

Analisis Efisiensi Sistem *Turbocharger* Pada *Engine* PLTMG 20mw Berdasarkan Konsumsi Udara

Sepfitrah, Rinaldi, Adi Febrianton, Siswo Pranoto, Arios Ferial

Jurusan Teknik Mesin Sekolah Tinggi Teknologi Pekanbaru

Jalan Dirgantara No.4 Pekanbaru - Riau

E-mail:sepfitrah@gmail.com

Abstract

Turbocharging system efficiency is a comparison between turbocharging efficiency and turbocharger efficiency. This study analyzes the performance of the ABB 140 and TCR 18 turbochargers on two JGS 620 series F111 gas engines for 3000 hours of operation. The analysis will be carried out based on the specific airflow consumption of the JGS 620 series F111 gas engine. The specific air flow consumption is obtained based on calculations, the ABB A140 turbocharger consumes an average of 0.2% more air than the TCR 18 turbocharger. This condition results in a higher output power on engine 2 on average of 2516.84 kW, compared to the output power engine 1 on average of 2402.72 kW. Based on the calculation of the conduction ratio, the average air consumption on engine 2 is less than engine 1 by 0.41%. The turbocharging efficiency value on the turbine engine 2 side is disrupted at 1700 and 2500 hours of operation. This is due to the disturbance on the turbocharger compressor side of the incoming airflow. The efficiency of the turbocharging system on engine 1 has a value of 79.77%, while on engine 2 it is 77.99%.

Keywords: *turbocharger, efficiency, compressor, turbine, gas engine*

Abstrak

Efisiensi sistem *turbocharger* merupakan perbandingan antara efisiensi *turbocharging* dengan efisiensi *turbocharger*. Penelitian ini menganalisa kinerja *turbocharger* ABB 140 dan TCR 18 pada dua mesin gas JGS 620 seri F111 selama 3000 jam operasional. Analisis yang akan dilakukan berdasarkan konsumsi aliran udara spesifik dari mesin gas JGS 620 seri F111. Didapat konsumsi aliran udara spesifik berdasarkan perhitungan, pada *turbocharger* ABB A140 megkonsumsi udara rata-rata lebih banyak 0,2 % dari *turbocharger* TCR 18. Kondisi ini menghasilkan daya *output* yang lebih tinggi pada engine 2 rata-rata sebesar 2516,84 kW, dibanding daya *output engine* 1 sebesar rata-rata 2402,72 kW. Berdasarkan perhitungan rasio hantaran, konsumsi udara rata-rata pada engine 2 lebih sedikit dari engine 1 sebesar 0.41%. Nilai efisiensi *turbocharging* pada sisi turbin engine 2 terganggu pada 1700 dan 2500 jam operasional. Hal ini disebabkan pada sisi kompresor *turbocharger* terjadi gangguan aliran udara masuk. Efisiensi sistem *turbocharger* pada engine 1 memiliki nilai sebesar 79,77%, sedangkan pada engine 2 sebesar 77,99%.

Kata kunci: *turbocharger, efisiensi, kompresor, turbin, mesin gas*

1. Pendahuluan

Kehandalan suatu mesin pembangkit merupakan salah satu faktor utama yang perlu diperhatikan dalam menghasilkan energi listrik. Dalam menjaga kehandalan tersebut kita dihadapkan dengan berbagai masalah yang salah satunya adalah kerusakan pada komponen yang mengakibatkan mesin pembangkit tidak bisa

berfungsi. Salah satu komponen penting yang mempengaruhi performa mesin pembangkit secara keseluruhan adalah *turbocharger* [1]. Penelitian ini mengambil kasus yang terjadi di PLTMG 20 MW Rengat dimana pada pembangkit listrik tersebut digunakan 7 unit mesin gas JGS 620 seri F 111. Dalam setiap unit mesin terpasang 2 buah *turbocharger* yaitu pada sisi A dan sisi B.

