

PENGARUH GAP BLADE TIP TURBINE TERHADAP TIPSHOE PADA PERFORMANCE TEST ENGINE CENTAUR 40 TIPE 4501 SINGLE SHAFT

Nasywa Callista Imtiyaz

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik dan Teknologi Pertahanan, Universitas
Pertahanan Republik Indonesia

Correspondensi author email: callistaimtiyaz19@gmail.com

Victoriano Jonathan Lendeng

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik dan Teknologi Pertahanan, Universitas
Pertahanan Republik Indonesia

Email: victorlendeng12@gmail.com

Wahyu Ramdani

PT. Nusantara Turbin dan Propulsi

Email: wramdanie25@gmail.com

Abstract

This study aims to analyze the effect of turbine blade tip gap on the tipshoe during the performance test of the Centaur 40 type 4501 single-shaft gas turbine engine. The research was conducted through a literature review, observation of the assembly process, and analysis of performance test data obtained from PT. Nusantara Turbin. The procedures included reassembling the main components of the Centaur 40 gas turbine, preparing the test setup through instrument calibration, lubrication system inspection, cleaning of air and fuel lines, and installing the turbine on the skid test bed. The measured performance parameters consisted of pressure (P_1 , P_2), temperature (T_1 – T_4), and turbine output power (W_{siklus}). The results indicate that the blade tip gap significantly affects turbine performance. A larger gap reduces performance due to increased T_4 , decreased effective mass flow, and higher fuel flow, resulting in lower output power. Conversely, a smaller gap leads to optimal performance because more gas energy is absorbed by the turbine, reducing T_4 , increasing mass flow, and lowering fuel consumption. The study concludes that maintaining an appropriate gap clearance is essential for achieving optimal performance of the Centaur 40 gas turbine. Furthermore, the maintenance, repair, and overhaul (MRO) procedures performed were consistent with manufacturer standards and successfully restored engine performance.

Keywords: Gap Blade Tip, Tipshoe, Turbin Gas Centaur 40

Abstrak

Penelitian ini bertujuan untuk menganalisis pengaruh gap blade tip turbine terhadap tipshoe pada proses performance test engine Centaur 40 tipe 4501 single shaft. Studi ini dilakukan melalui pendekatan studi literatur, observasi proses assembly, serta analisis data hasil pengujian performa turbin gas di PT. Nusantara Turbin. Tahap penelitian meliputi perakitan ulang komponen utama turbin gas Centaur 40, persiapan pengujian mencakup kalibrasi instrumen, pengecekan

sistem pelumasan, pembersihan jalur udara dan bahan bakar, serta pemasangan unit uji pada *skid test bed*. Parameter performa yang diambil meliputi tekanan (P_1 , P_2), temperatur (T_1 – T_4), serta daya output turbin (\dot{W}_{siklus}). Hasil pengujian menunjukkan bahwa *gap blade tip* memiliki pengaruh signifikan terhadap performa turbin. Gap yang besar menyebabkan turunnya performa akibat meningkatnya T_4 , berkurangnya *mass flow* efektif, serta meningkatnya *fuel flow* sehingga daya output menurun. Sebaliknya, gap yang kecil menghasilkan performa optimum karena energi gas lebih banyak diserap turbin, T_4 menurun, *mass flow* meningkat, dan *fuel flow* menurun. Studi ini menyimpulkan bahwa pengendalian *gap clearance* yang tepat sangat penting dalam menjaga performa optimal turbin gas Centaur 40, serta proses *maintenance, repair, dan overhaul* (MRO) yang dilakukan telah sesuai standar pabrikan sehingga mampu memulihkan performa mesin secara efektif.

