

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Pengoperasian PLTU

Pengoperasian pembangkit listrik yang efisien selalu penting untuk menjaga kehandalan pembangkit. Kemajuan dalam desain material memungkinkan para peneliti untuk merancang PLTU dengan tekanan dan suhu uap yang lebih tinggi. Ukuran unit pembangkit juga meningkat seiring dengan meningkatnya permintaan energi listrik. Peningkatan suhu, tekanan uap dan ukuran unit hampir dipastikan meningkatkan efisiensi pembangkit. Kemajuan dalam menghasilkan efisiensi dan heat rate yang lebih rendah (jumlah panas yang dibutuhkan untuk menghasilkan kilowatt-jam) berlanjut hingga akhir 1960-an.

Efisiensi sistem mulai menurun pada titik ini. Unit baru yang besar yang dibawa ke layanan lebih efisien daripada pendahulunya, tetapi mereka tidak berkinerja sebaik yang diharapkan sehubungan dengan ketersediaan. Ukuran besar, peralatan baru, dan kurangnya operasi dan pemeliharaan pengalaman dengan unit-unit ini semuanya berkontribusi pada ketersediaan yang lebih rendah. Hal ini mengakibatkan ketergantungan pada unit yang lebih tua dan pada turbin gas yang digunakan oleh utilitas telah dipasang untuk memenuhi permintaan listrik yang meningkat sementara unit-unit besar sedang dibangun. Akibatnya, tarif dan efisiensi pabrik mulai memburuk. (Adibhatla & Kaushik, 2014)

Kendala seperti jenis bahan bakar, ukuran unit, dan lokasi geografis akan cenderung membatasi efisiensi keseluruhan unit dan peningkatan efisiensi yang dapat dilakukan.

Faktor dalam meningkatkan dan mempertahankan efisiensi tinggi adalah *performance test*. Panduan untuk tes telah dikembangkan dan diterbitkan untuk hampir setiap pembangkit listrik oleh American Society of Mechanical Engineers Kode Uji Kinerja (PTC) adalah standar industri, dan jaminan kinerja adalah biasanya berdasarkan kode-kode ini. Sementara beberapa pengujian pembangkit listrik rutin tidak membutuhkan ketelitian dan keakuratan PTC, tes ini sering menjadi referensi yang bagus untuk yang menjadi dasar tes rutin. Jika kinerja yang dijamin akan digunakan sebagai tolok ukur untuk kinerja unit, beberapa referensi dan konsistensi dengan ini *PTC code* diperlukan. (Abbas et al., 2020)

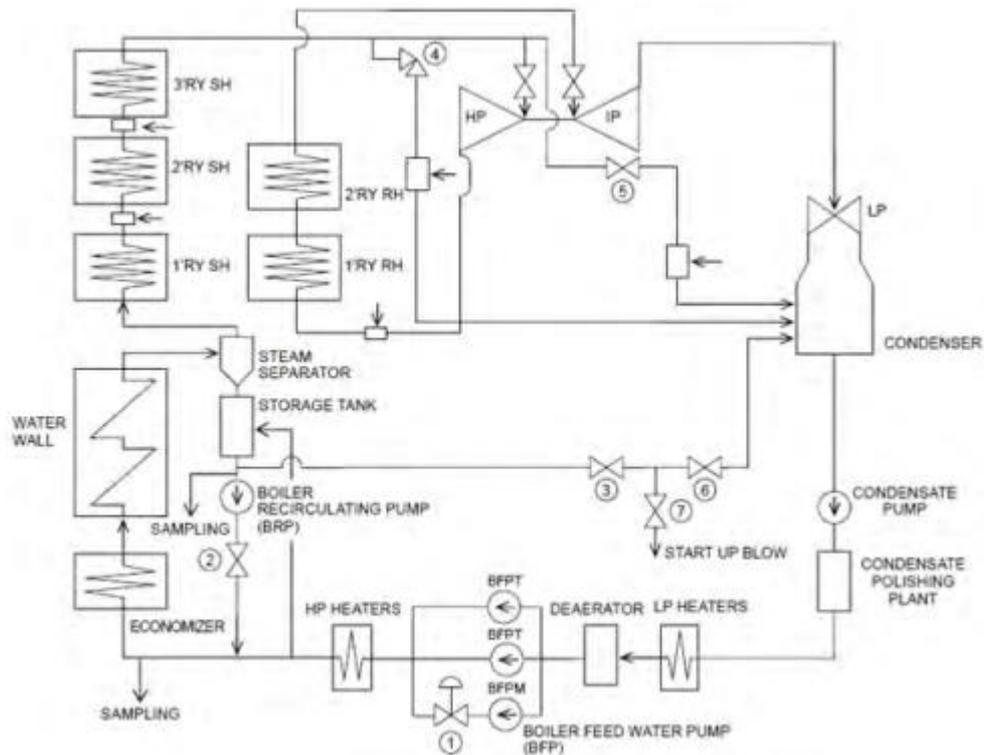
Ada banyak variasi yang berbeda dalam desain dan peralatan pembangkit. Prinsip-prinsip pengujian dengan beberapa metode juga digunakan. Tujuannya adalah untuk membantu

engineer merancang program pengujian kinerja khusus untuk pembangkit. Program ini harus didasarkan pada desain pabrik dan peralatannya, tujuan pengujian, akurasi yang diinginkan, tingkat upaya, dan biaya.