Turbocharger adalah sebuah kompresor sentrifugal yang mendapat daya dari turbin yang sumber tenaganya berasal dari gas buang motor bakar [2]. Fungsi dari *turbocharger* ini adalah untuk meningkatkan daya output dari unit mesin dengan memanfaatkan aliran gas buang untuk digunakan mengkompresi udara masuk ke silinder sehingga jumlah udara yang masuk ke ruang bakar menjadi lebih banyak [3][4]. Cara kerja *turbocharger* adalah dengan mengalirkan gas buang dari silinder menuju turbin dengan tujuan untuk memutar sudu-sudu turbin yang terhubung dengan poros kompresor sehingga kompresor ikut berputar [2][5]. Putaran kompresor mengkompresi udara masuk dan dialirkan menuju ke tiap silinder sehingga jumlah udara yang masuk ke tiap silinder semakin banyak.

Pada pengoperasian unit pembangkit di PLTMG 20 MW Rengat terpasang sistem *turbocharger*. Dengan memanfaatkan gas buang sebagai penggerak, dimana temperatur gas buang bisa mencapai 600° C menyebabkan sistem ini sangat rawan akan terjadinya kerusakan. Dikarenakan hal tersebut, PLTMG 20 MW Rengat menggunakan *turbocharger* yaitu seri ABB A140 dan TCR 18.

2. Metodologi

Turbocharger yang di jadikan objek dalam penelitian ini adalah jenis *turbocharger* sistem pulsa (*pulse turbocharger*). *Pulse turbocharger* memiliki keunggulan pada tekanan sistem yang sangat konstan [6]. Penelitian ini akan menganalisa kinerja *turbocharger* ABB 140 pada engine 1 dan TCR 18 pada engine 2 mesin gas JGS 620 seri F111, dimana kedua engine tersebut baru selesai di *overhaul*. Periode pengambilan data selama 3000 jam operasional. Analisis yang akan dilakukan adalah dengan melihat daya mampu dan konsumsi aliran udara spesifik dari mesin gas JGS 620 seri F111 selama periode penelitian. Data-data penelitian ini bersumber dari parameter yang terekam pada kontrol panel engine gas. Spesifikasi mesin gas tersebut adalah sebagai berikut:

Merk dan tipe mesin	: J620 GS-F101
Bahan bakar	: Gas
Silinder	: 20 in-line
Kapasitas silinder	: 124,75 liter
Perbandingan kompresi	: 10,5
Diameter x langkah	: 190 x 220 mm
Daya maksimum	: 150 (110)/3700 (Psi/KW/rpm)
Charging System	: TCR 18 & ABB A140
Sudu turbin	: 11
Sudu kompresor	: 9

2.1. Konsumsi Aliran Udara Spesifik ($\dot{m}_{CYi}$)

Jumlah konsumsi udara spesifik dapat ditentukan dengan metode pengukuran langsung maupun simulasi [7]. Namun apabila kedua metode tersebut tidak dapat dilakukan maka dapat ditentukan melalui perhitungan.

1. Perhitungan konsumsi aliran udara spesifik

$$\dot{m}_{CYi} = \frac{l_e \cdot P_e}{3600} \quad (1)$$

Dimana :

$\dot{m}_{CYi}$: Konsumsi aliran udara spesifik (kg/s)

l_e : Konsumsi udara spesifik (kg/kWh)

P_e : Daya mesin (kW)

Nilai konsumsi udara spesifik untuk beberapa tipe kecepatan putaran mesin dapat digunakan sebagai berikut [7]:

- 5 – 6,5 kg/kWh untuk mesin putaran tinggi
- 6,5 – 8 kg/kWh untuk mesin putaran medium
- 8 – 9 kg/kWh untuk mesin putaran rendah

2. Rasio hantaran

Metode perhitungan konsumsi aliran udara spesifik menggunakan metode rasio hantaran, lebih ditekankan pada data spesifikasi mesin [7]. Nilai pada spesifikasi dapat diukur langsung pada mesin yang akan dianalisa.

$$\dot{m}_{CYi} = \frac{P_{IM}}{R_A \cdot T_{IM}} \cdot V_d \cdot z \cdot \frac{n}{30 \tau} \cdot \lambda_d \quad (2)$$

Dimana :

$\dot{m}_{CYi}$: Konsumsi aliran udara spesifik (kg/s)

V_d : Volume langkah torak (m³)

z : Jumlah silinder

n : Putaran mesin (rpm)

τ : Jumlah langkah

λ_d : Rasio hantaran

Nilai rasio hantaran (λ_d) untuk beberapa tipe kecepatan putaran mesin dapat digunakan sebagai berikut :

