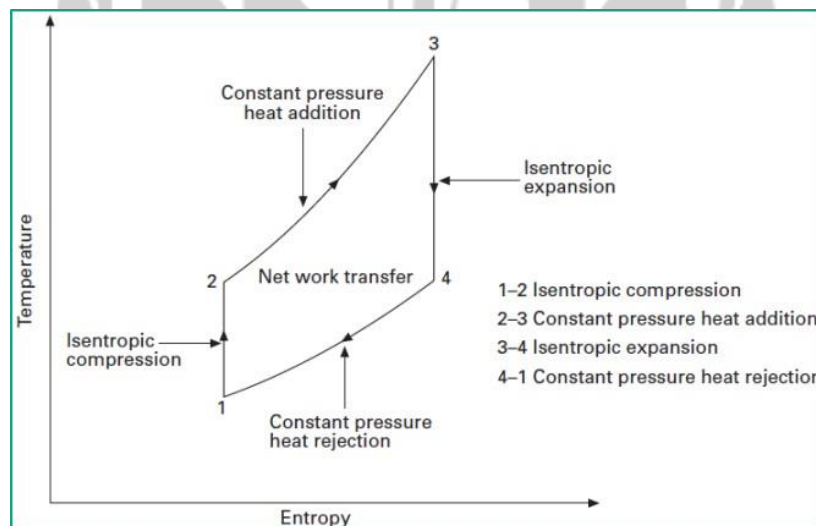


BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Prinsip Kerja Turbin Gas

Gas Turbin merupakan mesin termal yang mengubah energi panas dari bahan bakar menjadi energi mekanis. Prinsip kerja Gas Turbin melibatkan beberapa tahapan, dimulai dari kompresi udara, pembakaran bahan bakar, hingga ekspansi gas melalui turbin. Tahapan ini menciptakan siklus termal yang menghasilkan daya mekanis. Siklus Brayton merupakan landasan teoretis untuk operasi turbin gas (gas turbine). Dalam konteks PLTGU, siklus ini beroperasi sebagai mesin utama yang menghasilkan daya sekaligus sebagai sumber panas berkualitas tinggi bagi siklus di bawahnya. Proses-proses yang terjadi dalam siklus Brayton terbuka yang ideal dapat diuraikan sebagai berikut (Boyce et al., 2006):



Gambar 2.1 Siklus Brayton

1. **Kompresi Isentropik pada Kompresor:** Udara ambien dalam volume yang sangat besar ditarik masuk ke dalam kompresor, yang umumnya merupakan kompresor aliran aksial (*axial-flow compressor*) dengan banyak tingkatan (*multi-stage*). Di dalam kompresor, udara dimampatkan secara adiabatik sehingga tekanan dan temperaturnya meningkat drastis. Proses ini sangat intensif energi, mengkonsumsi sekitar dua pertiga dari total daya yang dihasilkan oleh bagian turbin.

2. **Pemasukan Kalor Isobarik pada Ruang Bakar:** Udara bertekanan tinggi yang panas dialirkan ke ruang bakar (*combustor*). Di sana, bahan bakar (umumnya gas alam) diinjeksikan dan dibakar pada tekanan yang dijaga hampir konstan. Teknologi modern, seperti pembakar *Dry Low NO_x* (DLN), digunakan untuk memastikan proses pembakaran berlangsung sempurna pada temperatur yang terkontrol untuk meminimalkan pembentukan emisi oksida nitrogen (NO_x). Hasilnya adalah gas superpanas dengan temperatur dapat mencapai 1.500-1.700°C.
3. **Ekspansi Isentropik pada Turbin Gas:** Gas superpanas ini kemudian dialirkan untuk berekspansi melalui serangkaian sudu-sudu turbin. Energi termal dan kinetik dari gas diubah menjadi kerja mekanis dalam bentuk putaran poros berkecepatan tinggi. Seperti yang telah disebutkan, sebagian besar kerja ini digunakan untuk memutar kompresor. Sisa sepertiga kerja yang tersedia adalah daya mekanis netto yang digunakan untuk memutar generator dan menghasilkan daya listrik.
4. **Pelepasan Panas Isobarik:** Setelah berekspansi dan menghasilkan kerja, gas keluar dari turbin sebagai gas buang (*exhaust gas*). Meskipun energinya telah diekstraksi, gas buang ini masih memiliki temperatur sangat tinggi (umumnya 550-650°C) dan laju aliran massa yang besar. Dalam PLTG siklus tunggal, energi ini dibuang ke atmosfer dan menjadi kerugian utama. Namun, dalam PLTGU, gas buang ini adalah sumber daya yang sangat berharga yang akan dimanfaatkan sepenuhnya oleh Siklus Rankine.

2.2 Waste Heat Recovery

Pemulihan panas sisa atau Waste Heat Recovery (WHR) merupakan suatu metode rekayasa termal yang dilakukan dengan menangkap dan memanfaatkan kembali energi panas sisa dari aliran gas buang (*flue gas*) suatu proses industri yang jika tidak dimanfaatkan akan terbang percuma ke lingkungan. Pada sistem Pembangkit Listrik Tenaga Gas (PLTG) siklus tunggal (*simple cycle*), gas hasil pembakaran yang telah diekstraksi energinya di dalam turbin ekspander akan dilepaskan ke atmosfer pada tingkat temperatur yang masih sangat tinggi, umumnya berkisar antara 550 °C hingga 650 °C. Pelepasan energi termal dalam jumlah besar ini merupakan sumber inefisiensi utama pembangkit berdasarkan Hukum Pertama Termodinamika. Oleh karena itu, integrasi teknologi *waste heat recovery* menjadi langkah strategis yang diperlukan untuk mengoptimalkan pemanfaatan energi primer secara berkelanjutan (Faqihi & Ghaith, 2023).

Implementasi sistem *waste heat recovery* pada pembangkit modern memberikan tiga dampak positif yang saling berkorelasi, yaitu peningkatan performa termodinamika, keuntungan ekonomi operasional, dan mitigasi dampak lingkungan:

1. Peningkatan Efisiensi Termal dan Penurunan *Heat Rate*: Dengan memanfaatkan entalpi gas buang untuk keperluan internal siklus (seperti memanaskan bahan bakar atau udara masuk), efisiensi termal total sistem pembangkit akan meningkat secara signifikan. Hal ini secara langsung menurunkan nilai *Net Plant Heat Rate* (NPHR), yang berarti jumlah pasokan energi termal input yang dibutuhkan untuk menghasilkan satu satuan daya listrik neto menjadi lebih rendah.
2. Pengurangan Konsumsi Bahan Bakar dan Biaya Operasional (OPEX): Dari aspek ekonomi, penurunan NPHR berkorelasi langsung terhadap penghematan konsumsi bahan bakar spesifik pembangkit. Pengurangan volume pemakaian gas alam secara kumulatif mampu memangkas biaya pengeluaran operasional atau *Operating Expenditure* (OPEX) secara masif, menjadikan unit pembangkit memiliki nilai keekonomian yang tinggi dan kompetitif (Hatem et al., 2025).
3. Reduksi Emisi Karbon (CO₂): Dari perspektif ekologis dan keberlanjutan, efisiensi bahan bakar yang dicapai melalui optimalisasi FGH (*Fuel Gas Heater*) berbasis panas sisa secara otomatis akan mereduksi laju emisi karbondioksida (CO₂) dan intensitas emisi per kWh daya listrik yang dilepaskan ke lingkungan, mendukung target pemenuhan *net zero emission* (Yang et al., 2025).

Secara umum, terdapat berbagai skema modifikasi (*retrofit*) perpindahan panas untuk memanfaatkan energi sekunder dari gas buang turbin, di antaranya adalah penggunaan *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) untuk menggerakkan Siklus Rankine pada sistem siklus kombinasi (PLTGU). Namun, untuk optimasi komponen internal turbin gas, pemanfaatan panas sisa dapat diarahkan secara langsung melalui sistem *Fuel Gas Heater* (FGH) atau pemanas bahan bakar gas.

Melalui FGH, energi termal gas buang dialirkan menuju unit penukar kalor (*heat exchanger*) untuk menaikkan temperatur bahan bakar gas alam sebelum diinjeksikan ke dalam ruang bakar (*combustion chamber*). Pemanasan awal (*preheating*) ini meningkatkan entalpi spesifik bahan bakar, sehingga mempercepat kinetika reaksi pembakaran kimia, meningkatkan stabilitas api, dan mengurangi beban pembakaran yang harus disuplai oleh energi kimia murni bahan bakar tersebut (Faqihi & Ghaith, 2025).

