



TUGAS AKHIR - TM141585

**ANALISIS TERMODINAMIKA PENGARUH ALIRAN
MASSA EKSTRAKSI TURBIN UAP BAGIAN *HIGH
PRESSURE* UNTUK FEEDWATER HEATER TERHADAP
PERFORMA PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP 200
MW PT. PJB GRESIK**

RIZKY YUSUF FERNANDO SIMAMORA
NRP. 2108 100 099

Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015



FINAL PROJECT - TM141585

**THERMODYNAMICS ANALYSIS OF EFFECT OF
STEAM TURBINE FLOW MASS THE EXTRACTION OF
HIGH PRESSURE FOR FEEDWATER HEATER
PERFORMANCE OF STEAM POWER PLANT 200 MW
PT. PJB GRESIK**

RIZKY YUSUF FERNANDO SIMAMORA
NRP. 2108 100 099

Advisor

Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT

Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2015

ANALISIS TERMODINAMIKA PENGARUH ALIRAN MASSA

EKSTRAKSI TURBIN UAP BAGIAN *HIGH PRESSURE*

UNTUK FEEDWATER HEATER TERHADAP PERFORMA

PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP 200 MW PT. PJB

GRESIK

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik pada
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

RIZKY YUSUF FERNANDO SIMAMORA

NRP. 2108100099

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng. (Pembimbing)
(NIP. 196505051990031005)
2. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo, ME (Penguji I)
(NIP. 195312191981031001)
3. Bambang Arip Dwiyantoro, ST, M.Sc, Ph.D. (Penguji II)
(NIP. 197804012002121001)
4. Vivien Suphandani, ST, M.Eng., Ph.D. (Penguji III)
(NIP. 198105292003122001)

SURABAYA

Januari 2015

ANALISA TERMODINAMIKA PENGARUH ALIRAN MASSA EKSTRAKSI TURBIN UAP BAGIAN *HIGH PRESSURE* UNTUK FEEDWATER HEATER TERHADAP PERFORMA PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP 200 MW PT. PJB GRESIK

Nama Mahasiswa : Rizky Yusuf Fernando Simamora
NRP : 2108 100 099
Jurusan : Teknik Mesin, FTI
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

ABSTRAK

Salah satu jenis pembangkit yang banyak di gunakan adalah pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) yang bekerja dengan siklus Rankine. Salah satu cara meningkatkan efisiensi dari sebuah PLTU adalah dengan menambahkan feedwater heaters (FWH) ke dalam sistem, yang bermaksud meningkatkan temperatur air yang akan dipanaskan di dalam boiler, sehingga uap keluaran dari boiler bias memiliki temperatur yang lebih tinggi dibandingkan tanpa FWH. Energi yang digunakan FWH berasal dari ekstraksi turbin uap, dengan jumlah aliran massa dan tekanan tertentu. Proses ekstraksi yang kurang tepat dapat mengakibatkan efisiensi turbin menurun dan dapat mengakibatkan efisiensi pembangkit menurun. Sehingga diperlukan studi lebih lanjut untuk mengetahui komposisi yang tepat pada ekstraksi turbin uap.

Penelitian mengenai pengaruh aliran massa dan tekanan ekstraksi turbin uap ini dilakukan dengan perhitungan yang digunakan menggunakan standar ASME PTC 6 untuk Performa Turbin Uap dan. Perhitungan performa pertama dilakukan pada model PLTU 200 MW dengan 3 buah turbin (high pressure, intermediate pressure, dan low pressure) dengan 8 FWH. Metode variasi persentase ekstraksi steam dilakukan berdasarkan standar General Electric yaitu aliran massa untuk FWH1 dan FWH2 yang diambilkan dari ekstraksi uap turbin high pressure divariasikan diawali dengan persentase 5% HPH1 dan 11%

HPH2. Kemudian, 6% HPH1 dan 10% HPH2, 8% HPH1 dan 8% HPH2(kondisi eksisting), dan variasi dibalik untuk HPH1 dan HPH2 secara berurutan.

Kondisi eksisting PLTU unit tiga PT. PJB Gresik memiliki efisiensi boiler 89.21% , heat rate 8554.15 kJ/kW.hr, dan suhu flue gas adalah 130.29 °C. Pengaruh variasi jumlah ekstraksi aliran massa uap terhadap performa pembangkit adalah apabila ekstraksi uap untuk HPH1 sedikit dan HPH2 banyak berdampak heat rate naik (buruk) karena bahan bakar yang diperlukan lebih banyak untuk memanaskan air menjadi uap walaupun daya yang dihasilkan tinggi, misal variasi ekstraksi 5-11, dan sebaliknya apabila ekstraksi uap untuk HPH1 banyak dan HPH2 sedikit berdampak heat rate juga naik karena daya yang dihasilkan pembangkit turun, misal variasi 11-5. Oleh karena itu, pemilihan pembangkit berdasarkan nilai heat rate adalah pembangkit dengan ekstraksi 8-8 sebagai pembangkit yang terbaik.

Kata kunci: Aliran Massa Ekstraksi Turbin Uap, Feedwater Heaters, Performa Pembangkit

**THERMODYNAMICS ANALYSIS OF EFFECT OF
STEAM TURBINE FLOW MASS THE EXTRACTION OF
HIGH PRESSURE FOR FEEDWATER HEATER
PERFORMANCE OF STEAM POWER PLANT 200 MW
PT. PJBGRESIK**

Name : Rizky Yusuf Fernando Simamora
NRP : 2108 100 099
Majors : TeknikMesin, FTI
Supervisor : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng

ABSTRACT

One of the most type of plant is the steam power plant (PLTU) which works with the rankine cycle. One way to improve the efficiency of the power plant is added feedwater heaters (FHW) into the system. So that the steam output of the boiler can have a higher temperature than before. The energy which used by FHW comes from steam turbine with certain mass flow and pressure. Wrong extraction process can decreased turbine efficiency and the result will make the plant efficiency decrease. So that further study is needed to determine the exact composition of the extraction steam turbine.

The research about the effect of mass flow and pressure from steam turbine extraction is done by using a standart calculation ASME PTC 6 for steam turbine and the first performance calculation performed on the model plant of 200 MW with three tubines (high pressure, intermediate pressure, and low pressure) with 8 FWH. Percentage variation of steam extraction method is based on standard General Electric mass flow for HPH1 and HPH2 were taken from the extraction of high pressure steam turbine varied begins with a percentage of HPH1 5% and HPH2 11%. Then, HPH1 6% and HPH2 10%, HPH1 8% and HPH2 8% (as an existing condition), and the variation is reversed for HPH1 and HPH2 sequentially.

The existing condition of power plant unit III PT. PJB Gresik has 89.21% boiler efficiency, heat rate 8554.15 kJ/kW.hr.

the flue gas temperature 130.29 °C. The influence of variations in the amount of extraction steam mass flow to the plant's performance in bad condition when steam extraction for HPH1 less than HPH2 so that the impact heat rate will increase because needed more fuel to converting the water become steam eventough its have high power, eg extraction 5-11. Therefore, the best plant is the plant which have extraction value 8-8 because its have the lowest value of heat rate.

Key words: Mass Flow, Steam Turbine Extraction, Feedwater Heaters, Plant performance

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur saya ucapkan atas kasih karunia Tuhan Yesus Kristus penulis akhirnya bisa menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul : **ANALISIS TERMODINAMIKA PENGARUH ALIRAN MASSA EKSTRAKSI TURBIN UAP BAGIAN *HIGH PRESSURE* UNTUK FEEDWATER HEATER TERHADAP PERFORMA PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP 200 MW PT. PJB GRESIK.** Tugas Ahir ini disusun sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Togu Simamora dan Oldina Siahaan sebagai orang tua terbaik yang telah memberikan doa, motivasi, dan kesabarannya untuk menantikan kelulusan putra tercintanya.
2. Gabriela Lestari Simamora dan Andreas Angelo Simamora sebagai saudara yang selalu menenangkan dan menyemangati.
3. **Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.eng**, selaku dosen pembimbing terbaik yang telah membimbing dan mengarahkan penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini
4. Bambang Pramudjati, ST, M.Eng.Sc.,Phd, selaku ketua jurusan Teknik Mesin ITS, Prof. Dr. I Nyoman Sutantra, M.Sc selaku dosen wali, dan seluruh dosen Teknik Mesin yang telah memberikan ilmu dan pengajarannya selama ini
5. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo. ME, Bambang Arip Dwiyantoro, ST.,M.Sc.,Ph.D, Vivien Suphandani, ST., M.Eng., Ph.D selaku dosen penguji yang telah membuka wawasan penulis.
6. Botel, Colbud, Eka, dan David sebagai sahabat dan teman seperjuangan dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.
7. Teman-teman di laboratorium Perpindahan Panas, Youmal, Rony, Sukron dan masih banyak penghuni lain yang selalu

membantu mengegerkan maupun menenangkan laboratorium.

8. Teman-teman kos ARH 48A mulai dari Ari, Eyik, Keong, Adwi, Hargo, Haris, Pak Di, dan masih banyak lagi begitu juga penghuni yang tidak kasat mata.
9. Kepada Opung, Bapak Tua, Mak Tua, Tulang, dan Inang Tulang dan Keluarga besar lainnya yang menjadi sumber inspirasi dan refleksi dari proses pengerjaan Tugas Akhir.
10. Teman-teman M51 dan SMRM.
11. Semua pihak yang telah membantu dalam proses penyelesaian Tugas Akhir ini.

Sekalipun Tugas Akhir ini selesai melalui proses yang cukup panjang dengan segala keterbatasan kemampuan serta pengetahuan penulis, tidak menutup kemungkinan tugas akhir ini jauh dari sempurna. Oleh karena itu, penulis bersedia menerima kritik dan saran dari berbagai pihak untuk penyempurnaan lebih lanjut.

Penulis berharap semoga hasil penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2015

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRAK	iii
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah.....	3
1.4 Tujuan Penelitian	4
1.5 Manfaat Penulisan	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Dasar Teori.....	5
2.1.1 Siklus Pembangkit Tenaga uap ..	5
2.1.2 Analisa Sistem Pembangkit Tenaga Uap.....	7
2.2 Penelitian Terdahulu	13
2.3 Standar Metode Variasi.....	16
BAB III METODOLOGI	
3.1 Pengenalan Software Gatecycle.....	17
3.2 Pemodelan Pembangkit pada Gatecycle untuk Kondisi Eksisting	17
3.3 Analisa Termodinamika Pembangkit.....	20
3.4 Analisa Performa Pembangkit Listrik Tenagauap	21
3.5 Variasi Ekstraksi Uap dari High Pressure Turbine	23
3.6 Flowchart Penelitian.....	25
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	
4.1 Model Pembangkit PT.PJB Unit 3 UP Gresik ..	27
4.2 Membangun Model Awal Pembangkit Unit Pembangkit 3 PT.PJB Gresik.....	29

4.3	Analisa Kondisi Awal Pembangkit Unit 3 PT.PJB Gresik.....	33	
4.4	Analisa Pembangkit Unit 3 PT. PJB Gresik dengan Variasi di HPH1 dan HPH2	36	
4.4.1	Analisa Daya Setiap Varian Pembangkit.....	39	
4.4.2	Analisa Heat Rate setiap Varian Pembangkit.....	40	
4.4.3	Analisa Efisiensi Boiler setiap Varian Pembangkit.....	43	
4.4.4	Analisa Dampak Variasi Ekstraksi Uap Dari Turbin HP terhadap Flue Gas... ..	45	
BAB V PENUTUP			
5.1	Kesimpulan	47	
5.2	Saran	47	
DAFTAR PUSTAKA.....			49
BIOGRAFI.....			51
LAMPIRAN.....			53

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Skema <i>boiler</i> PLTU Gresik unit 3.....	1
Gambar 2.1 Komponen – komponen system pembangkit tenaga uap.....	5
Gambar 2.2 Ilustrasi konservasi energi.....	7
Gambar 2.3 Ilustrasi prinsip kekekalan energy suatu volume atur.....	8
Gambar 2.4 Prinsip kerja dan perpindahan kalor pada komponen utama pembangkit tenaga uap	9
Gambar 2.5 Siklus tenaga uap dengan satu pemanas air pengisian tertutup.....	11
Gambar 2.6 Skema efisiensi <i>direct method boiler</i>	12
Gambar 2.7 Pengaruh Perbedaan Kerugian Ekstraksi Turbin Uap Terhadap Efisiensi <i>Internal Relative</i>	13
Gambar 2.8 Nilai-nilai terbaik dari tekanan ekstraksi dari turbin HP	14
Gambar 2.9 Perbandingan efisiensi pembangkit terhadap rasio ekstraksi <i>steam turbine</i>	15
Gambar 3.1 Aliran massa model PLTU PJB Gresik unit 3.....	18
Gambar 3.2 PLTU PT PJB Gresik unit 3 kondisi awal pada Gatecycle.....	19
Gambar 3.3 Model Pembangkit Listrik Tenaga Uap 200 MW.....	20
Gambar 3.4 Diagram T-S model Pembangkit 200 MW PT. PJB Gresik UP 3	21
Gambar 3.5 <i>Heat balance Boiler</i>	22
Gambar 3.6 Kondisi awal ekstraksi dari turbin HP.....	23
Gambar 3.7 Variasi ekstraksi turbin HP pada tugas akhir .	24
Gambar 3.8 <i>Flowchart</i> proses kerja penelitian tugas akhir	25

Gambar 3.9 Flowchart proses kerja penelitian tugas akhir (lanjutan)	26
Gambar 4.1 Skema Aliran Steam Unit 3 PLTU UP Gresik.	30
Gambar 4.2 Komponen pendukung system pembangkit unit 3 PT. PJB Gresik pada Gatecycle	31
Gambar 4.3 Hasil memodelkan PLTU unit 3 PT. PJB Gresik pada Gatecycle	32
Gambar 4.4 Nilai ekstraksi pada HPH1 dan HPH2 yang merupakan kondisi awal pembangkit.....	33
Gambar 4.5 Variasi ekstraksi uap dari turbin HP untuk HPH1 dan HPH2.....	36
Gambar 4.6 Bagian system pembangkit yang diidentifikasi untuk memperoleh nilai efisiensi boiler dan heat rate pembangkit	37
Gambar 4.7 Efisiensi Boiler Pengaruh Jumlah Ekstraksi Uap dari Turbin HP	39
Gambar 4.8 Posisi Ekstraksi pada turbin HP	39
Gambar 4.9 Heat Rate Pengaruh Jumlah Ekstraksi Uap dari Turbin HP.....	40
Gambar 4.10 Efisiensi Boiler Pengaruh Variasi Ekstraksi Uap dari Turbin HP.....	43
Gambar 4.11 Pengaruh Ekstraksi Uap untuk T-S diagram	44
Gambar 4.12 Grafik <i>Flue Gas</i> Pengaruh Variasi Ekstraksi Uap dari Turbin HP.....	45
Gambar 4.13 Letak Flue Gas pada Gatecycle.....	46

DAFTAR TABEL

Tabel 1.1 Unit Pembangkit dan Pengembangannya.....	2
Tabel 3.1 Variasi ekstraksi steam dan dampaknya pada performapembangkit.....	25
Tabel 4.1 Data Spesifikasi Bahan Bakar	27
Tabel 4.2 Data Properti Kondisi Eksisting	34
Tabel 4.3 Nilai variasi Ekstraksi dari turbin HP menuju HPH1 dan HPH2	37
Tabel 4.4 Properti yang diperoleh dari Gate cycle berdasarkan 4 titik yang ditinjau	38
Tabel 4.5 Daya Netto, Efisiensi boiler, <i>Heat Rate</i> , <i>Bahan Bakar</i> , <i>Flue Gas</i>	38
Tabel 4.6 <i>Heat Rate</i> , Daya Netto, <i>Bahan Bakar</i>	42

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS



Rizky Yusuf Fernando Simamora lahir pada tanggal 17 Maret 1990 di Surabaya. Anak dari orang tua terbaik bernama Togu Simamora dan Oldina Siahaan. Penulis merupakan anak ke-2 dari tiga bersaudara. Penulis memulai proses petualangan untuk menuntut ilmu di TK Megaria Surabaya (1994-1995), kemudian pindah ke TK Kuncup Bunga(1995-1996), melanjutkan ke SDN Babat Jerawat I (1996-2002), kemudian penulis melanjutkan ke jenjang sekolah lebih tinggi di

SMPN 26 Surabaya (2002-2005), melanjutkan studi di SMAN 6 Surabaya (2005-2008), tahun 2008 penulis diterima di jurusan Teknik Mesin ITS Surabaya melalui persaingan ketat jalur SNMPTN dan menjadi bagian dari angkatan M51.