- 0,9 – 1 untuk mesin putaran tinggi
- 1,1 – 1,2 untuk mesin putaran medium
- 1,0 – 1,2 untuk mesin putaran rendah

2.2. Efisiensi Turbocharging

Efisiensi *turbocharging* merupakan tinjauan terhadap kondisi kinerja kompresor, yang dapat dihitung dengan persamaan berikut untuk jenis mesin 4 langkah *turbocharger* sistem pulsa:

$$P_{Mf} = \frac{\left[\left(\frac{P_{IM}}{P_{si}} \right)^{\frac{K_A-1}{K_A}} - 1 \right]}{\left[1 - \left(\frac{P_{EM}}{P_{so}} \right)^{\frac{1-K_G}{K_G}} \right]} \quad (3)$$

$$\eta_T = C_f \cdot C_{wt} \cdot P_{Mf} \frac{\bar{m}_{CYi} \cdot \frac{K_A}{K_A - 1} \cdot T_{si} \cdot R_A}{\bar{m}_{CYo} \cdot \frac{K_G}{K_G - 1} \cdot T_{EM} \cdot R_G} \quad (4)$$

Dimana :

η_T = Efisiensi *turbocharging*

P_{Mf} = Rasio tekanan gas manifold

2.3. Efisiensi Turbocharger

Sedangkan efisiensi untuk sistem *turbocharger* merupakan tinjauan kondisi kinerja turbin [7], yang dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$P_T = \frac{\left[\left(\frac{P_{Co}}{P_{Ci}} \right)^{\frac{K_A - 1}{K_A}} - 1 \right]}{\left[1 - \left(\frac{P_{Ti}}{P_{To}} \right)^{\frac{1 - K_G}{K_G}} \right]} \quad (5)$$

$$\eta_{TC} = C_f \cdot C_{wt} \cdot P_T \frac{\bar{m}_{Co} \cdot \frac{K_A}{K_A - 1} \cdot T_{Ci} \cdot R_A}{\bar{m}_{Ti} \cdot \frac{K_G}{K_G - 1} \cdot T_{Ti} \cdot R_G} \quad (6)$$

Keterangan :

η_{TC} = Efisiensi sistem *turbocharger*

P_T = Rasio tekanan turbin

Tabel 1.

Data hasil pengukuran dan literatur parameter *turbocharger*

Parameter <i>turbocharger</i>	Simbol	Hasil pengukuran dan literatur
Aliran massa udara di inlet silinder	$\bar{m}_{CYi}$	5,52 kg/det
Aliran massa udara di outlet kompresor	$\bar{m}_{Co}$	5,52 kg/det
Aliran massa gas di outlet silinder	$\bar{m}_{CYo}$	5,68 kg/det
Aliran massa gas ke turbin	$\bar{m}_{Ti}$	5,68 kg/det
Kelembaban udara	x	0,63%
Temperatur udara sistem	T_{si}	306,77 °K
Temperatur inlet kompresor	T_{Ci}	306,77 °K
Tekanan udara sistem	P_{si}	1,001 bar
Tekanan udara inlet kompresor	P_{Ci}	1,003 bar
Tekanan udara outlet kompresor	P_{Co}	3,46 bar
Tekanan udara di inlet manifold	P_{IM}	3,33 bar
Faktor koreksi bahan bakar	C_f	0,983
Faktor koreksi kandungan air	C_{wt}	1
Fraksi massa gas	x_c	0,419
Temperatur gas exhaust manifold	T_{EM}	892,15 °K
Temperatur gas inlet turbin	T_{Ti}	780,89 °K
Tekanan gas exhaust manifold	P_{EM}	2,67 bar
Tekanan gas inlet turbin	P_{Ti}	2,67 bar

Tekanan gas outlet turbin	P_{To}	1,08 bar
Tekanan gas sistem	P_{so}	1,02 bar
Konstanta gas udara kering	R	287,05 J/kg.K
Konstanta rasio panas spesifik udara kering	K_A	1,4
Konstanta rasio panas spesifik gas buang	K_G	1,3427

2.4. Efisiensi Sistem Turbocharger

Berdasarkan persamaan 4 dan persamaan 6 maka dapat didefinisikan efisiensi sistem *turbocharger* adalah perbandingan antara efisiensi *turbocharging* dengan efisiensi *turbocharger* [7].

