

Utilisasi Sistem *Fogging* Udara Inlet Kompresor untuk Perbaikan Kinerja Pembangkit Listrik Tenaga Gas

Deni Sidik¹, Sri Wuryanti², Yanti Suprianti³

^{1, 2, 3} Jurusan Teknik Konversi Energi, Politeknik Negeri Bandung, Bandung 40559

E-mail : ¹deni.sidik.tken420@polban.ac.id ;

²sri.wuryanti@polban.ac.id;

³yanti.suprianti@polban.ac.id

ABSTRAK

Tingginya temperatur udara masuk kompresor merupakan tantangan signifikan dalam operasi pembangkit listrik, karena dapat menurunkan densitas udara, meningkatkan beban kerja kompresor, dan mengurangi output daya turbin. Studi ini mengaplikasikan sistem *fogging* untuk mendinginkan udara yang masuk ke kompresor melalui injeksi air langsung yang dapat menurunkan suhu udara sekitar hingga suhu bola basah sehingga dapat menurunkan kerja kompresor serta meningkatkan efisiensi turbin gas. Data operasional diperoleh dari *Distributed Control System*. Metode dirancang secara manual menggunakan pendekatan siklus Brayton. Hasil perancangan proses ini menunjukkan penurunan temperatur masuk kompresor sebesar 6,2°C, pengurangan beban kerja kompresor sebesar 917,56 kW, peningkatan daya bersih turbin sebesar 3,09 MW, dan peningkatan output daya sebesar 7,75%. Analisis ekonomi menunjukkan kelayakan perancangan proses, dengan NPV sebesar Rp76.124.290.399,51, periode pengembalian 0,768 tahun, dan IRR sebesar 102%, melebihi MARR sebesar 9%. Studi ini secara signifikan meningkatkan efisiensi dan kinerja operasional pembangkit listrik tenaga gas.

Kata Kunci

Fogging, Kompresor, Pembangkit, Turbin Gas, Udara

The high temperature of the air entering the compressor poses a significant challenge in power plant operations, as it can reduce air density, increase compressor workload, and decrease turbine power output. This study employs a fogging system to cool the air entering the compressor through direct water injection, which can lower the ambient air temperature to the wet-bulb temperature, thereby reducing compressor workload and enhancing gas turbine efficiency. Operational data were obtained from the Distributed Control System. The method was designed using a Brayton cycle approach. The results show a reduction in compressor inlet temperature by 6.2°C, a decrease in compressor workload by 917.56 kW, an increase in net turbine power by 3.09 MW, and an increase in power output by 7.75%. Economic analysis indicates the feasibility of the design, with NPV of Rp76,124,290,399.51, payback period of 0.768 years, and IRR of 102%, exceeding the MARR of 9%. This study significantly improves the efficiency and operational performance of the gas turbine power plant.

Keywords

Air, Compressor, Fogging, Gas Turbine, Power Plant

1. PENDAHULUAN

Pesatnya kebutuhan industri saat ini sangat bergantung pada penggunaan energi listrik. Mengingat pentingnya energi listrik, kesediaan dan stabilitas distribusinya sangat krusial. Pada pengoperasian turbin gas, terdapat tantangan khusus terutama pada saat siang hari, yaitu ketidakefektifan daya keluaran akibat cuaca panas yang ditandai dengan suhu lingkungan yang sangat tinggi, dengan suhu rata-rata pada tahun 2023 mencapai 32°C yang lebih tinggi dari temperatur yang direkomendasikan ISO 3977-2

untuk saluran masuk udara Turbin Gas. Menurut organisasi standarisasi internasional, spesifikasi turbin gas berdasarkan udara ambien standar dan penurunan tekanan masuk dan keluar nol sehingga saluran masuk udara kondisinya adalah suhu udara 15 °C, kelembaban relatif 60%, dan tekanan absolut 101,325 kPa di permukaan laut (1).

Penelitian – penelitian sebelumnya menyebutkan bahwa kenaikan suhu udara lingkungan pada pembangkit listrik turbin gas mengalami pengaruh yang signifikan terhadap penurunan output daya, efisiensi, konsumsi bahan bakar spesifik, dan *net*

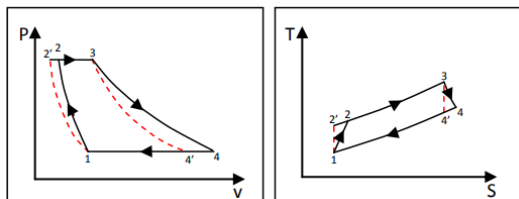
plant heat rate (2). Pengaruh temperatur lingkungan yang tinggi menyebabkan beban harus diturunkan agar tidak terjadi *tripped* pada unit PLTG (3). Metode untuk mengatasi penurunan kapasitas yang terjadi, terdapat beberapa solusi yang dapat direkomendasikan, salah satunya yaitu dengan pendinginan udara masuk karena merupakan proses *independent* tanpa ada perubahan atau modifikasi pada *main* komponen turbin gas dan mempertimbangkan beberapa poin teknis yang dapat diterapkan (4).

