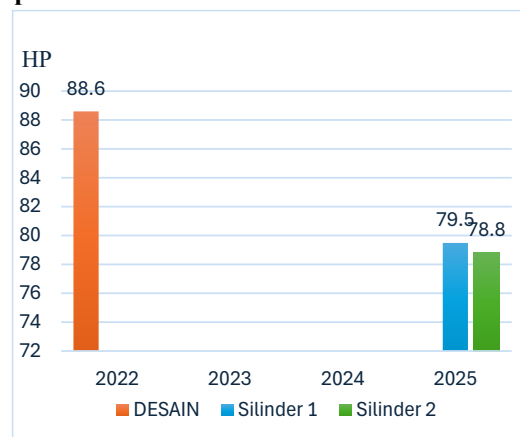
3.2. Hasil Perhitungan Kapasitas Kompresor



Gambar 3. Perbandingan Data Desain dan Data Aktual Kapasitas Kompresor Reciprocating 12K1A

Berdasarkan Gambar 3 untuk data desain pada tahun 2022 mempunyai kapasitas kompresor sebesar 149.9929 ICFM (Inlet Cubic Feet per Minute), adapun alasan kenapa mengambil pada tahun 2022 itu dikarenakan pada tahun tersebut kompresor *reciprocating* 12K1A mengalami *overhaul* sehingga di asumsikan kompresor mempunyai spesifikasi data desain. Pada tahun 2025 hasil perhitungan dari data aktual mendapatkan hasil untuk silinder 1 sebesar 148.869 ICFM dan silinder 2 sebesar 147.933 ICFM. Dari hasil tersebut mendapatkan penurunan kapasitas pada data aktual. Penurunan kapasitas kompresor ini juga dipengaruhi seberapa besar kecilnya penurunan efisiensi volumetrik pada kompresor [6]. Hal ini masih dengan seputar keausan komponen serta pelumasan yang kurang terjaga yang disebabkan kelalaian *maintenace* serta penggantian ring piston yang tidak teratur [7]. Ring piston sangatlah penting pada kompresor untuk menjaga kestabilan kompresi sehingga temperatur dan tekanan pada kompresor selalu stabil [12].

3.3. Hasil Perhitungan Daya Kompresor



Gambar 4. Perbandingan Data Desain dan Data Aktual Daya Kompresor Reciprocating 12K1A

Berdasarkan Gambar 4 perbandingan data desain dan aktual daya kompresor mengalami penurunan yang signifikan hal ini dikarenakan kompresor mempunyai *pressure* dan kompresi yang menurun dibanding data desain. Jika gas dalam ruangan tertutup diperkecil volumenya, maka gas akan mengalami pemampatan/kompresi sehingga tekanan semakin besar [2]. Jika terjadi kebocoran, daya yang akan dibutuhkan semakin kecil karena penurunan kompresi, dan *pressure* [13] kebocoran ini terjadi pada *valve* kompresor, ring piston, terdapat karat yang menyebabkan keausan pada komponen kompresor [14].

4. KESIMPULAN

Berdasarkan pada hasil analisis data dan pembahasan, maka dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut :

- a. Performa kompresor dengan data desain yang diambil dari *manual book* di PT Kilang Pertamina RU IV Cilacap mendapatkan data performa kompresor sebagai berikut : Efisiensi Volumetrik 80.1 %, Kapasitas Kompresor (Q) = 149.9929 ICFM, GHP total 177.2 HP dan Jumlah Volume Gas (QTH) = 194.103 ft³/min.
- b. Performa kompresor dengan perhitungan menggunakan data aktual yang didapat dengan metode observasi dan wawancara selama 10 hari dari tanggal 15 Juli – 28 Juli 2025 mendapatkan hasil perhitungan performa kompresor sebagai berikut : Efisiensi Volumetrik silinder 1 79.5 % dan silinder 2 mendapatkan 79 %, Kapasitas Kompresor untuk silinder 1 (Q) = 148.869 ICFM dan silinder 2 mendapatkan (Q) = 147.933 ICFM, GHP total 158.5 HP dan Jumlah Volume Gas (QTH) = 194.103 ft³/min.
- c. Perbandingan Data Desain dan Aktual mendapatkan hasil perbedaan yang signifikan antara data desain yang diambil dari *manual book* dan data aktual 10 hari kompresor. Perbedaan ini terlihat pada parameter efisiensi volumetrik (η) yang awalnya (data desain) 80.1% menurun persilinder 1 menjadi 79.5 % dan silinder 2 menjadi 79 %, dan kapasitas kompresor (Q) yang awalnya 149.9929 ICFM menjadi silinder 1 148.869 ICFM dan silinder 2 147.933 ICFM , Gross Horse Power (GHP) 177.2 HP menjadi 158.5 HP dan Jumlah Volume Gas diasumsikan masih sama sebesar (QTH) = 194.103 ft³/min.