Meskipun menjanjikan potensi penghematan yang masif, perancangan instalasi *waste heat recovery* pada turbin gas harus mempertimbangkan batasan-batasan teknis yaitu:

1. Efek Tekanan Balik (*Backpressure*): Pemasangan bundel pipa penukar kalor di dalam saluran gas buang (*exhaust duct* atau *silencer*) akan menimbulkan hambatan aliran fluida yang memicu terjadinya tekanan balik (*backpressure*) pada sisi keluar turbin ekspander. Jika *backpressure* terlalu tinggi, daya mekanis neto yang dihasilkan poros turbin akan mengalami penurunan, yang dapat mengkompensasi atau bahkan melebihi keuntungan energi yang didapatkan dari pemanasan awal bahan bakar (Faqihi & Ghaith, 2025).
2. Ireversibilitas dan Perpindahan Panas: Berdasarkan Hukum Kedua Termodinamika, perpindahan panas yang terjadi melintasi perbedaan temperatur yang terlalu besar antara aliran panas (*hot stream*) dan aliran dingin (*cold stream*) akan membangkitkan generasi entropi yang masif, yang berujung pada tingginya laju kerusakan eksergi (*eksergi destruction*). Oleh sebab itu, perancangan WHR tidak boleh hanya mengandalkan pendekatan neraca energi kuantitatif, melainkan harus dioptimalkan secara kualitatif menggunakan konsep *thermal matching* profil temperatur aliran fluida agar degradasi kualitas energi dapat ditekan seminimal mungkin (Ibrahim et al., 2017).

2.3 Teknologi *Pinch*

Teknologi *pinch* (*pinch technology*) merupakan suatu metodologi termodinamika terstruktur dan rasional yang digunakan untuk melakukan optimasi integrasi panas (*heat integration*) pada suatu proses industri. Berlandaskan pada Hukum Pertama dan Hukum Kedua Termodinamika, pendekatan ini tidak hanya berfokus pada keseimbangan panas konvensional, tetapi juga pada penjagaan kualitas energi (eksergi). Analisis *pinch* bertujuan untuk meminimalkan konsumsi energi utilitas eksternal dan memaksimalkan pemulihan panas sisa (*waste heat recovery*) secara termodinamis melalui perancangan jaringan penukar kalor (*heat exchanger network*) yang efisien.

2.3.1 Konsep *Hot Stream* dan *Cold Stream*

Dalam kerangka analisis *pinch*, seluruh aliran fluida di dalam sistem yang mengalami perubahan temperatur diklasifikasikan ke dalam dua kategori termodinamika utama:

1. Aliran Panas (*Hot Stream*): Merupakan aliran fluida yang memiliki kelebihan energi termal dan perlu didinginkan dari temperatur suplai (T_s) yang lebih tinggi menuju temperatur target (T_t) yang lebih rendah.

2. Aliran Dingin (*Cold Stream*): Merupakan aliran fluida yang defisit energi termal dan membutuhkan tambahan panas untuk dinaikkan temperaturnya dari T_s yang rendah menuju T_t yang lebih tinggi.

Pada konteks penelitian operasional turbin gas di pembangkit listrik, gas buang turbin bertindak sebagai *hot stream*. Gas buang ini membawa energi termal (entalpi) yang sangat besar pada temperatur tinggi. Sesuai dengan skenario operasional sistem pemanas, pemanfaatan energi ini diatur dengan memvariasikan laju alir massa (*mass flow rate*) gas buang yang diekstraksi, sementara temperaturnya diasumsikan konstan. Di sisi lain, bahan bakar gas alam (*natural gas*) bertindak sebagai *cold stream* yang perlu dipanaskan secara terkontrol sebelum diinjeksikan ke dalam ruang bakar (*combustion chamber*) untuk meningkatkan stabilitas dan efisiensi pembakaran.

2.3.2 Minimum Temperature Difference (Delta T_{min})

Aspek paling krusial dalam perancangan jaringan penukar kalor menggunakan teknologi *pinch* adalah penentuan selisih temperatur minimum yang diizinkan antara *hot stream* dan *cold stream*, yang secara matematis disimbolkan sebagai Delta T_{min} (*minimum temperature difference*). Nilai Delta T_{min} merepresentasikan gaya dorong termodinamika (*thermodynamic driving force*) terkecil yang memfasilitasi perpindahan panas antara kedua aliran fluida.

Penetapan nilai Delta T_{min} memegang peranan vital karena secara langsung menghubungkan target energi dengan kelayakan ekonomi proyek melalui suatu *trade-off* (kompromi) yang ketat antara biaya operasi (OPEX) dan biaya kapital (CAPEX):

1. Implikasi Delta T_{min} : Semakin kecil rentang Delta T_{min} yang ditetapkan, maka semakin dekat profil temperatur antara gas buang dan bahan bakar gas. Hal ini memungkinkan jumlah energi panas yang dapat dipulihkan (*heat recovery*) mencapai titik maksimal, sehingga efisiensi energi sistem meningkat tajam dan biaya bahan bakar (OPEX) dapat ditekan secara drastis. Namun, perancangan ini dibatasi oleh persamaan fundamental perpindahan panas pada alat penukar kalor (*heat exchanger*), yang dirumuskan sebagai berikut:

$$\dot{Q} = U A \Delta T_{LMD} \quad (2.1)$$

di mana:

- $\dot{Q}$ = laju perpindahan panas (kW)
- U = koefisien perpindahan panas menyeluruh (kW/m²K)
- A = luas permukaan perpindahan panas penukar kalor (m²)
- ΔT_{LMD} = beda temperatur rata-rata logaritmik (K)

Berdasarkan persamaan tersebut, nilai beda temperatur ΔT_{LTMD} yang sangat kecil menuntut luasan area perpindahan panas yang jauh lebih besar (mendekati tak terhingga) untuk dapat mencapai target laju perpindahan panas $\dot{Q}$ yang sama. Akibatnya, ukuran fisik penukar kalor menjadi raksasa dan biaya investasi awal atau *Capital Expenditure* (CAPEX) untuk pengadaan unit *heat exchanger* tersebut akan melonjak secara signifikan.

2. Implikasi Delta T_{min} Besar: Sebaliknya, jika Delta T_{min} ditetapkan pada angka yang besar, luasan penukar kalor yang dibutuhkan menjadi jauh lebih kecil dan ringkas. Kondisi ini akan sangat menguntungkan dari sisi penurunan CAPEX dan menghindari risiko *overdesign*. Akan tetapi, konsekuensi langsungnya adalah potensi pemulihan panas sisa (*heat recovery*) menjadi sangat terbatas (turun drastis). Akibatnya, sistem membutuhkan konsumsi energi pembakaran yang lebih besar, yang berarti efisiensi energi termal menurun dan pengeluaran operasional (OPEX) meningkat secara berkelanjutan.

2.3.3 Composite Curve dan Grand Composite Curve

Untuk mengeksekusi integrasi panas dengan presisi, analisis *pinch* memetakan secara grafis seluruh data termodinamika menggunakan dua instrumen utama:

1. *Composite Curve* (Kurva Komposit): Kurva ini disusun dengan menggabungkan seluruh *hot stream* menjadi satu profil *Hot Composite Curve* (HCC), dan seluruh *cold stream* menjadi *Cold Composite Curve* (CCC) pada satu diagram Temperatur-Entalpi (T-H). *Overlap* (tumpang tindih) horizontal antara HCC dan CCC merepresentasikan target maksimum pemulihan energi panas (*maximum heat recovery*) yang dapat dicapai secara internal tanpa campur tangan utilitas luar.
2. *Grand Composite Curve* (Kurva Komposit Utama - GCC): Merupakan derivasi dari Kurva Komposit yang memetakan aliran panas netto terhadap temperatur (*shifted temperature*). GCC berfungsi sebagai alat diagnostik spesifik untuk mengidentifikasi level temperatur yang tepat bagi penempatan utilitas pemanas maupun pendingin, sehingga tidak merusak kesetimbangan *pinch* yang telah terbentuk.

2.3.4 Batas Maksimum Pemanfaatan Panas

Titik pertemuan di mana kurva HCC dan CCC saling berdekatan pada jarak tersempit persis sebesar Delta T_{min} disebut sebagai Titik *Pinch*. Titik ini berfungsi sebagai batas leher botol termodinamika (*thermodynamic bottleneck*) yang membagi sistem menjadi dua wilayah

independen: wilayah di atas *pinch* (yang mengalami defisit panas) dan wilayah di bawah *pinch* (yang mengalami surplus panas).