2.2 Proses PLTU

Siklus Operasi Pembangkit listrik tenaga uap berbahan bakar batu bara yang umum dapat ditunjukkan pada Gambar 2.1. Pada PLTU batubara memasuki pulverizer dan dihancurkan menjadi bubuk atau dihaluskan, di dalam *pulverizer* batubara dicampur dengan udara primer masuk dari *forced draft fan*. Campuran bahan bakar halus dan udara masuk boiler pada tekanan tinggi akan terbakar di dalam *furnace*. (Laković et al., 2016) Air berasal dari *Boiler feed pump* memasuki boiler melalui deaerator untuk menghilangkan noncondensable gas. Air yang sudah melalui pengolahan kemudian pergi ke *heat exchanger* di boiler yaitu economizer. Air dipanaskan di economizer sebelum melewati *water wall* ke *separator* di mana air berada dipisahkan dari uap. Uap masuk ke superheater di mana tekanan dan suhunya dinaikkan ke temperature yang lebih tinggi. Uap kemudian dilewatkan melalui *valve* ke turbin tekanan tinggi (*valve* ini mengontrol torsi turbin dan selanjutnya generator), turbin biasanya menghasilkan tenaga mekanik dari gabungan tiga turbin, turbin HP (tekanan tinggi), turbin IP tekanan menengah dan LP turbin tekanan rendah. Energi uap yang dikeluarkan dari HP turbin melewati *reheater* untuk pemanasan lebih lanjut sebelum dimasukkan ke turbin tekanan menengah dan rendah, energi mekanik yang diperoleh turbin digunakan untuk menggerakkan

rotor generator, dari putaran mekanis rotor dan medan magnet kopling dari exciter, tegangan kemudian diinduksi dalam belitan stator menurut hukum Faraday.



Gambar 2.1 Siklus PLTU

2.3 PLTU Superkritis

Sifat boiler superkritis adalah bahwa fluida mengalir dari *boiler feed pump* ke turbin hanya sekali. Dengan kata lain, tidak ada drum di boiler SC untuk resirkulasi air. Ketel SC memiliki drum pemisah, bukan steam drum. Di dalam boiler *once through*, *boiler feed pump* dan *valve throttle* turbin digunakan terutama untuk mengontrol aliran uap di boiler, dan selanjutnya output daya listrik dari generator. Suhu *heat exchanger* di boiler dikendalikan dengan berbagai metode. Misalnya, suhu uap di superheater dikendalikan oleh laju pembakaran bahan bakar dan diatur oleh attemperator, dan suhu reheater dikendalikan oleh resirkulasi gas. Pembangkit listrik SC lebih efisien dibandingkan dengan pembangkit konvensional. (R. Kumar et al., 2019) Oleh karena itu, boiler SC harus dibangun untuk kapasitas yang sangat besar untuk menutupi persentase *load demand* yang berarti bahwa grid harus cukup besar. Namun, bahan baku dalam boiler superkritis dipastikan lebih mahal karena harus dirancang untuk beroperasi

pada tekanan tinggi. Beberapa aspek lain dari pembangkit listrik superkritis di atas pembangkit listrik subkritis adalah:

- 1- Konsumsi bahan bakar lebih sedikit karena terdapat peningkatan efisiensi.
- 2- Menurunkan emisi CO₂ karena berkurangnya pembakaran bahan bakar. Perbaikan dalam efisiensi menyebabkan pembakaran bahan bakar yang lebih rendah untuk menghasilkan jumlah daya yang sama. (10% peningkatan efisiensi berarti pengurangan lebih dari 25% dalam emisi CO₂). (Rasheed et al., 2021)
- 3- Lebih mudah diintegrasikan dengan sistem penangkapan dan penyimpanan CO₂.
- 4- Lebih fleksibel untuk beroperasi dalam mode tekanan konstan atau geser yang meningkatkan pabrik dinamika, pengurangan stres pada peralatan, dan efisiensi bahkan pada beban parsial.
- 5- Respon cepat karena perubahan beban yang membuatnya cocok tidak hanya untuk operasi beban dasar

Klasifikasi boiler berdasarkan tekanan dan temperaturnya:

a. Subcritical

Tekanan : 16.7 Mpa

Temperatur : 538°C

b. Supercritical (SC)

Tekanan : 24.1 Mpa

Temperatur : 538°C - 593°C

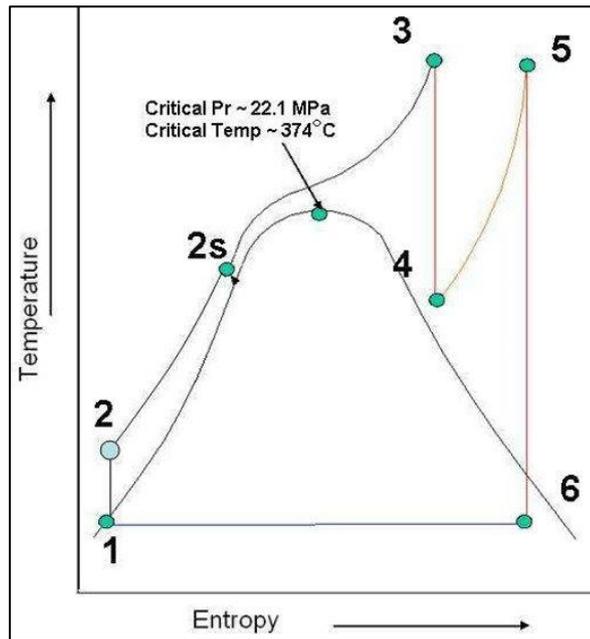
c. Ultra Supercritical (USC)