DAFTAR PUSTAKA

- H. Syamsuri and A. Herdiana, "Perancangan Simulator Kompresor Torak Untuk Media Pembelajaran," *J. Mesin Galuh*, vol. 1, no. 1, pp. 26–34, 2023, [Online]. Available: [file:///C:/Users/saefu/Downloads/5.+Jurnal+Heris+Syamsuri+-+26-34_Unigal\(3\).pdf](file:///C:/Users/saefu/Downloads/5.+Jurnal+Heris+Syamsuri+-+26-34_Unigal(3).pdf)
- M. Yusuf and Syawaluddin, "Perencanaan Kompresor Piston Pada Tekanan Kerja Max 2 N / mm²," *Sintek J. J. Ilm. Tek. Mesin*, pp. 18–29, 2011.
- L. Syahlani, A. Apriana, and I. Nuriskasari, "Analisis Penurunan Performa Air Compressor Tipe HL2 / 105 pada Kapal X," *Pros. A Semin. Nas. Tek. Mesin Politek. Negeri Jakarta*, pp. 818–823, 2023, [Online]. Available: file:///C:/Users/saefu/Downloads/ID+1492_6P_818_823+Lutfi+Syahlani.pdf
- A. Darius, "Analisis Kerusakan pada Poros Penghubung Kompresor Torak," *J. Sains Teknol.*, vol. 1, no. 2, pp. 1–7, 2011, [Online]. Available: <http://repository.unsada.ac.id/cgl/oai2>
- M. Y. I. Pasau and M. Hetharia, "Analisis Daya Pada Kompresor Reciprocating 3K-01-B Type P 116H 280CSH di PERTAMINA Unit VI KASIM," *J. Voering*, vol. 7, no. 2, pp. 61–68, 2022.
- F. Irawan, "Perubahan performansi kompresor superior W74 karena penurunan tekanan gas alam ke suction kompresor di conoco phillips (ramba) ltd," *J. Austenit*, vol. 3, no. 1, pp. 9–16, 2011.
- S. E. Susilowati, "Penurunan Kinerja Kompresor Untuk Starting Enginee di KM.GUNUNG DEMPO," *J. Konversi Energi dan Manufaktur UNJ*, vol. 1, no. April, pp. 8–17, 2015.
- F. Hapsari, N. Asminah, and M. Fa, "Analisa Efisiensi Kinerja Kompresor Sentrifugal (15-K-103) pada Unit Residue Catalytic Cracking di PT Pertamina Internasional Refinery Unit VI Balongan Indramayu," *J. Glob. Ilm.*, vol. 1, no. 3, pp. 187–192, 2023, [Online]. Available: <https://jgi.internationaljournalallabs.com/index.php/ji/article/view/29>
- A. T. Salsabila, Dirhamsyah, E. Kurniawati, A. Prawoto, F. Imanto, and D. Robbi, "Analisis Dampak Menurunnya Tekanan Kompresi pada Kompresor Udara Type SC40N Analysis," *J-Proteksion J. Kaji. Ilm. dan Teknol. Tek. Mesin*, vol. 10, no. 1, pp. 39–46, 2025, doi: 10.32528/jp.v10i1.3370.
- I. Dhamayanthie and M. A. Nugroho, "Pengaruh Tekanan Suction Gas Kompresor G terhadap Kuantitas Gas di Unit Kompresor Pada Stasiun Pengumpul Area Bekasi," *J. Ilm. Indones.*, vol. 3, no. 3, pp. 84–97, 2018, [Online]. Available: <https://www.neliti.com/publications/330440/pengaruh-tekanan-suction-gas-kompresor-g-terhadap-kuantitas-gas-di-unit-kompreso>
- L. Juliawati, W. H. Mitrakusuma, B. Y. Prasetyo, M. Akmal, and K. Kunci, "Kajian Variasi Temperatur Kerja Terhadap Efisiensi Volumetrik Kompresor Piston dan Kinerja Sistem Refrigerasi Kompresi Uap," *Pros. 14th Ind. Res. Work. Natl. Semin.*, pp. 31–35, 2023.
- M. A. Paripurna, "Upaya Memperbaiki Fungsi Ring Piston Silinder Mesin Diesel Penggerak Utama Guna Kelancaran Operasional Kapal MV. Kalimantan Leader," 2023.
- B. C. Purnomo and S. Munahar, "Pengaruh Tekanan Kompresi Terhadap Daya Dan Torsi Pada Engine Single Piston," *J. Quantum Tek.*, vol. 1, no. 1, pp. 14–18, 2019, doi: 10.18196/jqt.010103.
- A. Manuntun Sabil and S. Wilastari, "Identifikasi Penyebab Tidak Optimalnya Kinerja Kompresor Utama Terhadap Pengisian Botol Angin Di Kapal KM. Hari Baru Indonesia," *J. Sains Teknol. Transp. Marit.*, vol. 4, no. 1, pp. 1–6, 2022.