Dalam perancangan pemanas bahan bakar gas (*fuel gas heater*), titik *pinch* memberikan landasan saintifik mutlak dalam menentukan batas maksimum termodinamika dari pemanfaatan panas gas buang. Pemahaman terhadap posisi *pinch* ini mencegah terjadinya kesalahan desain elementer (seperti mentransfer panas melintasi titik *pinch*) yang dapat menyebabkan kerugian eksergi (*eksergi destruction*) dan degradasi efisiensi secara percuma. Dengan berpedoman pada analisis batas *pinch* ini, laju alir massa gas buang yang diekstraksi ke penukar kalor dapat diregulasi secara akurat guna mencapai *thermal matching* yang sempurna, memastikan performa turbin beroperasi pada titik efisiensi optimum yang memadukan keunggulan teknis sekaligus keekonomian operasional.

2.4 Persamaan Energi

Analisis termodinamika sistem energi secara tradisional didasarkan pada Hukum Pertama Termodinamika, yang dikenal sebagai prinsip konservasi energi. Analisis ini sering disebut sebagai analisis energi, mengkuantifikasi aliran energi masuk dan keluar dari suatu sistem atau komponen, memastikan bahwa energi total dilestarikan (Ivan et al., n.d.). Namun, analisis energi memiliki keterbatasan fundamental, yaitu ia tidak memberikan informasi tentang kualitas energi atau lokasi dan besaran sebenarnya dari inefisiensi termodinamika dalam suatu proses (Dincer & Cengel, 2001). Menurut Hukum Pertama, semua bentuk energi diperlakukan setara, padahal kemampuannya untuk menghasilkan kerja sangat bervariasi.

Untuk melakukan analisis energi pada sebuah komponen, persamaan neraca massa dan energi harus diterapkan. Persamaan fundamental ini menjadi dasar untuk menghitung semua interaksi energi dalam sistem (Ameri & Enadi, n.d.). Persamaan Kontinuitas:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (2.2)$$

Persamaan Energi Aliran Tunak (*Steady Flow Energy Equation - SFEE*) adalah bentuk dari Hukum Pertama Termodinamika untuk volume tetap. Dalam bentuknya yang paling umum, persamaan ini ditulis sebagai:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_i \left(h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) \quad (2.3)$$

Pada praktiknya, untuk sebagian besar perangkat dalam siklus termal seperti turbin, kompresor, dan ruang bakar, perubahan energi kinetik ($\frac{v^2}{2}$) dan energi potensial (gz) seringkali sangat kecil

dibandingkan dengan perubahan entalpi (h), sehingga dapat diabaikan untuk menyederhanakan

analisis. Dengan demikian, persamaan energi seringkali direduksi menjadi:



$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i \quad (2.4)$$

di mana:

- $\dot{Q}$ adalah laju perpindahan panas bersih ke dalam sistem
- $\dot{W}$ adalah laju kerja bersih yang dilakukan oleh sistem
- h adalah entalpi spesifik
- $\dot{m}$ laju aliran massa
- Subskrip i dan e merujuk pada aliran masuk (*inlet*) dan keluar (*exit*).

2.4.1 Kompresor (Compressor)

Kompresor mengonsumsi kerja untuk menaikkan tekanan udara dari tekanan lingkungan (P_1) ke tekanan operasi siklus (P_2). Kerja ideal (isentropik) yang dibutuhkan adalah:

$$\dot{W}_{Cs} = \dot{m}_a (h_{2s} - h_1) \quad (2.5)$$

Akibat adanya gesekan dan faktor ireversibilitas lainnya, kerja aktual yang dibutuhkan oleh kompresor selalu lebih besar dari kerja idealnya. Sehingga persamaannya adalah:

$$\dot{W}_{Ca} = \dot{m}_a (h_2 - h_1) \quad (2.6)$$

Untuk menghubungkan kerja ideal dan kerja aktual, digunakan konsep efisiensi isentropik, yang didefinisikan sebagai rasio kerja ideal terhadap kerja aktual sebagai berikut:

$$\eta_c = \frac{\dot{W}_{Cs}}{\dot{W}_{Ca}} \quad (2.7)$$

di mana:

- $\dot{W}_{Ca}$ adalah laju kerja aktual yang dikonsumsi kompresor (kW)
- $\dot{W}_{Cs}$ adalah laju kerja isentropik/ideal yang dibutuhkan kompresor (kW)
- $\dot{m}_a$ adalah laju aliran massa udara (kg/s)
- h_1 adalah entalpi spesifik udara pada titik masuk kompresor (kJ/kg)
- h_2 adalah entalpi spesifik udara pada titik keluar aktual kompresor (kJ/kg)
- h_{2s} adalah entalpi spesifik udara pada titik keluar isentropik/ideal (kJ/kg)
- η_c adalah efisiensi isentropik kompresor

2.4.2 Ruang Bakar (Combustion Chamber)

Di ruang bakar, energi ditambahkan ke udara terkompresi melalui pembakaran bahan bakar pada tekanan yang diasumsikan konstan. Laju penambahan panas ($\dot{Q}_{in}$) dapat dihitung dari neraca energi:

$$Q_{in} = \dot{m}_{gas} h_3 - \dot{m}_a h_2 \quad (2.8)$$

Alternatifnya, input energi sering kali dinyatakan dalam bentuk laju energi bahan bakar:

$$Q_{in} = \dot{m}_f \times \text{LHV} \quad (2.9)$$

di mana:

- Q_{in} adalah laju penambahan panas dari bahan bakar (kW)
- $\dot{m}_{gas}$ adalah laju aliran massa gas hasil pembakaran ($\dot{m}_a + \dot{m}_f$) (kg/s)
- $\dot{m}_a$ adalah laju aliran massa udara (kg/s)
- $\dot{m}_f$ adalah laju aliran massa bahan bakar (kg/s)
- h_2 adalah entalpi spesifik pada titik masuk ruang bakar (kJ/kg)
- h_3 adalah entalpi spesifik pada titik keluar ruang bakar (kJ/kg)
- LHV adalah *Lower Heating Value* bahan bakar (kJ/kg)

2.4.3 Turbin Ekspander

Kerja teoretis maksimum yang bisa dihasilkan jika proses ekspansi gas panas berlangsung secara sempurna (reversibel dan adiabatik), sehingga tidak ada kenaikan entropi adalah sbb:

$$\dot{W}_{Ts} = \dot{m}_{gas} (h_3 - h_{4s}) \quad (2.10)$$

Kerja ini dihitung menggunakan entalpi keluaran isentropik (h_{4s}), yaitu entalpi pada tekanan keluar jika entropinya tetap sama dengan entropi pada titik masuk. Karena adanya gesekan, turbulensi, dan faktor ireversibilitas lainnya, kerja aktual yang dihasilkan oleh turbin selalu lebih kecil dari kerja idealnya.

$$\dot{W}_{Ta} = \dot{m}_{gas} (h_3 - h_4) \quad (2.11)$$

Kerja ini dihitung menggunakan entalpi keluaran aktual (h_4). Nilai h_4 lebih tinggi dari h_{4s} karena sebagian energi yang seharusnya menjadi kerja hilang akibat inefisiensi dan tetap sebagai entalpi dalam gas.

Untuk mengukur kinerja turbin, digunakan efisiensi isentropik, yang didefinisikan sebagai rasio kerja aktual yang dihasilkan terhadap kerja ideal yang seharusnya bisa dicapai.

$$\eta_T = \frac{\dot{W}_{Ts}}{\dot{W}_{Ta}} \quad (2.12)$$

di mana:

- $\dot{W}_{Ta}$ adalah laju kerja aktual yang dihasilkan turbin (kW)
- $\dot{W}_{Ts}$ adalah laju kerja isentropik/ideal yang dapat dihasilkan turbin (kW)
- $\dot{m}_{gas}$ adalah laju aliran massa gas hasil pembakaran (kg/s)

- h_3 adalah entalpi spesifik gas pada titik masuk turbin (kJ/kg)



- h_4 adalah entalpi spesifik gas pada titik keluar aktual turbin (kJ/kg)
- h_{4s} entalpi spesifik gas pada titik keluar isentropik/ideal (kJ/kg)
- η_T adalah efisiensi isentropik turbin.