Tekanan : 24.1 – 31 Mpa

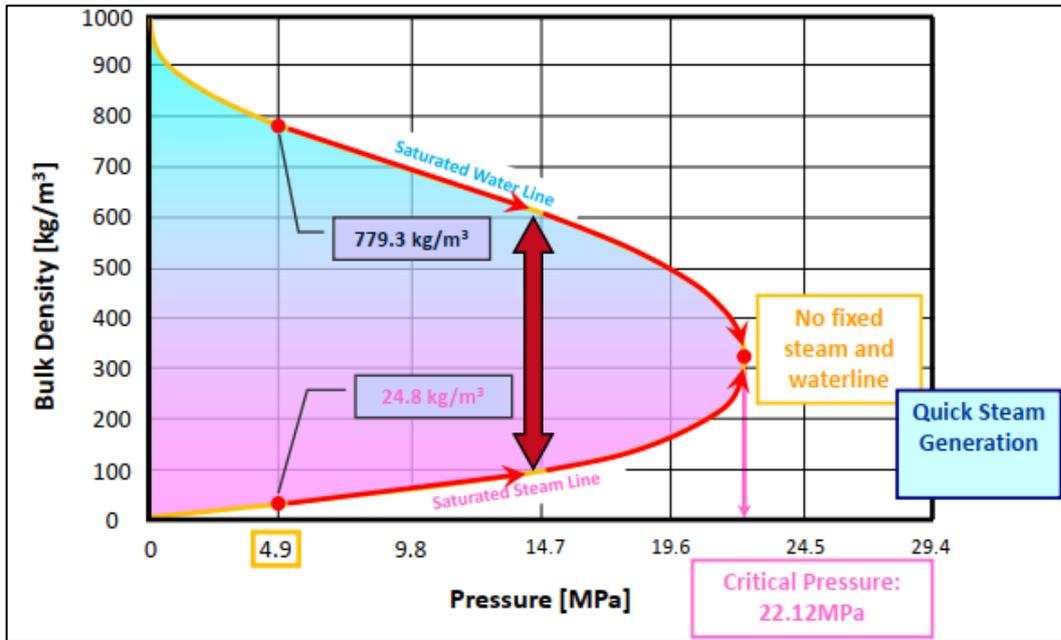
Temperatur : 593°C - 620°C

Diagram T-S rankine cycle pada boiler supercritical dapat dilihat pada gambar di bawah;

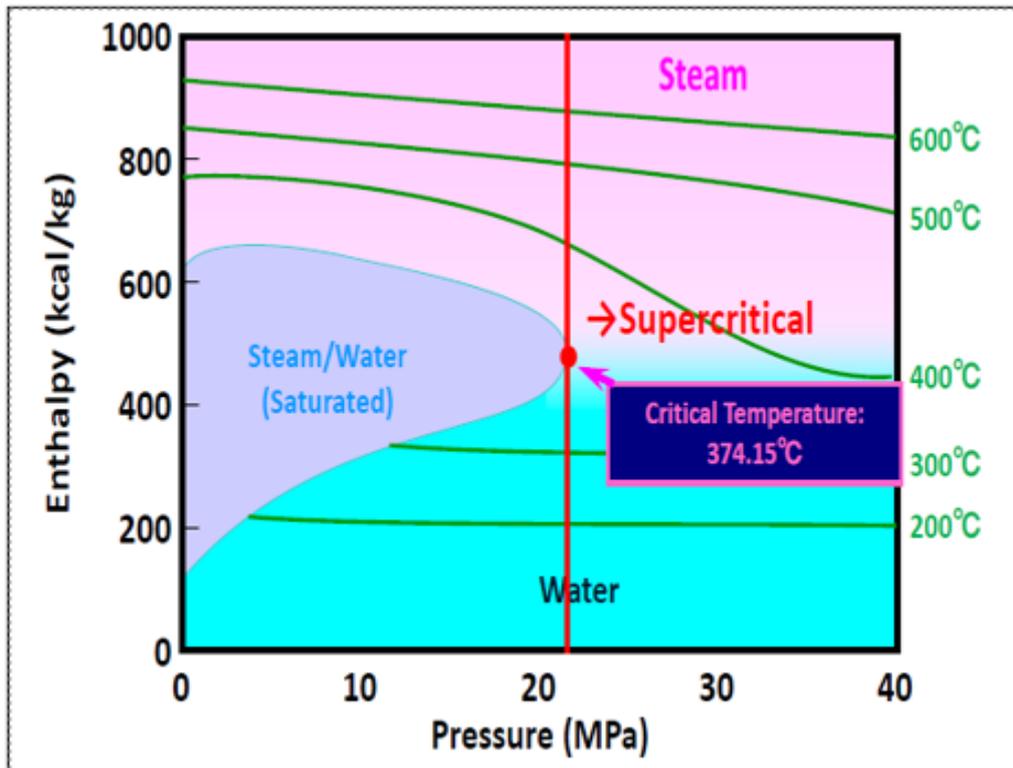
- 1 – 2 : CEP work
- 2 – 2s : Regeneration
- 2s – 3 : Boiler Superheating
- 3 – 4 : HPT expansion
- 4 – 5 : Reheating
- 5 – 6 : IPT & LPT Expansion
- 6 – 1 : Condensing



Gambar 2.2 Diagram T-S (Kolb, 2011)



Gambar 2.3 Tekanan Superkritis(Kolb, 2011)



Gambar 2.4 Pressure-enthalpy water Diagram(Kolb, 2011)

2.4 Heat Rate

Setelah desain dan konstruksi selesai, pengoperasian stasiun juga membutuhkan penggunaan keseimbangan panas untuk memastikan kinerja yang memadai dari komponen pembangkit listrik. Titik kritis dalam setiap keseimbangan panas komponen adalah semua aliran masuk dan keluar ditangani dengan isolasi nonkritis aliran, dengan analisis lengkap (pengukuran aliran, tekanan, dan suhu), atau dengan menggunakan asumsi yang konsisten (kebocoran aliran sama dengan 0,5% dll) untuk setiap perhitungan. Satu atau lebih dari pilihan ini harus diambil untuk melakukan perhitungan. Melakukan keseimbangan panas pada komponen antara lain dengan cara menemukan entalpi dan aliran untuk semua jalur masuk dan keluar. Setelah semua parameter memiliki telah ditemukan, akumulasi input dan output akan memberi kita jumlah panas atau kerja yang melintasi baseline. Dengan cara ini, kinerja alat dapat ditemukan.

2.5 Analisa Efisiensi Boiler

Efisiensi boiler adalah perbandingan antara energi uap yang dihasilkan boiler dengan energi bahan bakar yang masuk ke boiler. Ada dua cara untuk menganalisa kinerja boiler yaitu dengan metode langsung dan kerugian panas.

