



TUGAS AKHIR - TM 141585

**SIMULASI *GATE CYCLE* PENGARUH ALIRAN
MASSA DAN POSISI EKSTRAKSI TURBINE
TERHADAP PEFORMA PEMBANGKIT LISTRIK
TENAGA UAP 200 MW PT.PJB GRESIK UNIT
PEMBANGKIT 3**

**DANIEL ADI PRADIGDO
NRP 2109 100 096**

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

**JURUSAN TEKNIK MESIN
FakultasTeknologiIndustri
InstitutTeknologiSepuluhNopember
Surabaya 2015**



FINAL PROJECT - TM 141585

***THE EFFECT OF FLOW MASS AND
EXTRACTION POSITION STEAM TURBINE 200
MW PT.PJB GRESIK POWER PLANT UNIT 3
GATE CYCLE SIMULATION***

**DANIEL ADI PRADIGDO
NRP 2109 100 096**

Supervisor

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

***Mechanical Engineering Departement
Faculty of Industrial Technology
SepuluhNopember Institute of Technology
Surabaya 2015***

**ANALISA GATE CYCLE PENGARUH ALIRAN
MASSA DAN POSISI EKSTRAKSI TURBIN
TERHADAP PEFORMA PLTU 200 MW PT.PJB
GRESIK UNIT PEMBANGKIT 3**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada

Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

DANIEL ADI PRADIGDO

NRP. 2109 100 096

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. Ary Bachtiar K.P, ST, MT, Ph.D (Penguji II)
(NIP. 197105241997021001)
4. Ir. Kadarisman (Penguji III)
(NIP. 194901091974121001)

SURABAYA
Januari, 2015

**SIMULASI GATE CYCLE PENGARUH ALIRAN MASSA
DAN POSISI EKSTRAKSI TURBIN TERHADAP
PERFORMA PEMBANGKIT LISTRIK TENAGA UAP
200 MW PT. PJB GRESIK UNIT PEMBANGKIT 3**

Nama Mahasiswa : Daniel Adi Pradigdo
NRP : 2109 100 096
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.eng.

Abstrak

Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) merupakan pembangkit listrik yang paling banyak digunakan di Indonesia. PLTU sudah banyak mengalami evaluasi. Evaluasi yang dilakukan ini bertujuan untuk meningkatkan efisiensi pembangkit, jika efisiensi pembangkit semakin meningkat maka konsumsi bahan bakar dari suatu pembangkit akan menurun. Salah satu produsen listrik di Indonesia adalah PLTU gresik unit 3 merupakan pembangkit listrik yang memiliki kapasitas rata-rata sebesar 200 MW. Daya sebesar 200 MW tersebut dihasilkan melalui tiga turbin yang dipasang pada satu poros, yang terdiri dari HP (High Pressure), IP (Intermediate Pressure), dan LP (Low Pressure). Pada unit pembangkit tiga tersebut digunakan 2 jenis sistem feedwater heater yaitu di antaranya 7 closed feedwater heater dan 1 open feedwater heater. Pada tugas akhir ini akan dicari bagaimana pengaruh variasi aliran massa dan posisi ekstraksi turbin terhadap performa pembangkit listrik.

Analisa yang digunakan pada tugas akhir ini menggunakan analisa termodinamika, ASME PTC 7 dan dibantu dengan software Gate Cycle 5.6. Gate cycle merupakan software yang dapat memprediksi design pembangkit yang dimodelkan. Data pembangkit existing di dapat dari P&ID. Dari P&ID

tersebut dibangun pemodelan pembangkit yang dibuat menyerupai keadaan pembangkit dalam keadaanya nyata. Setelah pemodelan dilakukan, maka hal selanjutnya yang dilakukan adalah memvariasikan kombinasi aliran massa dan variasi posisi. Setelah itu dilakukan perbandingan hasil antara perhitungan dengan hasil yang di dapat dari Gate Cycle. Hal tersebut dilakukan agar dapat diketahui error (beda) yang terjadi antara perhitungan dengan pemodelan. Setelah itu dilakukan analisa pada variasi yang menunjukkan heat rate yang mempunyai nilai kecil serta power yang tinggi.