$$\eta_{TS} = \frac{\eta_T}{\eta_{TC}} \quad (7)$$

3. Hasil dan Pembahasan

Gas engine J620GS yang merupakan mesin pembakaran dalam 4 langkah, pengapian dengan busi, menggunakan *turbocharger* and *intercooler*. Bahan bakar gas yang digunakan adalah LPG dengan LHV = 46.000 kJ/kg dan densitas 2,22 kg/m³. LPG dan udara dicampur di dalam gas mixer kemudian dimasukkan ke dalam gas engine dengan bantuan *turbocharger*. Sebelum masuk gas engine, campuran LPG dan udara melalui *intercooler*. Putaran mesin dalam penelitian adalah tetap sebesar 1500 rpm. Besarnya daya yang dihasilkan dapat diketahui dari *print out* kontrol panel, termasuk data-data lainnya yang diperlukan dalam penelitian ini.

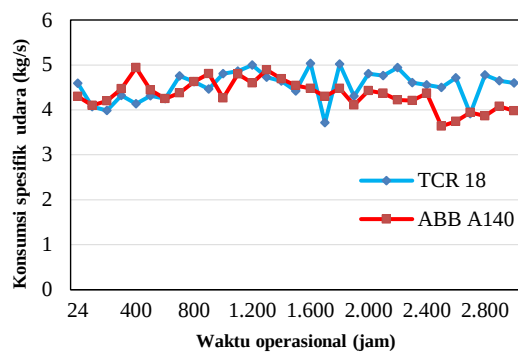
3.2. Konsumsi Aliran udara Spesifik ($\dot{m}_{CYi}$)

Nilai aliran udara spesifik ($\dot{m}_{CYi}$) yang digunakan dalam persamaan 1, untuk mesin empat langkah putaran tinggi ini adalah 6,5 kg/kWh. Perhitungan berikut juga menggunakan data daya output berdasarkan tabel 1.

Tabel 2.

Nilai konsumsi aliran udara spesifik engine 1 & 2

Waktu (Jam)	Engine1		Engine2	
	Daya output (kW)	$\dot{m}_{CYi}$ (kg/s)	Daya output (kW)	$\dot{m}_{CYi}$ (kg/s)
24	2379,45	4,30	2544,00	4,59
100	2270,82	4,10	2256,50	4,07
200	2326,42	4,20	2207,50	3,99
.	.	.	.	.
2800	2138,75	3,86	2646,50	4,78
2900	2260,73	4,08	2576,09	4,65
3000	2204,42	3,98	2545,00	4,60
Rata-rata	2402,72	4,34	2516,84	4,54



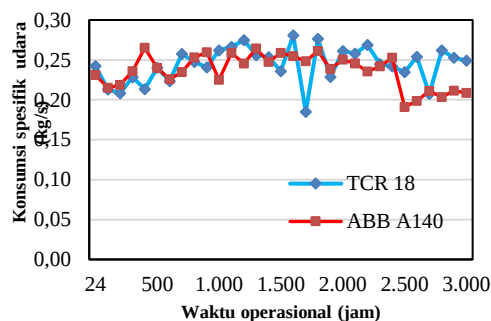
Gambar 1. Perbandingan $\dot{m}_{Cy1}$ pada mesin dengan turbocharger.

Grafik $\dot{m}_{Cy1}$ pada gambar, menunjukkan aliran spesifik konsumsi udara pada *engine 1*, maksimum sebesar 4,94 kg/s dan minimum sebesar 3,74 kg/s. Sedangkan pada *engine 2* konsumsi udara maksimum sebesar 5,04 kg/s dan konsumsi udara minimum sebesar 3,92 kg/s. Konsumsi udara rata-rata *engine 1* sebesar 4,34 dan pada *engine 2* sebesar 4,54 kg/s. Nilai konsumsi udara cenderung terus turun pada *engine 2* setelah 1500 jam operasional.

Tabel 3.

