

Analisis Pengaruh *Ambient Temperature* Terhadap Daya Turbin Gas Tipe Centaur 40 di Lapangan Produksi Sepinggan, Chevron Indonesia Company

Muhammad Adib^{1,a)}, Putu M. Santika^{2,b)}, Jones Victor Tuapetel^{2,c)}

¹Chevron Indonesia Company,
Pasir Ridge Complex, Balikpapan-Kalimantan Timur, 76102.

² Program Studi Teknik Mesin ITI,
Jl. Raya Puspipetek Serpong, Tangerang Selatan-Banten, Indonesia, 15320

^{a)}ad1b_76@yahoo.co.id, ^{b)}putumsantika@yahoo.com, ^{c)}jvictor.tuapetel@iti.ac.id

Abstrak

Turbin gas Centaur 40 penggerak kompresor beroperasi 24 jam sehari dan terus menerus dengan parameter keluaran yang dimonitor yaitu tekanan dan jumlah aliran gasnya. Dalam operasinya, sering didapatkan parameter keluaran yang optimal dihasilkan pada saat *ambient temperature* rendah, misalnya malam hari, mendung dan hujan. Penelitian ini bertujuan untuk mengetahui besarnya pengaruh perubahan *ambient temperature* terhadap daya turbin gas tersebut. Variabel bebas yang digunakan adalah *ambient temperature* pada 24 – 33 °C. Variabel konstan adalah 100% putaran poros turbin saat beroperasi dan penelitian dilakukan. Hasil penelitian menunjukkan terjadi penurunan performa turbin gas ketika terjadi kenaikan *ambient temperature*. Penurunan performa turbin gas dilihat dari kenaikan *Specific Fuel Consumption (SFC)*, penurunan daya yang dihasilkan *power turbine* dan *thermal efficiency*. Nilai *specific fuel consumption* dari hasil perhitungan sebesar 0,06072 kg/kW.h pada *ambient temperature* 24 °C dan 0,06565 kg/kW.h pada *ambient temperature* 33 °C. Daya yang dihasilkan turbin gas sebesar 3532,657 HP pada *ambient temperature* 24 °C dan 3046,557 HP pada *ambient temperature* 33 °C, sedangkan *thermal efficiency* siklus sebesar 54,159% pada *ambient temperature* 24 °C dan 49,727% pada *ambient temperature* 33 °C. Penurunan performa turbin gas mengakibatkan menurunnya suplai gas ke *refinery unit* dan *gas lift system*.

Kata kunci: turbin gas, temperatur udara luar, konsumsi bahan bakar spesifik, efisiensi termis.

Abstract

Gas turbine Centaur 40 drive gas compressor operates 24 hours a day and continuously with monitored output parameters, namely pressure and the gas flow capacity. In its operation, it is often found that the optimal output parameters are generated during low ambient temperatures, for example in the night, cloudy and rainy. This study is aimed to determine the effect of changes in ambient temperature on the gas turbine power. During operation and research was done, the independent variable used is ambient temperature at 24 – 33 °C at constant 100% rotation of the turbine shaft. The decrease in gas turbine performance is seen from the increase in Specific Fuel Consumption (SFC), a decrease in the power produced and thermal efficiency. Specific fuel consumption value from the calculation results is 0.06072 kg/kW.h at 24 °C ambient temperature and 0.06565 kg/kW.h at 33 °C ambient temperature. Power produced by the power turbine is 3532,657 HP at 24 °C ambient temperature and 3046,557 HP at 33 °C ambient temperature, while the thermal efficiency cycle is 54,159% at 24 °C ambient temperature and 49,727% at 33 °C ambient temperature. The decrease in gas turbine performance results decrease in gas supply to refinery unit and gas lift system.

Keywords: gas turbine, ambient temperature, specific fuel consumption, thermal efficiency.