2.5.1 Efisiensi boiler metode langsung

Metode langsung adalah metode yang paling cepat dan mudah untuk menghitung efisiensi boiler. Pada metode ini, persentase keluaran panas total dibandingkan dengan masukan panas dihitung untuk mengetahui efisiensi boiler. Dimana perolehan energi fluida kerja (air dan uap) dibandingkan dengan kandungan energi bahan bakar boiler. Metode ini juga dikenal sebagai metode input-output, karena metode ini hanya membutuhkan keluaran energi uap dan masukan panas bahan bakar untuk menghitung efisiensi boiler. Pengukuran masukan panas membutuhkan data nilai kalori bahan bakar dan laju aliran bahan bakar dalam satuan massa atau volume, sesuai dengan sifat bahan bakar. Perhitungan boiler efisiensi dengan metode langsung menggunakan persamaan 2.

$$\eta (\%) = \frac{(m_{MS} \cdot h_{MS}) - (m_{FW} \cdot h_{FW}) - (m_{SHS} \cdot h_{SHS})}{m_f \cdot HHV} \quad (2)$$

(ASME PTC 4, 2013)

Dengan

m_{MS} : laju aliran massa *main steam* (t/h)

h_{MS} : entalpi *main steam* (kCal/kg)

m_{FW} : laju aliran massa *feedwater* (t/h)

h_{FW} : entalpi *feedwater* (kCal/kg)

m_{SHS} : laju aliran massa *spray superheater* (t/h)

h_{SHS} : entalpi *spray superheater* (kCal/kg)

m_f : laju aliran massa bahan bakar (t/h)

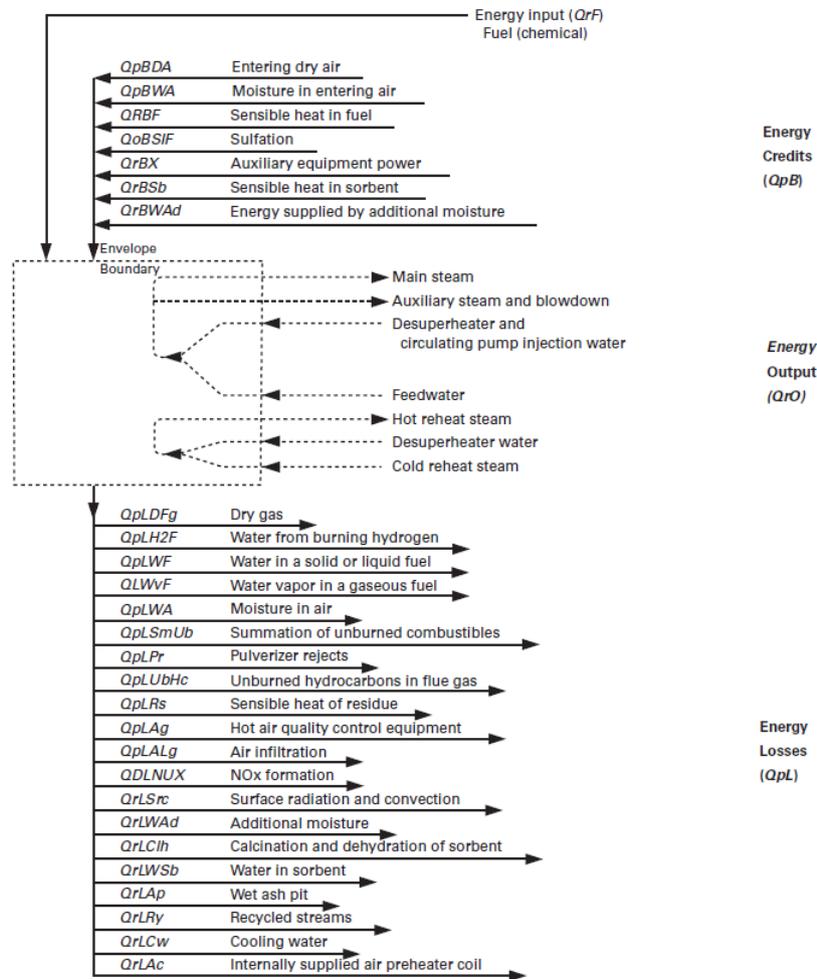
HHV : *High Heating Value* bahan bakar (kCal/kg)

Kelebihan dari metode ini adalah parameter yang diperlukan untuk perhitungan jumlahnya sedikit dan mudah diperoleh. Sedangkan kekurangan dari metode ini adalah tidak dapat mengetahui besarnya setiap kerugian yang ada pada boiler. Selain itu, akurasi pada alat ukur laju aliran massa dan nilai kalori bahan bakar akan berdampak signifikan pada akurasi perhitungan efisiensi boiler. Jika efisiensi boiler 90% dengan

kesalahan 1% dalam metode langsung akan mengakibatkan perubahan efisiensi yang signifikan, yaitu $90\% \pm 0,9\%$ atau diperoleh efisiensi boilernya 89,1% hingga 90,9%.(A. Kumar, 2018)

2.5.2 Efisiensi boiler metode kerugian panas

Kelemahan dari metode langsung dapat diatasi dengan metode ini, yang menghitung berbagai kerugian panas pada boiler. Efisiensi dapat diperoleh, dengan mengurangi total kerugian panas dari 100%. Keuntungan penting dari metode ini adalah kesalahan dalam pengukuran tidak membuat perubahan efisiensi yang signifikan, karena kerugian panas yang dihitung adalah bagian kecil dari sistem boiler. Jadi, jika kerugian boiler 10% dengan kesalahan 1% dengan metode tidak langsung akan mengakibatkan perubahan kerugian panas boiler yaitu $10\% \pm 0,1\% = 9,9\%$ hingga 10,1% atau sama dengan efisiensi boiler 89,9% hingga 90,1% (Narwal, 2017). Metode kerugian panas juga dikenal sebagai metode tidak langsung. ASME PTC-4 telah mengeluarkan standar perhitungan efisiensi boiler menggunakan metode kerugian panas, dengan revisi terakhir tahun 2013. Keseimbangan energi pada boiler seperti terlihat pada gambar 2.2.



Gambar 2.5 Keseimbangan energi pada boiler (ASME PTC 4, 2013)

Dalam penelitian ini hanya menganalisa 10 jenis kerugian yang ada pada boiler.