Setelah menganalisis komponen-komponen secara terpisah, kita dapat menggabungkannya untuk mengevaluasi kinerja siklus secara keseluruhan menggunakan dua parameter utama: kerja bersih dan efisiensi termal. Kerja bersih adalah output daya mekanis dari turbin gas. Nilai ini didapat dari selisih antara kerja yang dihasilkan oleh turbin dengan kerja yang dikonsumsi oleh kompresor, yaitu:

$$\dot{W}_{net} = \dot{W}_{Ta} - \dot{W}_{Ca} \quad (2.13)$$

Efisiensi termal adalah metrik paling penting yang menunjukkan seberapa efektif siklus turbin gas mengubah energi dari bahan bakar (input kalor) menjadi kerja bersih (output yang berguna). Ini adalah rasio dari apa yang kita dapatkan (kerja bersih) terhadap apa yang kita bayar (energi bahan bakar) dengan persamaan sebagai berikut:

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{in}} \quad (2.14)$$

Dengan mensubstitusikan komponen-komponennya, persamaan menjadi:

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{Ta} - \dot{W}_{Ca}}{\dot{m}_f \times LHV} \quad (2.15)$$

di mana η_{GT} adalah efisiensi termal siklus turbin gas.

2.5 Persamaan Eksergi

2.5.1 Definisi Eksergi dan Hukum Kedua Termodinamika

Analisis kinerja sistem termal secara tradisional mengandalkan Hukum Pertama Termodinamika, yang berfokus pada konservasi energi. Namun, pendekatan ini memiliki keterbatasan fundamental karena tidak memperhitungkan kualitas energi atau degradasi potensinya selama proses konversi (Ibrahim et al., 2017). Analisis eksergi, yang merupakan aplikasi gabungan dari Hukum Pertama dan Kedua Termodinamika, mengatasi keterbatasan ini dengan menyediakan ukuran kuantitatif dari potensi kerja maksimum yang dapat diperoleh dari suatu sistem ketika sistem tersebut dibawa ke dalam kesetimbangan termodinamika total dengan lingkungannya. Lingkungan ini didefinisikan sebagai *dead state* atau keadaan mati, yang dicirikan oleh temperatur T_0 dan tekanan P_0 (Younus Hamid et al., 2020).

Perbedaan mendasar antara energi dan eksergi terletak pada prinsip konservasinya. Energi selalu kekal dalam setiap proses, sedangkan eksergi dihancurkan atau didestruksi dalam setiap

proses nyata yang bersifat ireversibel (Indriyati et al., 2024). Destruksi eksergi ini merupakan



representasi langsung dari hilangnya potensi kerja dan menjadi ukuran sejati dari inefisiensi termodinamika suatu proses (Ibrahim et al., 2017). Dengan demikian, analisis eksergi memungkinkan identifikasi lokasi, besaran, dan penyebab inefisiensi termodinamika secara lebih akurat dibandingkan analisis energi konvensional (Younus Hamid et al., 2020).

Untuk melakukan analisis eksergi, neraca massa dan energi dari sistem harus ditentukan terlebih dahulu. Jika hukum pertama dan kedua termodinamika digabungkan, maka persamaan neraca eksergi akan terbentuk sebagai berikut (Ameri & Enadi, n.d.):

$$\dot{E}x_Q + \sum \dot{m}_i e_i = \sum \dot{m}_e e_e + \dot{E}x_D + \dot{E}x_W \quad (2.16)$$

di mana subskrip i dan e masing-masing merujuk pada aliran yang masuk dan keluar dari wilayah kontrol. Laju eksergi dari suatu aliran zat (dengan mengabaikan komponen potensial dan kinetik) dapat ditulis dalam bentuk:

$$\dot{E}x = \dot{E}x_{ph} + \dot{E}x_{ch} \quad (2.17)$$

atau dalam bentuk lain:

$$\dot{E}x = \dot{m} e_x \quad (2.18)$$

Eksergi spesifik (e_x) dari suatu aliran fluida pada keadaan termodinamika tertentu didefinisikan oleh persamaan fundamental berikut, dengan mengabaikan efek kinetik dan potensial (Haouam et al., 2019):

$$e_x = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.19)$$

di mana h dan s adalah entalpi dan entropi spesifik pada keadaan tersebut, sementara h_0 dan s_0 adalah entalpi dan entropi spesifik pada keadaan mati (T_0, P_0). Persamaan ini menjadi landasan untuk semua perhitungan eksergi dalam analisis komponen sistem.

Eksergi kimia campuran didefinisikan sebagai berikut:

$$ex_{mix}^{ch} = [\sum_{i=1}^n X_i ex_i^{ch} + R T_0 \sum_{i=1}^n X_i \ln (X_i) + G^E] \quad (2.20)$$

Suku terakhir, G^E yang merupakan energi bebas Gibbs berlebih, dapat diabaikan pada tekanan rendah dalam campuran gas. Konsep eksergi kimia bahan bakar dapat digeneralisasi untuk setiap komponen $C_\alpha H_\beta N_\gamma O_\epsilon$. Eksergi kimia molar ex_c^{ch} dari komponen tersebut adalah:

$$ex_c^{ch} = (\mu_{c,o}^\epsilon - \mu_c^\epsilon) \quad (2.21)$$

Di mana μ_c^ϵ merujuk pada potensial kimia komponen pada keadaan mati terbatas (*restricted dead state*).

$$\mu_c^\epsilon = \alpha \bar{\mu}_{CO2}^\epsilon + \frac{\beta}{2} \bar{\mu}_{H2O}^\epsilon + \frac{\gamma}{2} \bar{\mu}_{N2}^\epsilon + (-\alpha - \frac{\beta}{4} + \frac{\delta}{2}) \bar{\mu}_{O2}^\epsilon \quad (2.22)$$

μ_{co2}^ϵ merepresentasikan potensial kimia komponen pada keadaan kesetimbangan termomekanisnya dengan lingkungan standar. Untuk evaluasi eksergi bahan bakar, rumus di atas

tidak dapat digunakan. Oleh karena itu, rasio eksergi yang disederhanakan didefinisikan sebagai berikut:

$$\xi = \frac{ex_f}{LHV_f} \quad (2.23)$$

Karena fakta bahwa untuk sebagian besar bahan bakar gas yang umum, rasio eksergi kimia terhadap *Lower Heating Value* (Nilai Kalor Bawah) biasanya mendekati 1, maka dapat dituliskan:

$$\xi_{CH_4} = 1.06 \quad (2.24)$$

$$\xi_{H_2} = 0.985 \quad (2.25)$$

2.5.2 Neraca Eksergi Umum dan Konsep Destruksi Eksergi

Alat analisis utama dalam studi eksergi adalah persamaan neraca eksergi untuk volume atur (*control volume*) yang beroperasi pada kondisi tunak (*steady-state*). Persamaan ini menyatakan bahwa laju total eksergi yang masuk ke dalam volume atur harus sama dengan laju total eksergi yang keluar ditambah dengan laju destruksi eksergi di dalam volume atur tersebut (Chand et al., 2013). Persamaan neraca eksergi umum dapat ditulis sebagai (Oyedepo et al., 2015):

$$\dot{E}_D = \sum \dot{E}x_{in} - \sum \dot{E}x_{out} \quad (2.26)$$

atau dalam terminologi "Bahan Bakar-Produk" (*Fuel-Product*) yang sering digunakan didapat efisiensi eksergi (Chand et al., 2013):

$$\dot{E}_F = \dot{E}_P + \dot{E}_D + \dot{E}_L \quad (2.27)$$

di mana $\dot{E}_F$ adalah laju eksergi bahan bakar (input), $\dot{E}_P$ adalah laju eksergi produk (output yang dihasilkan), $\dot{E}_D$ (atau $\dot{I}$) adalah laju destruksi eksergi (kerugian internal), dan $\dot{E}_L$ adalah laju kehilangan eksergi (eksergi yang keluar bersama aliran limbah). Konsep destruksi eksergi secara fundamental terhubung dengan generasi entropi melalui Teorema Gouy-Stodola (Oyedepo et al., 2015):

$$\dot{E}_D = T_0 \dot{S}_{gen} \quad (2.28)$$

Teorema ini secara eksplisit menyatakan bahwa setiap ireversibilitas dalam suatu proses—seperti gesekan, perpindahan panas melintasi perbedaan temperatur yang terbatas, reaksi kimia yang tidak terkendali, atau pencampuran zat yang berbeda—akan menghasilkan entropi ($\dot{S}_{gen} > 0$) dan, akibatnya, menyebabkan destruksi eksergi ($\dot{E}_D$) (Soultanzadeh & Haratian, 2018).