Pada analisa posisi ekstraksi terbaik terdapat pada posisi 1-4 dan variasi aliran massa yang terbaik terdapat pada 8% dan 8%. Variasi posisi terjelek terdapat pada posisi 3-4 dengan aliran massa

Kata kunci : Efisiensi Pembangkit, posisi ekstraksi, variasi aliran massa, heat rate, power

THE EFFECT OF FLOW MASS AND EXTRACTION POSITION STEAM TURBINE 200 MW PT. PJB GRESIK POWER PLANT UNIT 3 GATE CYCLE SIMULATION

Nama Mahasiswa : Daniel Adi Pradigdo
NRP : 2109 100 096
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.eng.

Abstract

Steam Power Plant (Plant) is a power plant that is most widely used in Indonesia. Plant has undergone many evaluations. This evaluation aims to improve plant efficiency, if efficiency power plant increasing, the fuel consumption of a plant will be decreasing. One of the producers of electricity in Indonesia is Gresik Plant unit 3 is an electric generator which has an average capacity of 200 MW. Power of 200 MW is generated by three turbines are mounted on a single shaft, which consists of HP (High Pressure), IP (Intermediate Pressure), and LP (Low Pressure). In the three generating units are used two types of feedwater heater system that is in between 7 closed feedwater heater and one open feedwater heater. In this final project will look for how the influence of variations in the mass flow and the position of the extraction turbine power plants Performance.

The analysis used in this thesis using the thermodynamic analysis, ASME PTC 7 and assisted with software Gate Cycle 5.6. Gate cycle is a software that can predict the modeled plant design. The data in the existing plant can be of the P & ID. From P & ID modeling has built like the plant in real condition. Once the modeling is done, then the next thing to do is to vary the combination of mass flow and the variation of the position. After that is done a comparison between the calculation results with

obtained from Gate Cycle. This is done in order to know the error (difference) which occurs between the modeling calculations. Once that is done the analysis on heat rate variation shows that have little value as well as high power.

Based on power analysis performed, validation thermodynamic calculations with the results shown by the gate cycle of 0.02%, while the rate of heat analysis of the errors that occur at 0.1652%. While the analysis of the position of the best extraction contained in position 1-4 and the best mass flow variation present in 8% and 8%.

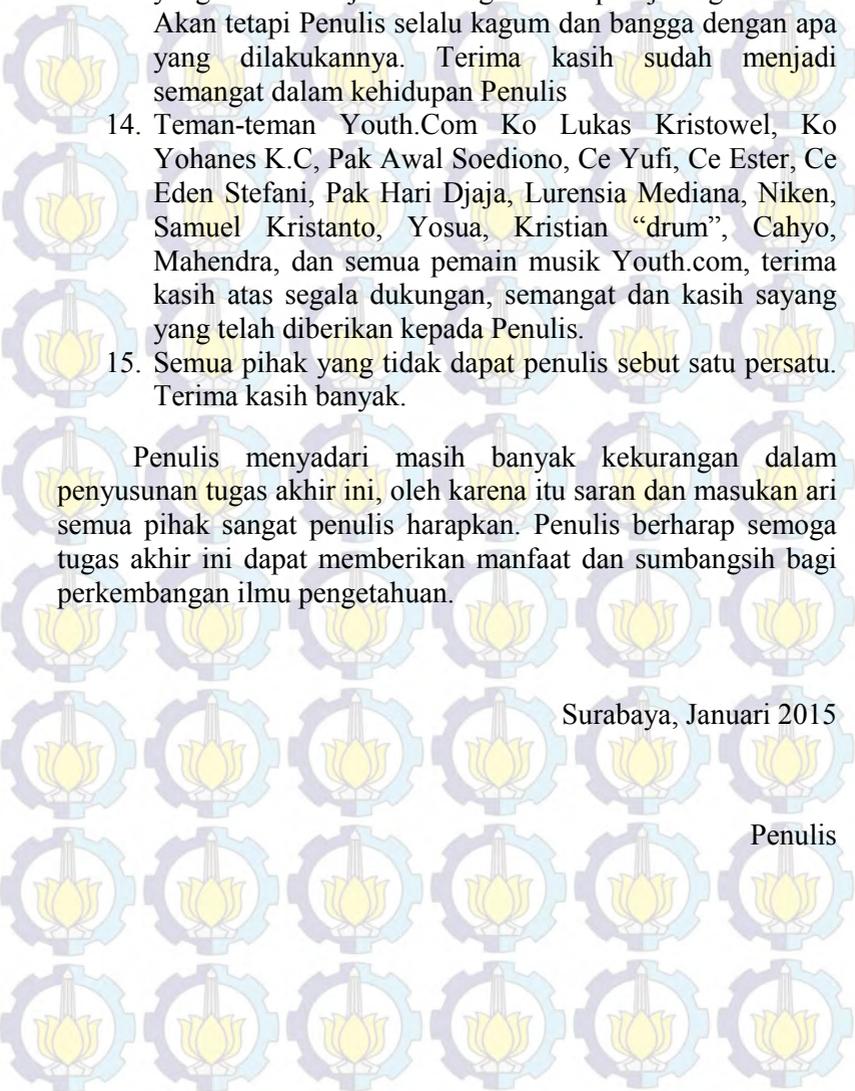
Keywords: Plant Efficiency, extraction position, variation of mass flow, heat rate, power