I. PENDAHULUAN

Lapangan produksi Sepinggan adalah salah satu lapangan minyak dan gas bumi lepas pantai yang berada di perairan Teluk Balikpapan Kalimantan Timur, lapangan ini dimiliki dan dioperasikan oleh Chevron Indonesia Company. Gas bumi yang dihasilkan dari lapangan produksi ini dikirim ke *Refinery Unit (RU)* V

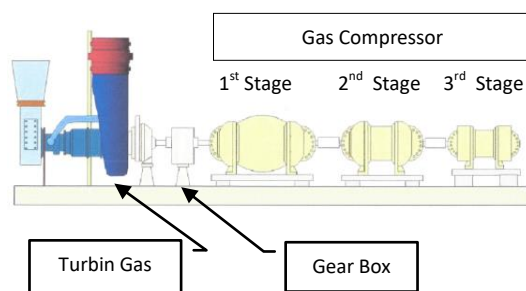
Pertamina Balikpapan yang berada di darat melalui jalur pipa bawah laut. Selain dikirim ke *refinery unit*, gas bumi di Lapangan Sepinggan juga digunakan sebagai *gas lift system*, yaitu salah satu metode untuk mengangkat minyak bumi dari kedalaman menuju permukaan. Gas bumi yang dikirim ke RU-V maupun yang dijadikan *gas lift system* dilakukan dengan cara menaikkan tekanan gas

bumi tersebut menggunakan kompresor gas bertingkat (*multi stage*). Kompresor gas digerakkan oleh sebuah turbin gas tipe Centaur 40 yang dibuat oleh pabrikan Solar Turbine. Skema instalasi turbin dan kompresor gas ditunjukkan pada Gambar.1.

Dari hasil pengamatan, diketahui kemampuan kompresor mengalirkan gas sangat baik pada *ambient temperature* rendah, sedangkan pada *ambient temperature* tinggi, kemampuan kompresor mengalirkan gas menurun.

Tujuan dari penelitian ini adalah melakukan analisis daya yang dihasilkan gas turbin pada beberapa variasi *ambient temperature*.

Penelitian yang dilakukan menunjukkan setiap kenaikan 1°C *ambient temperature* mengakibatkan penurunan 1,49% *thermal efficiency* dan 1,37% *power output*, sebaliknya setiap kenaikan 1°C *ambient temperature* menaikkan 2,16% *heat rate*, 2,17% *specific fuel consumption* dan 0,3% *compressor work* [1]. Pernah juga dilakukan penelitian yang hasilnya menunjukkan setiap kenaikan 1°C *ambient temperature* mengakibatkan penurunan 0%-0,12% *power output* dan 0%-1,17% *thermal efficiency*, sebaliknya setiap kenaikan 1°C *ambient temperature* menaikkan 0%-0,12% *power differential*, 0%-27,18% *heat rate* dan 0%-27,18% *specific fuel consumption* [2]. Penelitian pada rentang *ambient temperature* 260–330⁰K menunjukkan kenaikan *ambient temperature* menurunkan *thermal efficiency* siklus, tetapi dengan kenaikan efek *regenerative* menghasilkan *thermal efficiency* yang lebih tinggi, sedangkan kenaikan *ambient temperature* pada rasio kompresi konstan menaikkan nilai *specific fuel consumption*, tetapi kenaikan rasio kompresi pada *ambient temperature* konstan akan menurunkan nilai *specific fuel consumption* [3]. Selanjutnya penelitian dengan cara mengamati *ambient temperature* selama 21 bulan mendapatkan *thermal efficiency* dan *power output* rendah pada bulan Februari–Juni sedangkan *thermal efficiency* dan *power output* tinggi pada Bulan September–Desember [4]. Terdapat juga penelitian pada *ambient temperature* 283–323⁰K dan didapatkan *thermal efficiency* turun 3,28% pada *pressure ratio* 9 dan turun 3,97% pada *pressure ratio* 21, sedangkan *net power* turun 3,87% pada *pressure ratio* 9 dan turun 4,46% pada *pressure ratio* 21 [5].