Kata Kunci: *Gap Blade Tip, Tipshoe, Turbin Gas Centaur 40*

PENDAHULUAN

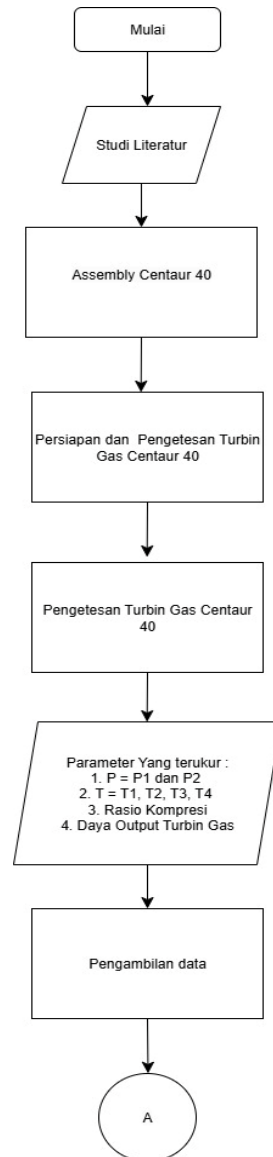
Perkembangan teknologi mesin turbin gas, khususnya pada turbin *engine* dengan aplikasi industri dan penerbangan, telah mengalami kemajuan yang signifikan dalam beberapa dekade terakhir (Pamungkas & Sumpena, 2018). Turbin gas adalah *engine* yang dirancang untuk mengkonversikan energi bahan bakar menjadi energi mekanik berupa putaran yang menggerakkan roda turbin sehingga menghasilkan daya (Normila, 2012). Turbin gas adalah suatu penggerak mula yang memanfaatkan gas sebagai fluida kerja. Turbin gas adalah motor bakar yang terdiri dari tiga komponen utama, yaitu kompresor, ruang bakar, dan turbin (Gusnita & Said, 2021).

Turbin gas tipe Centaur 40 adalah salah satu jenis turbin gas industrial yang banyak digunakan di bidang pembangkit energi maupun penggerak mekanis, khususnya dalam industri minyak dan gas. Kinerja *engine Solar Centaur 40* sangat dipengaruhi oleh berbagai aspek operasional dan kondisi lingkungan yang secara langsung berdampak pada power output serta konsumsi bahan bakar spesifik (*specific fuel consumption*) (Ejenavi & Salisu, 2019). Salah satu faktor penting yang memengaruhi performa mesin ini adalah kondisi pada bagian turbin. Dalam sistem turbin gas, khususnya pada *engine Solar Centaur 40*, salah satu aspek yang mempengaruhi performa *engine* adalah *gap* antara ujung sudu turbin (*blade tip*) dengan *tip shoe* kondisi *clearance* pada turbin (Kurz & Brun, 2000).

Celah yang terlalu besar dapat meningkatkan kebocoran aliran gas panas (*leakage flow*), sehingga menurunkan efisiensi termal dan mengurangi daya keluaran mesin (Aldium, 2018). Sebaliknya, jika celah terlalu sempit, risiko gesekan (*rubbing*) antara sudu turbin dan *tipshoe* akan meningkat, yang dapat menyebabkan keausan dan kerusakan komponen (Mufaidah, 2018). Oleh karena itu, pengendalian *gap* sudu turbin terhadap *tipshoe* sangat berpengaruh pada performa Centaur 40, terutama pada aspek

daya keluaran dan konsumsi bahan bakar, yang menjadi indikator utama kinerja turbin gas (Boyce, 2017).

METODE PENELITIAN



Gambar 1. Diagram Alir
Sumber : (Diolah oleh peneliti)

Studi Literatur

Melakukan beberapa studi literatur seperti membaca jurnal – jurnal dan buku pendukung proses penelitian, sehingga didapatkan gambaran dalam mengerjakan penelitian.

Assembly Engine Centaur 40

Proses perakitan kembali komponen-komponen utama mesin turbin gas tipe Centaur 40 setelah dilakukan inspeksi, perawatan, atau *overhaul*. Proses ini meliputi

pemasangan kompresor, ruang bakar, turbin, serta sistem pendukung seperti *bearing*, *seal*, dan *tip clearance* (Adib et al., 2019).

Persiapan dan Pengetesan Turbin Gas Centaur 40 Tipe 4501

Sebelum dilakukannya pengujian dari turbin gas *Centaur 40* ini dilakukan terlebih dahulu persiapan dan *set up*. Persiapan ini bertujuan agar pada saat proses pengetesan berlangsung tidak ada kendala saat turbin gas beroperasi. Persiapan – persiapan tersebut seperti melakukan kalibrasi dari setiap alat ukur, mengecek jumlah oli yang ada didalam tangki oli, membersihkan setiap jalur – jalur dari udara dan bahan bakar yang ada di *skid test bed*, serta memasang turbin gas pada *skid test bed* pengetesan turbin gas tersebut.

Pengetesan Turbin Gas Centaur 40 Tipe 4501

Pengujian dan pengambilan data dilakukan di PT. Nusantara Turbin atas seizin perusahaan. Pengambilan data didapatkan berdasarkan parameter – parameter yang didapatkan dari hasil pengujian performa engine centaur 40 tipe 4501.