Perhitungan boiler efisiensi dengan kerugian panas menggunakan persamaan 3.

$$\eta (\%) = 100 - (L1 + L2 + L3 + L4 + L5 + L6 + L7 + L8 + L9 + L10) + QpB \dots (3)$$

Dengan

L1: Kerugian karena gas kering (%)

L2: Kerugian karena kadar air dalam batubara (%)

L3: Kerugian karena kadar hidrogen dalam batubara (%)

L4: Kerugian karena kadar air dalam udara pembakaran (%)

L5: Kerugian karena karbon tidak terbakar (%)

L6: Kerugian karena radiasi dan konveksi permukaan dinding boiler, nilainya sudah ditetapkan oleh pabrikan boiler (%)

L7: Kerugian yang tidak terukur, nilainya sudah ditetapkan oleh pabrikan boiler (%)

L8: Kerugian karena panas sensibel pada *bottom ash* (%)

L9: Kerugian karena panas sensibel pada *fly ash* (%)

L10: Kerugian karena terbentuknya karbon monoksida karena pembakaran tidak sempurna (%)

QpB: *Energy credit* total

Perhitungan kerugian karena gas kering menggunakan persamaan 4.

$$L1 (\%) = \frac{HDFgLvCr * MFrDFg}{HHV} * 100 \dots\dots\dots \text{Gas kering (4)}$$

Dengan

HDFgLvCr : entalpi gas kering keluar dari air pre heater (tidak termasuk kebocoran udara pada air pre heater) (kJ/kg)

MFrDFg : massa gas kering keluar dari boiler (kg/kg-fuel)

HHV : *High Heating Value* batubara (kJ/kg-fuel)

Perhitungan kerugian karena kadar air dalam batubara menggunakan persamaan

5.

$$L2 (\%) = \frac{MFrWF * (HStLvCr - Hw)}{HHV} * 100 \dots\dots\dots \text{Total Moisture (5)}$$

Dengan

MFrWF : kandungan air pada batubara (kg/kg-fuel)

HStLvCr : entalpi uap (penguapan air) keluar dari *air pre heater* (tidak termasuk kebocoran udara pada *air pre heater*) pada 1 psia (kJ/kg)

Hw : entalpi air pada temperature udara refrensi 33°C (kJ/kg)

HHV : *High Heating Value* batubara (kJ/kg-fuel)

Perhitungan kerugian karena kadar hidrogen pada batubara menggunakan persamaan 6.

$$L3 (\%) = \frac{MfrWH2F * (HStLvCr - Hw)}{HHV} * 100 \dots\dots\dots \text{Hydrogen Content(6)}$$

Dengan

MfrWH2F : kandungan air dari pembakaran hidrogen pada batubara (kg/kg-fuel)

HStLvCr : entalpi uap (penguapan air) keluar dari air pre heater (tidak termasuk kebocoran udara pada air pre heater) pada 1 psia (kJ/kg)

Hw : entalpi air pada temperature udara refrensi 33°C (kJ/kg)

HHV : *High Heating Value* batubara (kJ/kg-fuel)

Perhitungan kerugian kadar air dalam udara pembakaran menggunakan persamaan 7.

$$L4 (\%) = \frac{MFrWA * HWvLvCr}{HHV} * 100 \dots\dots\dots\text{Kadar air dalam udara(7)}$$

Dengan

MFrWA : kandungan air pada udara (kg/kg-fuel)

HWvLvCr : entalpi dari uap air saat keluar dari *air pre heater* tanpa kebocoran udara (kJ/kg)

HHV : *High Heating Value* batubara (kJ/kg-fuel)

Perhitungan kerugian karena karbon yang tidak terbakar dalam batubara menggunakan persamaan 8.

$$L5 (\%) = MpUbc * \frac{HHVCRs}{HHV} * 100 \dots\dots\dots\text{Unburn Carbon(8)}$$

Dengan

MpUbc : karbon tidak terbakar pada batubara, % mass

HHVCRs : *heating value* dari karbon yang dihasilkan sebagai residu sebesar 33.700 kJ/kg

HHV : *High Heating Value* batubara (kJ/kg-fuel)

Perhitungan kerugian karena panas sensibel pada *bottom ash* menggunakan persamaan 9.

$$L8 (\%) = \frac{xUcb * MFrR * Hcba}{HHV} * 100 \dots\dots\dots\text{Bottom Ash Sensible Heat(9)}$$

Dengan

xUcb : rasio bottom ash terhadap total ash

MFrR : massa residu abu hasil pembakaran (kg/kg-fuel)

Hcba : entalpi *bottom ash* (kJ/kg)

HHV : *High Heating Value* batubara (kJ/kg-fuel)

Perhitungan kerugian karena panas sensibel pada *fly ash* menggunakan persamaan 10.

$$L9 (\%) = \frac{xUcf * MFrR * Hcfa}{HHV} * 100 \dots\dots\dots\text{Fly Ash Sensible Heat(10)}$$

Dengan

- xUcf : rasio *fly ash* terhadap total ash
- MFrR : massa residu abu hasil pembakaran (kg/kg-fuel)
- Hcfa : entalpi *fly ash* (kJ/kg)
- HHV : *High Heating Value* batubara (kJ/kg-fuel)

Perhitungan kerugian karena terbentuknya karbon monoksida akibat pembakaran tidak sempurna menggunakan persamaan 11.

$$L10 (\%) = \frac{23630 \text{ kJ} * DVpCO * MpCb / (DVpCO + DVpCO2)}{HHV} * 100 \dots (11)$$

Dengan

- MpCb : kadar karbon yang terbakar (%/kg-fuel)
- DVpCO : kadar CO pada flue gas outlet *air preheater* (%)
- DVpCO2 : kadar CO₂ pada flue gas outlet *air preheater* (%)
- HHV : *High Heating Value* batubara (kJ/kg-fuel)

Energy credit adalah energi yang ditransfer ke dalam sistem boiler dari aliran massa yang masuk ke dalam sistem boiler, kecuali energi pembakaran dari bahan bakar serta energi dari reaksi eksotermis dalam lingkup boiler. Dalam perhitungan *energy credit* dibagi menjadi dua kategori. Kategori pertama adalah *energy credit* yang dinyatakan dalam persentase terhadap input bahan bakar dan kategori kedua adalah *energy credit* yang dihitung dan dinyatakan dalam energi per satuan waktu. Pada penelitian ini memperhitungkan *energy credit* karena aliran udara kering masuk, *energy credit* karena kadar air pada aliran udara masuk, *energy credit* karena panas sensibel pada batubara (ASME PTC 4, 2013).