Di Teknik Mesin ITS ini penulis mendapatkan pelajaran berharga mengenai bagaimana memaknai tentang kehidupan. Salah satu pelajaran berharga itu adalah selalu ada dua sisi mata koin, ada yang kita suka dan tidak suka, tapi ada yang lebih penting daripada kedua sisi mata uang koin tersebut yaitu uang koin itu sendiri yang lebih berharga dan dibutuhkan.

Penulis memilih bidang studi konversi energi yang fokus di Perpindahan Panas dan Massa. Penulis juga pernah menjadi asisten dan grader praktikum di Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa Teknik Mesin ITS.

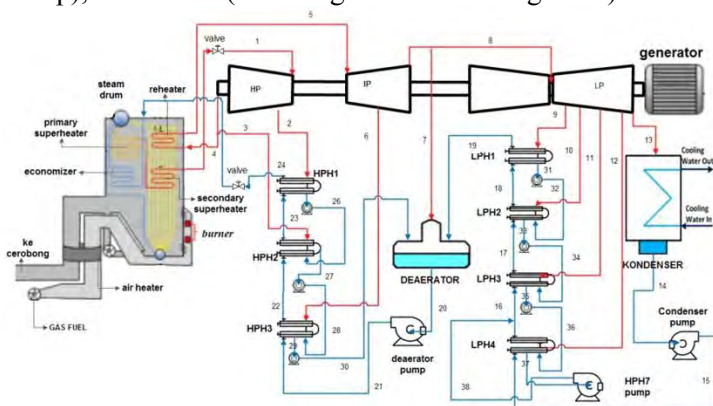
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pembangkit listrik tenaga uap sebagai penghasil energi listrik yang paling sering digunakan untuk pemenuhan kebutuhan sumber energi listrik bagi kehidupan masyarakat mengalami banyak evaluasi di dalam proses kerja. Hal tersebut dilakukan untuk meningkatkan performansi pembangkit yang telah ada sehingga dengan pemakaian sejumlah bahan bakar yang sama dapat diperoleh nilai efisiensi system pembangkit yang lebih tinggi dan jumlah pasokan listrik ke masyarakat lebih baik.

Salah satu produsen listrik yang menggunakan jenis pembangkit listrik tenaga uap adalah PT PJB Unit Pembangkitan Gresik. Di PT PJB Gresik sebenarnya terdapat tiga jenis pembangkit listrik yaitu PLTGU (Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap), PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap), dan PLTG (Pembangkit Listrik Tenaga Gas).



Gambar 1.1 Skema Boiler PLTU Gresik Unit 3

Pada tugas akhir ini yang ditinjau adalah pada bagian PLTU khususnya unit pembangkit tiga pada PT PJB Gresik.

Tabel 1.1 Unit Pembangkit dan Pengembangannya

NO	UNIT PEMBANGKIT MW	KAPASITAS TERPASANG (MW)	MANUFACTURER	AWAL OPERASI BAHAN BAKAR GAS
1	PLTU 1 (85)	100	TOSIHBA -JPN	30 Agustus 1997
2	PLTU 2 (85)	100	TOSIHBA -JPN	12 Agustus 1997
3	PLTU 3 (165)	200	TOSIHBA -JPN	19 April 1994
4	PLTU 4 (165)	200	TOSIHBA -JPN	28 Agustus 1993

Secara umum kondisi pembangkit saat ini pada unit pembangkit tiga PT PJB Gresik adalah daya yang dihasilkan rata-rata sebesar 200 MW. Daya sebesar tersebut dihasilkan melalui tiga turbin yang dipasang satu poros, yaitu yang terdiri dari HP (*High Pressure*), IP (*Intermediate Pressure*), dan LP (*Low Pressure*). Pada unit pembangkit tiga tersebut digunakan 2 jenis sistem *feedwaterheaters* yaitu dengan susunan 7 *closed feedwaterheaters* dan 1 *open feedwatersheaters*.

Menurut GE (*General Electric*) *Power Systems* untuk meningkatkan efisiensi pembangkit listrik, sebelum fluida kerja, yaitu air, dipompa ke *boiler*, air-umpan dinaikkan suhunya. Pemanasan tersebut dilakukan dengan *heater (heat exchanger)*, yang berlangsung secara konveksi dengan memanfaatkan uap panas yang diambil (diekstraksi) dari turbin. Jadi selain diteruskan ke *condenser*, ada sejumlah tertentu uap dari turbin yang diambil untuk memanaskan *feedwater heater* atau sejumlah uap diekstraksi ke *feedwater heater* (tekanan ekstraksi).

Oleh karena itu, berdasarkan pernyataan dari GE tersebut perencanaan pembangunan suatu pembangkit memerlukan keefektifan dalam merancang desain pembangkit dan menemukan konfigurasi yang optimal. Melalui tugas akhir ini akan ditemukan hubungan aliran massa ekstraksi turbin uap untuk pemakaian *feedwater heater* terhadap performa dari

pembangkit tenaga uap. Proses mencari performa pembangkit tersebut selain menggunakan standar perhitungan dari ASME PTC juga menggunakan software Gatecycle sebagai alat bantu untuk memudahkan proses tersebut.

1.2 Rumusan Masalah

Pembangkit tenaga uap secara umum terdiri dari *boiler*, turbin uap, kondensor dan juga pompa. Peningkatan efisiensi dari pembangkit tenaga uap bisa dengan menambah *economizer* dan proses *superheater* pada *boiler*, dan setelah itu dapat dilakukan penambahan *feedwater heater* untuk meningkatkan temperatur air yang akan dipanaskan pada *boiler*. Sumber energi untuk pemanasan pada *feedwater heater* berasal dari ekstraksi turbin uap. Turbin uap bisa terdiri dari beberapa tingkatan dan jumlah titik ekstraksi bisa beragam tergantung kebutuhan. Analisa dalam tugas akhir ini bermaksud mencari tahu pengaruh besaran aliran massa ekstraksi turbin uap yang akan digunakan untuk *feedwater heater* pada pembangkit tenaga uap terhadap performa pembangkit secara keseluruhan.

1.3 Batasan Masalah

Beberapa batasan masalah dan asumsi yang ada dalam penelitian ini yaitu:

1. Analisa berdasarkan data operasi PLTU 3 Gresik
2. Kondisi operasi adalah tunak
3. Efek energi kinetik dan potensial diabaikan
4. Perpindahan panas pada sistem tersebut hanya mengamati perpindahan panas secara konduksi dan konveksi serta mengabaikan perpindahan panas secara radiasi.
5. Perhitungan dilakukan dengan menggunakan analisa termodinamika, perpindahan panas, standar ASME PTC6-2004 dan perhitungan yang bersumber dari jurnal internasional

1.4 Tujuan Penelitian

Berdasarkan latar belakang dan rumusan masalah di atas tujuan penelitian ini adalah:

1. Mengetahui performa pembangkit PLTU unit 3 PT PJB saat kondisi awal Gresik sesuai dengan standar ASME PTC 6
2. Mengetahui pengaruh besaran variasi ekstraksi aliran massa terhadap efisiensi boiler, heat rate dan daya yang dihasilkan pada pembangkit.

1.5 Manfaat Penelitian

Berdasarkan tujuan di atas, manfaat penelitiannya adalah :

1. Meningkatkan kemampuan untuk mendesain sistem pembangkit sistem pemanas regenerative dengan analisa termodinamika
2. Dapat digunakan sebagai informasi dalam perancangan *feedwater heater*.
3. Dapat digunakan sebagai data pembanding dalam penentuan ekstraksi turbin uap

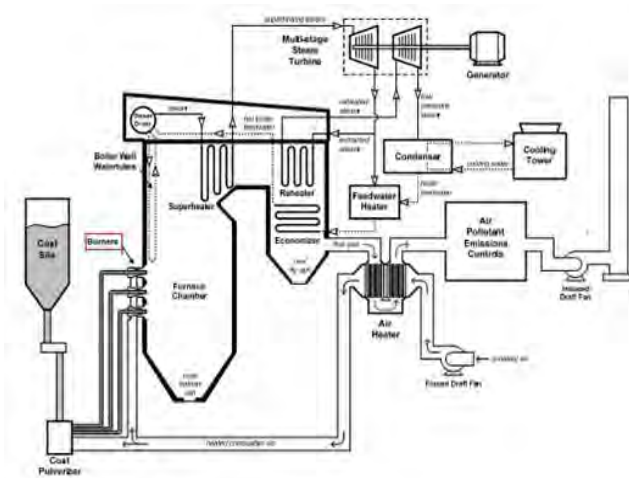
BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Dasar Teori

2.1.1. Siklus Pembangkit Tenaga Uap

Siklus merupakan rangkaian dari beberapa proses yang dimulai dari suatu tingkat keadaan kemudian kembali ke tingkat keadaan semula dan terjadi secara berulang (Cengel, Yunus A., Boles, Michael A.). Pada pembangkit tenaga uap, fluida yang mengalami proses-proses tersebut adalah air. Air berfungsi sebagai fluida kerja. Air dalam siklus kerjanya mengalami beberapa proses seperti pemanasan, penguapan, ekspansi, pendinginan, dan kompresi.

Pada gambar siklus di atas komponen-komponen utama yang menunjang kinerja dari sistem tersebut terdiri dari boiler, turbin, kondensor, *feedwater heater* atau sistem air-pengisian, dan



Gambar 2.1 Komponen-komponen sistem pembangkit tenaga uap

pompa dimana pada sub-sistem ini tiap unit massa secara periodik melewati siklus termodinamika pada keempat komponen utama sistem pembangkit tenaga uap tersebut. Fungsi utama boiler adalah tempat pembakaran bahan bakar sehingga air yang masuk ke boiler dipanaskan menjadi uap. Fungsi utama dari turbin uap adalah mengkonversi tekanan uap menjadi gerakan memutar yang terjadi dikarenakan tekanan uap yang ada menekan sudu turbin. Fungsi utama dari kondensor adalah merubah uap keluaran turbin uap menjadi air sehingga bias dipompakan oleh pompa. Fungsi utama pompa adalah mengalirkan air ke dalam boiler.

Evaluasi pada bagian komponen-komponen utama pembangkit tenaga uap dapat mewakili evaluasi sebuah pembangkit tenaga uap pada umumnya secara keseluruhan sehingga dengan meningkatkan efisiensi pada komponen-komponen vital tersebut berarti dapat menyederhanakan peningkatan efisiensi dari pembangkit tenaga uap. Salah satu cara meningkatkan efisiensi pembangkit tenaga uap adalah variasi ekstraksi *steam* atau uap bertekanan dari turbin uap untuk dialirkan ke *feedwater heater* sehingga meningkatkan suhu air yang akan dipanaskan di dalam boiler. Peningkatan suhu air masuk boiler dapat meningkatkan efisiensi pembangkit tenaga uap dalam 2 arti, yaitu meningkatkan suhu uap yang masuk ke turbin uap, atau mengurangi penggunaan bahan bakar untuk pembakaran pada boiler.

Sumber energi yang digunakan dalam *feedwater heater* berasal dari hasil ekstraksi turbin uap, bentuk turbin uap yang bertingkat memungkinkan ekstraksi pada turbin uap dilakukan pada beragam tingkatan maupun besar volume uap yang akan diekstraksi. Pengekstraksian uap pada turbin uap cenderung mengakibatkan penurunan performa dari kerja turbin, sehingga diperlukan perhitungan untuk mengetahui lokasi dan volume optimal dalam ekstraksi turbin uap untuk dimanfaatkan sebagai sumber energi untuk meningkatkan air sebelum memasuki boiler.

Seluruh siklus daya uap harus diklasifikasikan pada sistem pembakaran luar, dimana sistem ini harus menggunakan penukar panas untuk proses penambahan panas. Hampir semua sistem ini menggunakan alat penukar panas untuk proses pembuangan

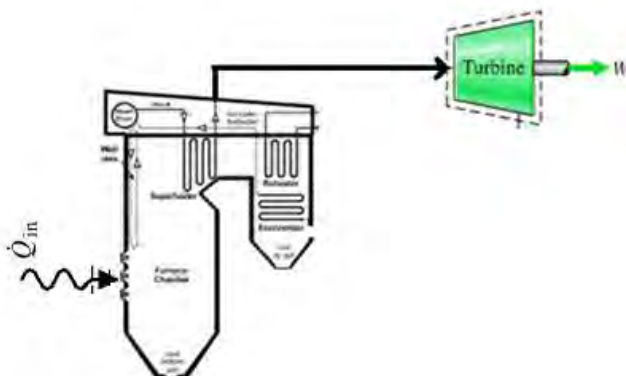
panas (kondensor). Kelebihan dari siklus pembakaran luar adalah lebih sedikit membuat pencemaran udara dan bisa menggunakan bahan bakar dari tingkat yang lebih rendah serta murah.