Metode injeksi air ke dalam saluran masuk turbin gas adalah proses yang sudah dikenal luas untuk udara pendinginan saluran masuk, dan teknik ini disebut "*fogging*"(5). Sistem *fogging* digunakan sebagai metode pendinginan udara masuk ke kompresor melalui injeksi air langsung untuk menurunkan temperatur udara sekitar hingga mencapai temperatur bola basah sehingga dapat meningkatkan daya *netto* (6). Metode ini dilakukan dengan menyuntikkan sejumlah air yang kurang atau sama dengan jumlah yang diperlukan untuk menjenuhkan udara masuk pada lingkungan tertentu (7). Menurut berbagai jurnal penelitian bahwa metode *fogging* ini mampu menurunkan temperatur inlet kompresor hingga 7,8°C, meningkatkan daya keluaran sekitar 3,5% setiap penurunan temperatur inlet 10°C (8) dan meningkatkan efisiensi thermal sampai 4,5% (6). Metode *fogging* merupakan metode yang paling tepat dalam hal peningkatan daya dan biaya konstruksi per kW. Setelah diaplikasikan dengan metode *fogging*, daya keluaran turbin meningkat sekitar 6 MW, dan biaya konstruksi dapat menghemat \$4/kW (9).

2. METODE PERANCANGAN

2.1 Siklus pada PLTG

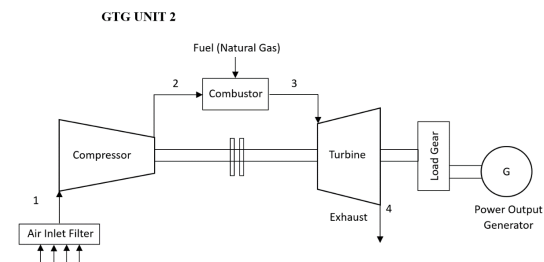
Siklus Brayton adalah siklus daya termodinamika ideal untuk turbin gas. Siklus Brayton terdiri atas proses kompresi isentropik yang diikuti dengan pelepasan panas pada tekanan konstan. Pada siklus Brayton, setiap keadaan proses dapat dianalisis secara pada Gambar 1:



Gambar 1. Siklus Brayton (10)

- a. Proses 1→2, kompresi isentropik
Udara lingkungan memasuki sisi masuk kompresor kemudian oleh kompresor, udara dikompresi sampai tekanan tertentu. Pada proses ini tidak terjadi perubahan entropi, sehingga disebut proses isentropik.
- b. Proses 2→3, pembakaran isobarik
Pada tahap ini, udara terkompresi masuk ke ruang bakar lalu bahan bakar diinjeksikan ke dalam ruang bakar, dan diikuti proses pembakaran bahan bakar. Energi panas hasil pembakaran diserap oleh udara sehingga meningkatkan temperatur dan volume udara.
- c. Proses 3→4, ekspansi isentropik
Udara bertekanan yang telah menyerap panas hasil pembakaran, berekspansi melewati turbin. Sudu-sudu turbin yang merupakan nozel-nozel kecil berfungsi untuk mengonversikan energi panas udara menjadi energi kinetik.

Pembangkit yang diteliti oleh penulis merupakan jenis PLTG *Open Cycle Gas Turbine* (OCGT) memiliki kapasitas sebesar 1 x 35 MW yang dibutuhkan untuk kebutuhan utilitas dan proses industri, sedangkan gas buang setelah ekspansi dari turbin dimanfaatkan kembali untuk menghasilkan *steam*, seperti yang terlihat pada Gambar 2.



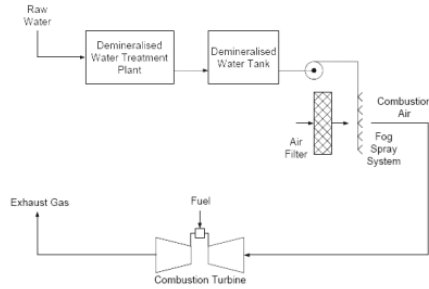
Gambar 2. Siklus Terbuka PLTG

2.2 Sistem *Fogging*

Sistem *fogging* digunakan pada turbin gas untuk meningkatkan densitas udara pembakaran sehingga meningkatkan keluaran daya. Pendinginan jenis ini menggunakan air yang dikontakkan dengan udara yang masuk. Saat air menyerap panas dari udara dan menguap, aliran udara menjadi dingin. Sistem ini bekerja dengan baik di iklim yang lebih kering karena mendinginkan saluran masuk udara hingga mendekati suhu bola basah.