KATA PENGANTAR

Ucapan Syukur Penulis panjatkan kepada Tuhan Yesus Kristus yang telah memberikan hikmat dan penyertaannya sehingga Penulis bisa menyelesaikan penulisan tugas akhir ini dengan baik dan merasakan betapa besar kasih-Nya kepada penulis. Melalui kesempatan ini penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dan mendukung baik secara moril maupun materil dalam proses penyelesaian tugas akhir ini, antara lain:

1. Ayah dan ibu, Agus Nanang Ranto dan Sumini yang telah berusaha sekuat tenaga untuk membesarkan dan mendidik penulis hingga penulis bisa ada di posisi seperti sekarang. Penulis sangat bersyukur memiliki orang tua yang penuh dengan kasih sayang dalam mendidik penulis.
2. Adik tercinta Ruben Himawan Nugroho yang menjadi semangat saya dalam saya menjalani studi. Terima kasih untuk segala hal yang telah diberikan kepada Penulis terutama dalam hal moril dan spirituil.
3. Budhe tercinta Supartin yang selalu setia mendukung Penulis untuk menyelesaikan studi dengan baik. Terima kasih untuk segala hal yang telah diberikan kepada Penulis terutama dalam hal moril dan spirituil.
4. Bapak Prof. Dr. Eng. Ir. Prabowo, M.Eng, selaku dosen pembimbing yang telah meluangkan waktu, tenaga, pikiran, dan ilmu yang tak ternilai harganya. Dan segala motivasi untuk menyelesaikan tugas akhir ini. Saya akan berusaha selalu menjadi orang yang baik dan berguna untuk orang lain.
5. Bapak Dr. Ir. Budi Utomo Kukuh Widodo. ME selaku dosen penguji. Terimakasih atas kesabaran, kebaikan dan sarannya selama ini untuk kesempurnaan tugas akhir ini.

6. Bapak Ary Bachtiar K.P, ST, MT, Ph.D, selaku dosen penguji. Terimakasih atas ilmu dan saran untuk penyempurnaan tugas akhir ini.
7. Bapak Ir. Kadarisman selaku dosen penguji. Terimakasih atas ilmu dan saran untuk penyempurnaan tugas akhir ini.
8. Seluruh dosen serta karyawan di Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan banyak sekali bantuan selama penulis berkuliah, baik akademis maupun non akademis.
9. Akbar Kurnia, Rizky Yusuf Simamora, dan Eka Arisma teman sebimbinganku yang selalu melontarkan kekonyolan dan hal-hal yang membuat Penulis menjadi lebih bersemangat dalam mengerjakan Tugas Akhir ini. Terimakasih atas kesabaran, pengertian, doa dan dukungannya. "Ojo Lali Nyetak foto 10 R yo, hahahah"
10. Teman Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa, Tomi, Bobby, Bagus "Atus", Wildan "Coli", Azwar "Homo", Stefy, Ceri, Rici, Warida, Santo "Santos", Rizky "Maho", David Tambun, Iqbal, Ari Sustrawan, Soleh, Agus Bray, Kharisma Rizal "kombet", Faiz "Tenyom" adek-adek, dan lainnya. Terimakasih atas ilmu yang diberikan, bantuan, dukungan dan kenangan yang tak terlupakan.
11. Teman-teman seangkatan M52, terima kasih atas sharing, kekeluargaan, tawa, canda, susah, sedih, senang, bersama kalian semua. Hal yang pernah kita lalui tak akan terlupakan kawan. Terima kasih atas kebersamaan dan kekeluargaannya. M51 dari dulu, sekarang dan nanti tetap berkomunikasi dan bersaudara ya.
12. Teman-teman Exodus Yohanes Agung, Terry Setiawan, Bima, Dinar, Rio yang selalu mengingatkan saya bahwa waktunya sudah dekat dan selalu mendukung Penulis ketika Penulis lemah dan selalu menjadi penyemangat. Terima kasih untuk segala hal yang telah diberikan.