2.1.2. Analisa Sistem Pembangkit Tenaga Uap

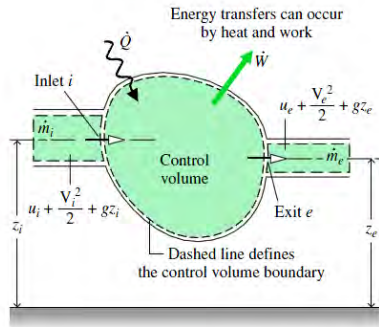
Pada instalasi pembangkit tenaga uap, komponen-komponen utama dapat disederhanakan seperti siklus rankine sehingga proses evaluasi sistem pembangkit tenaga uap dapat dilakukan. Analisa sistem pembangkit uap dapat menggunakan analisa termodinamika yaitu dengan prinsip konservasi energy dan massa dan hukum kedua termodinamika. Selain itu, sistem pembangkit tenaga uap juga akan dievaluasi menggunakan metode standar dari ASME PTC.

Berdasarkan gambar 2.2 bentuk konservasi energi adalah $\Delta EK + \Delta EP + \Delta U = Q - W$ (2.1)

Bentuk persamaan tersebut di atas menyatakan bahwa perpindahan energi melalui daerah batas sistem diwujudkan sebagai perubahan bentuk makroskopik energi yang hanya bergantung pada keadaan awal dan keadaan akhir.



Gambar 2.2 Ilustrasi Konservasi Energi



Gambar 2.3 Ilustrasi prinsip kekekalan energi suatu volume atur (Termodinamika Teknik, J. Moran dan H. N. Shapiro)

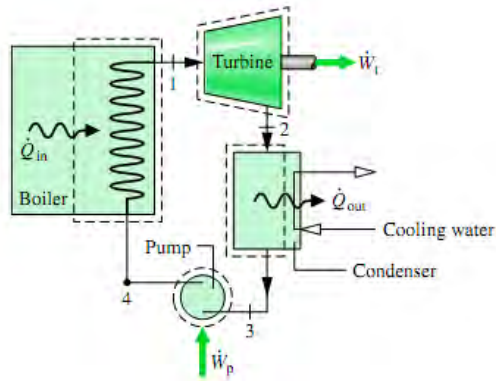
Berdasarkan gambar ilustrasi di atas dapat diperoleh bentuk neraca laju energi dengan kondisi tunak yaitu

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_{CV} + \sum_i \dot{m}_i \left[h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right] - \sum_e \dot{m}_e \left[h_e + \frac{V_e^2}{2} + gze \dots (2.2) \right]$$

Bentuk tersebut di atas dapat disederhanakan dengan mengasumsikan bahwa di dalam sistem energi kinetik dan energi potensial diabaikan sehingga bentuk formula menjadi

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_{CV} + \sum_i \dot{m}_i [h_i] - \sum_e \dot{m}_e [h_e] \dots (2.3)$$

Selanjutnya, prinsip kedua yang digunakan untuk mengevaluasi sistem pembangkit adalah prinsip termodinamika kedua. Prinsip termodinamika kedua adalah mengenai proses irreversibilitas di dalam suatu sistem proses aktual yang terjadi secara spontan. Hal tersebut terjadi karena ada energi yang tidak sepenuhnya terpakai karena efektifitas dari sistem tersebut. Irreversibilitas utama sistem pembangkit misalnya adalah dari turbin yang dialami oleh fluida kerja ada hubungannya dengan ekspansi melalui turbin. Perpindahan kalor dari turbin ke sekitarnya merupakan salah satu bentuk rugi, tapi karena rugi tersebut tidak terlalu signifikan, rugi tersebut akan diabaikan



Gambar 2.4 Prinsip kerja dan perpindahan kalor pada komponen utama pembangkit tenaga uap (Termodinamika Teknik, J. Moran dan H. N. Shapiro)

untuk proses-proses selanjutnya. Kemudian, masukkan kerja ke pompa yang diperlukan untuk mengatasi gesekan juga akan mengurangi efisiensi pembangkit.

Siklus uap yang dari kondisi 1 dari *boiler*, kondisi temperatur dan tekanan yang telah dinaikkan, mengalami ekspansi melalui turbin guna menghasilkan kerja dan kemudian dilanjutkan ke kondenser pada kondisi 2. Berdasarkan persamaan 2.3 kerja turbin adalah

$$\frac{W_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \dots\dots\dots (2.4)$$

Selanjutnya, siklus uap dilanjutkan ke kondensor. Di kondensor, uap air akan mengalami kondensasi karena adanya perpindahan kalor dengan air pendingin yang mengalir dengan air yang terpisah. Kesetimbangan laju massa dan energy volume atur pada kondensor adalah

$$\frac{Q_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \dots\dots\dots (2.5)$$

Tenaga masuk per unit massa yang melalui pompa adalah

$$\frac{W_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \dots\dots\dots (2.6)$$

Laju perpindahan kalor dari pemanasan fluida kerja per satuan massa sistem pembangkit tenaga uap di *boiler* adalah

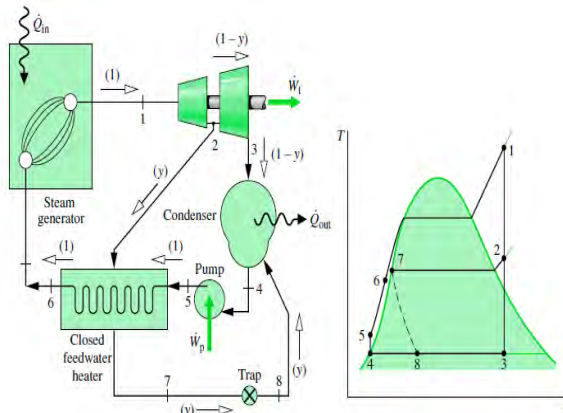
$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \dots \dots \dots (2.7)$$

Selain itu, parameter kerja suatu pembangkit juga perlu dievaluasi sehingga dapat diketahui efektifitas siklus pembangkit. Parameter tersebut antara lain adalah efisiensi termal pembangkit dan laju kalor. Efisiensi termal adalah sejumlah energi(kalor) yang diberikan pada fluida kerja melalui *boiler* yang dimanfaatkan menjadi kerja netto.

$$\eta = \frac{\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}}}{\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}}} = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4} \dots \dots \dots (2.8)$$

Untuk optimasi sistem pembangkit, nilai efisiensi termal dari pembangkit tenaga uap dapat ditingkatkan. Hal tersebut dapat tercapai melalui sistem regeneratif dari siklus tenaga uap. Ada dua jenis sistem regeneratif, yaitu sistem pemanas air-pengisian terbuka dan sistem pemanas air-pengisian tertutup. Dengan adanya pemanas air-pengisian ini, diharapkan ada dua hal yang bisa diraih, yaitu yang pertama untuk meningkatkan temperatur dari air-pengisian yang mana akan meningkatkan efisiensi keseluruhan, kedua, yaitu untuk meminimalkan efek termal pada *boiler*.

Prinsip kerja dari pemanas air-pengisian yaitu dengan memanaskan lagi air keluaran kondensor dengan menggunakan ceratan uap dari turbin dan pada instalasi tertentu ditambahkan juga drain pemanas air-pengisian lainnya. Umumnya, pemanas air-pengisian menggunakan gabungan beberapa pemanas dengan tekanan tertentu sesuai dengan tekanan yang dicerat dari turbin. Jumlah dan tipe dari pemanas air-pengisian sangat tergantung dari siklus uapnya, tekanan operasi dari siklusnya, dan segi ekonomi dari *plant*, misal biaya operasi yang lebih rendah dapat mengimbangi pengeluaran biaya modal tambahan.



Gambar 2.5 Siklus tenaga uap dengan satu pemanas air-pengisian tertutup (Termodinamika Teknik, J. Moran dan H. N. Shapiro)

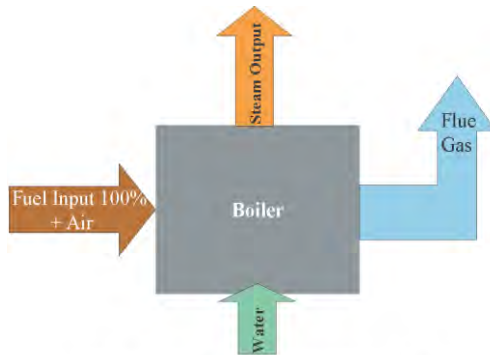
Seperti pada skema gambar 2.5 fraksi dari aliran total sistem pembangkit dengan satu pemanas air-pengisian tertutup diperoleh dengan menerapkan prinsip konservasi massa dan energi pada sekeliling pemanas air-pengisian.

$$0 = y(h_2 - h_7) + (h_5 - h_6)$$

$$y = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_7} \dots \dots \dots (2.9)$$

Selain menggunakan prinsip dasar dari termodinamika teknik I dan II, analisa pembangkit tenaga uap juga berdasarkan *American Society of Mechanical Engineers (ASME) PTC 6*. ASME PTC adalah bentuk formula yang telah disepakati para insinyur di Amerika Serikat dan juga dipakai oleh insinyur di negara lain. ASME PTC 6 mengacu pada bagian boiler yang akan dianalisa.

Ada dua metode yang dapat digunakan untuk menghitung efisiensi boiler, yaitu dengan metode langsung (*Direct Method*) dan metode tidak langsung (*Indirect Method*). Perhitungan efisiensi boiler ini nantinya digunakan untuk menghitung nilai efisiensi boiler.



Gambar 2.6 Skema Efisiensi *Direct Method Boiler*

Metode perhitungan langsung adalah perhitungan efisiensi dengan membandingkan nilai *output* dengan *input*. Energi yang didapat dari fluida kerja (air dan *steam*) dibandingkan dengan energi yang terkandung dalam bahan bakar boiler. Keuntungan metode langsung antara lain pekerja pabrik dapat dengan cepat mengevaluasi efisiensi boiler, memerlukan sedikit parameter untuk perhitungan, dan memerlukan sedikit instrumen untuk pemantauan. Kerugian metode langsung adalah tidak memberikan petunjuk kepada operator tentang penyebab dari efisiensi sistem yang lebih rendah dan tidak menghitung berbagai kehilangan yang berpengaruh pada berbagai tingkat efisiensi.

Sesuai dengan gambar 2.6 skema efisiensi boiler dapat dirumuskan sebagai berikut:

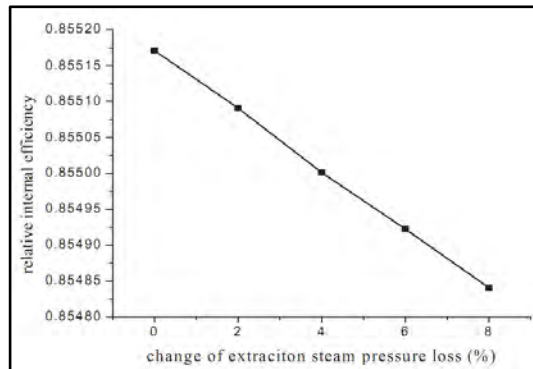
$$\text{BoilerEfficiency}(\eta) = \frac{\text{heatoutput}}{\text{heatinput}} \cdot 100\%$$

$$\text{BoilerEfficiency}(\eta) = \frac{\dot{m} \cdot (h_{\text{steam}} - h_{\text{water}})}{\dot{m}_{\text{fuel}} \cdot \text{HHV}} \cdot 100\% \dots\dots (2.10)$$

dimana:

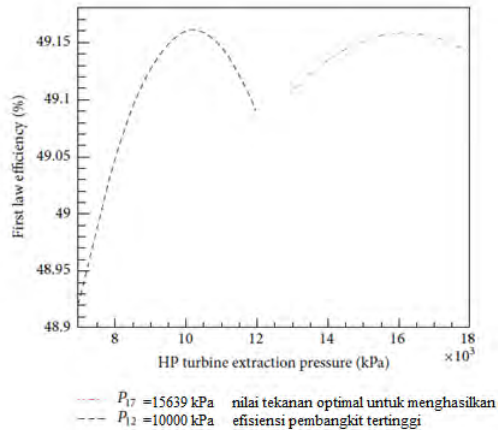
- \dot{m} = laju uap yang dihasilkan (kg/h)
- \dot{m}_{fuel} = laju bahan bakar yang diumpangkan (kg/h)
- HHV = nilai kalor atas bahan bakar (kcal/kg)
- $h_{\text{steamoutput}}$ = Entalphi uap (kcal/kg)
- $h_{\text{waterinput}}$ = Entalphi air pengisi (kcal/kg).

2.2. Penelitian Terdahulu



Gambar 2.7 Pengaruh Perbedaan Kerugian Ekstraksi Turbin Uap Terhadap Efisiensi *Internal Relative*

Yong Li dan Chao Wang dalam Jurnalnya yang berjudul “*Study on The Effect of Regenerative System on Power Type Relative Internal Efficiency of Nuclear Steam Turbine*” menyimpulkan bahwa perubahan nilai efisiensi suatu pembangkit pasti terjadi ketika pada turbin uap dilakukan proses ekstraksi. Perubahan beberapa bagian pada sebuah sistem regeneratif mengakibatkan perubahan pada jumlah aliran massa ekstraksi turbin uap, perubahan ekstraksi itu akan mengakibatkan daya turbin dan pembakaran pada boiler berubah, dan akhirnya perubahan daya pada turbin dan boiler mengakibatkan efisiensi internal relative berubah. Sehingga dapat disimpulkan bahwa dalam melihat perubahan efisiensi pembangkit juga perlu diperhatikan perubahan efisiensi pada turbin uap serta boiler yang berada pada sistem, dimana kesimpulan dari hal itu ditunjukkan pada gambar 2.7.

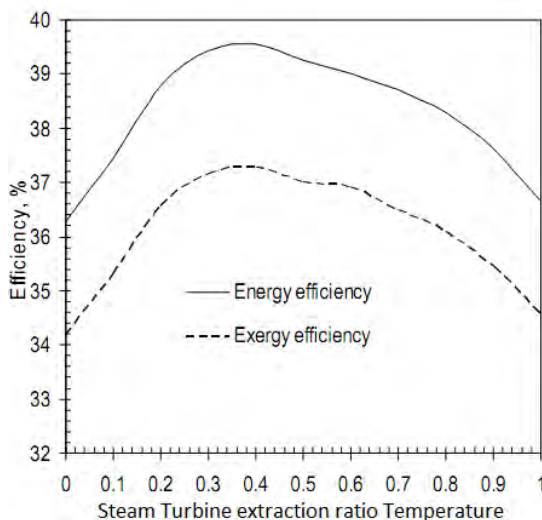


Gambar 2.8 Nilai terbaik dari tekanan ekstraksi dari turbin HP

M. M. Rashidi, A. Aghagoli, dan M. Ali dalam jurnal penelitian yang berjudul “*Thermodynamic Analysis of a Steam Power Plant with Double Reheat and Feed Water Heaters*” menyimpulkan bahwa ketika tekanan HP turbin meningkat, entalpi keluaran turbin menurun dan beban kalor kondenser menurun karena entalpi inlet dan outlet pada kondenser konstan dan laju aliran massa menurun. Dari gambar 2.8 terlihat bahwa daya turbin dan kalor boiler awalnya meningkat sampai maksimum dan kemudian menurun karena tekanan inlet HP turbin meningkat. Hal tersebut dapat diperhatikan bahwa penurunan entalpi lewat turbin dan laju aliran massa ekstraksi meningkat seiring tekanan inlet HP turbin meningkat, sehingga daya keluaran turbin meningkat. Namun, akibat perubahan gradien garis uap jenuh, daya turbin menurun dan hal tersebut menjelaskan perilaku dari efisiensi termal yang mana meningkat dan kemudian menurun seiring peningkatan tekanan ekstraksi turbin. Di dalam jumlah tertentu aliran massa ekstraksi dari turbin HP ke HPH akan menaikkan nilai efisiensi pembangkit sampai optimal namun akan semakin turun karena bila terlalu banyak yang diekstraksi justru mengurangi performa dari turbin tersebut karena fungsi awal dari uap yang untuk memutar turbin tidak

tercapai optimal sehingga efisiensi secara keseluruhan akan menurun.