Wilayah dengan kelembapan tinggi, memerlukan pendinginan lebih sedikit karena kandungan kelembapan yang tinggi di udara sekitar

membatasi kemampuannya untuk menyerap kelembapan tambahan. Namun, air yang diolah lebih disukai untuk jenis pendinginan ini tinggi untuk mencegah endapan, jika tetesan air terbawa ke kompresor. Pendinginan jenis ini relatif murah untuk dipasang (11). Skematik diagram sistem dapat dilihat seperti pada Gambar 3.



Gambar 3. Skematik Diagram *Fogging System* (12)

Seluruh parameter yang diperlukan didapatkan dari rekaman data *Distributed Control System* (DCS) pembangkit. Rekaman data tersebut berasal dari sensor pengukuran temperatur dan tekanan udara yang diletakkan pada *air intake area* turbin gas. Rekaman data untuk bahan bakar, meliputi kandungan bahan kimia dan tekanan bahan bakar, laju alir dan temperatur udara yang didapatkan dari data harian pemasok bahan bakar. Beberapa data yang tidak terekam akan tetapi dibutuhkan didapatkan dari literatur lain yang dibutuhkan. Data dan sumber data yang dibutuhkan dalam perancangan tertera pada Tabel 1.

Tabel 1. Data Perancangan

Parameter	Nilai	Satuan
Temperatur <i>Dry Bulb</i> (T_{db})	32,42	(°C)
Tekanan Udara Lingkungan (P_1)	101,1	(kPa)
<i>Relative Humidity</i> (RH)	60	(%)
Rasio Kompresi (r_c)	9,69	
Rasio Panas Spesifik (γ)	1,4	
<i>Gas Constant</i> (R)	286,9	Nm/kg.K
Temperatur <i>Inlet</i> Turbin (T_3)	1137,4	(°C)
Laju Volumetrik Bahan Bakar (\dot{Q})	3,095	(m ³ /s)
<i>Specific Gravity</i> Bahan Bakar (sg)	0,6559	
Kapasitas panas gas tekanan konstan (c_{pg})	1,147	(kJ/kg.K)
Kapasitas panas udara tekanan konstan (c_{pa})	1,005	(kJ/kg.K)
Nilai kalor Bahan Bakar (LHV)	43283	kJ/kg
Efisiensi Generator (η_g)	98,4	(%)
Efisiensi <i>Gearbox</i> (η_{gr})	95	(%)

2.3 Siklus Turbin Gas dengan Metode *Fogging*

Analisis siklus Brayton untuk turbin gas dapat dimodifikasi dengan menambahkan sistem *fogging* pada saluran masuk ke kompresor *Open Cycle Gas Turbine* (OCGT). Tekanan jenuh di atas permukaan air dan untuk rentang temperatur dari 0°C sampai 100°C dapat dicari dengan persamaan 1.

$$p_s = e^{(77,3450 + 0,0057 T_{db} - 7235/T_{db})/T_{db}^{8,2}} \quad (1)$$

Tekanan parsial uap (p_v) dapat dihitung dengan mengetahui tekanan saturasi (p_s) dan kelembaban relatif (RH) sebagai berikut (13):

$$RH = \frac{p_v}{p_s} \quad (2)$$

Rasio kelembapan udara dapat dicari dengan mengasumsikan udara dan uap air merupakan gas ideal, dimana uap air dan udara kering mempunyai volume dan suhu yang sama. Maka rasio kelembapan udara (ω) dihitung menggunakan persamaan berikut (14):

$$\omega = 0,622 \times \left(\frac{p_v}{p_a} \right) \quad (3)$$

Temperatur udara yang masuk ke kompresor dapat dicari dari persamaan di bawah ini (6):

$$T_1 = T_{db} - (T_{db} - T_{wb})\varepsilon \quad (4)$$

di mana ε adalah efektivitas *fogging*.

OCGT dengan sistem *fogging* diawali dengan bagian *fogging* di depan kompresor, selebihnya mirip seperti tanpa *fogging*. Udara masuk ke kompresor pada keadaan T_1 , P_1 , dan ϕ_1 dengan nilai T_1 kondisinya berbeda dengan udara lingkungan karena adanya pendingin udara. Untuk rasio tekanan r_c , tekanan fluida yang telah melewati kompresor dapat dihitung pada persamaan (14):

$$r_c = P_2/P_1 \quad (5)$$

di mana P_1 dan P_2 adalah tekanan total udara lembab yang masuk dan keluar kompresor.

Temperatur keluar kompresor dapat dihitung dengan menggunakan hubungan politropik untuk gas ideal, temperatur total fluida yang telah melewati kompresor mempunyai efisiensi isentropik η_c dapat dihitung sebagai berikut (14):

$$T_2 = T_1 + \frac{T_1}{\eta_c} \left(r_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (6)$$

Efisiensi isentropik kompresor dapat dievaluasi menggunakan hubungan yang dipresentasikan oleh Korakianitis dan Wilson sebagai berikut (15):

$$\eta_c = 1 - \left(0,04 + \frac{r_c - 1}{150} \right) \quad (7)$$

Laju aliran massa udara dapat dicari dengan langkah pertama menggunakan persamaan berikut:

$$\rho_a = \frac{P_1}{R \times T_1} \quad (8)$$

di mana R adalah konstanta tetapan gas dalam 286,9 Nm/kg.K dan T_1 adalah temperatur udara masuk kompresor setelah pendinginan.