Nilai konsumsi aliran udara spesifik berdasarkan rasio hantaran

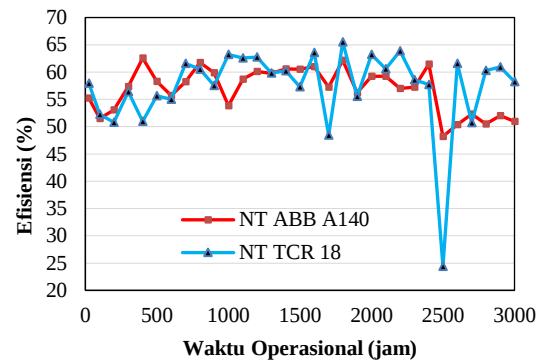
Waktu (Jam)	Engine1		Engine2	
	Daya output (kW)	$\dot{m}_{Cy1}$ (kg/s)	Daya output (kW)	$\dot{m}_{Cy1}$ (kg/s)
24	2379,45	0,23	2544,00	0,24
100	2270,82	0,22	2256,50	0,21
200	2326,42	0,22	2207,50	0,21
.	.	.	.	.
2800	2138,75	0,20	2646,50	0,20
2900	2260,73	0,21	2576,09	0,21
3000	2204,42	0,21	2545,00	0,21
Rata-rata	2402,72	0,24	2516,84	0,24



Gambar 2. Perbandingan $\dot{m}_{Cy1}$ pada mesin dengan turbocharger berdasarkan rasio hantaran

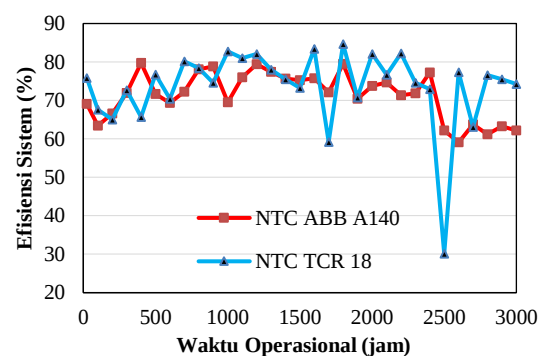
Karakteristik konsumsi udara pada *engine 1* dan 3 berdasarkan udara speifik hantaran terlihat pada gambar 2. Tidak terlalu jauh berbeda dengan

profil nilai konsumsi aliran udara spesifik pada gambar 1. Nilai konsumsi udara maksimum pada *engine 1* sebesar 0,27 kg/s dan minimum sebesar 0,19 kg/s. Sedangkan pada *engine 2* konsumsi udara maksimum sebesar 0,28 kg/s dan nilai minimum sebesar 0,18 kg/s.



Gambar 3. Grafik efisiensi turbocharging (Kinerja kompresor)

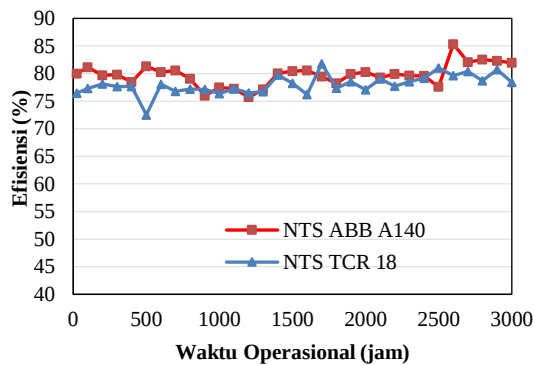
Nilai efisiensi turbocharging didapat dari perhitungan kondisi temperatur dan tekanan kerja pada sisi kompresor *engine*. Kondisi ini dapat disebut pula sebagai kondisi awal kerja *engine*, sehingga mempengaruhi terhadap proses pembakaran dan kinerja turbocharger. Dari grafik perbandingan nilai efisiensi turbocharging (η_T) di atas, tampak kondisi kerja kompresor pada turbocharger TCR mulai terganggu pada 1700 jam kerja dengan menurunnya nilai efisiensi dari 63,58% menjadi 48,42 %, hingga pada operasional 2500 jam turun drastis menjadi 24,31 %. Pada kondisi peneurunan efisiensi ini terlihat terjadi akibat tekanan pada *exhaust manifold* (P_{EM}) meningkat hingga 15,61 bar yang normalnya berada pada 2,5 – 3 bar.