Parameter – Parameter Yang Terukur Dari Hasil Pengujian

Adapun beberapa parameter yang diambil dari hasil pengujian performa engine *Centaur 40 – 4501* sebagai berikut :

1. P (tekanan udara dari setiap kondisi)

Tekanan udara yang diambil untuk penelitian ini, yaitu tekanan udara dari variasi bukaan *inlet guide vane*. Adapun beberapa parameter tekanan udara yang digunakan yaitu :

$$P_1 \text{ dan } P_2$$

2. T (temperatur dari setiap kondisi)

Temperatur udara yang diambil untuk penelitian ini, yaitu temperatur udara dari variasi bukaan *inlet guide vane*. Adapun beberapa parameter tekanan udara yang digunakan yaitu:

$$T_1, T_2, T_3, T_4$$

3. \dot{W}_{siklus} (Daya Output Turbin Gas)

Daya output turbin gas yaitu kemampuan turbin gas tersebut dalam menghasilkan besar daya yang digunakan untuk memutar beban.

Pengambilan dan Pengolahan data

Adapun data yang ingin dilakukan yaitu sesuai dengan batasan masalah pada latar belakang. Yaitu *specific fuel consumption* (SFC), output daya engine dan efisiensi termal siklus. Dalam pengolahan data ini dilakukan beberapa pendekatan perhitungan dengan menggunakan rumus rumus yang telah peneliti pelajari.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Data parameter *Engine Centaur 40 – 4501* Di test cell

Setelah dilakukan pengujian performa dari turbin gas centaur 40 – 4501 maka didapatkan beberapa parameter hasil pengujian. Data yang diambil saat melakukan pengujian *engine* menghasilkan output data berupa yang ditunjukkan oleh Tabel 1.

Tabel 1. Data *Engine Centaur 40 – 4501*

Parameter	Satuan	Nilai
T_1	°F	80,0
T_2	°F	624,6
T_3	°F	1651,6
T_4	°F	1136,3
P_1	atm	1
P_2	psig	105,7
Compressor Airflow	pps	36,42
\dot{m}_g	pps	36,48
fuel massflow	pph	1722,7
LHV	BTU/lb	18459
F_{Fuel}	gpm	4,36
HP	HP	3631,0

Berikut adalah data parameter yang telah dikonversi satuannya dari satuan yang didapatkan dari hasil uji performa turbin gas dan dikonversi menjadi satuan internasional (SI). Tujuan pengonversian ini agar mempermudah dalam perhitungan dan analisa. Hasil dari konversi satuan ini seperti yang ditunjukkan oleh Tabel 2 seperti berikut:

Tabel 2. Data *Engine Centaur 40 - 4501*

Parameter	Satuan	Nilai
T_1	K	299,8
T_2	K	602,4
T_3	K	1172,9
T_4	K	886,7
P_1	Pa	1101325
P_2	Pa	7728775,8
Compressor Airflow	kg/s	16,52
\dot{m}_g	kg/s	16,55
fuel massflow	kg/s	2,2
LHV	kJ/kg	2,326
F_{Fuel}	gpm	4,36
HP	KW	26707,6

Menghitung Daya dan Efisiensi Kompresor

Sebagai sampel, data yang digunakan untuk menghitung analisis energi-energi yang terjadi pada turbin gas *Centaur 40* adalah pada saat *engine* berada pada saat beroperasi. Sebagai sampel, data yang digunakan untuk menghitung analisis energi-energi yang terjadi pada turbin gas *Centaur 40* adalah pada saat *engine* berada pada saat beroperasi. Untuk menggerakkan kompresor *engine* ini dapat digunakan Persamaan 2.1 dengan data sebagai berikut :

$$\begin{aligned} T_1 &= 299,817 \text{ K} \\ T_2 &= 602,37222 \text{ K} \\ \dot{m}_a &= 16,52 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

Maka dengan diketahui nilai temperatur, dapat mengetahui nilai entalphi spesifik yang didapatkan dengan melakukan interpolasi dari Tabel A-22 pada Lampiran, dengan rumus :

$$\frac{(x - x_1)}{(x_2 - x_1)} = \frac{(y - y_1)}{(y_2 - y_1)}$$

$$y = y_1 + \frac{(x - x_1)}{(x_2 - x_1)} (y_2 - y_1)$$

$$x = x_1 + \frac{(y - y_1)}{(y_2 - y_1)} (x_2 - x_1)$$

dengan menggunakan interpolasi pada tabel A-22 maka didapatkan nilai entalpi spesifik pada kondisi 1 :