Gambar 1. Skema Instalasi Operasional Turbin dan Kompresor gas

II. LANDASAN TEORI

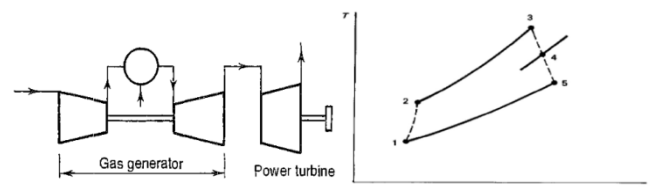
A. Pengertian dan Klasifikasi Turbin Gas.

Turbomachines adalah peralatan yang menukar energi dengan fluida yang menggunakan fluida secara kontinyu dan sudu-sudu yang berputar. Jika peralatan menghasilkan energi dari fluida maka dinamakan turbin, jika peralatan memberikan energi ke fluida maka dinamakan kompresor, kipas, *blower* atau pompa tergantung pada jenis fluida yang digunakan dan besarnya perubahan tekanan yang dihasilkan. *Turbomachinery* adalah penamaan umum untuk peralatan-peralatan tersebut [6]. Turbin gas dapat didefinisikan sebagai suatu penggerak mula yang menggunakan gas sebagai fluida kerjanya. Turbin gas bekerja berdasarkan Siklus Brayton dengan diagram P-v dan T-s seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.

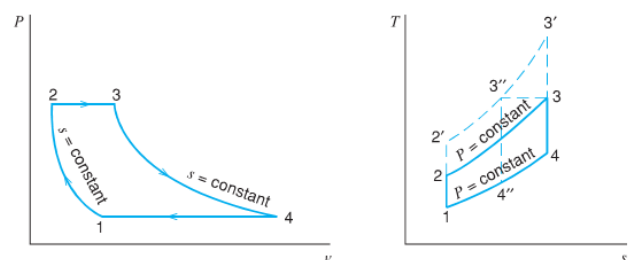
Desain maupun aplikasi turbin gas dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

- Berdasarkan daya dan efisiensinya [7], terdiri atas:
 - *Frame Type Heavy Duty Gas Turbines*.
 - *Aircraft Derivative Gas Turbines Aeroderivative*.
 - *Industrial Type Gas Turbines*.
 - *Small Gas Turbines*.
 - *Micro Turbines*.
- Berdasarkan poros turbin [8], terdiri atas:
 - *Single Shaft*.
 - *Split Shaft*.
- Berdasarkan posisi beban yang digerakkan [9], terdiri atas:
 - *Hot End Drive (HED)*.
 - *Cold End Drive (CED)*.
- Berdasarkan aliran fluida kerjanya [9], terdiri atas:
 - Turbin Aksial.
 - Turbin Radial.

Berdasarkan klasifikasi di atas, turbin gas Centaur 40 yang dijadikan objek dalam penelitian ini termasuk dalam klasifikasi *industrial gas turbine*, *split shaft*, *hot end drive* dan turbin aksial. Gambar 3 menunjukkan skema turbin gas *split shaft* dan diagram T-s nya.



Gambar 2. Diagram P-v dan T-s Siklus Brayton



Gambar 3. Skema Turbin Gas *Split Shaft* dan Diagram T-s

B. Persamaan.

Perhitungan-perhitungan dalam penelitian ini secara garis besar dibagi kedalam 3 kategori yaitu :

B.1 Perhitungan turbin gas, terdiri dari :

- Temperatur keluar kompresor (T_2).

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1}{\eta_c} \left[PR^{\frac{(\gamma_a-1)}{\gamma_a}} - 1 \right] \quad (K) \quad (1)$$

dimana:

T_1 : ambient temperature (K).
 T_2 : temperatur keluar kompresor (K).
 η_c : efisiensi kompresor.
 PR : rasio tekanan kompresor.
 γ_a : specific heat ratio udara.

- Tekanan keluar kompresor (P_2).

$$P_2 = PR (1 - \Delta_{cp}) \quad (\text{bar}) \quad (2)$$

dimana:

P_2 : tekanan keluar kompresor (bar).
 PR : rasio tekanan kompresor.
 Δ_{cp} : kerugian compressor delivery pressure.