- 
13. Gemilang Andriyanti Roberto, sebagai salah satu orang yang selalu menjadi semangat walaupun jarang bertemu. Akan tetapi Penulis selalu kagum dan bangga dengan apa yang dilakukannya. Terima kasih sudah menjadi semangat dalam kehidupan Penulis
 14. Teman-teman Youth.Com Ko Lukas Kristowel, Ko Yohanes K.C, Pak Awal Soediono, Ce Yufi, Ce Ester, Ce Eden Stefani, Pak Hari Djaja, Lurensia Mediana, Niken, Samuel Kristanto, Yosua, Kristian “drum”, Cahyo, Mahendra, dan semua pemain musik Youth.com, terima kasih atas segala dukungan, semangat dan kasih sayang yang telah diberikan kepada Penulis.
 15. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebut satu persatu. Terima kasih banyak.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penyusunan tugas akhir ini, oleh karena itu saran dan masukan dari semua pihak sangat penulis harapkan. Penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat dan sumbangsih bagi perkembangan ilmu pengetahuan.

Surabaya, Januari 2015

Penulis



DAFTAR ISI

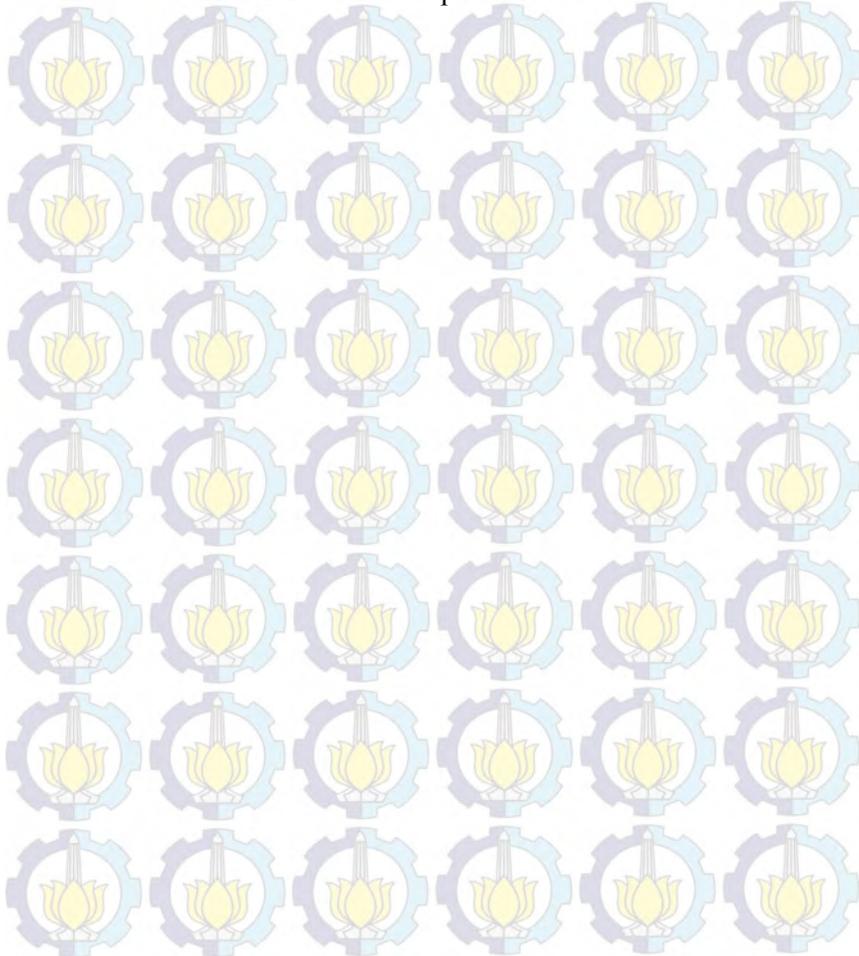
HALAMAN JUDUL.....	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK.....	v
ABSTRACT.....	vii
KATA PENGANTAR.....	ix
DAFTAR ISI.....	xiii
DAFTAR GAMBAR.....	xv
DAFTAR TABEL.....	xvii
BAB 1 PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	2
1.2 Rumusan Masalah.....	4
1.3 Batasan Masalah.....	5
1.4 Tujuan Penelitian.....	5
1.5 Manfaat Penelitian.....	5
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI.....	7
2.1 Dasar Teori.....	7
2.1.1 Pengertian umum PLTU.....	7
2.2 Komponen Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) sederhana.....	8
2.2.1 Boiler.....	8
2.2.2 <i>Steam Turbine</i>	10
2.2.3 Kondensor.....	11
2.2.4 Pompa.....	11
2.2.5 <i>Feedwater Heaters</i>	12
2.3 Analisa Termodinamika.....	15
2.3.1 Siklus <i>Rankine</i>	15
2.3.2 Perhitungan Kerja dan Perpindahan Kalor.....	16
2.3.3 Analisa <i>Open Feedwater Heater</i>	19
2.3.4 Analisa <i>Closed Feedwater Heaters</i>	20
2.3.5 Perhitungan Fraksi Massa.....	21
2.3.6 Perhitungan Efisiensi Siklus.....	22