Setelah didapatkan massa jenis udara, maka dapat dilakukan perhitungan untuk mencari massa jenis bahan bakar (ρ_f) sebagai berikut:

$$\rho_f = \text{Specific Gravity} \times \rho_a \quad (9)$$

Sehingga, laju aliran massa bahan bakar (\dot{m}_f) dapat diketahui dengan persamaan berikut:

$$\dot{m}_f = \dot{Q} \times \rho_f \quad (10)$$

di mana \dot{Q} adalah laju aliran volumetrik bahan bakar.

Pada perancangan ini, temperatur masuk turbin merupakan parameter yang telah ditentukan, oleh karena itu massa bahan bakar yang dibutuhkan untuk mencapai temperatur masuk turbin yang diinginkan diperoleh dengan menerapkan hukum pertama termodinamika pada ruang bakar. Hukum pertama termodinamika untuk ruangan berinsulasi dapat ditulis sebagai berikut:

$$\sum_{inlet} \dot{m}_i h_i = \sum_{exit} \dot{m}_e h_e \quad (11)$$

Aliran masuk adalah udara lembap yang berasal dari kompresor dan bahan bakar yang dibutuhkan untuk proses pembakaran. Aliran keluaranya adalah gas buang (hasil pembakaran), sehingga persamaan 11 dapat ditulis sebagai berikut:

$$\dot{m}_a h_a + \dot{m}_w h_{w2} + \dot{m}_f h_f = \dot{m}_g h_g + \dot{m}_w h_{w3} \quad (12)$$

di mana \dot{m} adalah laju aliran massa, h adalah entalpi spesifik tiap aliran, dan subskrip a untuk udara, w untuk uap air, f untuk bahan bakar, dan g untuk gas buang. Udara dan produk pembakaran diasumsikan berperilaku sebagai gas ideal,

sehingga persamaan 12 dapat ditulis sebagai berikut:

$$C_{pa}(T_2 - 298) + fLHV = \omega(h_3 - h_2) + (1 + f)C_{pg}(T_3 - 298) \quad (13)$$

di mana ω adalah kelembaban spesifik, C_{pg} adalah panas spesifik gas buang pada tekanan konstan, f adalah rasio bahan bakar terhadap udara yang didefinisikan sebagai $f = \dot{m}_f / \dot{m}_a$, dan LHV adalah nilai kalor bahan bakar. Menata ulang variabel tersebut, persamaan menjadi seperti berikut (14):

$$f = \frac{C_{pg}(T_3 - 298) + \omega(h_3 - h_2) - C_{pa}(T_2 - 298)}{LHV - C_{pg}(T_3 - 298)} \quad (14)$$

Setelah rasio bahan bakar udara diketahui, maka laju aliran massa udara dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_f}{f} \quad (15)$$

Kerja kompresi dapat dihitung untuk kompresor adiabatik menggunakan hukum pertama termodinamika sebagai berikut:

$$W_c = \dot{m}_a \times C_{pa}(T_2 - T_1) + \omega(h_{g2} - h_{g1}) \quad (16)$$

di mana h_{g1} dan h_{g2} adalah entalpi uap jenuh pada saluran masuk dan keluar kompresor sedangkan ω adalah *humidity ratio*. Setelah diketahui kerja kompresor maka dapat mencari kerja aktual kompresor dengan persamaan 16.

$$W_c \text{ aktual} = W_c / \eta_c \quad (17)$$

Proses pada GT sistem *fogging* mirip dengan proses tanpa sistem *fogging*, hanya saja fluida kerja yang mengalir melalui turbin terdiri dari gas buang dan uap air. Ruang bakar menyalurkan fluida kerja ke turbin pada temperatur yang diinginkan (T_3) dengan massa total seperti pada persamaan 18 (14):

$$\dot{m}_{total} = \dot{m}_a + \dot{m}_w + \dot{m}_f = \dot{m}_a(1 + \omega + f) \quad (18)$$

Temperatur keluar turbin dapat dihitung dengan menggunakan hubungan politropik gas ideal sebagai berikut:

$$T_4 = T_3 + \eta_t T_3 \left(\left(\frac{1}{r_c} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \quad (19)$$

di mana η_t adalah efisiensi isentropik turbin.