Penerapan analisis eksergi ini menghasilkan pergeseran paradigma dalam evaluasi kinerja. Analisis energi konvensional seringkali memberikan gambaran yang menyesatkan. Sebagai contoh, ruang bakar pada turbin gas umumnya memiliki efisiensi energi yang sangat

tinggi (seringkali di atas 97%) karena kehilangan panas ke lingkungan relatif kecil (Younus Hamid et al., 2020). Namun, analisis eksergi secara konsisten menunjukkan bahwa ruang bakar adalah komponen dengan efisiensi eksergetik terendah dan laju destruksi eksergi tertinggi (Ibrahim et al., 2017). Kontradiksi ini muncul karena analisis energi tidak mampu mengukur degradasi kualitas energi yang masif akibat ireversibilitas internal proses pembakaran. Sebaliknya, analisis eksergi secara akurat mengidentifikasi dan mengkuantifikasi ketidaksempurnaan termodinamika ini, menjadikannya alat yang superior untuk menunjuk lokasi-lokasi yang memerlukan perbaikan guna meningkatkan efisiensi sistem secara keseluruhan (Younus Hamid et al., 2020).

2.5.3 Persamaan Eksergi Kompresor

Analisis eksergi pada kompresor bertujuan untuk mengevaluasi efektivitas konversi kerja mekanik yang diinputkan menjadi peningkatan potensi kerja (eksergi) dari fluida kerja, yang dalam siklus turbin gas adalah udara (Khaljani et al., 2015). Efisiensi eksergi, sebagai rasio antara produk eksergi yang diinginkan terhadap "bahan bakar" eksergi yang dikonsumsi, menjadi metrik penting dalam analisis ini (Meftahpour et al., 2024).

Untuk menurunkan rumus efisiensinya, kita mulai dari persamaan neraca eksergi umum untuk sebuah komponen yang beroperasi dalam kondisi tunak (*steady-state*):

$$\sum \dot{E}x_{in} + \sum \dot{E}x_Q = \sum \dot{E}x_{out} + \dot{W} + \dot{E}x_W \quad (2.29)$$

Untuk kompresor yang diasumsikan beroperasi secara adiabatik (laju transfer eksergi melalui panas ($\dot{E}x_Q=0$) dan mengonsumsi kerja (kerja input, $\dot{W}_C$), persamaan neraca eksergi dapat disederhanakan menjadi:

$$\dot{E}x_1 + \dot{W}_C = \dot{E}x_2 + \dot{E}_{D,C} \quad (2.30)$$

Sehingga persamaan untuk laju destruksi eksergi ($\dot{E}_{D,C}$ atau $\dot{I}_C$) adalah:

$$\dot{E}_{D,C} = \dot{W}_C - (\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1) \quad (2.31)$$

Dari perspektif fungsional kompresor, "bahan bakar" eksergi yang digunakan adalah kerja input ($\dot{W}_C$), dan "produk" eksergi yang dihasilkan adalah peningkatan eksergi pada aliran udara ($\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1$). Dengan demikian, efisiensi eksergi untuk kompresor (ϵ_C) didefinisikan sebagai:

$$\epsilon_C = \frac{\dot{E}x_2 - \dot{E}x_1}{\dot{W}_C} \quad (2.32)$$

$$\epsilon_C = \frac{\dot{m}_a (e_{x,out} - e_{x,in})}{\dot{W}_C} \quad (2.33)$$

di mana:

- $\dot{W}_C$: Daya aktual yang dikonsumsi oleh kompresor (kW)

- $\dot{m}_a$: Laju aliran massa udara (kg/s)



- $e_{x.out} - e_{x.in}$: Eksergi spesifik udara di sisi keluar dan masuk (kJ/kg).

2.5.4 Persamaan Eksergi Ruang Bakar (Combustion Chamber)

Ruang bakar secara universal diakui sebagai sumber utama ireversibilitas dan perusakan eksergi dalam siklus turbin gas (Hatem et al., 2025). Tingginya tingkat perusakan eksergi ini berasal dari beberapa faktor yang melekat pada proses pembakaran, yaitu: ireversibilitas reaksi kimia, perpindahan panas internal dengan perbedaan temperatur yang sangat besar, serta proses pencampuran antara udara, bahan bakar, dan produk pembakaran (Qi & Huang, 2022).

Ruang bakar adalah komponen di mana energi kimia bahan bakar diubah menjadi energi termal gas panas. Analisis eksergi untuk komponen ini unik karena input "bahan bakar" utamanya bukan kerja mekanis, melainkan eksergi kimia dari bahan bakar hidrokarbon ($\dot{E}x_f$). Input lainnya adalah eksergi dari udara bertekanan yang masuk dari kompresor ($\dot{E}x_a$). Produknya adalah eksergi dari gas hasil pembakaran yang panas dan bertekanan tinggi ($\dot{E}x_g$). Dengan mengasumsikan tidak ada kerja poros dan proses adiabatik, neraca eksergi untuk ruang bakar menjadi (Chand et al., 2013):

$$\dot{E}_{D.CC} = (\dot{E}x_a + \dot{E}x_f) - \dot{E}x_g \quad (2.34)$$

Persamaan ini dapat ditulis ulang sebagai:

$$\dot{E}_{D.CC} = (\dot{m}_a e_{x,a} + \dot{m}_f e_{x,f}) - (\dot{m}_a + \dot{m}_f) e_{x,g} \quad (2.35)$$

di mana $e_{x,f}$ adalah eksergi kimia spesifik bahan bakar, yang nilainya bergantung pada komposisi kimia bahan bakar dan lingkungan referensi. Nilai ini seringkali dapat ditemukan dalam tabel standar atau dihitung menggunakan korelasi. Salah satu pendekatan yang umum digunakan dalam banyak studi adalah mengaproksimasi eksergi kimia bahan bakar sebagai fungsi dari LHV (*Lower Heating Value*) (Haouam et al., 2019) seperti pada Persamaan 40, di mana γ_f adalah faktor eksergi yang nilainya sedikit lebih besar dari satu untuk bahan bakar hidrokarbon umum seperti gas alam.

Efisiensi eksergi ruang bakar (ϵ_{CC}) didefinisikan sebagai rasio antara eksergi aliran gas panas yang keluar (produk) terhadap total eksergi yang masuk (bahan bakar), yang terdiri dari eksergi bahan bakar dan eksergi udara bertekanan (Qi & Huang, 2022). "Bahan bakar" eksergi adalah $\dot{E}x_a + \dot{E}x_f$, di mana eksergi bahan bakar mencakup komponen fisik dan kimianya. "Produk" eksergi adalah eksergi dari aliran gas panas bertekanan tinggi yang keluar menuju turbin, $\dot{E}x_g$. Dengan demikian persamaannya adalah:

$$\epsilon_{CC} = \frac{\dot{E}x_g}{\dot{E}x_a + \dot{E}x_f} \quad (2.36)$$

di mana:



- $\dot{E}x_g$: Laju aliran eksergi gas hasil pembakaran (kW).
- $\dot{E}x_a$: Laju aliran eksergi udara masuk (kW).
- $\dot{E}x_f$: Laju aliran eksergi bahan bakar yang masuk (kW).

2.5.5 Persamaan Eksergi Turbin Ekspander

Turbin berfungsi untuk mengekstraksi kerja dari gas panas bertekanan tinggi yang berasal dari ruang bakar. Dalam analisis eksergi, "bahan bakar" untuk turbin adalah laju eksergi gas panas yang masuk ($\dot{E}x_3$), dan "produk"-nya adalah kerja poros yang dihasilkan ($\dot{W}_T$). Laju eksergi gas buang yang keluar ($\dot{E}x_4$) dianggap sebagai kehilangan eksergi (*eksergi loss*) atau input untuk komponen hilir (seperti HRSG dalam siklus kombinasi). Persamaan destruksi eksergi untuk turbin ($\dot{E}_{D,T}$ atau $\dot{I}_T$) diturunkan dari neraca eksergi sebagai berikut (Chand et al., 2013):

$$\dot{E}_{D,T} = (\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4) - \dot{W}_T \quad (2.37)$$

Temperatur Masuk Turbin (*Turbine Inlet Temperature*, TIT) adalah salah satu parameter operasional paling penting yang menentukan kinerja dan efisiensi siklus turbin gas. Peningkatan TIT secara langsung meningkatkan kandungan entalpi dan eksergi gas yang masuk ke turbin, sehingga memungkinkan ekstraksi kerja yang lebih besar (Chand et al., 2013). Studi parametrik secara konsisten menunjukkan bahwa peningkatan TIT dapat mengurangi laju destruksi eksergi relatif di dalam turbin itu sendiri dan meningkatkan efisiensi eksergetiknya (Abd El-Maksoud et al., 2022). Hal ini terjadi karena pada temperatur yang lebih tinggi, penurunan entalpi per unit kenaikan entropi menjadi lebih besar. Namun, batas atas TIT sangat ditentukan oleh kapabilitas material sudu-sudu turbin untuk menahan temperatur dan tekanan tinggi secara berkelanjutan (Younus Hamid et al., 2020).