X1	295	K	Y1	295.2 kJ/Kg
T ₁	299.82	K	Y	300.017 kJ/Kg
X2	300	K	Y2	300.2 kJ/Kg
h ₁	300.017	kJ/Kg		

Gambar 2. Perhitungan Interpolasi h₁

Sumber : (Diolah oleh peneliti)

dengan menggunakan interpolasi pada tabel A-22 maka didapatkan nilai entalpi spesifik pada kondisi 2 :

X1	600	K	Y1	607.02 kJ/Kg
T ₂	602.37	K	Y	609.51 kJ/Kg
X2	610	K	Y2	617.53 kJ/Kg

h₂ 609.51 kJ/Kg

Gambar 3. Perhitungan Interpolasi h₁

Sumber : (Diolah oleh peneliti)

$$h_1 = 300,017 \text{ kJ/kg}$$

$$h_2 = 609,51 \text{ kJ/kg}$$

Jadi daya yang dibutuhkan kompresor adalah :

$$\dot{W}_k = \dot{m}_a \times (h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_k = 16,52 \text{ kg/s} \times (609,51 \text{ kJ/kg} - 300,017 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{W}_k = 16,52 \text{ kg/s} \times 309,493 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{W}_k = 5112,82 \text{ kW}$$

Menghitung (\dot{Q}_{RB}) Ruang Bakar

Pada ruang bakar inilah terjadi pembakaran secara isobar antara udara hasil kompresi dan bahan bakar yang disemprotkan melalui *fuel nozzle* yang disuplai dari FCU (*Fuel Control Unit*). Untuk menghitung daya aktual yang dimasukkan ke dalam ruang bakar ini digunakan Persamaan dengan data sebagai berikut :

$$T_2 = 602,37222 \text{ K}$$

$$T_3 = 1172,92778 \text{ K}$$

$$\dot{m}_g = 16,55 \text{ kg/s}$$

Maka dengan diketahui nilai temperatur, dapat mengetahui nilai entalpi spesifik yang didapatkan :

$$h_2 = 609,51 \text{ kJ/kg}$$

$$h_3 = 1245,36 \text{ kJ/kg}$$

Jadi daya yang masuk ke ruang bakar adalah :

$$\dot{Q}_{RB} = \dot{m}_g \times (h_3 - h_2)$$

$$\dot{Q}_{RB} = 16,55 \text{ kg/s} \times (1245,36 \text{ kJ/kg} - 609,51 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{Q}_{RB} = 16,55 \text{ kg/s} \times 635,85 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q}_{RB} = 10523,32 \text{ kW}$$

Menghitung Daya Efisiensi Turbin

Selanjutnya udara hasil pembakaran di ekspansi oleh turbin mengakibatkan kecepatan gas hasil pembakaran meningkat dan menaikkan tekanannya. Daya aktual yang diserap oleh turbin dihitung menggunakan Persamaan dengan data sebagai berikut :

$$T_3 = 1172,92778 \text{ K}$$

$$T_4 = 886,65 \text{ K}$$

$$\dot{m}_g = 16,55 \text{ kg/s}$$

Maka dengan diketahui nilai temperatur, dapat mengetahui nilai entalphi spesifik yang didapatkan dengan melakukan interpolasi dari Tabel A-22 pada Lampiran 1.2 :

$$h_3 = 1245,36 \text{ kJ/kg}$$

$$h_4 = 918,00 \text{ kJ/kg}$$

Jadi daya yang dihasilkan oleh turbin adalah :

$$\dot{w}_T = \dot{m}_g \times (h_3 - h_4)$$

$$\dot{w}_T = 16,55 \text{ kg/s} \times (1245,36 \text{ kJ/kg} - 918,00 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{w}_T = 16,55 \text{ kg/s} \times 327,36 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{w}_T = 5417,81 \text{ kW}$$