2.3.7 Perhitungan Laju Kalor (<i>Heat Rate</i>)	22
2.4 Analisa ASME PTC 6	23
2.5 Penelitian Terdahulu	25
2.6 Standart Metode Variasi	27
BAB 3 METODOLOGI PENELITIAN	29
3.1 Pemodelan PJB Unit 3 untuk kondisi <i>existing</i> ,	29
3.2 Analisa Termodinamika Pembangkit	32
3.3 Analisa Peforma Pembangkit	33
3.4 Variasi yang dilakukan	34
BAB 4 ANALISA DAN PEMBAHASAN	37
4.1 Spesifikasi Pembangkit Listrik Tenaga Uap 200 MW PT.PJB Gresik Unit 3	37
4.2 Pemodelan PLTU PT.PJB Gresik Unit 3 Pada <i>Gate</i> <i>Cycle</i>	40
4.3 Membandingkan Pemodelan <i>Gate Cycle</i> dengan Perhitungan Termodinamika pada Kondsi Awal	43
4.4 Analisa Variasi Aliran Massa dan Posisi Ekstraksi Turbine pada HPH 1 dan HPH 2	47
4.4.1 Analisa <i>Heat Rate</i> dan Power untuk Variasi Aliran Massa dan Posisi Ekstraksi pada HPH 1 dan HPH 2 ...	48
4.4.2 Analisa <i>Heat Rate</i> untuk Variasi Posisi Ekstraksi 1-4	50
4.4.3 Analisa <i>Power</i> untuk Variasi Posisi 1-4	52
4.4.4 Analisa Efisiensi <i>Boiler</i> untuk Variasi Poisisi 1-4	53
BAB 5 PENUTUP	55
5.1 Kesimpulan	55
5.2 Saran	55
DAFTAR PUSTAKA	55
LAMPIRAN	
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