- Kerja kompresor (W_{tc}).

$$W_{tc} = \frac{c_{pa} (T_2 - T_1)}{\eta_m} \quad (\text{kJ/kg}) \quad (3)$$

dimana :

W_{tc} : kerja kompresor (kJ/kg).
 c_{pa} : panas spesifik udara (kJ/kg.K).
 T_1 : ambient temperature (K).
 T_2 : temperatur keluar kompresor (K).
 η_m : efisiensi mekanik.

- Temperatur keluar gas producer (T_4).

$$T_4 = T_3 - \frac{W_{tc}}{c_{pg}} \quad (K) \quad (4)$$

dimana :

T_4 : temperatur keluar gas producer (K).
 T_3 : temperatur masuk gas producer (K).
 W_{tc} : kerja kompresor (kJ/kg).
 c_{pg} : panas spesifik gas hasil pembakaran (kJ/kg.K).

- Rasio tekanan gas producer (P_3/P_4).

$$T_3 - T_4 = \eta_t T_3 \left[1 - \left(\frac{1}{P_3/P_4} \right)^{\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g}} \right] \quad (5)$$

$$\frac{P_3}{P_4} = \sqrt{\frac{\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g} \left(\frac{\gamma_g-1}{\eta_t T_3} \right)}{1 - \left(\frac{T_3 - T_4}{\eta_t T_3} \right)}} \quad (6)$$

dimana :

T_3 : temperatur masuk gas producer (K).
 T_4 : temperatur keluar gas producer (K).
 η_t : efisiensi gas producer.

P_3/P_4 : rasio tekanan gas producer.

γ_g : specific heat ratio gas.

- Tekanan masuk power turbine (P_4).

$$P_4 = \frac{P_2}{P_3/P_4} \quad (\text{bar}) \quad (7)$$

dimana :

P_4 : tekanan masuk power turbine (bar).
 P_2 : tekanan keluar kompresor (bar).
 P_3/P_4 : rasio tekanan gas producer.

- Rasio tekanan power turbine ($P_t R$).

$$P_t R = \frac{P_4}{1 + \Delta_{pe}} \quad (8)$$

dimana :

$P_t R$: rasio tekanan power turbine.
 P_4 : tekanan masuk power turbine (bar).
 Δ_{pe} : kerugian tekanan pada exhaust (bar).

- Penurunan temperatur pada power turbine ($T_4 - T_5$).

$$T_4 - T_5 = \eta_t T_4 \left[1 - \left(\frac{1}{P_t R} \right)^{\frac{\gamma_g-1}{\gamma_g}} \right] \quad (K) \quad (9)$$

$$T_5 = T_4 - (T_4 - T_5) \quad (10)$$

dimana :

$T_4 - T_5$: penurunan temperatur pada power turbine (K).
 η_t : efisiensi gas producer.
 T_4 : temperatur keluar gas producer (K).
 T_5 : temperatur keluar power turbine (K).
 $P_t R$: rasio tekanan power turbine.
 γ_g : specific heat ratio gas.

- Kerja gas producer (W_{gp}).

$$W_{gp} = c_{pg} \eta_m (T_3 - T_5) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (11)$$

dimana :

W_{gp} : kerja gas producer (kJ/kg).
 c_{pg} : panas spesifik gas (kJ/kg.K).
 η_m : efisiensi mekanik.
 T_3 : temperatur masuk gas producer (K).
 T_5 : temperatur keluar dari power turbine (K).

- Kerja power turbine (W_{tp}).

$$W_{tp} = c_{pg} \eta_m (T_4 - T_5) \quad (\text{kJ/kg}) \quad (12)$$

dimana :

W_{tp} : kerja power turbine (kJ/kg).
 c_{pg} : panas spesifik gas (kJ/kg.K).
 η_m : efisiensi mekanik.
 $T_4 - T_5$: penurunan temperatur pada power turbine (K).