Energy credit karena aliran udara kering masuk adalah *energy credit* dari udara kering masuk ke dalam sistem boiler. Udara kering yang dimaksud berasal dari *primary air* dan *secondary air* yang digunakan untuk pembakaran ataupun apabila ada udara tambahan yang masuk ke boiler. Udara kering ini membawa energi. Entalpi udara kering dihitung pada temperatur rata rata udara memasuki sistem boiler. Perhitungan *energy credit* karena aliran udara kering masuk menggunakan persamaan 12.

$$Q1 (\%) = \frac{MFrDA * HDA}{HHV} * 100 \dots (12)$$

Dengan

- MFrDA : massa udara kering (kg/kg-fuel)

- HDA : entalpi udara kering sebelum masuk *air preheater* (kJ/kg)
 HHV : *High Heating Value* batubara (kJ/kg-fuel)

Energy credit karena kadar air pada aliran udara masuk adalah energi yang dibawa oleh uap air yang terkandung dari udara yang masuk ke dalam sistem boiler. Udara terdiri dari udara kering dan moisture. Pemisahan antara *credit* udara kering dan moisture untuk mempermudah perhitungan. Entalpi kadar air yang memasuki boiler dihitung pada temperatur rata-rata udara memasuki sistem boiler. Perhitungan *energy credit* karena kadar air pada aliran udara masuk menggunakan persamaan 13.

$$Q2 (\%) = \frac{MFrWA * HWv}{HHV} * 100 \dots\dots\dots (13)$$

Dengan

- MFrWA : massa uap air dalam udara (kg/kg-fuel)
 HWv : entalpi uap air dalam udara sebelum masuk *air preheater* (kJ/kg)
 HHV : *High Heating Value* batubara (kJ/kg-fuel)

Energy credit karena panas sensibel pada batubara adalah energi yang dibawa dari aliran batubara saat memasuki sistem boiler. Energi yang dimaksud berbeda dengan energi input yang dihitung dari HHV batubara. Entalpi untuk bahan bakar yang berupa batubara dihitung dari entalpi *fixed carbon*, entalpi *ash*, entalpi *moisture* dan enthalpy *volatile matter* yang ada pada batubara. Kandungan *fixed carbon*, *moisture*, *volatile matter* dan *ash* pada batubara dianalisis dengan metode *proximate analysis*. Perhitungan *energy credit* karena panas sensibel pada batubara menggunakan persamaan 14.

$$Q3 (\%) = \frac{\frac{[MFrFc]}{100} * [HFcRe] + [MFrVm1] * [HVm1Re] + [MFrVm2] * [HVm2Re] + \frac{[MFrWF]}{100} * [HWRe] + \frac{[MFrAsF]}{100} * [HRsrRe]}{HHV} * 100 \dots \text{Energy}$$

Credit(14)

Dengan

- MFrFc : Fixed Carbon Content (%)
 HFcRe : entalpi fixed carbon (kJ/kg)
 MFrVm1 : Volatile matter1 content (kg/kg-fuel)
 HVm1Re : entalpi Volatile matter 1 (kJ/kg)
 MFrVm2 : Volatile matter2 content (kg/kg-fuel)

- HVm2Re : entalpi Volatile matter 2 (kJ/kg)
- MFrWF : Total Moisture Content (%)
- HWRe : entalpi total moisture (kJ/kg)
- MFrAsF : Ash Content (%)
- HRsrRe : entalpi Ash (kJ/kg)
- HHV : *High Heating Value* batubara (kJ/kg-fuel)

2.6 Analisa Turbine Heat Rate

Perhitungan *Turbine Heat Rate* ada 2 basis, yaitu menggunakan basis daya gros dan daya neto pembangkit. *Gross Turbine Heat Rate* (GTHR) adalah banyaknya energi yang diperlukan turbin dan generator untuk menghasilkan satu kWh listrik gros. Sebagian dari daya listrik yang dihasilkan generator digunakan untuk menggerakkan motor-motor yang ada di pembangkit. Listrik yang diperlukan untuk menggerakkan motor-motor tersebut dikenal sebagai pemakaian sendiri. Daya neto dari suatu pembangkit adalah selisih antara daya generator dikurangi oleh daya pemakaian sendiri. *Net Turbine Heat Rate* (NTHR) adalah banyaknya energi yang diperlukan turbin dan generator untuk menghasilkan satu kWh listrik neto. GTHR dan NTHR merupakan indikator penting yang mencerminkan proses konversi energi pada siklus air dan uap pembangkit (Zhang et al., 2013). Perhitungan Turbine Gross Heat Rate menggunakan persamaan 15, sedangkan perhitungan Turbine Net Heat Rate menggunakan persamaan 16.

$$\text{GTHR(kCal/kWh)} = \frac{(M_{ms} \cdot h_{ms}) + (M_{hr} \cdot h_{hr}) + (M_{mu} \cdot h_{mu}) - (M_{fw} \cdot h_{fw}) - (M_{cr} \cdot h_{cr}) - (M_{rsp} \cdot h_{rsp}) - (M_{aux} \cdot h_{cr})}{P_{ge}}$$

..... Gross Turbine Heat Rate (15)

$$\text{NTHR(kCal/kWh)} = \frac{(M_{ms} \cdot h_{ms}) + (M_{hr} \cdot h_{hr}) + (M_{mu} \cdot h_{mu}) - (M_{fw} \cdot h_{fw}) - (M_{cr} \cdot h_{cr}) - (M_{rsp} \cdot h_{rsp}) - (M_{aux} \cdot h_{cr})}{P_{ge} - P_{aux}}$$

..... Net Turbine Heat Rate (16)

(ASME PTC 6A 2000 *The Test Code for Steam Turbine.Pdf*, n.d.)