Dalam kasus turbin, "produk" yang diinginkan adalah kerja output ($\dot{W}_T$), sedangkan "bahan bakar" eksergi adalah eksergi yang dilepaskan oleh fluida kerja selama proses ekspansi ($\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4$) (Khaljani et al., 2015). Dengan demikian, efisiensi eksergi untuk turbin (ϵ_T) didefinisikan sebagai:

$$\epsilon_T = \frac{\dot{W}_T}{\dot{E}x_3 - \dot{E}x_4} \quad (2.38)$$

di mana:

- $\dot{W}_T$: Daya aktual yang dihasilkan oleh turbin (kW).
- $\dot{E}x_3$: Laju aliran eksergi gas masuk ke turbin (kW).
- $\dot{E}x_4$: Laju aliran eksergi gas keluar dari turbin (kW).

2.5.6 Persamaan Eksergi Fuel Gas Heater

Untuk mengkuantifikasi kerugian eksergi tersebut secara presisi, unit *Fuel Gas Heater* harus dipisahkan dan dianalisis sebagai **komponen eksergi tersendiri (mandiri)** dalam sebuah volume atur (*control volume*) yang spesifik. Pada komponen penukar kalor ini, tidak terdapat interaksi kerja mekanis ($\dot{W} = 0$) dan perpindahan panas ke lingkungan diasumsikan diabaikan atau beroperasi secara adiabatik ($\dot{Q} = 0$). Persamaan neraca eksergi aliran tunak untuk komponen FGH dirumuskan sebagai berikut:

$$\sum \dot{E}x_{in} = \sum \dot{E}x_{out} + \dot{E}_{D\ FGH} \quad (2.39)$$

$$\dot{E}x_{exhaust\ in} + \dot{E}x_{fuel\ in} = \dot{E}x_{exhaust\ out} + \dot{E}x_{fuel\ out} + \dot{E}_{D\ FGH} \quad (2.40)$$

Maka, laju destruksi eksergi pada komponen FGH adalah sebagai berikut:

$$\dot{E}_{D\ FGH} = (\dot{E}x_{exhaust\ in} - \dot{E}x_{exhaust\ out}) - (\dot{E}x_{fuel\ in} - \dot{E}x_{fuel\ out}) \quad (2.41)$$

$$\dot{E}_{D\ FGH} = \dot{m}_{exhaust} (e_{x\ exhaust\ in} - e_{x\ exhaust\ out}) - \dot{m}_{fuel} (e_{x\ fuel\ out} - e_{x\ fuel\ in}) \quad (2.42)$$

di mana:

- $\dot{E}_{D\ FGH}$ = laju destruksi eksergi di dalam *Fuel Gas Heater* (kW)
- $\dot{m}_{exhaust}$ = laju aliran massa gas buang ekstraksi (kg/s)
- $\dot{m}_{fuel}$ = laju aliran massa bahan bakar gas (kg/s)
- e_x = eksergi spesifik fisik dari masing-masing aliran pada sisi masuk (*in*) dan keluar (*out*) (kJ/kg)

2.5.7 Hubungan Teknologi Pinch dengan Pengurangan Ireversibilitas Termodinamika

Dalam mengevaluasi performa sistem termal, Hukum Kedua Termodinamika menegaskan bahwa semua proses aktual yang terjadi di alam bersifat ireversibel karena adanya efek disipatif internal seperti gesekan, ekspansi tak tertahan, dan perpindahan panas melintasi perbedaan temperatur yang terbatas. Ireversibilitas ini tidak menghilangkan energi dari sistem, melainkan mendegradasi kualitas energi tersebut dengan menghancurkan kemampuannya untuk melakukan kerja yang berguna (Moran et al., 2011).

Pada perangkat penukar kalor (*heat exchanger*), sumber utama dari ireversibilitas eksternal dikontribusikan oleh fenomena perpindahan panas dari aliran fluida panas (*hot stream*) menuju aliran fluida dingin (*cold stream*) melewati gradien temperatur tertentu. Secara mikroskopis, laju pembangkitan entropi lokal ($\dot{S}_{gen}$) seperti pada persamaan 2.28 di dalam komponen penukar kalor berbanding lurus dengan besarnya perbedaan temperatur operasional antara kedua aliran fluida yang saling berinteraksi termal. Jika perbedaan temperatur antara gas buang dan bahan bakar gas dibiarkan terlalu besar, fluks entropi yang terbentuk akan semakin

masif, yang menandakan terjadinya penurunan kualitas energi secara ekstrem di dalam struktur perpindahan panas tersebut (Moran et al., 2011)

Di sinilah letak peran esensial dari penerapan teknologi pinch sebagai instrumen integrasi proses yang terstruktur. Analisis pinch bekerja dengan memetakan seluruh karakteristik termal aliran fluida dan membatasi wilayah perpindahan energi melalui penetapan nilai selisih temperatur minimum. Dengan mengondisikan batas Delta T_{min} yang optimal di sekitar area leher botol termodinamika (*pinch point*), teknologi ini secara sistematis mengeliminasi perpindahan panas pada beda temperatur yang terlalu mencolok di seluruh jaringan penukar kalor (*heat exchanger network*). Pengondisian gap temperatur yang minimal ini secara proaktif menekan laju pembangkitan entropi hingga ke level serendah mungkin, membawa mekanisme pertukaran kalor berjalan sedekat mungkin dengan kondisi ideal perpindahan panas reversibel (Kemp & Lim, 2020).

2.5.8 Dampak Thermal Matching terhadap Penurunan Destruksi Eksergi

Konsep minimalisasi ireversibilitas melalui pembatasan nilai Delta T_{min} secara fungsional diwujudkan melalui pencapaian *thermal matching* (kesesuaian profil termal) yang presisi di antara aliran fluida kerja. Dalam metodologi pinch, karakteristik ini dianalisis dengan mengonstruksikan Kurva Komposit Aliran Panas (*Hot Composite Curve / HCC*) dan Kurva Komposit Aliran Dingin (*Cold Composite Curve / CCC*) pada diagram perbandingan Temperatur-Entalpi (T-H) (Kemp & Lim, 2020).

Kondisi *thermal matching* yang superior tercapai ketika kemiringan geometris dari kedua kurva tersebut—yang dipengaruhi oleh nilai kapasitas laju alir panas fluida berjalan saling sejajar dan berhimpitan secara konsisten pada jarak vertikal yang mendekati batas Delta T_{min}. Pencapaian derajat *thermal matching* yang tinggi ini memiliki implikasi matematis langsung terhadap penurunan laju pemusnahan atau destruksi eksergi di dalam unit penukar kalor. Berdasarkan Teorema Gouy-Stodola, kuantitas eksergi yang hancur di dalam suatu volumeatur berbanding lurus dengan laju generasi entropi total sistem ($\dot{S}_{gen}$) dikalikan dengan temperatur absolut pada keadaan mati lingkungan referensi (T₀), seperti pada persamaan 2.28.

Ketika profil temperatur antara gas buang (*hot stream*) dan bahan bakar gas murni (*cold stream*) terintegrasi secara harmonis melalui *thermal matching* yang baik, fluktuasi gradien suhu yang tajam di sepanjang permukaan perpindahan panas dapat dihindari. Reduksi penyimpangan gradien suhu lokal ini secara otomatis memitigasi akumulasi nilai ($\dot{S}_{gen}$) di dalam peralatan. Sesuai dengan korelasi linear Teorema Gouy-Stodola, penurunan variabel

($\dot{S}_{gen}$) akan menurunkan nilai $\dot{E}_D$ pada unit *heat exchanger* secara proporsional (Kemp & Lim, 2020).