B.2 Perhitungan bahan bakar, terdiri dari :

- Massa jenis bahan bakar pada kondisi standar (pfs).

$$\rho_{fs} = SG_f \times \rho_{udara\ standar} \quad (\text{kg/m}^3) \quad (13)$$

dimana :

ρ_{fs} : massa jenis bahan bakar pada kondisi standar (kg/m³).
 SG_f : specific gravity bahan bakar.

- Massa jenis bahan bakar aktual (ρ_f).

$$\rho_f = \frac{\rho_{fs} T_s P_f}{P_s T_{f.inlet}} \quad (kg/m^3) \quad (14)$$

dimana :

- ρ_f : massa jenis bahan bakar aktual (kg/m³).
- ρ_{fs} : massa jenis bahan bakar pada kondisi standar (kg/m³).
- T_s : temperatur udara standar (K).
- P_f : tekanan bahan bakar (Pa).
- P_s : tekanan udara standar (Pa).
- $T_{f.inlet}$: temperatur masuk bahan bakar (K).

- Kapasitas bahan bakar (Q_f).

$$Q_f = \frac{P_s Q_s T_f}{P_f T_s} \quad (ft^3/s) \quad (15)$$

dimana :

- Q_f : kapasitas bahan bakar (ft³/s).
- P_s : tekanan udara pada kondisi standar (Pa).
- Q_s : kapasitas bahan bakar pada kondisi standar (ft³/s).
- T_s : Temperatur bahan bakar (K).
- P_f : tekanan bahan bakar (Pa).
- T_s : temperatur udara pada kondisi standar (K).

- Laju aliran massa bahan bakar (\dot{m}_f).

$$\dot{m}_f = \rho_f \times Q_f \quad \left| \frac{0,3048^3 m^3}{1ft^3} \right| \quad (kg/s) \quad (16)$$

dimana :

- \dot{m}_f : laju aliran massa bahan bakar (kg/s).
- ρ_f : massa jenis bahan bakar aktual (kg/m³).
- Q_f : kapasitas bahan bakar (ft³/s).

- Kalor input bahan bakar (Q_{in}).

$$Q_{in} = \dot{m}_f c_{pg} (T_3 - T_2) \quad (kJ/kg) \quad (17)$$

dimana :

- Q_{in} : kalor input bahan bakar (kJ/kg).
- \dot{m}_f : laju aliran massa bahan bakar (kg/s).
- c_{pg} : panas spesifik gas hasil pembakaran (kJ/kg.K).
- T_2 : temperatur keluar kompresor (K).
- T_3 : temperatur masuk *gas producer* (K).

B.3 Perhitungan lanjutan, terdiri dari :

- *Fuel – Air Ratio*.

$$cdt = T_1 + (T_2 - T_1) \quad (18)$$

$$cts = T_3 - cdt \quad (19)$$

$$f = \frac{\text{theoretical } f}{\eta_b} \quad (20)$$

dimana :

- cdt : *compressor delivery temperature* (K).
- cts : *combustion temperature rise* (K).
- f : *fuel – air ratio*.
- η_b : efisiensi ruang bakar.

theoretical f : *fuel – air ratio*, didapat dari harga cdt dan cts .

- *Specific Fuel Consumption (SFC)*.

$$SFC = \frac{3600 f}{W_{tp}} \quad (kg/kW.h) \quad (21)$$

dimana :

- SFC : *specific fuel consumption* (kg/kW.h).

f : *fuel – air ratio*.

W_{tp} : kerja *power turbine* (kJ/kg = kW s/kg).

- Daya yang dihasilkan *gas producer* (P_{gp}).

$$P_{gp} = \dot{m}_a (W_{gp} - W_{tc}) \left| \frac{1.341 HP}{1 kW} \right| \quad (HP) \quad (22)$$

dimana :

- P_{gp} : daya yang dihasilkan *gas producer* (HP).
- \dot{m}_a : laju aliran massa udara (kg/s).
- W_{gp} : kerja *gas producer* (kJ/kg).
- W_{tc} : kerja kompresor (kJ/kg).