Efisiensi isentropik turbin yang menggunakan hubungan yang diberikan oleh Korakianitis dan Wilson sebagai berikut (15):

$$\eta_t = 1 - \left(0,03 + \frac{r_c - 1}{180}\right) \quad (20)$$

Daya yang dihasilkan turbin dievaluasi menggunakan hukum pertama termodinamika seperti berikut:

$$W_t = \dot{m}_{total} \times [C_{pg}(T_3 - T_4)] \quad (21)$$

Setelah mengetahui daya turbin, maka daya turbin aktual dapat dicari menggunakan persamaan 22.

$$W_t \text{ aktual} = W_t \times \eta_t \quad (22)$$

Daya spesifik turbin yang dihasilkan oleh PLTG adalah:

$$W_n = W_t - W_c \quad (23)$$

Daya keluaran adalah daya yang dihasilkan oleh turbin gas untuk menghasilkan energi listrik. Berdasarkan diagram blok pada Gambar II.6, terlihat bahwa turbin gas dikopel dengan *load gear* dan generator, sehingga daya keluaran generator yang dihasilkan oleh turbin gas dinyatakan sebagai hasil perkalian daya bersih dengan efisiensi *gear box* dan efisiensi generator. Dengan demikian, daya keluaran yang dihasilkan oleh pembangkit listrik tenaga gas adalah sebagai berikut:

$$P_o = W_n \times \eta_{gr} \times \eta_g \quad (24)$$

Efisiensi thermal dari PLTG dapat dikalkulasi melalui persamaan berikut:

$$\eta_{th} = \frac{W_n}{\dot{m}_{total}(h_3 - h_2)} \quad (25)$$

Berdasarkan skema efisiensi pada PLTG, *overall plant efficiency* untuk sistem PLTG adalah perbandingan antara energi output dengan energi input, sehingga persamaan menjadi sebagai berikut:

$$\eta_p = \frac{P_o}{\dot{m}_f LHV} \quad (26)$$

Debit air *fogging* diperlukan untuk mengetahui kebutuhan air pada sistem *fogging*. Sebelum menghitung debit air *fogging*, diperlukan perhitungan *humidity ratio* setelah pendinginan *fogging* sesuai pada persamaan 27 (16):

$$\omega_2 = \frac{C_{pa}(T_{db} - T_1) + \omega(C_{pv}T_{db} + L - C_{pw}T_1)}{C_{pv}T_{db} + L - C_{pw}T_1} \quad (27)$$

Fluida pendingin harus mampu diserap, maka untuk mengetahui laju aliran massa air yang dibutuhkan menggunakan persamaan berikut (16):

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_2 - \omega) \quad (28)$$

Dengan mengetahui nilai laju aliran massa, maka dapat diketahui juga nilai debit aliran air yang diperlukan:

$$\dot{V} = \dot{m}_w / \rho_w \times 60 \text{ s/menit} \quad (29)$$

di mana ρ_w adalah massa jenis air.

2.4 Perhitungan Tekno-ekonomi

2.4.1 After Tax Economic Analysis

After Tax Economic Analysis menggunakan ukuran profitabilitas yang sama seperti *before tax analysis*. Satu-satunya perbedaan adalah bahwa *After Tax Cash Flow* (ATCF) digunakan sebagai pengganti *Before Tax Cash Flow* (BTCF) dengan memasukkan pengeluaran atau pemasukan ke pajak penghasilan dan kemudian membuat perhitungan nilai yang setara menggunakan (*Minimum Attractive of Return*)/MARR setelah pajak (17):

$$ATCF_k = BTCF_k + T_k \quad (30)$$

ATCF_k merupakan *after tax cashflow* pada tahun k, BTCF_k merupakan *before tax cash flow* pada tahun k dan T_k merupakan *cash flow for income tax* pada tahun k. Sebelum menghitung ATCF, nilai BTCF dan *cash flow income tax* (T_k) haruslah diketahui terlebih dahulu. BTCF dan T_k dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan 31 dan 32.

$$BTCF_k = R_k + E_k \quad (31)$$

$$T_k = -t(R_k - E_k - d_k) \quad (32)$$

R_k merupakan *saving*, E_k merupakan biaya operasi dan perawatan pada tahun k dan d_k merupakan jumlah biaya bukan tunai (depresiasi) selama tahun k.

2.4.2 Net Present Value

Net Present Value (NPV) adalah nilai sekarang dari semua aliran kas dari awal hingga akhir proyek. Proyek diterima jika NPV > 0 atau NPV yang tertinggi. Kelebihan dari NPV adalah bahwa metode ini memperhitungkan nilai waktu dari uang, membuatnya lebih realistis mengenai perubahan harga, mempertimbangkan aliran arus

kas sepanjang masa hidup ekonomi investasi, dan memperhitungkan nilai sisa dari investasi tersebut (18):