2.6 Plant Heat Rate

Dalam industri pembangkitan listrik, efisiensi termal seringkali diekspresikan dalam bentuk *Heat Rate* (Laju Kalor). *Heat Rate* adalah ukuran seberapa efisien sebuah pembangkit mengubah energi kimia dalam bahan bakar menjadi energi listrik. Secara definisi, *heat rate* adalah jumlah energi termal (dalam satuan seperti kJ atau Btu) yang dibutuhkan untuk menghasilkan satu unit energi listrik (biasanya satu kilowatt-jam atau kWh). Oleh karena itu, *heat rate* yang lebih rendah menunjukkan efisiensi yang lebih tinggi. Metrik yang paling relevan untuk mengevaluasi kinerja pembangkit secara keseluruhan adalah *Net Plant Heat Rate* (NPHR). NPHR memperhitungkan total input energi termal dari bahan bakar dan membaginya dengan output daya listrik *neto* yang dikirim ke jaringan listrik. Formulasi matematis dasar untuk NPHR adalah sebagai berikut (Kiamah, 2003):

$$NPHR = \frac{\dot{m}_f \cdot LHV}{W_{net}} \quad (2.39)$$

di mana:

- $\dot{m}_f$ = Laju aliran massa bahan bakar (kg/s)
- LHV = Nilai kalor rendah bahan bakar (kJ/kg)
- W_{net} = Daya listrik netto yang dihasilkan pembangkit (kW)

NPHR memiliki hubungan terbalik langsung dengan efisiensi neto pembangkit (η_{net}). Hubungan ini diberikan oleh faktor konversi sederhana. Jika NPHR dinyatakan dalam kJ/kWh, maka efisiensinya adalah (Sahin et al., 2016):

$$\eta_{net} = \frac{NPHR \text{ (kJ/kWh)}}{3600 \text{ kJ/kWh}} \quad (2.40)$$

Penting untuk membedakan antara metrik "Gross" dan "Net". *Gross Heat Rate* dan *Gross Efficiency* hanya mempertimbangkan daya yang dihasilkan di terminal generator (P_{gross}). Namun, setiap pembangkit listrik mengonsumsi sebagian dari daya yang dihasilkannya untuk menjalankan peralatannya sendiri, seperti pompa, kipas, dan sistem kontrol. Konsumsi internal ini disebut *auxiliary consumption* atau beban parasitik (P_{net}). Output daya neto adalah selisih antara daya bruto dan konsumsi *auxiliary* ($P_{net} = P_{gross} - P_{aux}$). Oleh karena itu, NPHR, yang menggunakan P_{net} sebagai penyebutnya, merupakan indikator yang jauh lebih akurat mengenai kinerja pembangkit dari perspektif sistem kelistrikan dan ekonomi, karena ini adalah daya yang

benar-benar dapat dijual (Sahin et al., 2016)



Salah satu aspek paling krusial dan seringkali menjadi sumber kebingungan dalam perhitungan *heat rate* adalah basis nilai kalor bahan bakar yang digunakan: *Lower Heating Value* (LHV) atau *Higher Heating Value* (HHV). Perbedaan antara keduanya terletak pada perlakuan terhadap panas laten penguapan air (H₂O) yang terbentuk sebagai produk pembakaran. Gas alam, bahan bakar utama PLTGU, kaya akan hidrogen. HHV (nilai kalor atas) mengasumsikan bahwa seluruh uap air dalam gas buang terkondensasi menjadi cair, sehingga melepaskan energi panas latennya. Sebaliknya, LHV (nilai kalor bawah) mengasumsikan bahwa uap air tetap dalam fase gas dan panas latennya tidak dapat dipulihkan (Ibrahim et al., 2011). Karena temperatur gas buang dari cerobong PLTGU selalu jauh di atas titik embun air, LHV sering dianggap sebagai representasi yang lebih realistis dari energi yang benar-benar dapat dimanfaatkan dalam siklus. Namun, standar pelaporan bervariasi secara global. Di Amerika Utara, HHV sering digunakan, sementara di Eropa dan banyak bagian lain dunia, LHV adalah norma. Perbedaan ini tidak bisa dianggap sepele; untuk gas alam, nilai HHV sekitar 10-11% lebih tinggi dari LHV. Akibatnya, efisiensi yang dilaporkan berbasis LHV akan secara numerik lebih tinggi daripada efisiensi pembangkit yang sama yang dilaporkan berbasis HHV. Kegagalan untuk secara eksplisit menyatakan basis yang digunakan dapat menyebabkan perbandingan kinerja yang tidak valid dan kesimpulan yang keliru. Oleh karena itu, setiap analisis kinerja yang kredibel harus dengan jelas mendefinisikan basis nilai kalor yang digunakan (Zhiqiang Pan, 2020).

Hubungan fundamental antara pemanasan awal bahan bakar gas (*fuel gas heater*) dan penurunan *heat rate* dapat ditinjau dari neraca massa dan energi pada ruang bakar (*combustion chamber*). Ketika bahan bakar gas alam dilewatkan melalui FGH sebelum memasuki ruang bakar, temperatur gas meningkat dari temperatur suplai awal. Peningkatan temperatur ini secara langsung menaikkan entalpi spesifik sensibel dari bahan bakar tersebut. Dengan masuknya bahan bakar berentalpi tinggi, energi termal tambahan yang diperlukan dari proses pemutusan ikatan kimia bahan bakar untuk mencapai Temperatur Masuk Turbin atau *Turbine Inlet Temperature* (TIT) yang ditargetkan menjadi lebih sedikit. Konsekuensi logisnya adalah terjadinya penurunan laju aliran massa bahan bakar yang dikonsumsi oleh ruang bakar (Yang et al., 2025).

Penurunan laju aliran massa bahan bakar inilah yang secara langsung memengaruhi nilai NPHR. Berdasarkan Persamaan (2.40). Apabila nilai $\dot{m}_f$ mengecil sementara nilai kalor bawah bahan bakar konstan, maka pembilang pada persamaan tersebut akan mengecil, yang secara matematis otomatis menurunkan nilai NPHR (artinya efisiensi neto pembangkit meningkat).

Oleh karena itu, evaluasi performa pada turbin gas GE series 09HA.02 dalam penelitian ini menempatkan *Net Plant Heat Rate* sebagai parameter penentu utama. Penurunan nilai NPHR menjadi bukti komprehensif bahwa penambahan entalpi pada bahan bakar melalui pemanfaatan panas sisa benar-benar memberikan keuntungan termodinamika netto bagi siklus keseluruhan, tanpa mengorbankan kapasitas daya output yang dikirimkan ke jaringan listrik.

2.7 Specific Fuel Consumption

Specific Fuel Consumption (SFC) atau konsumsi bahan bakar spesifik merupakan salah satu parameter fundamental dalam mengevaluasi unjuk kerja termodinamika dan kelayakan ekonomi suatu sistem pembangkit listrik tenaga gas (PLTG). Secara definitif, SFC mengkuantifikasi laju aliran massa bahan bakar yang harus dikonsumsi oleh sistem untuk membangkitkan satu satuan daya listrik netto pada periode waktu tertentu (Udeh & Udeh, 2019). Parameter ini berfungsi sebagai jembatan analitis antara efisiensi termal siklus dengan nilai ekonomi pembangkit, mengingat biaya pengadaan bahan bakar gas alam menyumbang porsi dominan dalam total pengeluaran operasional atau *Operating Expenditure* (OPEX) suatu fasilitas pembangkitan (Hatem et al., 2025).

Secara matematis, SFC dihitung berdasarkan rasio antara laju aliran massa bahan bakar aktual yang diinjeksikan ke dalam ruang bakar (*combustion chamber*) terhadap keluaran daya listrik netto (*net power output*) yang dihasilkan oleh turbin gas dikurangi pemakaian sendiri (*auxiliary power*). Persamaan SFC dirumuskan sebagai berikut:

$$SFC = \frac{\dot{m}_f}{W_{net}} \quad (2.41)$$

di mana:

- SFC = konsumsi bahan bakar spesifik (kg/kWh)
- $\dot{m}_f$ = laju aliran massa bahan bakar (kg/h)
- W_{net} = daya netto yang dibangkitkan oleh sistem (kW)

Nilai SFC memiliki korelasi yang berbanding terbalik dengan efisiensi termal pembangkit. Semakin tinggi tingkat efisiensi siklus Brayton, maka semakin rendah nilai SFC yang dihasilkan (Ashraf et al., 2026). Penurunan angka SFC mengindikasikan bahwa pembangkit mampu mengonversi energi kimia dari bahan bakar menjadi energi mekanis dan daya listrik dengan tingkat irreversibilitas dan kerugian termal (*heat losses*) yang sangat minim.

Dalam konteks modifikasi siklus, seperti penerapan sistem *waste heat recovery* melalui pemanas bahan bakar gas (*fuel gas heater*), tingkat keberhasilan optimasi tidak boleh hanya dievaluasi secara parsial melalui kenaikan temperatur awal bahan bakar. Peningkatan entalpi

bahan bakar tersebut harus divalidasi secara komprehensif dengan terjadinya penurunan nilai SFC yang signifikan pada titik pembebanan (*load*) yang sama (Yang et al., 2025). Dengan tercapainya reduksi SFC, efisiensi operasional pembangkit dapat diklaim berhasil, yang secara simultan juga akan menekan intensitas emisi gas rumah kaca (CO₂) per satuan energi listrik yang dihasilkan ke lingkungan.