- Daya yang dihasilkan *power turbine* (P_{out}).

$$P_{out} = \dot{m}_e (W_{tp} - W_{tc}) \left| \frac{1.341 HP}{1 kW} \right| \quad (HP) \quad (23)$$

dimana :

- P_{out} : daya yang dihasilkan *power turbine* (HP).
- \dot{m}_e : laju aliran massa gas buang (kg/s).
- W_{tp} : kerja *power turbine* (kJ/kg).
- W_{tc} : kerja kompresor (kJ/kg).

- *Thermal Efficiency* Siklus (η_{th}).

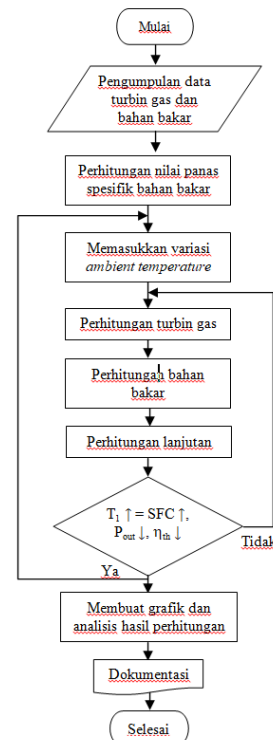
$$\eta_{th} = \frac{W_{tp} - W_{tc}}{Q_{in}} \quad (\%) \quad (22)$$

dimana :

- η_{th} : *thermal efficiency* siklus (%).
- W_{tp} : kerja *power turbine* (kJ/kg).
- W_{tc} : kerja kompresor (kJ/kg).
- Q_{in} : kalor input bahan bakar (kJ/kg).

III. METODE PENELITIAN

Penelitian dilakukan sesuai dengan diagram alir yang ditunjukkan pada gambar 4.



Gambar 4. Diagram Alir Penelitian

IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Ambient temperature terhadap Specific Fuel Consumption (SFC).

Grafik pada Gambar 5 menunjukkan bahwa kenaikan *ambient temperature* berbanding lurus dengan *specific fuel consumption* atau dengan kata lain kenaikan *ambient temperature* akan mengakibatkan kenaikan *specific fuel consumption*. Pada *ambient temperature* terendah yaitu 24°C nilai *specific fuel consumption* adalah 0,06072 kg/kW.h, sedangkan pada *ambient temperature* tertinggi yaitu 33°C nilai *specific fuel consumption* adalah 0,06565 kg/kW.h. *Specific fuel consumption* menyatakan banyaknya bahan bakar dalam satuan massa yang dibutuhkan tiap satuan daya yang dihasilkan oleh turbin gas, dengan demikian kenaikan nilai *specific fuel consumption* menyebabkan kenaikan konsumsi bahan bakar yang dibutuhkan oleh turbin gas.

B. Ambient temperature terhadap daya yang dihasilkan gas producer.

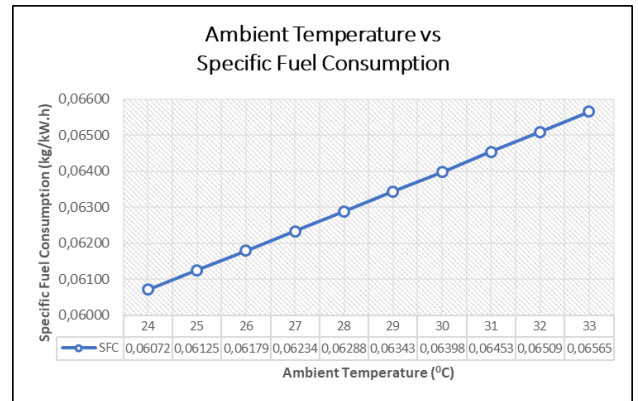
Grafik pada Gambar 6 menunjukkan bahwa kenaikan *ambient temperature* mengakibatkan penurunan daya yang dihasilkan oleh *gas producer*. Pada *ambient temperature* terendah yaitu 24 °C nilai daya yang dihasilkan *gas producer* adalah 11.409,109 HP, sedangkan pada *ambient temperature* tertinggi yaitu 33 °C nilai daya yang dihasilkan turbin gas adalah 11.169,215 HP.