Gambar 4. Grafik efisiensi turbocharger (Kinerja turbin)

Posisi *exhaust manifold* berada sebelum inlet turbin turbocharger, jika kondisi tekanan maupun temperatur naik pada *exhaust manifold engine* dapat diakibatkan diakibatkan oleh penurunan turbocharger sehingga gas buang tertahan pada *exhaust manifold* yang mengakibatkan tekanan naik. Sedangkan jika

tekanan pada *exhaust manifold* turun bisa diakibatkan oleh kinerja *engine* ataupun kompresor yang menurun.



Gambar 5. Grafik efisiensi sistem *turbocharger*

Efisiensi sistem *turbocharger* merupakan efisiensi kinerja *engine* keseluruhan yang dipengaruhi oleh nilai efisiensi pada sisi kompresor dan efisiensi pada sisi turbin. Hingga 3000 jam operasional efisiensi sistem *turbocharger* *engine 1* tidak terjadi penurunan nilai. Efisiensi sistem *turbocharger* rata-rata *engine 1* sebesar 79,77 %, sedangkan pada *engine 2* sebesar 77,99 %.

4. Simpulan

Dari hasil pengolahan data *engine 1* yang menggunakan *turbocharger* ABB A140 dan *engine 2* menggunakan *turbocharger* TCR 18, didapat kesimpulan sebagai berikut.

- Berdasarkan konsumsi aliran udara spesifik berdasarkan persamaan 1 didapat pada *engine 2* menggunakan *turbocharger* ABB A140, megkonsumsi udara rata-rata sebesar 4,54% lebih banyak 0,2 % dari *engine 1* yang menggunakan *turbocharger* TCR 18.
- Berdasarkan perhitungan rasio hantaran, didapat konsumsi udara maksimum tertinggi pada *engine 2* sebesar 5,61 kg/s dengan rata-rata konsumsi udara sebesar 4,88 %. Sedangkan pada *engine 1* memiliki nilai konsumsi udara maksimum sebesar 5,29 % dan rata-rata konsumsi udara sebesar 5,29 %.

- Engine 2* memiliki daya output rata-rata sebesar 2516,84 kW, lebih tinggi dari daya output rata-rata *engine 1* sebesar 2402,72 kW.
- Nilai efisiensi *turbocharging*, pada sisi kompresor *engine 2* memiliki nilai yang fluktuatif dengan terdapatnya penurunan efisiensi pada 1700 dan 2500 jam operasional, turun hingga 24,31 %. Hal ini disebabkan pada sisi *turbocharger* (kerja kompresor), terjadi gangguan aliran udara masuk. Kinerja *turbocharging* menurun seiring lamanya waktu operasional.
- Efisiensi sistem *turbocharger* pada *engine 1* memiliki nilai sebesar 79,77%, lebih tinggi dari efisiensi sistem *turbocharger* pada *engine 2*, sebesar 77,99%. Hal ini menunjukkan kinerja sistem kedua *turbocharger* cukup stabil dalam rentang waktu operasional 3000 jam.

Daftar Pustaka

- [1] S. Shaaban and J. Seume, "Impact Of Turbocharger Non-Adiabatic Operation On Engine Volumetric Efficiency And Turbo Lag," *Int. J. Rotating Mach.*, vol. 2012, 2012, doi: 10.1155/2012/625453.
- [2] G. D. Uhlenhake, "Characterization of Turbocharger Performance and Surge," The Ohio State University, 2010.
- [3] S. Setiawan, "Analisa Pengaruh Temperatur Udara Masuk Terhadap Tekanan Dan Temperatur Gas Buang Pada Pltd Pulo Panjang Banten," *JTM*, vol. 05, no. 2, pp. 35–40, 2016.
- [4] P. Balashanmugam and E. Elakiya and Sunayana Sharma, "Performance Analysis On A Turbocharged Two Wheeler Engine," *IJERST*, vol. 2, no. 4, 2013.
- [5] Irwanto, "Kajian Studi Turbocharger Terhadap Performansi Motor Bakar Diesel Daya 150 PS," Universitas Medan Area, 2017.
- [6] N. W. and M. S. Janota, *Turbocharging the Internal Combustion Engine*. London: The Macmillan Press LTD, 1982. doi: 10.1007/978-1-349-04024-7.
- [7] CIMAC, "Turbocharging Efficiencies - Definitions And Guidelines For Measurement And Calculation," *CIMAC Recomm.*, vol. 27, no. 27, pp. 1–46, 2007.