Dengan

- mMS : laju aliran massa *main steam* (t/h)
- hMS : entalpi *main steam* (kCal/kg)
- mFW : laju aliran massa *feedwater* (t/h)
- hFW : entalpi *feedwater* (kCal/kg)

mSHS : laju aliran massa *spray superheater* (t/h)

hSHS : entalpi *spray superheater* (kCal/kg)

Pg : daya generator (kW)

Paux : daya pemakaian sendiri (kW)

2.7 Analisa Net Plant Heat Rate (NPHR)

Kinerja efisiensi energi keseluruhan pembangkit dapat dinyatakan oleh *Net Plant Heat Rate* (NPHR). NPHR adalah banyaknya energi yang diperlukan pembangkit untuk menghasilkan satu kWh listrik neto. Nilai NPHR dipengaruhi oleh nilai NTHR dan efisiensi boiler. Semakin kecil nilai NPHR semakin efisien unit pembangkit tersebut. Ada 2 metode dalam perhitungan NPHR, yaitu metode langsung atau input-output dan metode kesetimbangan energi. (Kumar et al, 2019)

Perhitungan NPHR dengan metode langsung diperoleh dari jumlah energi bahan bakar yang masuk ke boiler dibagi dengan daya neto pembangkit. Perhitungan NPHR dengan metode langsung menggunakan persamaan 17.

$$\text{CNHR (kCal/kWh)} = \frac{\text{TGHR}}{\text{BE} \times (1 - \text{PauxT}) \times \text{C4} \times \text{C5} \times \text{C6}} \dots \text{Corrected Net Turbine Heat Rate (17)}$$

(ASME PTC 46 - 1996.Pdf, n.d.)

Dengan

CNHR : Unit Heat Rate yang sudah terkoreksi (kcal/kwh)

TGHR : *High Heating Value* bahan bakar (kCal/kg)

BE : Boiler Efficiency (kW)

PauxT : daya pemakaian sendiri (kW)

C4 : Faktor koreksi TGHR karena suhu air laut

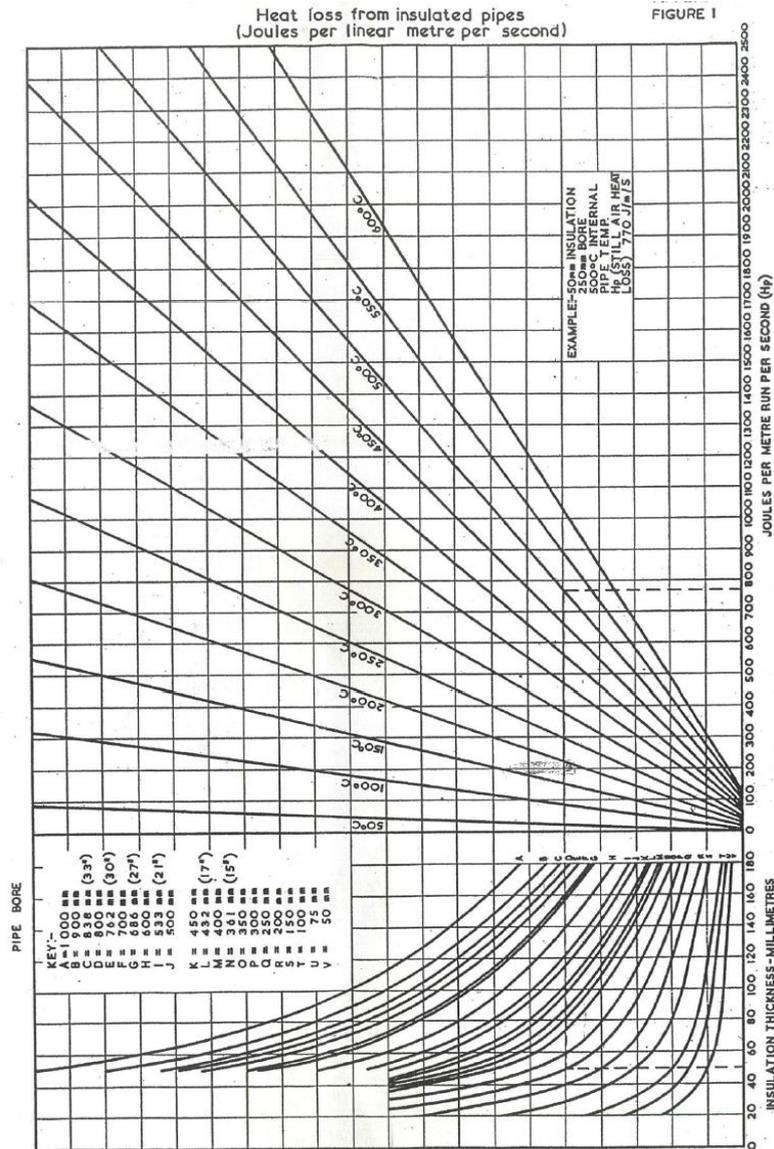
C5 : Faktor koreksi TGHR karena power factor

C6 : Faktor koreksi TGHR karena frekuensi grid

Perhitungan NPHR dengan metode kesetimbangan energi diperoleh dari NTHR dibagi boiler efisiensi dengan metode kerugian panas. Perhitungan NPHR dengan metode kesetimbangan energi menggunakan persamaan 18. (ASME PTC 46 - 1996.Pdf, n.d.)

$$\text{NPHR (kCal/kWh)} = \frac{\text{NTHR}}{\text{Efisiensi Boiler dengan metode kerugian panas}} \cdot \text{Net Plant Heat Rate(18)}$$

2.8 Target heat loss dari radiasi

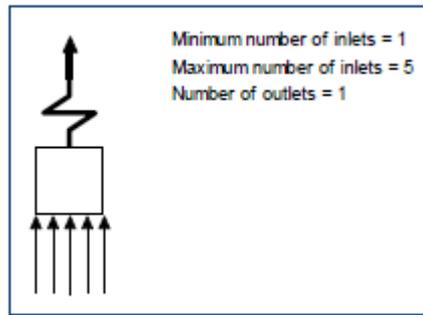


Gambar 2.6 Kurva Heat Loss dari radiasi

2.9 Penjelasan Apparatus Perangkat Lunak Cycle-Tempo

Perangkat lunak cycle-tempo mempunyai beberapa peralatan/apparatus dalam pembuatan diagram alir. Penelitian ini menggunakan beberapa apparatus yang diperlukan penjelasan secara khusus diantaranya :

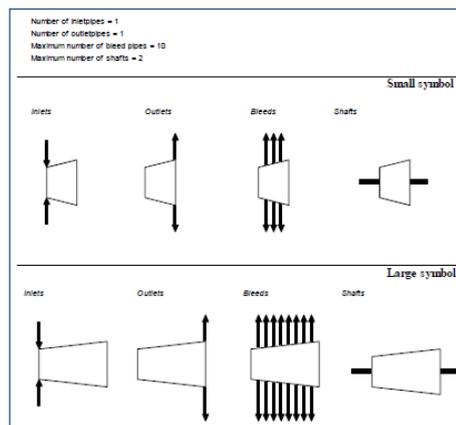
A. Boiler



Gambar 2.7 Boiler dalam cycle-tempo

Pada boiler dalam cycle-tempo terdapat economizer, evaporator dan superheater dalam satu bagian boiler. Inlet boiler tersebut dapat mencapai 5 inlet sedangkan untuk outlet boiler hanya satu outlet berupa steam.