$$NPV = -PA \left(\frac{P}{A}, i, n \right) \quad (33)$$

2.4.3 Payback Period Analysis

Payback Period adalah waktu yang dibutuhkan untuk mengembalikan biaya awal. Semakin cepat pengembaliannya, semakin menarik alternatif tersebut dibandingkan dengan yang lain. Kelebihan dari metode *payback period* adalah kemudahan penggunaan dan perhitungannya. Metode ini berguna untuk memilih investasi dengan periode pengembalian tercepat, dan periode dana digunakan sebagai prediktor risiko ketidakpastian di masa depan (18):

$$PP = \frac{\text{Total investasi}}{\text{After tax cash flow}} \quad (34)$$

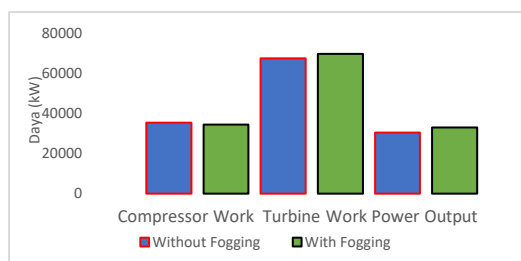
2.4.4 Internal Rate of Return

IRR (*Internal Rate of Return*) adalah indikator seberapa besar tingkat bunga yang dapat diberikan oleh investasi dibandingkan dengan tingkat bunga bank yang berlaku (tingkat bunga pasar atau MARR. Persyaratan kelayakan adalah jika $IRR >$ tingkat bunga MARR (17).

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

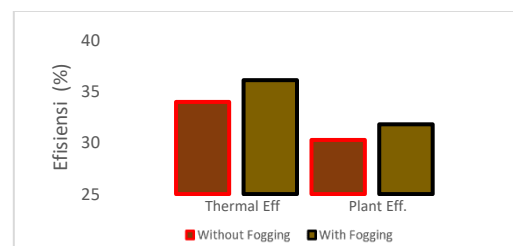
3.1 Analisis Hasil Rancangan

Perancangan yang dibuat merupakan proses sistem pendingin udara masuk kompresor dengan metode *fogging* pada PLTG kapasitas 35 MW. Efisiensi dan daya keluaran pembangkit merupakan pertimbangan untuk perancangan proses ini karena daya keluaran dan efisiensi merupakan parameter kinerja yang menunjukkan suatu keberhasilan proses sistem pembangkit. Perbandingan hasil perancangan sebelum dan sesudah *retrofitting* sistem *fogging* diperlihatkan pada dan Gambar 4 dan Gambar 5.



Gambar 4. Representasi Hasil Kinerja dengan *Fogging* dan tanpa *Fogging*

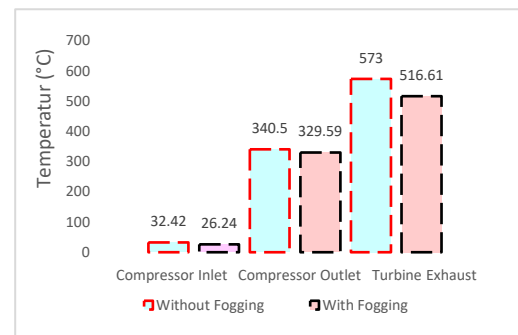
Gambar 4 memperlihatkan perbandingan kerja kompresor, turbin, dan daya keluaran sebelum dan setelah dilakukan pemasangan *fogging unit*. Pada kompresor, telah terjadi penurunan kerja sebesar 917,56 kW karena kemampuan kompresor untuk mengompresi udara lebih ringan akibat penurunan *temperature inlet compressor*. Semakin rendah kondisi temperatur udara, maka kerapatan udara atau densitas udara akan semakin tinggi yang mengakibatkan jumlah massa udara semakin besar dengan kerapatan yang tinggi membuat kerja kompresor untuk memampatkan udara semakin mudah dan dapat meningkatkan kerja turbin karena kerja turbin lebih banyak untuk daya bersih ($W_n = W_t - W_c$).



Gambar 5. Representasi Hasil Efisiensi dengan *Fogging* dan tanpa *Fogging*

Seperti yang terlihat pada Gambar 5, efisiensi thermal dengan sistem *fogging* diperoleh sebesar 36% diperoleh dari perhitungan manual dengan sistem *fogging*, sedangkan efisiensi thermal 34% diperoleh dari hasil simulasi kondisi eksisting tanpa sistem *fogging*, sehingga efisiensi thermal yang diperoleh dalam penelitian ini lebih tinggi dan baik untuk pengoperasian sistem PLTG.