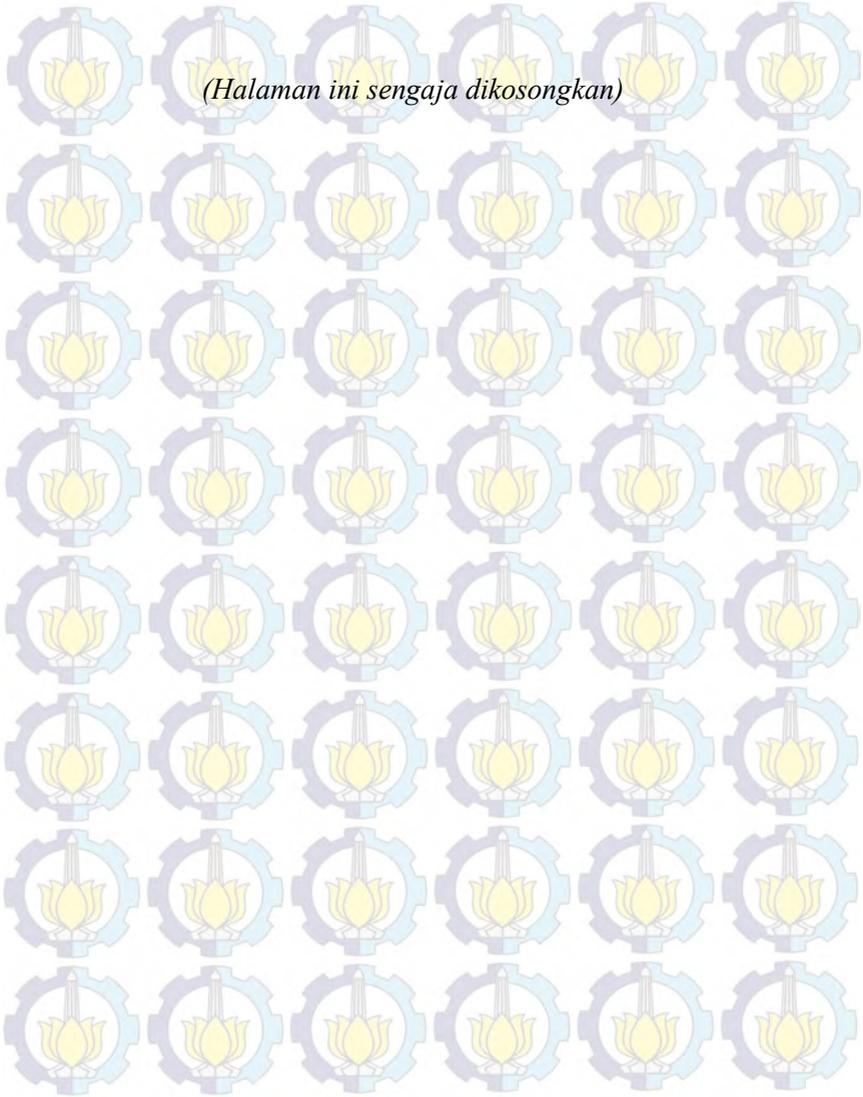
Gambar 1.1	Skema PLTU Gresik unit 3	1
Gambar 1.2	Sistem pembangkit sederhana <i>Rankine Cycle</i>	3
Gambar 2.1	Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) ...	7
Gambar 2.2	Komponen Boiler	8
Gambar 2.3	<i>Steam Turbine</i>	11
Gambar 2.4	<i>Feedwater Heaters</i> tipe U-tube	12
Gambar 2.5	Siklus <i>regenerative</i> dengan tiga <i>closed feedwater heaters</i>	13
Gambar 2.6	<i>Control Volume</i> pada kondensor	14
Gambar 2.7	Distribusi Temperatur pada <i>Feedwater Heaters</i> ..	14
Gambar 2.8	Skema T-s Diagram Siklus <i>Rankine</i>	15
Gambar 2.9	<i>Open Feedwater Heaters</i>	19
Gambar 2.10	<i>Closed Feedwater Heater</i>	20
Gambar 2.11	Siklus <i>Regeneratif</i>	21
Gambar 2.12	Skema Efisiensi <i>Direct Method Boiler</i>	24
Gambar 2.13	Pengaruh Perbedaan Kerugian Ekstraksi <i>Turbine Uap</i> Terhadap Efisiensi Internal Relative	25
Gambar 2.14	Nilai-nilai terbaik dari tekanan ekstraksi dari <i>turbine HP</i>	26
Gambar 2.15	Grafik <i>Flowrate Steam Vs Pressure</i>	27
Gambar 3.1	Diagram Aliran Massa Model PLTU PJB Gresik unit	29
Gambar 3.2	Pemodelan PLTU unit 3 PT.PJB Gresik pada <i>Gate Cycle</i>	29
Gambar 3.3	T-s Diagram model Pembangkit PT. PJB Gresik UP tiga	32
Gambar 3.4	Turbin yang akan divariasikan jumlah prosentase ceratanya	34
Gambar 3.5	Variasi Posisi (a) 1 dan 4, (b)1 dan 2, (c) 1 dan 3, (d) 2 dan 3, (e) 2 dan 4, (f) 3 dan 4	35
Gambar 4.1	P&ID PLTU Unit Pembangkit 3 Gresik	41
Gambar 4.2	Komponen yang digunakan dalam pemodelan <i>Gate Cycle</i>	43