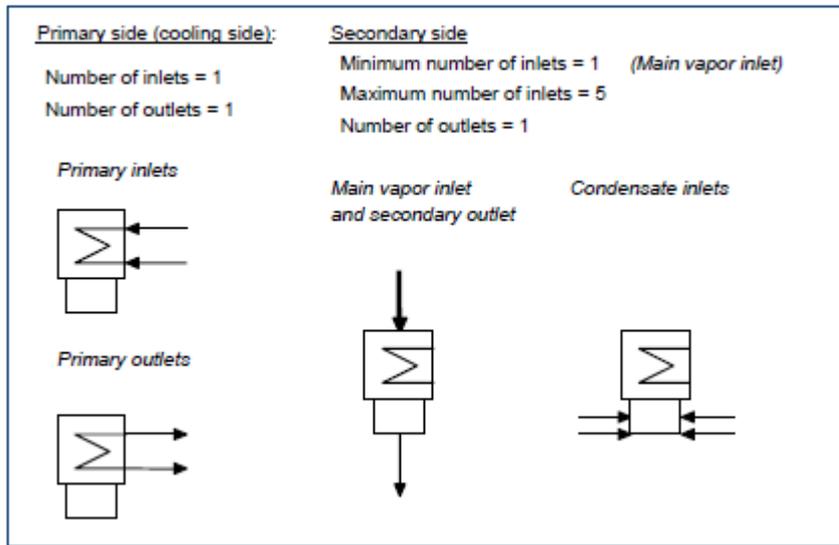
B. Turbin



Gambar 2.8 Turbin dalam cycle-tempo

Pada cycle-tempo terdapat 2 jenis turbin yang berbeda yaitu turbin dengan small symbol dan large symbol dengan perbedaan yang terdapat pada jumlah ekstraksi 19 yang ada. Pada turbin terdapat maksimum 8 ceratan untuk inlet dan outlet bila melebihi dari jumlah tersebut dapat digunakan lebih dari 1 turbin.

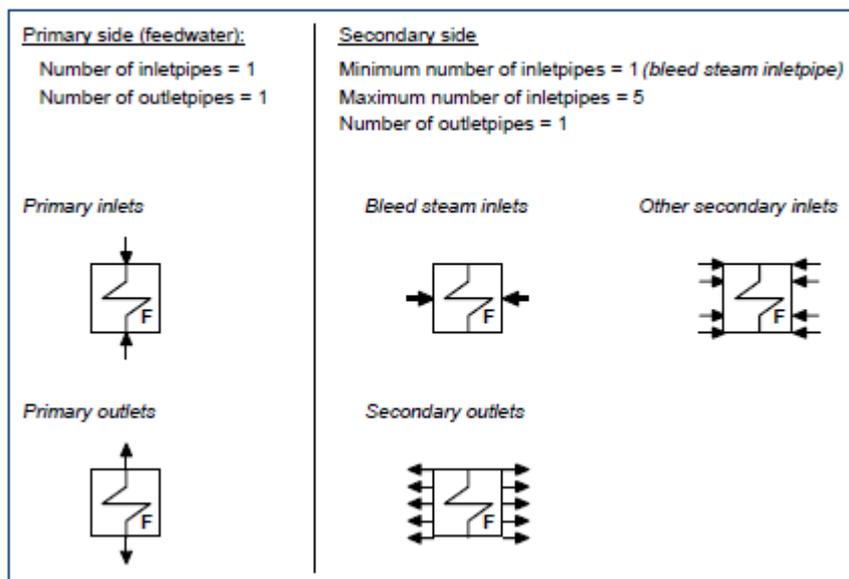
C. Condenser



Gambar 2.9 Condenser dalam cycle-tempo

Pada Condenser ini terdapat dua kondisi berdasarkan Energy Equation CODE (EEQCOD) : EEQCOD = 1: Energy equation dari apparatus digunakan untuk menghitung laju aliran massa EEQCOD = 2: Energy equation dari apparatus digunakan untuk menghitung enthalpy dari inlet atau outlet condenser.(Fluid, 2019)

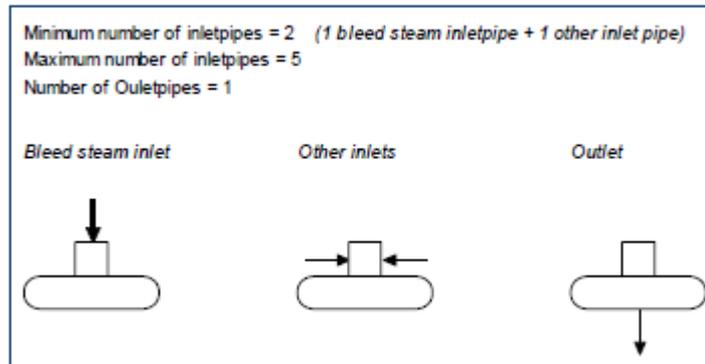
D. Feed Water heater



Gambar 2.10 Feedwater heater dalam cycle-tempo

Pada Feed Water heater digunakan uap ekstraksi dari turbin. Secondary inlet pada Feed Water heater ini ditujukan sebagai ekstraksi uap dari turbin

E. Deaerator



Gambar 2.11 Deaerator dalam cycle-tempo

Dearator digunakan sebagai kontak heater pada umumnya, yang diasumsikan pada keadaan cair jenuh saat di outlet.

F. Data Target Simulasi

Referensi data target losses pada simulasi diambil dari data desain pada pembangkit Ketika kondisi 100% ECR yaitu boiler efficiency 87.6 % dan Plant NPHR 2293 kcal/kg.