3.2 Analisis Temperatur Requirement Pembangkit

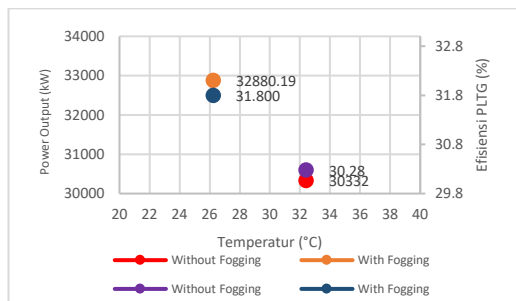


Gambar 6. Temperatur *requirement* pembangkit sebelum dan setelah pemasangan *fogging unit*

Dapat diamati pada Gambar 6, temperatur masuk kompresor setelah pemasangan *fogging unit* menurun sebesar 6,2°C, hal ini terjadi karena

panas udara yang masuk kompresor diambil oleh kabut air untuk diuapkan sehingga menyebabkan penurunan temperatur udara secara efektif. Dengan udara yang lebih dingin, kompresor akan bekerja secara efisien dan menghasilkan udara yang lebih dingin pada keluaran karena sebagian energi panas yang terkandung dalam udara lingkungan digunakan untuk menguapkan air *fogging* sehingga menyebabkan penurunan temperatur udara keseluruhan yang masuk ke kompresor dan turbin.

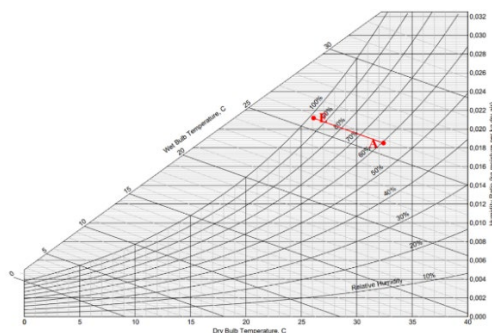
3.3 Analisis Pengaruh Temperatur Ambient terhadap Kinerja PLTG



Gambar 7. Hubungan Compressor Temperature Inlet dengan Kinerja

Gambar 7 menunjukkan pengaruh temperatur *inlet compressor* terhadap daya keluaran dan efisiensi PLTG. Hal ini jelas terbukti bahwa terdapat keuntungan setelah mendinginkan udara saluran masuk kompresor. Daya keluaran meningkat sebesar 1,25% untuk setiap penurunan temperatur *inlet compressor* sebesar 1°C. Selain dapat meningkatkan kinerja, dengan mendinginkan udara masuk kompresor dapat mengurangi pengaruh cuaca, sehingga kinerja pembangkit dapat diprediksi dan membantu industri dalam memenuhi kewajibannya.

3.4 Analisis Psychrometric Chart Sistem Fogging

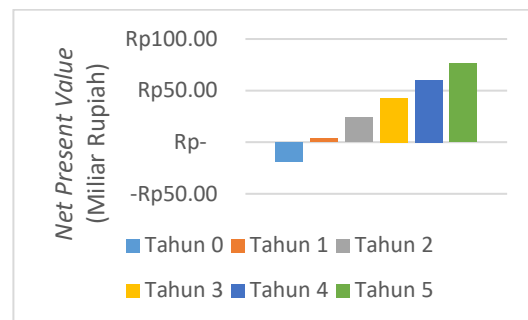


Gambar 8. Fogger Psychrometric Chart

Berdasarkan diagram *Psychrometric* pada Gambar 8, dengan menggunakan *fogger* untuk pendinginan udara, dapat mendinginkan temperatur *dry bulb* dan peningkatan kelembaban relatif, berdasarkan hasil perancangan, temperatur *dry bulb* menurun dari 32,42°C menjadi 26,24°C dengan kelembaban relatif dari 60% menjadi 98% atau mendekati garis saturasi yang menunjukkan bahwa udara telah mencapai titik embunnya. Selain itu, rasio kelembaban mengalami kenaikan dari awalnya sebesar 0,0185 kg-*water/kg-air* menjadi 0,0224 kg-*water/kg-air*, sehingga dapat diketahui laju aliran massa air yang diperlukan untuk kebutuhan *fogging* sesuai dengan persamaan 2.29. yaitu sebesar 24,71 liter per menit.

3.5 Analisis Tekno-ekonomi

3.5.1 Net Present Value (NPV)



Gambar 9. Hasil NPV dari tahun ke-0 sampai tahun ke-5

Berdasarkan Gambar 9, dapat dilihat bahwa nilai NPV pada akhir umur rancangan (tahun ke-5) adalah Rp76.124.290.399,51. Nilai tersebut telah memenuhi persyaratan kelayakan NPV > 0.

3.5.2 Payback Period

Suatu rancangan dikatakan layak jika payback period bernilai kurang dari 5 tahun [15]. Berdasarkan keuntungan yang didapatkan, investasi yang telah dikeluarkan dapat kembali dengan jangka waktu 0,768 tahun yang setara dengan 9 bulan 7 hari.

3.5.3 Internal Rate of Return

IRR yang diperoleh pada rancangan kali ini adalah sebesar 102%. Nilai tersebut telah lebih besar dari MARR (9%). Sehingga rancangan sistem *fogging* pada PLTG ini layak untuk dilaksanakan.