T. Srinivas dkk dalam jurnalnya yang berjudul “*Generalized Thermodynamic Analysis of Steam Power Cycles with ‘n’ Number of Feedwater Heaters*” selain melakukan variasi jumlah *feedwater heater* yang digunakan, juga memvariasikan tekanan boiler, temperature uap memasuki Turbin dan temperatur pada pembakaran dengan variasi jumlah *feedwater heater* dari 1 hingga 10. Jenis *feedwater heater* yang digunakan dalam penelitian dari penggunaan 1 *feedwater heater* hingga 10 adalah jenis *closed feedwater heater*. Gambar 2.9 menunjukkan efisiensi maksimum yang didapatkan dari penelitian ini didapatkan ketika ketika rasio uap pemanasan *feedwater heater* yang digunakan memiliki rasio 0.2-0.4 (20% -



Gambar 2.9 Perbandingan efisiensi pembangkit terhadap rasio ekstraksi *steam turbine*

40%) terhadap hasil ekstraksi. Hal ini menunjukkan bahwa laju aliran massa dengan hasil optimum didapat ketika ekstraksi dari steam turbin 20%-40% dibandingkan jumlah aliran massa uap yang memasuki turbin uap.

2.3 Standar Metode Variasi

Berdasarkan James S. Wrigth, GE Power Systems, Schenectady di dalam penulisannya yang berjudul “**Steam Turbine Cycle Optimization, Evaluation, and Performance Testing Considerations**” Terdapat dua alternatif yang harus dipertimbangkan untuk aliran proses penyuplaian dari ekstraksi turbin uap: ekstraksi yang terkontrol atau otomatis dan ekstraksi tak dikontrol. Ekstraksi otomatis menggunakan beberapa katub kontrol yang terletak di dalam turbin untuk memvariasi kemampuan aliran yang lewat pada bagian turbin di titik ekstraksi *downstream*. Ekstraksi yang tidak terkontrol hanya berupa bukaan pada *casing* turbin dimana tekanan ekstraksi yang ada bervariasi langsung dengan aliran terhadap tahap selanjutnya.

Ekstraksi yang tidak dikontrol biasanya diaplikasikan dengan aliran ekstraksi 5%-10% dari aliran utama ke tahap selanjutnya, berdasarkan sensor kontrol katub pada bagian ekstraksi menuju feedwater heater. Ekstraksi otomatis biasanya diaplikasikan dengan aliran ekstraksi 15% dari aliran utama ke tahap selanjutnya. Batasan jumlah maksimum uap yang diekstraksi pada setiap turbin adalah sebesar 30%.

BAB III

METODE PENELITIAN

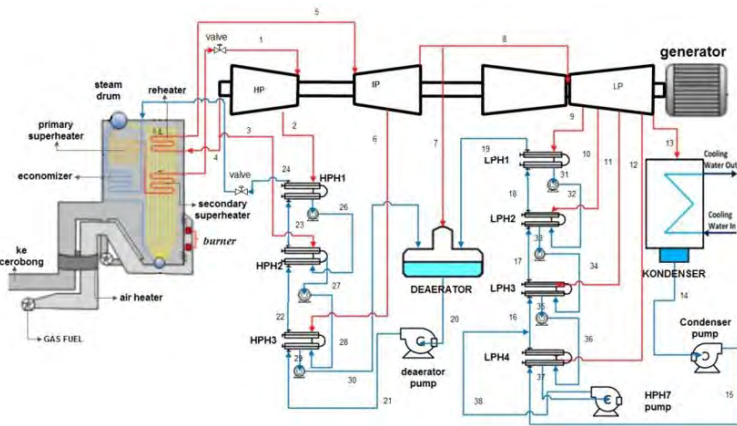
3.1 Pengenalan Software Gatecycle

Software yang digunakan untuk pemodelan sistem pembangkit adalah Gatecycle. Gatecycle adalah software yang mampu menghitung performa pembangkit, meliputi efisiensi boiler, heat rate, efisiensi siklus, dan daya pembangkit.

Sebagian besar data input Gatecycle adalah aliran masa, tekanan, dan suhu. Selain itu, terdapat beberapa komponen yang data input bergantung pada komponen yang terhubung, misalnya *splitter dan HPH/LPH*. Kendala yang biasa ditemukan dalam pemodelan di Gatecycle adalah hasil tidak konvergen, nilai error yang sulit terdeteksi karena sistem pembangkit yang dimodelkan kompleks. Untuk mengatasi masalah tersebut, dilihat *list error* pada software Gatecycle dan dilihat komponen yang terhubung dengan komponen yang bermasalah.

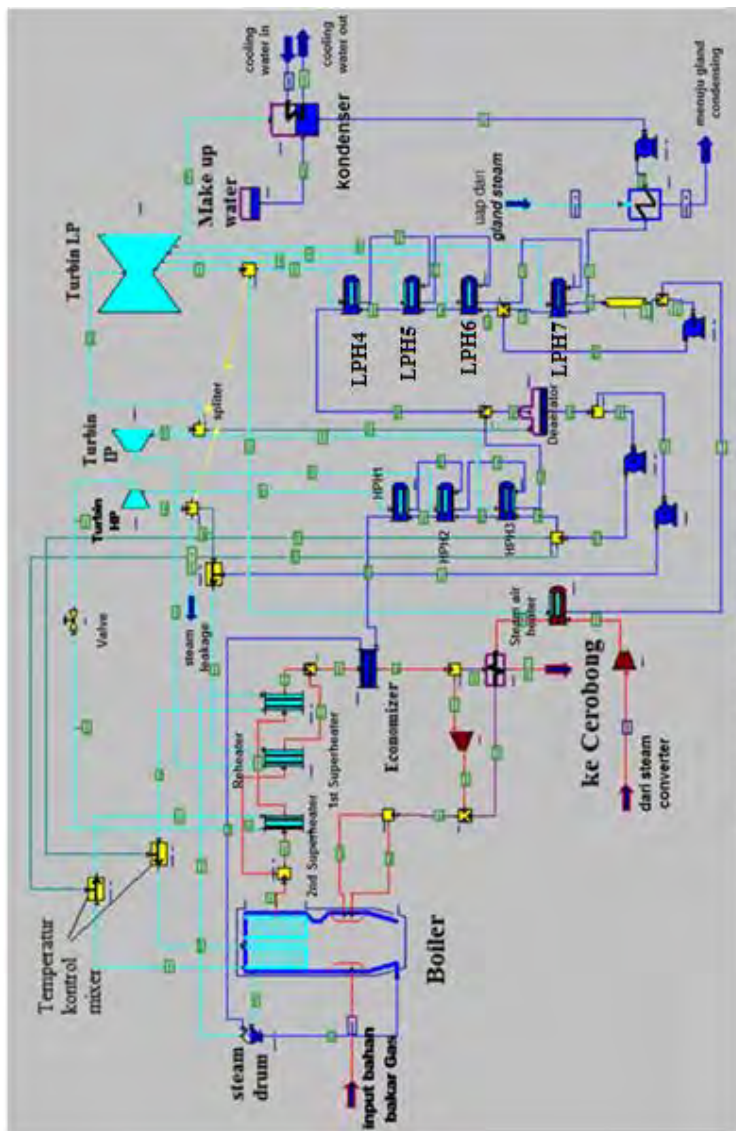
3.2 Pemodelan Pembangkit pada Gatecycle untuk Kondisi Existing

Desain PLTU PT PJB Gresik unit 3 yang akan dibangun di Desain PLTU PT PJB Gresik unit 3 yang dibangun di Gatecycle berdasarkan skema aliran massa seperti pada gambar 3.1. Properti-properti dari pembangkit tersebut berasal dari data asli PLTU PT PJB Gresik unit 3. Seperti pada gambar tersebut, PLTU unit 3 PT PJB Gresik sumber panas uap berasal dari boiler yang berbahan bakar gas dengan 2 *superheater* dan 1 *reheater*, dan economizer. Kemudian, di PLTU tersebut daya yang dibangkitkan berasal dari tiga turbin, yaitu HP turbin, IP turbin, dan LP turbin. Pada PLTU unit 3 sistem pemanas untuk air pengumpan terdapat 7 sistem air-pemanas tertutup dan 1 deaerator. Kemudian berdasarkan susunan tersebut di atas model pembangkit di Gatecycle dibangun seperti gambar di bawah



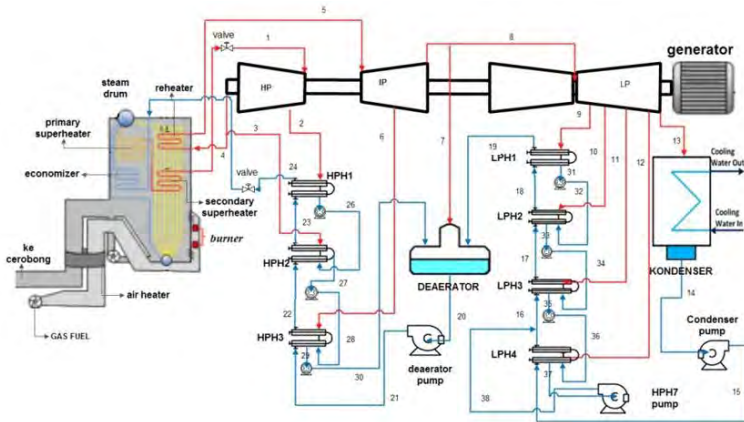
Gambar 3.1 Aliran massa model PLTU PJB Gresik unit 3

Gambar 3.2 adalah hasil pemodelan pembangkit pada Gatecycle berdasarkan data eksisting dari PJB Gresik. Proses pemodelan pembangkit pada Gatecycle diawali dengan *input* data yang diperoleh dari desain asli pembangkit. Secara berurutan, data parameter yang dimasukkan diawali dari komponen boiler, turbin, HPH (pemanas air-pengisian tertutup), deaerator, kondenser, dan *economizer*. Parameter-parameter yang akan dimasukkan pada software Gatecycle berdasarkan data dari P & ID Unit Pembangkit Tiga PT. PJB Gresik. Data tersebut dicantumkan pada lampiran.



Gambar 3.2 PLTU PT PIB Gresik unit 3 kondisi awal pada Garcycle

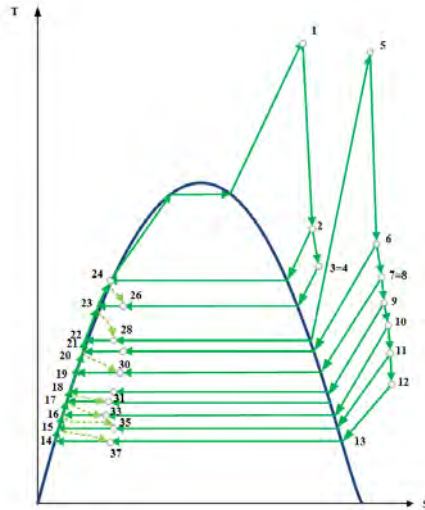
3.3 Analisa Termodinamika Pembangkit



Gambar 3.3 Model Pembangkit Listrik Tenaga Uap 200 MW

Model pembangkit yang digunakan adalah pembangkit listrik 200 MW di UP 3 PT. PJB Gresik, dimana model tersebut menggunakan dua turbin *single case* yang terdiri dari *High Pressure Turbine* (HP Steam Turbine), *Intermediate Pressure Turbine* (IP Steam Turbin) dan satu double flow turbine yaitu pada *Low Pressure Turbine* (LP Steam Turbine) dimana HP Turbine memiliki 2 ekstraksi, IP Turbine memiliki 2 ekstraksi, dan LP Turbine memiliki 4 ekstraksi.

Pada gambar 3.4 grafik T-S diagram tiap komponen tidak terjadi secara ideal karena peninjauan berdasarkan software Gate Cycle. Komponen-komponen tersebut disimulasikan berkerja di dalam kondisi riil sehingga terdapat kehilangan atau *losses*. Selain itu, proses kompresi dan ekspansi tidak dapat secara ideal isentropic dan juga proses penambahan dan pelepasan panas tidak secara ideal isobar. Siklus pembangkit tenaga uap menggunakan fluida kerja dua fase berupa cairan dan uap.