Gambar 4.3	Ekstraksi yang dilakukan pada kondisi <i>existing</i>	43
Gambar 4.4	<i>Heat Rate</i> dan <i>Power</i> untuk variasi posisi ekstraksi dan variasi aliran massa.....	48
Gambar 4.5	<i>Heat Rate</i> untuk Posisi 1-4.....	50
Gambar 4.6	<i>Power</i> untuk posisi 1-4.....	52
Gambar 4.7	Efisien <i>Boiler</i> untuk posisi 1-4.....	53



DAFTAR TABEL

Tabel 1.1	Unit Pembangkit dan Pengembangannya	2
Tabel 3.2	Variasi Posisi dan Variasi Kombinasi Aliran Massa pada HP Turbin.....	36
Tabel 4.1	Data Spesifikasi Bahan Bakar	37
Tabel 4.2	Data Properties Kondisi Awal	44
Tabel 4.3	Data yang di dapat pada <i>Gate Cycle</i>	47





BIODATA PENULIS

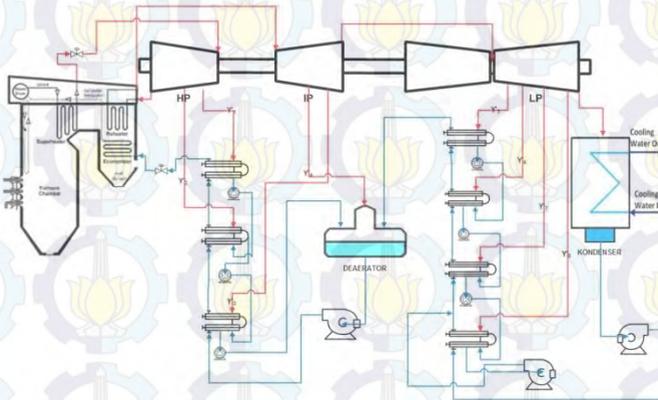
Daniel Adi Pradigdo lahir di Surabaya pada tanggal 3 Februari 1991, merupakan anak pertama dari dua bersaudara dari pasangan Agus Nanang Ranto dan Sumini. Penulis menyelesaikan pendidikan dasar di SDN Sawahan IX Surabaya, sekolah menengah pertama di SMPN 3 Surabaya, sekolah menengah atas di SMAN 4 Surabaya. Setelah lulus dari sekolah menengah Atas tahun 2009 melalui jalur SNMPTN penulis melanjutkan pendidikan tinggi di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya Jurusan Teknik Mesin dan lulus pada tahun 2015.

Selama kuliah di jurusan teknik mesin penulis aktif dalam berorganisasi dan berkegiatan, diantaranya sebagai sekertaris umum UKM bilyard ITS selama 1 tahun kepengurusan. Selain itu, penulis juga berkegiatan dalam bidang akademik diantaranya menjadi asisten dan grader Laboratorium Perpindahan Panas Dan Massa (2012-2014). Dan pada pengerjaan tugas akhir ini, penulis mengambil bidang studi konversi energy. Untuk semua informasi dan masukan dapat menghubungi penulis melalui email boteladi@gmail.com