C. Ambient temperature terhadap daya yang dihasilkan power turbin.

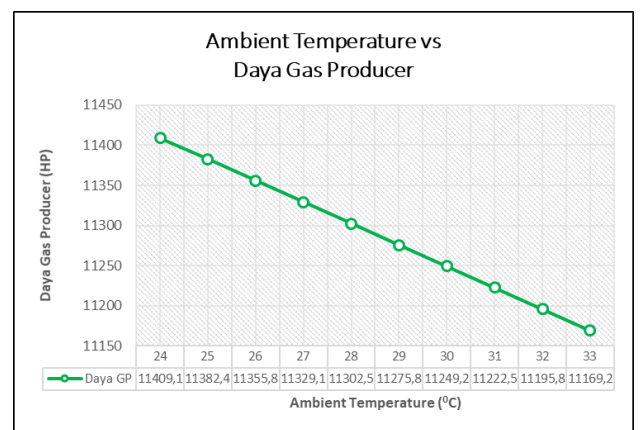
Grafik pada Gambar 7 menunjukkan bahwa kenaikan *ambient temperature* mengakibatkan penurunan daya yang dihasilkan oleh *power turbin*. Pada *ambient temperature* terendah yaitu 24 °C nilai daya yang dihasilkan *power turbin* adalah 3532,657 HP, sedangkan pada *ambient temperature* tertinggi yaitu 33 °C nilai daya yang dihasilkan *power turbin* adalah 3046,557 HP. Daya yang dihasilkan *power turbin* adalah fungsi dari laju alir massa gas buang yang dikalikan dengan kerja bersih (*net*) siklus.

D. Ambient temperature terhadap thermal efficiency.

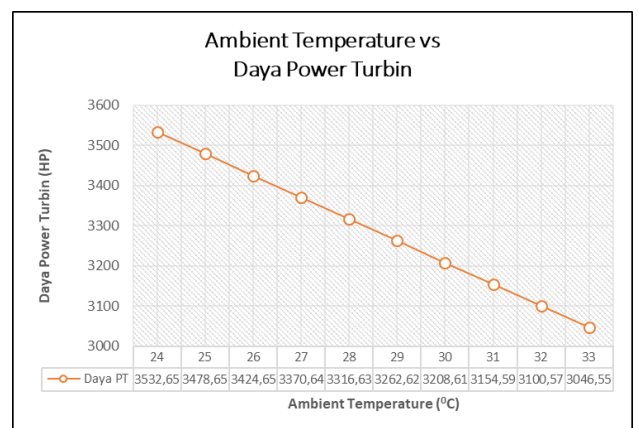
Grafik pada Gambar 8 menunjukkan bahwa kenaikan *ambient temperature* mengakibatkan penurunan *thermal efficiency*. Pada *ambient temperature* terendah yaitu 24 °C nilai *thermal efficiency* siklus turbin gas adalah 54,159 %, sedangkan pada *ambient temperature* tertinggi yaitu 33 °C nilai *thermal efficiency* siklus turbin gas adalah 49,727 %.



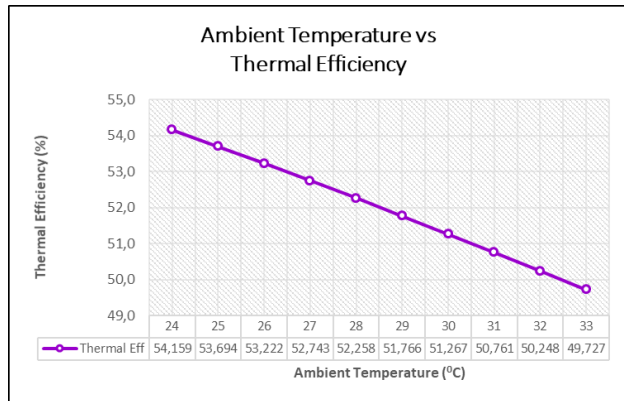
Gambar 5. Grafik Hubungan Antara *Ambient Temperature* dengan *Specific Fuel Consumption (SFC)*



Gambar 6. Grafik Hubungan Antara *Ambient Temperature* dengan Daya yang Dihasilkan Gas Producer



Gambar 7. Grafik Hubungan Antara *Ambient Temperature* dengan Daya yang Dihasilkan Power Turbine



Gambar 8. Grafik Hubungan Antara *Ambient Temperature* dengan *Thermal Efficiency*.