Gambar 3.4 Diagram T-S model Pembangkit 200 MW PT. PJB Gresik UP Tiga

3.4 Analisa Performa Pembangkit Tenaga Uap

Performa dari sebuah pembangkit selain dapat dicari melalui analisa termodinamika, juga dapat melalui metode yang lain. ASME PTC 6, sebuah metode untuk menghitung performa dari pembangkit tenaga uap digunakan dalam analisa ini dengan rincian sebagai berikut:

- $$PlantHeatRate = \frac{(\dot{m}_{Ing} \cdot LHV_{fuel})}{PowerNetto} \dots\dots\dots(3.1)$$

Dimana:

- \dot{m}_{coal} = aliran bahan bakar yang digunakan (kg/h)
- $Powernetto$ = Daya dihasilkan oleh pembangkitsetelah pemakaian sendiri (kW)

- $$Power Gross = Power Turbin HP + Power Turbin IP + Power Turbin LP$$

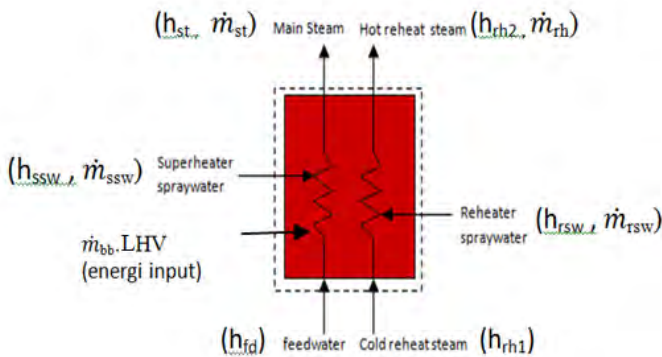
- $Power\ Turbin\ HP = \dot{m}_{ms}(h_{ms} - h_{hph1}) + (\dot{m}_{ms} - \dot{m}_{hph1})(h_{hph1} - h_{out}) \dots \dots \dots (3.2)$
- $Power\ Turbin\ IP = \dot{m}_{in}(h_{in} - h_{hph3}) + (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{hph3})(h_{hph3} - h_{out}) \dots \dots \dots (3.3)$
- $Power\ Turbin\ LP = \dot{m}_{in}(h_{in} - h_{lph1}) + (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{lph1})(h_{lph1} - h_{lph2} + (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{lph1} - \dot{m}_{lph2})h_{lph2} - h_{lph3} + (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{lph1} - \dot{m}_{lph2} - \dot{m}_{lph3})(h_{lph3} - h_{lph4}) + (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{lph1} - \dot{m}_{lph2} - \dot{m}_{lph3} - \dot{m}_{lph4})(h_{lph4} - h_{cond}) \dots \dots \dots (3.4)$

➤ **Input-Output Methode**

$$Boiler\ eff(\%) = \frac{\text{heat output}}{\text{heat input}} \times 100\%$$

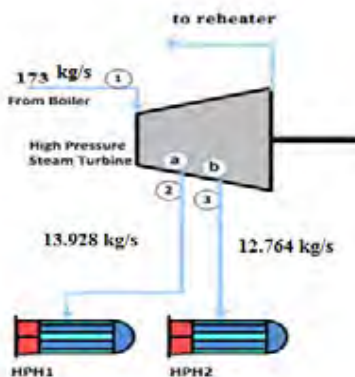
$$\eta = \frac{\dot{Q}_{sh} + \dot{Q}_{rh}}{\dot{m}_{bb} \times LHV} \times 100\%$$

$$= \frac{[\dot{m}_{st} \cdot (h_{st} - h_{fd}) - (\dot{m}_{ssw} \cdot h_{ssw})] + [\dot{m}_{rh} \cdot (h_{rh2} - h_{rh1}) - (\dot{m}_{rsw} \cdot h_{rsw})]}{(\dot{m}_{gas} \cdot LHV_{gas})} \times 100\% \dots (3.5)$$



Gambar 3.5 Heat balance Boiler

3.5 Variasi Ekstraksi uap dari *High Pressure Turbine*



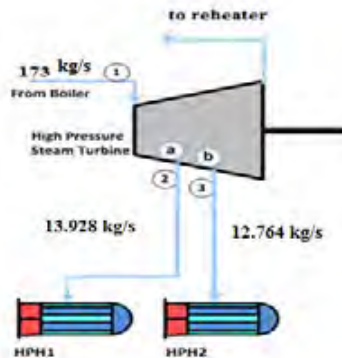
Gambar 3.6 Kondisi awal ekstraksi dari turbin HP

Pada tugas akhir ini akan diteliti mengenai dampak dari variasi persentase ceratan *steam* pada *High Pressure Turbine*. Variasi ceratan tersebut berpedoman pada standar dari General Electric. Pembangkit PJB menggunakan sistem ekstraksi turbin otomatis atau terkontrol sehingga estimasi variasi ekstraksi *steam* yang akan dilakukan pada penelitian tugas akhir ini yaitu berkisar 15% dari aliran uap utama yang masuk ke boiler dan begitu juga ke tingkatan selanjutnya dengan maksimum ceratan *steam* adalah 30% dari *steam* yang masuk pada tiap turbin.

Kondisi awal PLTU unit 3 PT PJB Gresik adalah untuk aliran *steam* utama yang akan masuk pada turbin HP sebesar 173 kg/jam. Kemudian ceratan atau ekstraksi pertama (HPH1) dan kedua (HPH2) pada turbin HP sebesar 13.928 kg/h dan 12.764kg/h sehingga presentase ekstraksi pada kondisi awal bila dibandingkan dengan *steam* utama yang akan masuk pada turbin HP adalah sebesar 8.04% (HPH1) dan 8.01% (HPH2). Kedua

kondisi presentase tersebut bila dibandingkan dengan nilai maksimum ekstraksi, yaitu 30% dari 173 kg/hr adalah 51.9 kg/jam, yang diperbolehkan pada turbin adalah hanya sebesar 26.4% dan 24.6% sehingga total ekstraksi hanya sebesar 51% dari ekstraksi maksimal yang diperbolehkan, yaitu 30% uap utama turbin HP.

Pada tugas akhir ini, pemanfaatan uap dari ekstraksi turbin HP sesuai dengan standar GE yaitu maksimal 30% dari uap utama yang masuk pada turbin HP, yaitu 51.9 kg/h, dan karena turbin HP pada PLTU PT PJB Gresik unit 3 menggunakan sistem ekstraksi otomatis. Uap ekstraksi yang masuk ke HPH1 dan HPH2 akan divariasikan secara bertahap dengan awal ekstraksi adalah 5% dari uap utama, masuk ke HPH1 dan berdasarkan prinsip 1-y', yaitu 173 kg/h – 8.65kg/h, uap yang masuk ke HPH2 11% dari tingkatan uap sisa ekstraksi. Ekstraksi kedua adalah meningkat pada HPH1 yaitu sebesar 6% uap dari uap utama dan pada HPH2 10% dari tingkatan uap sisa ekstraksi. Sampai pada ekstraksi untuk HPH1 sebesar 11% dari uap utama dan HPH2 adalah 5% dari tingkatan uap sisa ekstraksi.



Variasi:

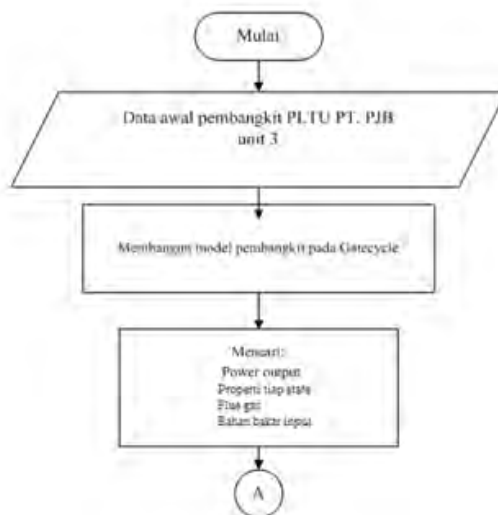
- 1) 5%(dari uap masuk turbin HP) HPH 1 dan 11% (uap masuk turbin HP - uap HPH 1) HPH2
- 2) 6%(dari uap masuk turbin HP) HPH 1 dan 10% (uap masuk turbin HP - uap HPH 1) HPH2
- 3) 10%(dari uap masuk turbin HP) HPH 1 dan 6% (uap masuk turbin HP - uap HPH 1) HPH2
- 4) 11%(dari uap masuk turbin HP) HPH 1 dan 5% (uap masuk turbin HP - uap HPH 1) HPH2

Gambar 3.7 Variasi ekstraksi turbin HP pada tugas akhir

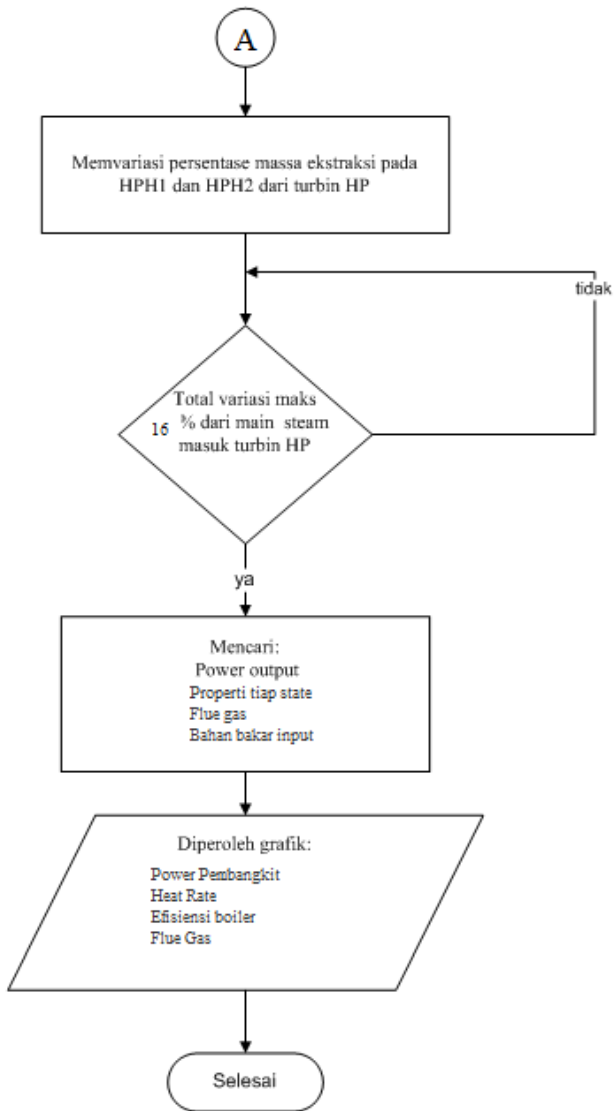
Tabel 3.2 Variasi ekstraksi *steam* dan dampaknya pada performa pembangkit

Pembangkit	Daya netto	Efisiensi Boiler	Heat Rate Netto	Flue Gas
	MW	%	kJ/MW hr	^o C
Variasi 5% : 11%				
Variasi 6% : 10%				
Variasi 10% : 6%				
Variasi 11% : 5%				

3.6 Flowchart Penelitian



Gambar 3.8 Flowchart proses kerja penelitian tugas akhir



Gambar 3.9 Flowchart proses kerja penelitian tugas akhir (lanjutan)

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Model Pembangkit PT. PJB Unit 3 UP Gresik

Perhitungan dan analisa efisiensi menggunakan data PLTU unit 3 UP Gresik sebagai acuan. Data operasi PLTU 200 MW tersebut adalah sebagai berikut:

1. Spesifikasi Desain
 - Kapasitas output : 200 MW
 - Bahan bakar : Natural Gas
 - Nomor unit : 3
 - Spesifikasi natural gas

Tabel 4.1 Data Spesifikasi Bahan Bakar

Ultimate Analysis	Gas Alam	Unit
Carbon	75,07	% wt
Hidrogen	22,89	% wt
Nitrogen	1,37	% wt
Sulfur	0	% wt
Moisture	0	% wt
Oksigen	0,65	% wt
Proximate Analysis	Gas Alam	Unit
LHV	44999	kJ/kg
Specific gravity	0,660	
Laju bahan bakar	39754.8	kg/hr
Flue Gas Analysis	Nilai	Unit
Nitrogen	84,60	%vol
Karbon dioksida	12,25	%vol
Karbon monoksida	0	%vol
Oksigen	3,15	%vol
Ambient dry temperature	31,1	°C
Humidity relative (av 8-11 am)	55,67	%
Humadity ratio	0,0159	Kg/kg dry air
Kalor spesifik	Nilai	Unit
Gas buang	0,238	Kcal/kg°C
Superheated	0,477	Kcal/kg°C

2. Peralatan sistem PLTU

a. Turbin uap

Manufacturer	: Toshiba Electric System
Type	: <i>Tandem compound reheatturbine</i>
Rated speed	: 3.600 rpm
Main Steam Press	: 189 kg/cm ²
Main steam temp.	: 537 °C

b. Sistem Generator

Manufacturer	: Toshiba Electric System
Type	: GTLR I 544/61-2
Capacity	: 125-500 kVA
Voltage	: 11 kV
Current	: 6587 A
Power factor	: 0,8
Exitation	: 435 V/983 A
Cooler	: Air

c. Condenser

kuantitas	: 1 unit
Type	: Surface condensing double flow pass water box half divided type
Heat transfer area	: 29982 m ²
Flow rate	: 130 kg/s
Sea water in temp	: 30 °C
Sea water side dsng p	: 3.45 kg/cm ²

d. Boiler Feed Pump (BFP)

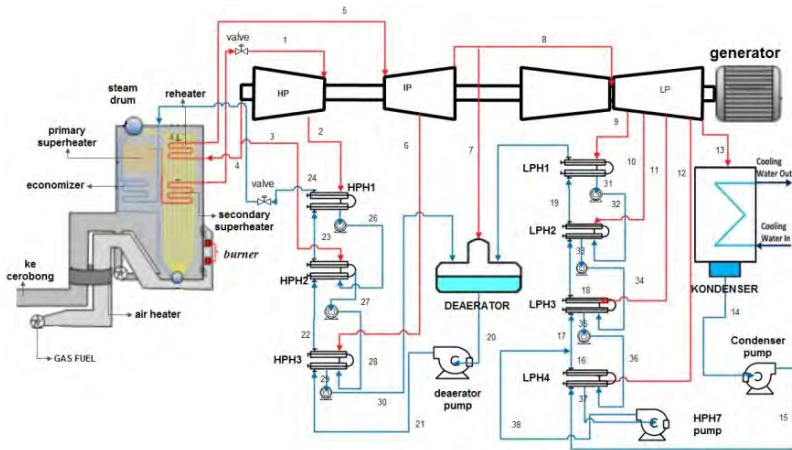
kuantitas	: 3 sets each unit (50 % each set for TWO condition)
Type	: Horizontal, multi stage, centrifugal type.
Flow rate	: 202 t/h
Total Head	: 155 kg/cm ²
Temperature	: 169,3 °C
Weight vol. Ratio	: 0,898 kg/litre
Speed of rotation	: 3000 rpm (synchronous)
Efficiency	: 78 % at above operating cond.
Motor type	: Totally enclosed air to air cooled type
Output motor	: 1450 kW
Voltage	: AC 6000 V

e. Condensate Pump (CP)

kuantitas	: 2 sets for each other (100 % each set for TVWO condition)
Type	: Vertical, multi stage, barrel type
Flow rate	: 340 t/h
Total head	: 17 kg/cm ²
Temperature	: 42,2 °C
Weight vol. Ratio	: 0,991 kg/litre
Speed of rotation	: 1500 rpm (synchronous)
Efficiency	: 76,5 % at above operating condition
Motor type	: Totally enclosed air to air cooled type
Output motor	: 240 kW
Voltage	: AC 6000 V
f. Deaerator	
Design press.	: 8,6 kg/cm ² g
Design temp.	: 260 °C
Operating press.	: 103.42 sampai 344.74 kPa
Operating temp.	: 167 to 169 °C
Outlet capacity	: 190 kg/sec
Storage capacity	: 55 cubic meters from NWL to Empty
Oxygen guarantee	: 0,005 ml/l (7 ppb)
Capacity	: 55 m ³

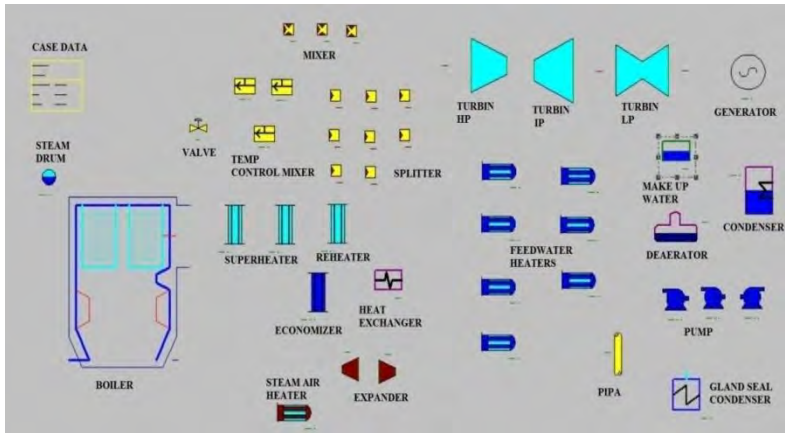
4.2 Membangun Model Awal Pembangkit Unit Pembangkit 3

Sebelum menganalisa PLTU, model awal pembangkit dibangun pada Gatecycle. Model pada Gatecycle pada awalnya dibangun berdasarkan data eksisting pembangkit PLTU unit 3 PT PJB UP Gresik.