4. KESIMPULAN

Utilisasi Sistem *Fogging* Udara Inlet Kompresor dengan Metode *Fogging* dapat menurunkan temperatur udara lingkungan hingga 6,2°C dan

beban kerja kompresor sebesar 917,56 kW dan meningkatkan daya bersih turbin sebesar 3086,51 kW, serta meningkatkan daya keluaran sebesar 7,75%, membutuhkan konsumsi air sebesar 24,71 lpm, menghasilkan efisiensi isentropik kompresor sebesar 90%, efisiensi isentropik turbin 92%, efisiensi thermal sebesar 36% dan efisiensi sistem PLTG sebesar 31,8% dan memerlukan total biaya investasi sebesar Rp18.754.795.609,88 dengan *cost saving* sebesar Rp20.318.283.550. Berdasarkan analisis ekonomi, rancangan ini layak untuk dilakukan karena telah memenuhi persyaratan yang ditentukan, yaitu NPV>0 dengan nilai sebesar Rp76.124.290.399,51, *payback period* < 5 tahun yaitu 0,768 tahun atau 9 bulan 7 hari, dan IRR > MARR yaitu 102% dengan nilai MARR 9%.

DAFTAR PUSTAKA

1. ISO3977-2. *International Standard Preview*. International Organization for Standardization. 1997;10406-1:20, 3-6.
2. Adib, Muhammad, Putu M. Santika, and Jones Victor Tuapetel. "Analisis Pengaruh Ambient Temperature Terhadap Daya Turbin Gas Tipe Centaur 40 di Lapangan Produksi Sepinggan, Chevron Indonesia Company." *vol 3*: 29-34.
3. Burhanuddin. Pengaruh Temperatur Lingkungan Terhadap Daya Luar Generator PLTG 1.1 Blok I Tambak Lorok Semarang Power Generation Unit. Diss. Universitas Sultan Agung, 2021.
4. Qasim, Ahmed Y., et al. "A Review-Effect of Cooling System on the Efficiency and Output Power Gas Turbine." (2015).
5. Meher-Homji, Cyrus B., and Thomas R. Mee. "Gas Turbine Power Augmentation By Fogging Of Inlet Air." *Proceedings of the 28th turbomachinery symposium*. Texas A&M University. Turbomachinery Laboratories, 1999.
6. Ikpe, Aniekan Essienubong, Ijeoma Camelita Iluobe, and Desmond Iria-evbo Imonitie. "Modelling and simulation of high pressure fogging air intake cooling unit of Omotosho phase II gas turbine power plant." *Journal of applied research on industrial engineering* 7.2 (2020): 121-136.
7. Shi, Xiaojun, et al. "Performance enhancement of conventional combined cycle power plant by inlet air cooling, inter-cooling and LNG cold energy utilization." *Applied Thermal Engineering* 30.14-15 (2010): 2003-2010.
8. Al-Salman, K. Y., Q. A. Rishack, and S. J. Al-Mousawi. "Parametric study of gas turbine cycle with fogging system." *J. Basrah Researches (Sciences) Vol 33* (2007): 16-30.
9. Espanani, R., S. H. Ebrahimi, and H. R. Ziaimoghadam. "Efficiency improvement methods of gas turbine." *Energy and environmental Engineering* 1.2 (2013): 36-54.
10. Island, Nadhifah Hidayati. "Kaji Performa Turbin Gas Sebelum dan Setelah Overhaul Combustion Inspection di GTG Utilitas I Pabrik PT. Petrokimia Gresik." *ITS, Surabaya* (2017).
11. Muhamad Afiq Bin Ahmad. "Gas Turbine Efficiency Improvement at Centralised Utility Facilities (CUF) Kertih, Terengganu." (2008).
12. Jolly, Sanjeev, Joseph Nitzken, and D. Shepherd. "Evaluation of combustion turbine inlet air cooling systems." *Power-Gen Asia, New Delhi, India* (1998).
13. Saravanamuttoo, Herbert IH, Gordon Frederick Crichton Rogers, and Henry Cohen. *Gas turbine theory*. Pearson education, 2001.
14. Alhazmy, M. M., and Yousef SH Najjar. "Augmentation of gas turbine performance using air coolers." *Applied thermal engineering* 24.2-3 (2004): 415-429.
15. Korakianitis, T., and D. G. Wilson. "Models for predicting the performance of Brayton-cycle engines." (1994): 381-388.
16. Tambun, D. R. *Perencanaan Pendinginan Fog Inlet pada Air Intake Kompresor untuk Peningkatan Performa Turbin Gas*. Jakarta: Politeknik Negeri Jakarta. 2023.
17. Koelling, C. P., E. M. Wicks, and W. G. Sullivan. "Engineering economy." (2015).
18. Rachadian, Febri Muhammad, Ereika Arie Agassi, and Wahyudi Sutopo. "Analisis kelayakan investasi penambahan mesin frais baru pada CV. XYZ." *J@ Ti Undip: Jurnal Teknik Industri* 8.1 (2013): 15-20.