Sedangkan untuk menghitung daya ideal yang dibutuhkan untuk menggerakkan turbin dari turbin gas ini Untuk mendapatkan nilai $P_r(T_{4s})$ dicari dengan Persamaan 2.4 Sehingga :

$$P_r(T_{4s}) = \left(\frac{P_4}{P_3}\right) P_r(T_3)$$

$$P_r(T_{4s}) = \left(\frac{190,869 \text{ Pa}}{714,200 \text{ Pa}}\right) (215,16)$$

$$P_r(T_{4s}) = (0,2672486698 \text{ Pa}) \times (215,16)$$

$$P_r(T_{4s}) = 57,50$$

Maka dengan diketahui nilai tekanan relatif $\{P_r(T_{4s})\}$ maka dapat mengetahui nilai entalpi spesifik yang didapatkan :

$$h_{4s} = 866,34 \text{ kJ/kg}$$

Jadi daya ideal dari turbin ideal didapatkan dengan menggunakan Persamaan 2.6 sebagai berikut :

$$\dot{w}_{Ts} = \dot{m}_g \times (h_3 - h_{4s})$$

$$\dot{w}_{Ts} = 16,55 \text{ kg/s} \times (1245,36 \text{ kJ/kg} - 866,34 \text{ kJ/kg})$$

$$\dot{w}_{Ts} = 16,55 \text{ kg/s} \times 379,02 \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{w}_{Ts} = 6272,78 \text{ kW}$$

Setelah didapatkan daya aktual dan ideal yang dihasilkan oleh turbin, selanjutnya kita dapat menentukan efisiensi daya turbin itu sendiri. Efisiensi turbin didapatkan dengan menggunakan Persamaan, Sehingga :

$$\eta_T = \frac{\dot{w}_T}{\dot{w}_{Ts}} \cdot 100\%$$

$$\eta_T = \frac{5417,81 \text{ kW}}{6272,78 \text{ kW}} \cdot 100\%$$

$$\eta_T = 86,37 \%$$

Menghitung Efisiensi Termal Engine

Output daya poros yang dihasilkan pada siklus Brayton adalah besarnya daya turbin yang dihasilkan dikurangi daya kompresor. Daya poros tersebut kemudian dibagi oleh \dot{Q}_{RB} ruang bakar untuk mendapatkan efisiensi termal engine yang ditunjukkan oleh Persamaan :

$$\eta_{Th} = \frac{(\dot{w}_T - \dot{w}_k)}{\dot{Q}_{RB}}$$

$$\eta_{Th} = \frac{(5417,81 \text{ kW} - 5112,82 \text{ kW})}{10523,32 \text{ kW}}$$

$$\eta_{Th} = 0,029$$

$$\eta_{Th} = 2,9 \%$$

Mengetahui Nilai BWR

Nilai BWR yang dihasilkan oleh turbin gas *Centaur 40* ini adalah besarnya daya yang dibutuhkan kompresor dibagi dengan besarnya daya yang dihasilkan oleh turbin. Untuk mendapatkan nilai BWR yang didapatkan oleh Persamaan Sehingga :

$$bwr = \frac{\dot{w}_k}{\dot{w}_T + \text{SHP}}$$

$$bwr = \frac{5112,82 \text{ kW}}{5417,81 \text{ kW} + 26707,6}$$

$$bwr = 0,16$$

$$bwr = 16 \%$$

Mengetahui Daya Netto Yang Diperoleh

Daya netto yang dihasilkan oleh turbin gas Centaur 40 ini adalah besarnya laju aliran masa udara dikalikan dengan besarnya daya yang dihasilkan oleh turbin dikurangi dengan besarnya daya yang dibutuhkan oleh kompresor. Untuk mendapatkan nilai Daya netto yaitu didapatkan oleh Persamaan Sehingga :

$$\dot{W}_{siklus} = \dot{m}_g \{ (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1) \}$$

$$\dot{W}_{siklus} = 16,55 \text{ kg/s} \{ (1245,36 \text{ kJ/kg} - 918,00 \text{ kJ/kg}) - (609,51 \text{ kJ/kg} - 300,017 \text{ kJ/kg}) \}$$

$$\dot{W}_{siklus} = 295,70 \text{ kW}$$

Mengetahui Nilai Fuel Consumption (Kebutuhan Bahan Bakar)

Untuk mencari nilai kebutuhan bahan bakar dibutuhkan nilai kalor bawah atau *low heating value* (LHV) avtur. Nilai LHV avtur yang digunakan dalam pengujian turbin gas ini adalah sebesar 42.935,634 kJ/kg. Di mana daya yang dihasilkan oleh ruang bakar adalah sebesar 10523,32 kJ/h. Dengan demikian nilai kebutuhan bahan bakar dicari menggunakan Persamaan 2.3 berikut :

$$F_c = \frac{\dot{Q}_{RB}}{LHV}$$

$$F_c = \frac{3788395200 \text{ kJ/h}}{42.935,634 \text{ kJ/kg}}$$

$$F_c = 882,34 \text{ kg/h}$$

$$\text{Kebutuhan bahan bakar} = \frac{F_c}{\text{massa jenis avtur}}$$

$$\text{Kebutuhan bahan bakar} = \frac{0,24 \text{ kg/h}}{787,65 \text{ kg/m}^3} = 1,12021 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$= 4,931 \text{ gal/min}$$