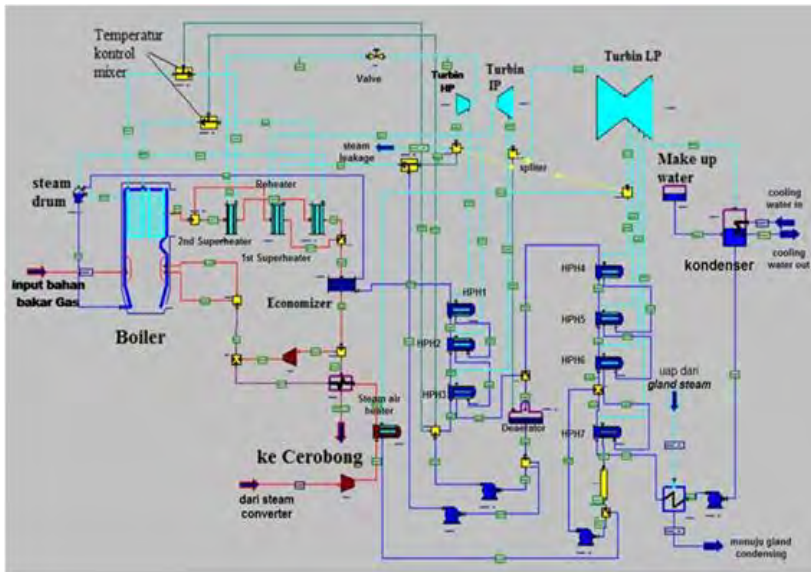
Gambar 4.1 Skema Aliran Steam Unit 3 PLTU UP Gresik

Skema pembangkit yang dibangun pada Gatecycle berdasarkan skema pada gambar 4.1 di atas, yaitu pada boiler komponen utama pendukung yaitu terdapat 2 *superheater*, 1 *reheater*, *economizer*, dan *steam drum*, kemudian pada turbin terdapat 3 tahapan turbin yaitu HP, IP, dan LP, kemudian terdapat kondenser, pada *feedwaterheater* terdapat 7 *closed feedwaterheater* dan 1 *deaerator*, kemudian terdapat 3 pompa, 2 valve, dan sebuah generator.



Gambar 4.2 Komponen pendukung sistem pembangkit unit 3 PT. PJB Gresik pada Gatecycle

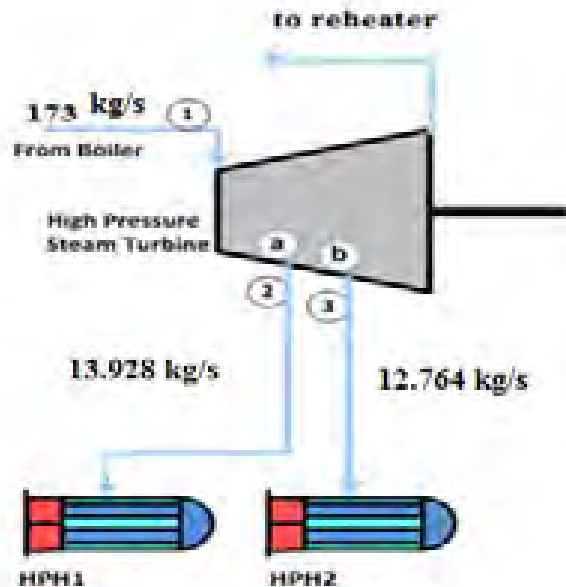
Gambar 4.2 adalah proses mendaftarkan komponen pendukung yang digunakan pada PLTU dimana jumlah dan jenisnya disesuaikan dengan kondisi eksisting PLTU PT PJB Gresik Unit 3. Selanjutnya, dalam tiap-tiap komponen tersebut dimasukkan variabel-variabel yang menentukan batasan-batasan sesuai dengan kondisi eksisting pembangkit. Setelah itu, komponen-komponen tersebut disambungkan sesuai dengan urutan berdasarkan ketentuan pada skema *heat and mass balance* gambar 4.1.



Gambar 4.3 Hasil memodelkan PLTU unit 3 PT. PJB Gresik pada Gatecycle

Gambar 4.3 merupakan hasil dari membangun sistem pembangkit pada Gatecycle. Setelah proses membangun selesai, sistem pembangkit tersebut harus dijalankan (*running*) untuk memastikan bahwa pembangkit yang dibangun sesuai dengan kondisi nyata. Hasil yang diperoleh dapat dikatakan valid apabila setelah dijalankan pada Gatecycle telah tercapai kondisi iterasi perhitungan yang konvergen.

Berdasarkan gambar 4.4, kondisi awal yang merupakan kondisi asli unit 3 PLTU PT. PJB Gresik, ekstraksi yang diambil dari turbin HP untuk dipakai ke HPH1 adalah sebesar 16.928 kg/h dan untuk dipakai ke HPH2 adalah sebesar 12.764 kg/h. Bila nilai tersebut dibandingkan dengan uap utama yang masuk ke turbin HP, yang sebesar 173 kg/h, adalah sebesar 8.04% untuk yang menuju HPH1 dan sebesar 8.09% untuk yang menuju HPH2.



Gambar 4.4 Nilai ekstraksi pada HPH1 dan HPH2 yang merupakan kondisi awal pembangkit

4.3 Analisa Kondisi Awal Pembangkit Unit 3 PT. PJB Gresik

Setelah proses pemodelan pada Gatecycle selesai, proses selanjutnya adalah kondisi awal pembangkit dianalisa menggunakan Gatecycle dan menggunakan standar perhitungan ASME PTC 6.

Berdasarkan hasil *running* dengan Gatecycle diperoleh data hasil analisa Gatecycle seperti pada tabel 4.2

Tabel 4.2 Data Propertis Kondisi Eksisting

Keterangan steam	\dot{m} (kg/hr)	T (°C)	P (kPa)	h (kJ/kg)
Main steam	623160	545,02	18543,46	3394,89
Masuk HPH 1	50140.8	381,27	5942,83	3129,26
Keluar turbin HP	573048	309,75	3344,07	3007,44
Masuk HPH 2	45950.4	309,75	3344,07	3007,44
Masuk Turbin IP	525060	538,93	3344,07	3540,35
Masuk HPH 3	21348	421,11	1549,00	3300,21
Keluar turbin IP	503784	341,6	881,92	3141,85
Masuk Turbin LP	479988	341,60	881,92	3141,85
Ekstraksi pertama	25740	275,25	434,43	3014,50
Masuk LPH 2	17388	216,87	258,90	2901,45
Masuk LPH 3	17028	142,37	120,96	2759,1
Masuk LPH 4	26172	87,61	64,00	2647,16
Masuk Condensor	393696	41,81	8,13	2420,80
Fluida masuk Reheater	525060	309.8	3344.07	3007.4
Fluida masuk turbin IP	524880	538.9	3344.07	3540.4
Spray Super Heater	60696	173.9	18543.5	745.36
Fluida Masuk Boiler	562464	275.9	18543.5	1210.3

Kemudian, nilai efisiensi boiler diperoleh berdasarkan persamaan standar dari metode ASME PTC 6, yaitu dengan menggunakan metode perhitungan langsung (*direct method*). Berdasarkan data dari Gatecycle diperoleh nilai seperti di bawah. Nilai $\dot{m}_{ing} \cdot LHV_{fuel} = 39754.8 \text{ kg/hr} \times 44999 \text{ kJ/kg} = 1788926245 \text{ kJ/hr}$ Daya netto pada pembangkit kondisi awal adalah sebesar 200 MW

$$\text{boiler efisiensi} = \frac{[\dot{m}_{st} \cdot (h_{st} - h_{fd}) - (\dot{m}_{zpw} \cdot h_{zpw})] + [\dot{m}_{rh} \cdot (h_{rh2} - h_{rh1}) - (\dot{m}_{zpw} \cdot h_{zpw})]}{(\dot{m}_{gas} \cdot HHV_{gas})}$$

$$= \frac{\left[\left(623160 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \right) \times \frac{(3394,89 - 1210,27) \text{ kJ}}{\text{kg}} - 60696 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 745,36 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right] + \left[525060 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times \frac{(3540,35 - 3007,44) \text{ kJ}}{\text{kg}} - 0 \right]}{1744891200 \text{ kJ/hr}}$$

$$= 0.8921$$

Dari data pada tabel 4.2 dapat juga dilakukan analisa termodinamika dengan tujuan membandingkan dengan data Gatecycle. Dibawah ini adalah hasil perhitungan Power Gross secara termodinamik.

- $\text{Power Gross} = \text{Power Turbin HP} + \text{Power Turbin IP} + \text{Power Turbin LP}$
- $\text{Power Turbin HP} = \dot{m}_{ms} (h_{ms} - h_{hph1}) + (\dot{m}_{ms} - \dot{m}_{hph1}) (h_{hph1} - h_{out})$
- $\text{Power Turbin HP} = 623160 \times (3394,89 - 3129,26) + (623160 - 50140,83) \times (3129,26 - 3007,44)$
- $\text{Power Turbin HP} = 235335189,7 \text{ kW} : 3600 \frac{\text{hr}}{\text{sec}} = 65370,88 \text{ kW}$
- $\text{Power Turbin IP} = \dot{m}_{in} (h_{in} - h_{hph3}) + (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{hph3}) (h_{hph3} - h_{out})$
- $\text{Power Turbin IP} = 525060 (3540,35 - 3300,32) + (525060 - 213483300,21 - 3141,83)$
- $\text{Power Turbin IP} = 205865815 \text{ kW} : 3600 \frac{\text{hr}}{\text{sec}} = 57184,9486 \text{ kW}$
- $\text{Power Turbin LP} = \dot{m}_{in} (h_{in} - h_{lph1}) + (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{lph1}) (h_{lph1} - h_{lph2}) + (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{lph1} - \dot{m}_{lph2} - \dot{m}_{lph3}) (h_{lph2} - h_{lph3}) + (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{lph1} - \dot{m}_{lph2} - \dot{m}_{lph3} - \dot{m}_{lph4}) (h_{lph3} - h_{lph4}) + (\dot{m}_{in} - \dot{m}_{lph1} - \dot{m}_{lph2} - \dot{m}_{lph3} - \dot{m}_{lph4}) (h_{lph4} - h_{cond})$
- $\text{Power Turbin LP} = 479988 (3141,85 - 3014,50) + (479988 - 25740) \times (3014,50 - 2901,45) + 479988 \times (2901,45 - 2759,10) + 4198322759,10 - 2647,16 + 393660 (2647,16 - 2420,80)$
- $\text{Power Turbin LP} = 310771100 \text{ kW} : 3600 \frac{\text{hr}}{\text{sec}} = 86325,3058 \text{ kW}$
- $\text{Power Gross} = 65347,1879 + 57160,3851 + 86325,3058$
- $\text{Power Gross} = 208832,8788 \text{ kW} = 208,83 \text{ MW}$

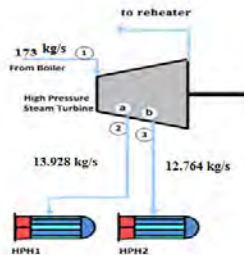
Dari perhitungan secara termodinamika didapatkan power gross sebesar 208,83 MW, hasil ini berbeda dengan hasil yang didapatkan dari Gatecycle 208,89MW. Terdapat perbedaan dari kedua hasil yang didapat.

$$\text{Toleransi} = \frac{208,89 - 208,83}{208,89} \times 100\% = 0.02\%$$

Perhitungan diatas menunjukkan terdapat toleransi perbedaan sebesar 0.02%.

4.4 Analisa Pembangkit Unit 3 PT. PJB Gresik dengan Variasi di HPH1 dan HPH2

Proses selanjutnya adalah menganalisa sistem PLTU dengan memvariasikan volume ekstraksi pada turbin HP yang akan menuju HPH1 dan HPH2. Variasi yang dilakukan berdasarkan aturan standar GE General Electric) dengan jenis ekstraksi yang berlaku pada turbin HP di PT PJB Gresik adalah seperti di gambar 4.5. Tahap penting pertama yang harus dilakukan adalah mengatur variasi ekstraksi uap yang diambil dari turbin HP untuk dialirkan menuju HPH1 dan HPH2. Persentase ekstraksi uap dari turbin HP tersebut berdasarkan acuan dari uap utama yang masuk ke turbin HP. Kombinasi nilai variasi



Variasi:

- 1) 5% (dari uap masuk turbin HP) HPH 1 dan 11% (uap masuk turbin HP - uap HPH 1) HPH2
- 2) 6% (dari uap masuk turbin HP) HPH 1 dan 10% (uap masuk turbin HP - uap HPH 1) HPH2
- 3) 10% (dari uap masuk turbin HP) HPH 1 dan 6% (uap masuk turbin HP - uap HPH 1) HPH2
- 4) 11% (dari uap masuk turbin HP) HPH 1 dan 5% (uap masuk turbin HP - uap HPH 1) HPH2