V. KESIMPULAN

Analisis termodinamika yang telah dilakukan menunjukkan bahwa perubahan *ambient temperature* berpengaruh terhadap performa turbin gas, yaitu terhadap *specific fuel consumption*, daya yang dihasilkan gas producer dan *power turbine* serta *thermal efficiency*. Nilai-nilai hasil perhitungan yang didapat juga menunjukkan bahwa :

- Kenaikan *ambient temperature* akan menaikkan *specific fuel consumption* yang berarti turbin gas membutuhkan kalor yang lebih besar yang akan mengakibatkan meningkatnya konsumsi bahan bakar.
- Kenaikan *ambient temperature* akan menurunkan daya yang dihasilkan dan *thermal efficiency* yang berarti kerugian kerja bersih (net) lebih besar sehingga daya yang dihasilkan menurun.

Daya maksimum *power turbine* Centaur 40 berdasarkan spesifikasinya adalah sebesar 5133 HP, ketika turbin gas beroperasi pada *ambient temperature* 24°C maka terjadi penurunan daya pada *power turbine* sebesar 31,178 %, sedangkan ketika turbin gas beroperasi pada *ambient temperature* 33°C maka terjadi penurunan daya sebesar 40,648 %. Penurunan daya turbin gas ini yang kemudian mempengaruhi kemampuan kompresor gas dalam mengirimkan gas bumi dari lapangan di lepas

pantai menuju kilang pengolahan di darat maupun gas yang digunakan untuk *gas lift system*.

UCAPAN TERIMA KASIH

Ucapan terima kasih ini ditujukan untuk Chevron Indonesia Company khususnya *Operation Team, Turbo Machinery Group* dan *Technical Support Laboratory* ang telah membantu menyediakan data untuk penelitian ini.

REFERENSI

- [1] Alawa, Barinaadaa Thaddeus Lebele., & Appah, Vining Jo. (2015). Thermodynamic Performance Analysis of A Gas Turbine in An Equatorial Rain Forest Environment. *Journal of Energy and Power Engineering*, 3, 11-23.
- [2] Alawa, Barinaadaa Thaddeus Lebele., Igoma, Emughiphel Nelson., & Sodiki, John. (2016). Evaluation of The Influence of Ambient Temperature on The Performance of The Trans-Ahmadi Gas Turbine Plant. *Journal of Energy and Power Engineering*, 4, 19-31.
- [3] Alsanousi, Mohammed., Kamel, Aly., & Omar, Hossin. (2017). Performance of Regenerative Gas Turbine Power Plant. *Journal of Energy and Power Engineering*, 9, 136-146.
- [4] Farouk, Naeim., Hayat, Qairasar., & Liu Sheng. (2013). Effect of Ambient Temperature on The Performance of Gas Turbines Power Plant. *International Journal of Computer Science Issues*, 10, 439-442.
- [5] Saif, Mohd., & Tariq, Mohammad. (2017). Performance Analysis of Gas Turbine at Varying Ambient Temperature. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology*, 8, 270-280.
- [6] G. Ingram, *Basic Concepts in Turbomachinery*, Grant Ingram and Ventus Publishing ApS, 2009.
- [7] Boyce, Meherwan P. *Gas Turbine Engineering Handbook (2nd ed)*. Gulf Professional Publishing, 2002.
- [8] Naval Education and Training, Fundamentals of gas turbine engines. *Non-resident Training Course*, Pensacola, Florida, December 2015, pp. 18 – 19.
- [9] F. Odom, Gas turbine performance and condition evaluation. *Student Workbook Technical Training*, San Diego, California, April 2007, pp. 40.