2.8 Analisis Ekonomi Teknik Sederhana Sistem Termal

Perancangan dan modifikasi pada sistem termal pembangkit listrik tidak hanya dievaluasi berdasarkan aspek kelayakan termodinamika (Hukum Pertama dan Kedua Termodinamika), melainkan wajib dilengkapi dengan analisis ekonomi teknik (*engineering economics*). Integrasi teknologi pemulihan panas sisa melalui komponen penukar kalor seperti *Fuel Gas Heater* (FGH) secara fundamental mengubah dua struktur biaya utama proyek, yaitu biaya investasi awal dan biaya operasional berkala. Analisis ekonomi teknik memberikan landasan rasional untuk menilai apakah penghematan energi teknis yang dicapai sebanding dengan pengeluaran finansial yang dikeluarkan sepanjang siklus hidup pembangkit (Udeh & Udeh, 2019).

2.8.1 Capital Expenditure (CAPEX)

Capital Expenditure (CAPEX) atau biaya kapital didefinisikan sebagai total investasi modal awal yang dialokasikan untuk pengadaan fisik, transportasi, instalasi, konstruksi, hingga proses komisioning suatu perangkat baru di dalam sistem pembangkit. Dalam kerangka integrasi *Fuel Gas Heater* pada turbin gas GE 09HA.02, komponen CAPEX utama bersumber dari harga pengadaan unit *heat exchanger* itu sendiri. Secara teknis, nilai CAPEX peralatan penukar kalor berkorelasi linear dan sangat sensitif terhadap luas permukaan perpindahan panas yang diperlukan. Luas permukaan tersebut diturunkan dari beban perpindahan panas sistem yang dirumuskan melalui fungsi berikut (Yang et al., 2025):

$$\text{CAPEX} = f(A) \quad (2.42)$$

$$A = \frac{Q}{U \cdot \Delta T_{LMTD}} \quad (2.43)$$

di mana:

- CAPEX = biaya kapital investasi awal (Rupiah atau USD)
- A = luas permukaan perpindahan panas penukar kalor (m^2)
- Q = laju perpindahan panas keseluruhan di dalam *heater* (kW)
- U = koefisien perpindahan panas menyeluruh ($kW/(m^2 \cdot K)$)
- ΔT_{LMTD} = beda temperatur rata-rata logaritmik antara kedua fluida (K)

Estimasi biaya kapital penukar kalor ini umumnya dihitung menggunakan metode kapasitas biaya (*cost-capacity method*) atau fungsi indeks harga komersial baku yang menyesuaikan jenis material tube/shell, batasan tekanan kerja, serta luasan area efektif peralatan.

2.8.2 Operating Expenditure (OPEX)

Operating Expenditure (OPEX) atau biaya operasional merepresentasikan pengeluaran rutin harian yang dibutuhkan untuk mengoperasikan dan memelihara sistem pembangkitan. Pada industri pembangkit listrik tenaga gas, komponen terbesar dari OPEX adalah biaya pengadaan bahan bakar gas alam (Hatem et al., 2025). Laju pengeluaran OPEX untuk bahan bakar secara spesifik dihitung melalui persamaan:

$$OPEX_{Fuel} = \dot{m}_f c_{gas} t_{operasi} \quad (2.44)$$

di mana:

- $OPEX_{Fuel}$ = pengeluaran biaya operasional bahan bakar per tahun
- $\dot{m}_f$ = laju aliran massa konsumsi bahan bakar gas alam (kg/jam)
- c_{gas} = harga satuan komersial gas alam
- $t_{operasi}$ = total jam operasional pembangkit dalam satu tahun

Di sisi lain, integrasi komponen FGH baru di dalam saluran gas buang menimbulkan konsekuensi mekanis berupa penurunan tekanan (*pressure drop*) pada sisi aliran fluida. Penurunan tekanan pada sisi gas buang memicu fenomena tekanan balik (*backpressure*) yang membebani kerja turbin ekspander, sedangkan *pressure drop* pada sisi bahan bakar gas menuntut konsumsi daya pompa/kompresor pengondisi yang lebih tinggi. Kerugian daya mekanis netto akibat hambatan aliran ini diklasifikasikan sebagai biaya operasi tambahan yang bersifat sebagai penalti ekonomi dan wajib dikurangkan dalam perhitungan.

2.8.3 Indikator Keekonomian Sederhana

Untuk mengevaluasi tingkat kelayakan finansial dari modifikasi FGH, digunakan tiga indikator ekonomi sederhana (Yang et al., 2025):

1. Penghematan Bahan Bakar (*Fuel Saving*): merupakan selisih penurunan kuantitas massa gas alam yang dikonsumsi ruang bakar antara kondisi eksisting (*baseline*) dengan kondisi setelah pemasangan FGH pada beban operasi yang sama.

$$\Delta \dot{m}_f = \dot{m}_{f \text{ baseline}} - \dot{m}_{f \text{ modif}} \quad (2.45)$$

2. Penghematan Tahunan (*Annual Saving*): Nilai keuntungan bersih dalam satu tahun yang diperoleh dari valuasi moneter penghematan bahan bakar setelah dikurangi penalti biaya operasi akibat adanya rugi-rugi *pressure drop* pada sistem penukar kalor, yaitu:

$$\text{Annual Saving} = OPEX_{\text{Fuel}} - OPEX_{\text{tambahan}} \quad (2.46)$$

di mana Annual Saving dinyatakan dalam satuan Rupiah/tahun atau USD/tahun.

3. Masa Pengembalian Modal Sederhana (*Simple Payback Period* - SPP): Indikator yang mengukur jangka waktu yang diperlukan oleh sistem untuk dapat mengembalikan seluruh modal investasi awal (CAPEX) melalui akumulasi aliran penghematan biaya operasional tahunan murni. Persamaan SPP dirumuskan sebagai berikut:

$$\text{SPP} = \frac{\text{CAPEX}}{\text{Annual Saving}} \quad (2.47)$$

di mana SPP dinyatakan dalam satuan tahun. Nilai SPP yang semakin kecil menunjukkan tingkat risiko investasi yang rendah dan kelayakan ekonomi proyek yang semakin tinggi.

2.8.4 Hubungan Antara Efisiensi Termodinamika dan Biaya

Prinsip utama dalam ekonomi teknik sistem termal menetapkan bahwa desain optimum suatu sistem pembangkit tidak serta-merta dicapai pada titik efisiensi termodinamika tertinggi semata (Udeh & Udeh, 2019). Peningkatan efisiensi termal Hukum Pertama dan efisiensi eksergetik Hukum Kedua merupakan parameter teknis yang sangat bergantung pada minimalisasi selisih temperatur *pinch*.

Korelasi kompromi (*trade-off*) yang ketat terjadi di antara batas teknis dan batas finansial tersebut:

- Apabila desain dipaksakan untuk mengejar efisiensi tertinggi, nilai $\Delta T_{\min}$ di dalam FGH harus ditekan sekecil mungkin mendekati nol. Kondisi ini meminimalkan laju destruksi eksergi dan memaksimalkan penghematan bahan bakar (OPEX terendah). Namun, gap temperatur yang mengecil mendekati nol secara matematis memaksa ukuran luas permukaan (A) penukar kalor melonjak menuju tak terhingga, yang menyebabkan biaya kapital (CAPEX) membengkak ekstrem dan tidak layak secara ekonomi.
- Sebaliknya, jika nilai $\Delta T_{\min}$ dirancang terlalu besar untuk menekan ukuran dimensi fisik dan meminimalkan biaya investasi awal (CAPEX terendah), kuantitas panas buang yang dapat diserap bahan bakar menjadi sangat tidak optimal. Dampaknya, efisiensi termal siklus merosot dan konsumsi bahan bakar jangka panjang tetap tinggi (OPEX membengkak).

Oleh karena itu, optimasi berbasis *pinch technology* dalam penelitian ini berfungsi sebagai alat pencari titik temu optimum (*compromise point*). Desain terbaik berada pada koordinat nilai ΔT_{min} yang menghasilkan total biaya minimum (*minimum total cost*)—gabungan antara depresiasi CAPEX penukar kalor dan pengeluaran operasional OPEX bahan bakar—atau yang menghasilkan waktu pengembalian modal (*simple payback period*) yang paling singkat dan rasional bagi industri pembangkitan listrik aktual.