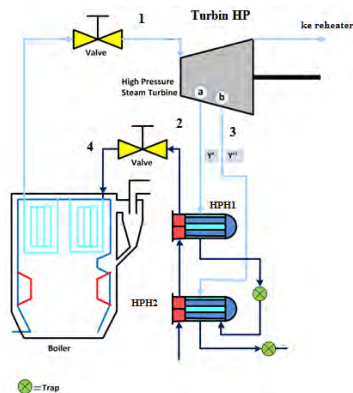
Gambar 4.5 Variasi ekstraksi uap dari turbin HP untuk HPH1 dan HPH2

ekstraksi yang menuju HPH1 dan HPH2 dapat dilihat seperti pada tabel berikut

Tabel 4.3 Nilai variasi ekstraksi dari turbin HP menuju HPH1 dan HPH2

Nama Variasi	Nilai Ekstraksi pada HPH1 dan HPH2	Total Ekstraksi
Var 1	$173 \text{ kg/s} \times 5\% = 8.65 \text{ kg/s}$ (HPH1) = 31140 kg/hr ($173 \text{ kg/s} - 8.65 \text{ kg/s}$) $\times 11\% = 18.089 \text{ kg/s}$ (HPH2) = 65120.4 kg/hr	96260.4 kg/hr
Var 2	$173 \text{ kg/s} \times 6\% = 10.386 \text{ kg/s}$ (HPH1) = 37389.6 kg/hr ($173 \text{ kg/s} - 10.38 \text{ kg/s}$) $\times 10\% = 16.271 \text{ kg/s}$ (HPH2) = 58575.6 kg/hr	95965.2 Kg/hr
eksisting	$173 \text{ kg/s} \times 8\% = 13.928 \text{ kg/s}$ (HPH1) = 50140.8 kg/hr ($173 \text{ kg/s} - 13.928 \text{ kg/s}$) $\times 8\% = 12.764 \text{ kg/s}$ (HPH2) = 45950.4 kg/hr	96091.2 Kg/hr
Var 3	$173 \text{ kg/s} \times 10\% = 17.31 \text{ kg/s}$ (HPH1) = 62316 kg/hr ($173 \text{ kg/s} - 17.3 \text{ kg/s}$) $\times 6\% = 9.347 \text{ kg/s}$ (HPH2) = 33649.2 kg/hr	95965.2 Kg/hr
Var 4	$173 \text{ kg/s} \times 11\% = 19.041 \text{ kg/s}$ (HPH1) = 68547.6 kg/hr ($173 \text{ kg/s} - 19.04 \text{ kg/s}$) $\times 5\% = 7.703 \text{ kg/s}$ (HPH2) = 27730.8 kg/hr	96278.4 Kg/hr

Gambar 4.6 merupakan bagian pembangkit yang diidentifikasi berikut dengan nilai jumlah aliran, entalpi, tekanan, dan temperatur tiap titik tersebut. Berikut adalah data yang didapat dari hasil *running* Gatecycle



Gambar 4.6 Bagian sistem pembangkit yang diidentifikasi untuk memperoleh nilai efisiensi boiler dan heat rate pembangkit

Tabel 4.4 Properti yang diperoleh dari Gatecycle berdasarkan 4 titik yang ditinjau

1. Steam masuk Turbin HP		2. HPH 1		3. HPH 2		4. Fluida masuk Boiler	
Aliran Kg/hr	Entalpi KJ/Kg	Aliran Kg/hr	Entalpi KJ/Kg	Aliran Kg/hr	Entalpi KJ/Kg	Suhu °C	Entalpi KJ/Kg
623160	3394.89	31140	3129.26	65120.4	3007.44	263.77	1151.02
623160	3394.89	37389.6	3129.26	58575.6	3007.44	268.47	1173.75
623160	3394.89	62316	3129.26	33649.2	3007.44	275.92	1210.27
623160	3394.89	68547.6	3129.26	27730.8	3007.44	275.92	1210.27

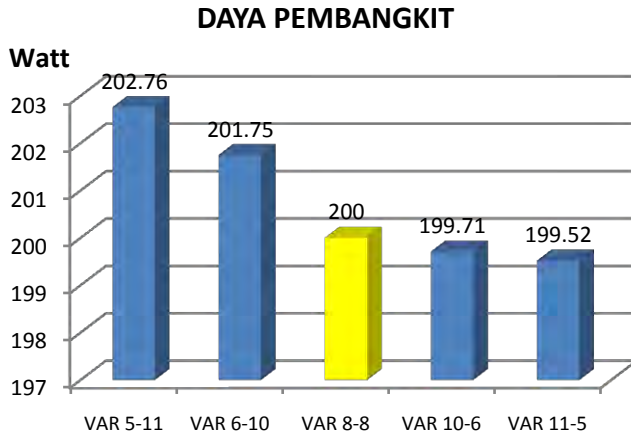
Kemudian, nilai daya netto, heat rate tiap pembangkit dari hasil variasi ekstraksi uap diperoleh berdasarkan data hasil pemodelan pembangkit pada program gatecycle. Sedangkan, nilai efisiensi boiler diperoleh berdasarkan perhitungan metode langsung. Berikut adalah data hasil pemodelan dari gatecycle dan hasil perhitungan manual.

Tabel 4.5 Daya Netto, Efisiensi boiler, Heat Rate, Bahan

Pembangkit	Daya netto	Efisiensi Boiler	Heat Rate Netto	Bahan Bakar	Flue Gas
	MW	%	kJ/MW hr	Kg/hr	°C
5% : 11%	202.76	89.46	8608.76	40561.2	130.9
6% : 10%	201.75	89.36	8586.26	40255.2	130.69
8% : 8%	200	89.21	8554.18	39754.8	130.29
10% : 6%	199.71	89.23	8567.04	39754.4	130.31
11% : 5%	199.52	89.2	8574.54	39754.8	130.33

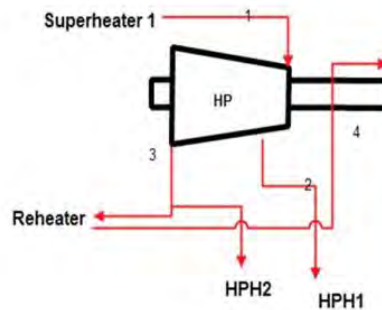
Berdasarkan data dari tabel di atas dapat dibentuk suatu pola grafik sehingga dapat ditarik kesimpulan logis antara kontribusi dan dampak variasi ekstraksi uap dari turbin HP untuk HPH1 dan HPH2 terhadap performa pembangkit. Di dalam memodelkan berbagai variasi pembangkit di Gatecycle, uap utama yang akan masuk ke turbin HP dijaga pada angka tetap yaitu sebesar 173.1 kg/s di setiap variasi ekstraksi uap dari turbin HP. Hal tersebut bertujuan agar pada saat hasil pemodelan dan perhitungan telah diperoleh nilai tersebut dapat dibandingkan berdasarkan acuan yang benar.

4.4.1 Analisa Daya Setiap Varian Pembangkit



Gambar 4.7 Daya Pembangkit Pengaruh Jumlah Ekstraksi Uap dari Turbin HP

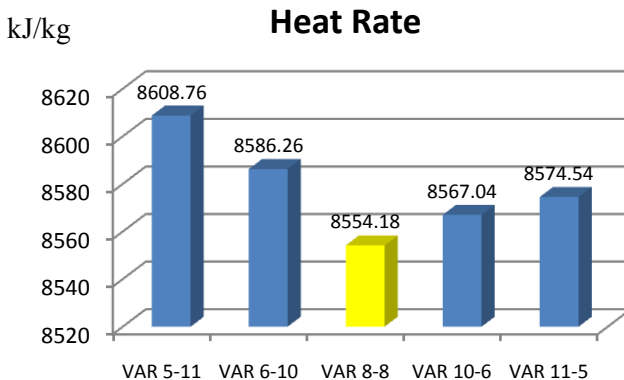
Gambar 4.7 merupakan tren grafik daya pembangkit karena pengaruh jumlah ekstraksi uap dari turbin HP. Gambar tersebut dilihat bahwa tren grafik adalah landai dengan nilai daya tertinggi dihasilkan pada pembangkit dengan variasi ekstraksi 5-11 yaitu 202.76 MW dan grafik terus landai sampai pada variasi ekstraksi 11-5 dengan daya yang dihasilkan sebesar 199.52 MW.



Gambar 4.8 Posisi Ekstraksi pada turbin HP

Proses ekstraksi uap dari turbin HP untuk HPH1 dan HPH2 berdasarkan skema pada Gambar 4.8. Berdasarkan persamaan 3.2 sampai 3.4, hal yang paling berperan didalam turunnya daya yang dihasilkan pembangkit akibat pengaruh ekstraksi uap adalah naiknya presentase ekstraksi uap khususnya untuk HPH1. Bagian persamaan 3.2 yaitu $(\dot{m}_{ms} - \dot{m}_{hph1})(h_{hph1} - h_{out})$ membuktikan bahwa dengan naiknya nilai \dot{m}_{hph1} akan menurunkan energi sisa untuk memutar turbin karena uap sisa yang digunakan turbin berkurang. Misalnya variasi ekstraksi uap 5-11, uap yang diekstraksi untuk HPH1 adalah sebesar 5% (31140 kg/hr).apabila dihitung berdasarkan persamaan tersebut daya yang dihasilkan adalah sebesar 72119876.4 kW. Sedangkan, uap diekstraksi untuk HPH1 adalah sebesar 11% (68547.6 kg/hr) untuk variasi 11-5 dan daya yang dihasilkan adalah sebesar 67562882.57 kW. Berdasarkan dua perhitungan tersebut dapat diketahui bahwa daya yang dihasilkan untuk variasi 5-11 lebih besar daripada variasi 11-5.

4.4.2 Analisa Heat Rate setiap Varian Pembangkit



Gambar 4.9 Heat Rate Pengaruh Jumlah Ekstraksi Uap dari Turbin HP

Tren grafik Heat rate dapat terbentuk menurut pola seperti pada gambar 4.8 karena berdasarkan persamaan heat rate $= \frac{(\dot{m}_{Ing} \cdot LHV_{fuel})}{PowerNetto}$. Heat rate yang memiliki nilai terbaik adalah yang memiliki nilai rendah. Artinya penggunaan bahan bakar untuk proses pembakaran di boiler terjadi secara efektif dan daya yang dihasilkan optimal untuk pemakaian sejumlah bahan bakar tersebut. Nilai heat rate diawali dari variasi ekstraksi 5-11 yaitu sebesar 8608.76 kJ/ kW.hr. Kemudian, tren nilai heat rate landai dari variasi ekstraksi 6-10 sebesar 8586.26 kJ/kW.hr sampai di ekstraksi 8-8, yang merupakan kondisi eksisting pembangkit, dengan nilai heat rate sebesar 8554.18 kJ/kW.hr, merupakan nilai heat rate terbaik. Tren grafik dari 5-11 sampai 8-8 landai karena, berdasarkan persamaan heat rate, tingginya konsumsi bahan bakar pada variasi 5-11 dan 6-10 bila dibandingkan dengan variasi 8-8. Hal tersebut dapat dilihat pada tabel 4.5. Bahan bakar yang digunakan oleh variasi 5-11 sebesar 40561.2 kg/hr dan variasi 6-10 sebesar 40255.2 kg/hr.

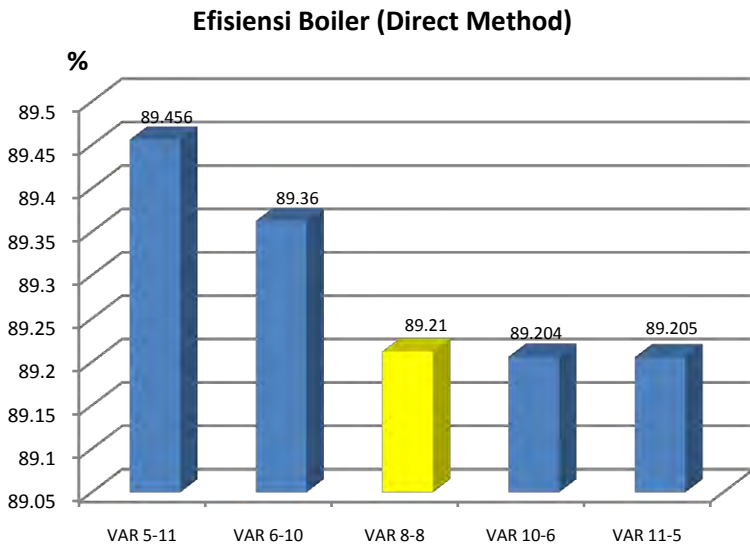
Kemudian, tren grafik menanjak pada variasi 8-8, 10-6, dan 11-5. Berbeda dengan dua variasi sebelumnya, variasi 10-6 dan variasi 11-5 menggunakan bahan bakar yang relatif sama dengan variasi 8-8 sehingga konsumsi bahan bakar bukanlah hal yang berperan di dalam menaikannya tren grafik heat rate pada gambar 4.9. Berdasarkan data daya pembangkit yang dihasilkan dapat mempengaruhi nilai heat rate. Mengacu pada data tabel 4.5, daya yang dihasilkan dari variasi ekstraksi 10-6 dan 11-5 yaitu sebesar 199.71 MW dan 199.52 MW. Karena daya yang dihasilkan pada kedua variasi tersebut relatif kecil bila dibandingkan dengan variasi 8-8, nilai heat rate 10-6 dan 11-5 menanjak setelah variasi 8-8. Berikut adalah data perbandingan nilai heat rate, daya pembangkit, dan bahan bakar yang dibutuhkan setiap variasi.

Tabel 4.6 Heat Rate, Daya Netto, Bahan Bakar

Pembangkit	Heat Rate Netto	Daya netto	Bahan Bakar
	kJ/MW hr	MW	Kg/hr
5% : 11%	8608.76	202.76	40561.2
6% : 10%	8586.26	201.75	40255.2
8% : 8%	8554.18	200	39754.8
10% : 6%	8567.04	199.71	39754.4
11% : 5%	8574.54	199.52	39754.8

Dampak perubahan massa ekstraksi terhadap nilai heat rate adalah apabila jumlah ekstraksi untuk HPH1 lebih sedikit dan jumlah ekstraksi untuk HPH2 lebih banyak yang terjadi adalah daya yang dibangkitkan besar dan bahan bakar yang digunakan untuk proses pembakaran jumlahnya lebih banyak karena suhu air yang akan masuk ke boiler(menuju komponen economizer) lebih rendah, misal pada variasi ekstraksi variasi 5-11. Kemudian, apabila jumlah ekstraksi untuk HPH1 lebih banyak dan jumlah ekstraksi untuk HPH2 lebih sedikit pengaruhnya adalah daya yang dibangkitkan menjadi lebih rendah karena banyaknya ekstraksi uap untuk HPH1 dari turbin HP, ekstraksi untuk HPH1 berasal dari tingkatan tekanan tinggi. Nilai heat rate terbaik adalah pada kombinasi ekstraksi variasi 8-8, kondisi eksisting, berdasarkan daya yang dibangkitkan dan penggunaan bahan bakar yang digunakan untuk proses pembakaran di boiler yang efektif

4.4.3 Analisa Efisiensi Boiler setiap Varian Pembangkit



Gambar 4.10 Efisiensi Boiler Pengaruh Variasi Ekstraksi Uap dari Turbin HP

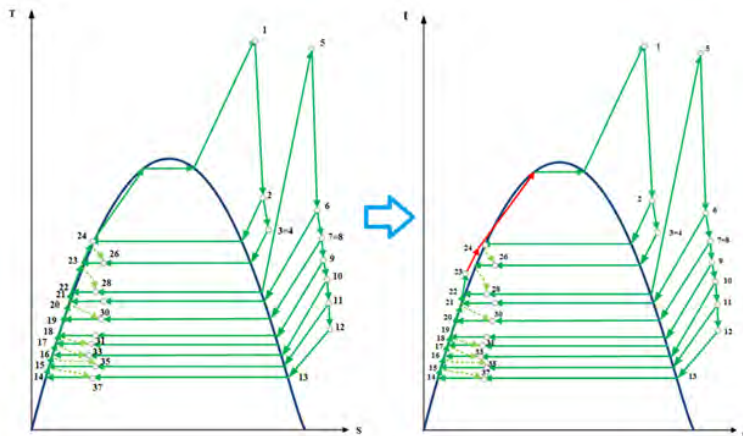
Gambar 4.10 merupakan gambar grafik efisiensi boiler untuk perbandingan setiap variasi ekstraksi uap dari turbin HP untuk HPH1 dan HPH2. Gambar menunjukkan bahwa variasi ekstraksi turbin uap berbeda-beda pengaruhnya terhadap efisiensi boiler, dimana efisiensi boiler tertinggi terjadi pada variasi 5-11 kemudian nilainya menurun pada variasi 6-10 dan 8-8. Pada variasi 10-6 dan variasi 11-5 nilai efisiensi boiler cenderung sama.