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil kerja praktik, dapat diketahui bahwa proses *maintenance*, *repair*, dan *overhaul* pada turbin gas Centaur 40 di PT. Nusantara Turbin berjalan sesuai

dengan prosedur yang ada. Melalui kegiatan ini, diperoleh pemahaman mengenai langkah-langkah perawatan mesin, mulai dari pembongkaran, pemeriksaan komponen, hingga perakitan kembali yang bertujuan menjaga keandalan turbin gas agar tetap beroperasi optimal.

Selanjutnya, hasil dari kegiatan *overhaul* menunjukkan bahwa *engine* yang telah melalui proses perbaikan dapat kembali berfungsi dengan baik sesuai standar pabrikan. Hal ini membuktikan bahwa prosedur MRO yang diterapkan di PT. Nusantara Turbin mampu memperpanjang umur pakai mesin serta memulihkan performa turbin gas Centaur 40 setelah mengalami kerusakan maupun penurunan kinerja.

Gap turbin yang besar menyebabkan daya rendah karena banyak gas panas hilang dan T_4 meningkat, *mass flow* efektif menurun dan *fuel flow* meningkat. Sedangkan *gap* kecil menghasilkan daya tinggi karena lebih banyak energi gas diserap turbin sehingga T_4 menurun, *mass flow* efektif meningkat, dan *fuel flow* menurun. Berdasarkan hasil pengujian, kondisi *gap clearance* yang diteliti terbukti menghasilkan performa dan hasil perhitungan yang baik sesuai dengan analisis yang telah dilakukan. Tujuan dari analisa berikut untuk mengetahui parameter-parameter yang memengaruhi kinerja turbin gas Centaur 40.

DAFTAR PUSTAKA

- Adib, M., Santika, P. M., & Tuapetel, J. V. (2019). Analisis Pengaruh Ambient Temperature Terhadap Daya Turbin Gas Tipe Centaur 40 di Lapangan Produksi Sepinggan, Chevron Indonesia Company. *Jurnal Teknik Mesin*, 3(2), 29–34.
- Aldium. (2018). Pengaruh Combustion Inspection, Turbine Inspection, Dan Major Inspection Terhadap Unjuk Kerja Turbin Gas Unit 1.2 PltguPt. Pjb Up Gresik.
- Boyce, M. P. (2017). *Gas turbine engineering handbook* (5th ed.). Gulf Professional Publishing.
- Ejenavi, O. W., & Salisu, S. I. (2019). Energy Analysis of a Gas Turbine Generator (a Case Study of 3 X 2 . 5MW Scholars Journal of Engineering and Technology Energy Analysis of a Gas Turbine Generator (a Case Study of 3 X 2 . 5MW. <https://doi.org/https://doi.org/10.21276/sjet.CITATIONS>
- Gusnita, N., & Said, K. S. (2021). Analisa Efisiensi dan Pemanfaatan Gas Buang Turbin Gas Alstom Pada Pembangkit Listrik Tenaga Gas Kapasitas 20 Mw. *Sains, Teknologi Dan Industri*, 14(2), 209–218.
- Kurz, & Brun. (2000). Gas turbine performance. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*. 122(3), 417–424. <https://doi.org/https://doi.org/10.1115/1.1286240>
- Mufaidah, F. F. (2018). Analisa Perbandingan Performa Turbin Gas Sebelum Dan Setelah Combustion Inspection Pada Beban 100 MW Di PLTGU BLOK GT 1.3 PT PJB UP GRESIK. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Normila, R. (2012). Uji performa gas turbin engine Saturn T 1302 setelah proses overhaul. In *Jurnal Metal Indonesia. Metal Industries Development Centre (MIDC) Kementerian Perindustrian Indonesia. Bandung: Vol. Vo.34 No.1 (Issue ISSN: 0126-3463)*.

Pamungkas, H. P. T., & Sumpena, A. (2018). Rancangan alat bantu pembersih compressor blade pada rotor turbin gas Mitsubishi M701F. *Prosiding Semin. Nas. Tek ...*, 9–17. http://semnas.mesin.pnj.ac.id/prosiding/2018_pdf/A002.pdf