Fenomena yang ditunjukkan oleh variasi aliran massa HPH1 dan HPH2 pada efisiensi boiler menunjukkan bahwa nilai efisiensi boiler cenderung sama pada variasi 8-8, 10-6, dan 11-5. Hal tersebut terjadi karena nilai entalpi pada fluida kerja yang akan masuk pada boiler, yaitu yang masuk ke economizer nilainya relatif sama. Berdasarkan rumus efisiensi boiler =

$$\frac{[\dot{m}_{st} \cdot (h_{st} - h_{fd}) - (\dot{m}_{ssw} \cdot h_{ssw})] + [\dot{m}_{rh} \cdot (h_{rh2} - h_{rh1}) - (\dot{m}_{rsw} \cdot h_{rsw})]}{(\dot{m}_{gas} \cdot HHV_{gas})} \times 100\%$$

ngaruh pada perhitungan tersebut adalah entalpi yang akan masuk pada boiler yaitu h_{fd} . Apabila nilai h_{fd} rendah dampaknya adalah delta dari entalpi tersebut menjadi besar dan pada akhirnya efisiensi boiler akan tinggi. Hal tersebut dapat dilihat pada variasi ekstraksi 11-5 yang dimana nilai $h_{fd} = 1151.02$ kJ/kg menghasilkan nilai efisiensi boiler tertinggi yaitu sebesar 89.456 %. Tren grafik kemudian landai sampai pada pembangkit eksisting. Namun pada variasi ekstraksi pembangkit 10-6 dan 11-5 nilai efisiensi boiler relatif sama karena nilai h_{fd} pada kedua variasi ekstraksi pembangkit relatif sama. Hal tersebut terjadi karena energi untuk menaikkan panas pada kedua variasi tersebut nilainya tidak terlalu berdampak signifikan walaupun ekstraksi uap dari turbin bertekanan tinggi jumlahnya banyak.

Seperti pada gambar 4.11, pengaruh variasi jumlah ekstraksi uap dari turbin HP untuk HPH1 dan HPH2 untuk t-s diagram adalah titik 23 dan 24 mengalami perubahan delta suhu pada tekanan yang sama sehingga garis panah 23 dan 24 dapat lebih panjang atau lebih pendek. Hal tersebut berdampak pada air



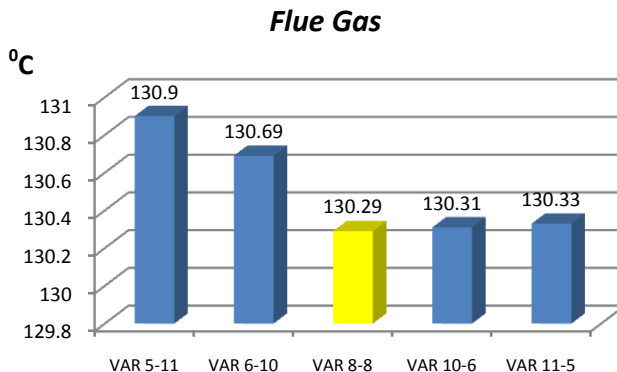
Gambar 4.11 Pengaruh Ekstraksi Uap untuk T-S diagram

yang masuk boiler (menuju economizer) bisa lebih rendah atau lebih tinggi bergantung pada banyaknya jumlah ekstraksi dari turbin HP tersebut.

Gambar 4.10 menunjukkan bahwa semakin besar uap yang diekstraksi dari turbin untuk dialirkan ke HPH akan menurunkan nilai efisiensi boiler. Namun, pada kondisi tertentu, pada tugas akhir ini yaitu pada variasi 10-6 dan 11-5, dampak dari ekstraksi tidak signifikan pada efisiensi boiler.

4.4.4 Analisa Dampak Variasi Ekstraksi Uap dari Turbin HP terhadap Flue Gas

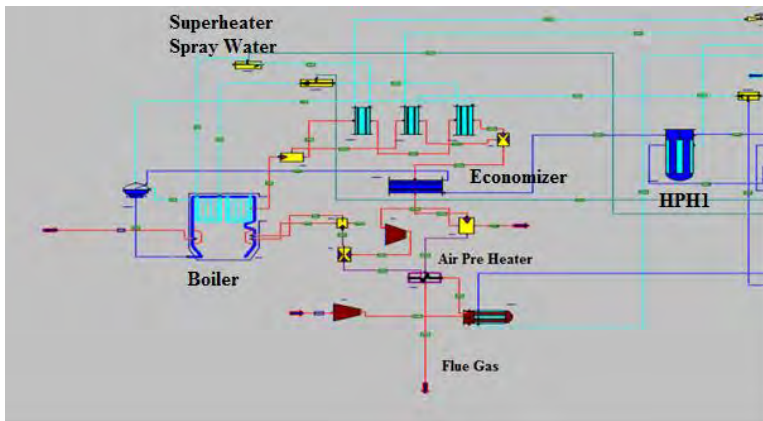
Gambar 4.12 menunjukkan tren grafik flue gas setiap variasi ekstraksi uap dari turbin HP untuk HPH1 dan HPH2. Desain boiler setiap pembangkit dengan variasi volume ekstraksi memiliki temperatur gas buang yang sama yaitu sebesar 1167.17 °C. Namun, pembangkit, karena dampak dari variasi volume ekstraksi uap dari turbin, memiliki temperatur flue gas berbeda-beda seiring efektifitas dari masing-masing variasi pembangkit di dalam memanfaatkan panas dari gas buang tersebut.



Gambar 4.12 Grafik Flue Gas Pengaruh Variasi Ekstraksi Uap dari Turbin HP

Berdasarkan gambar 4.13 tersebut, data flue gas yang diambil berdasarkan suhu setelah *Air Pre Heater*. Pemilihan posisi pengambilan data berdasarkan pertimbangan hasil pemanfaatan panas paling akhir dari gas buang boiler. Suhu flue gas tersebut bila terlalu tinggi mengindikasikan bahwa sistem boiler tidak efektif memanfaatkan panas. Namun, bila suhu terlalu rendah dapat mengakibatkan kerusakan pada komponen boiler tersebut karena adanya kandungan sulfur.

Dari gambar 4.12, pembangkit terbaik adalah pada variasi 8-8 atau kondisi eksisting yaitu dengan nilai temperature $130,29^{\circ}\text{C}$. Sedangkan varian pembangkit yang kurang efektif memanfaatkan panas dari gas buang adalah pada variasi 5-11 karena suhu flue gas pembangkit tersebut 130.9°C .



Gambar 4.13 Posisi flue gas

BAB V

PENUTUP

5.1. Kesimpulan

Berdasarkan perancangan variasi pembangkit untuk ekstraksi uap di turbin HP untuk digunakan ke HPH1 dan HPH2 dengan menggunakan analisa didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Kondisi eksisting PLTU unit tiga PT. PJB Gresik memiliki efisiensi boiler 89.21% , heat rate 8554.15 kJ/kW.hr, dan suhu flue gas adalah 130.29 °C.
2. Pengaruh variasi jumlah ekstraksi aliran massa uap terhadap performa pembangkit adalah apabila ekstraksi uap untuk HPH1 sedikit dan HPH2 banyak berdampak heat rate naik (buruk) karena bahan bakar yang diperlukan lebih banyak untuk memanaskan air menjadi uap walaupun daya yang dihasilkan tinggi, misal variasi ekstraksi 5-11, dan sebaliknya apabila ekstraksi uap untuk HPH1 banyak dan HPH2 sedikit berdampak heat rate juga naik karena daya yang dihasilkan pembangkit turun, misal variasi 11-5. Oleh karena itu, pemilihan pembangkit berdasarkan nilai heat rate adalah pembangkit dengan ekstraksi 8-8 sebagai pembangkit yang terbaik.

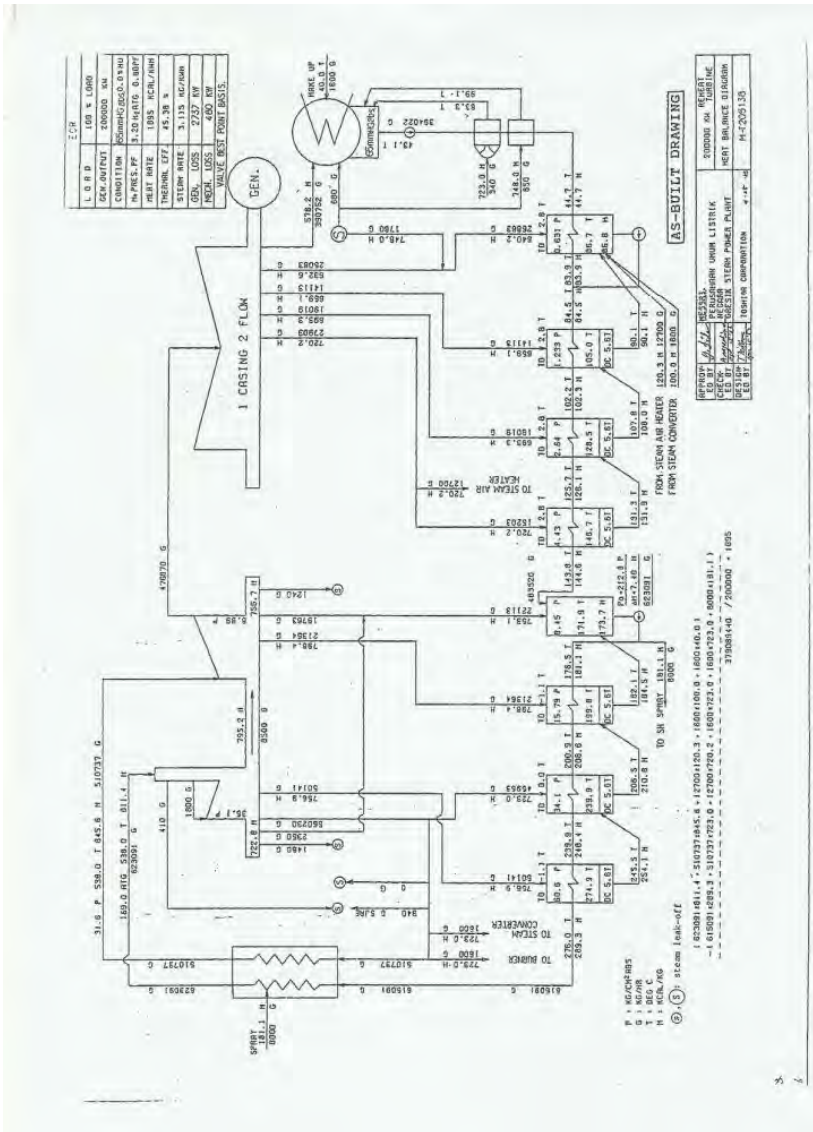
5.2. Saran

Beberapa saran yang dapat disampaikan setelah melakukan perancangan sistem pembangkit menggunakan Gate cycle adalah sebagai berikut:

1. Perlu adanya pelatihan mengenai software Gatecycle agar mahasiswa yang akan menganalisa sistem pembangkit dapat menguasai materi jauh lebih baik.

2. Referensi (baik *manual book* maupun jurnal) yang khusus membahas desain turbin dan metode ekstraksi jumlahnya sangat kurang. Oleh karena itu perlu adanya penelitian lebih lanjut tentang ekstraksi uap pada turbin.

Lampiran 1. P&ID PLTU PT.PJB Gresik Unit Pembangkit 3



Lampiran 2. Data Input beberapa komponen pembangkit di Gatecycle

No	Komponen	Parameter	Data input	Satuan
1.	Boiler	Bahanbakar Fluidakerja input	11.043 180	kg/s kg/s
2.	Turbin	Efisiensiekspansisentroik -Turbin HP -Turbin IP -Turbin LP Jumlah ekstraksi -Turbin HP -Turbin IP -Turbin LP	0.82780 0.95200 0.85614 2 1 4	
3	Kondenser	<ul style="list-style-type: none"> • Peningkatan Temperatur Air Pendinginan yang dikehendaki • Tekanan outlet yang dikehendakikeluarandikondenser • Minimum tekanan yang diijinkan • Maksimumtekanan yang diijinkan 	57.728 8.125 1.7237 172.37	°C kPa kPa kPa
4	HPH(feedwater heater	<ul style="list-style-type: none"> • Metode perhitungan berdasarkan penerimaan uap datang • Saluran pendekatan temperatur mendingin -HPH1 -HPH2 -HPH3 -LPH1 -LPH2 -LPH3 -LPH4	 4.5944 3.7000 1.2418 2.8067 8.9000 2.3787 34.000	 °C °C °C °C °C °C °C
5	deerator	Metode operasi yang digunakan dalam pemodelan <i>Constant p</i> <i>Operation: demand Pegging steam</i> Tekanan saat beroperasi		

DAFTAR PUSTAKA

1. Wriqth, James S. Albert, Paul. **Steam Turbine Thermal Evaluation and Assessment**. GE Power System Schenectady New York; 2000.
2. ANSI/ASME PTC 6-2004 “Steam Turbines”
3. Srinivas T., Gupta A. V. S. S. K. S., Reddy B.V. **Generalized Thermodynamic Analysis of Steam Power Cycles with ‘n’ Number of Feedwater Heaters**. International Journal of Thermodynamics, Vol. 10, No. 4, pp 177-185; 2007.
4. Elwakil, M.Mohamed.**Power Plant Technology**, The McGraw – Hill book company, Singapore,1984.
5. Li, Yong & Wang Chao. **Study on The Effect of Regenerative System on Power Type Relative Internal Efficiency of Nuclear Steam Turbine**. 2012 International Conference on Future Electrical Power an Energy Systems, Energy Procedia 17 (2012) 906-912: 2012.
6. Moran MJ, Shapiro HN. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. John Wiley & Sons Inc.; 2006.
7. Rashidi, M. M., Aghagoli, A., dan Ali, M. **Thermodynamic Analysis of a Steam Power Plant with Double Reheat and Feed Water Heaters.**;1996

Halaman ini sengaja dikosongkan