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang



Gambar 1.1 Skema PLTU Gresik unit 3

Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) merupakan pembangkit listrik yang paling banyak digunakan di Indonesia. PLTU sudah banyak mengalami evaluasi. Evaluasi yang dilakukan ini bertujuan untuk meningkatkan efisiensi, dengan efisiensi yang semakin meningkat maka dengan jumlah bahan bakar yang sama akan diperoleh hasil yang lebih baik. Salah satu produsen listrik di Indonesia adalah PLTU Gresik unit 3 merupakan pembangkit listrik yang memiliki kapasitas rata-rata sebesar 200 MW dan memiliki skema pembangkit seperti ditunjukkan pada gambar 1.1. Daya sebesar 200 MW tersebut dihasilkan melalui tiga *turbine* yang dipasang pada satu poros, yang terdiri dari HP (*High Pressure*), IP (*Intermediate Pressure*), dan LP (*Low Pressure*). Pada unit pembangkit tiga

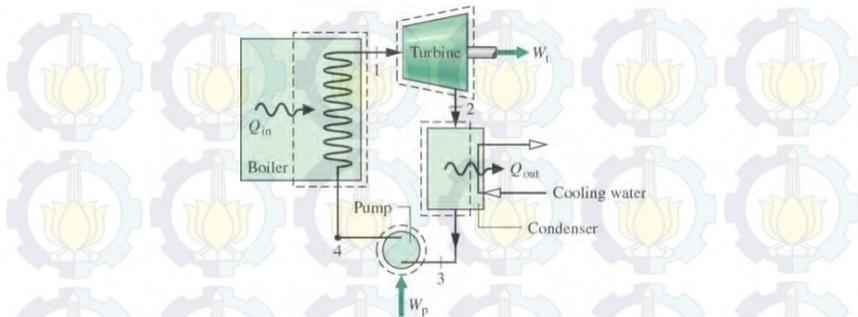
tersebut digunakan 2 jenis sistem *feedwater heater* yaitu di antaranya 7 *closed feedwater heater* dan 1 *open feedwater heater*.

PJB Gresik ini memiliki 3 jenis pembangkit yaitu PLTGU (Pembangkit Listrik Tenaga Gas Uap), PLTU (Pembangkit Listrik Tenaga Uap) dan PLTG (Pembangkit Listrik Tenaga Gas). Sebagian besar pembangkit listrik ini menggunakan batubara sebagai bahan bakar. Apabila efisiensi pembangkit tidak bagus maka konsumsi batubara akan semakin meningkat dan cadangan sumberdaya semakin menurun. Berikut merupakan data yang ada pada PJB Gresik Unit 3 :

Tabel 1.1 Unit Pembangkit dan Pengembangannya

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

Pada tugas akhir ini yang akan ditinjau adalah bagian PLTU khususnya pada unit pembangkitan 3. Sebagian besar pembangkit PJB unit pembangkitan Gresik banyak menggunakan prinsip *Rankine cycle* yang sudah dimodifikasi dengan sedemikian rupa agar efisiensi pembangkitnya semakin optimal.



Gambar1.2 Sistem pembangkit sederhana *Rankine cycle*

Dapat dilihat pada gambar 1.2, sistem yang digunakan sangat sederhana dan efisiensi dari sistem tersebut belum terlalu handal sehingga perlu dilakukan beberapa modifikasi yang dapat meningkatkan efisiensi dari sistem tersebut. Salah satu upaya untuk meningkatkan efisiensi dari sistem diatas adalah dengan menambahkan *feedwater heater*. Siklus *Rankine* merupakan siklus ideal yang tepat untuk menjelaskan proses *turbine* gas. Siklus ini masih relevan dan masih banyak digunakan hingga saat ini. Pada T-S digram untuk siklus *Rankine* terdapat beberapa proses antara lain proses kompresi isentropik yang diakhiri dengan proses pelepasan panas pada kondisi tekanan konstan.

Menurut GE (*General Electric*) *Power Systems* untuk meningkatkan efisiensi instalasi pembangkit listrik, air yang akan dipompa ke *boiler* harus dipanaskan terlebih dahulu hingga mencapai suhu tertentu pada *feedwater heater*. Pemanasan yang terjadi pada *heater* (*heat exchanger*) berlangsung secara konveksi dengan memanfaatkan uap panas yang diambil (diekstraksi) dari *turbine*. Pengambilan *steam* dari *turbine* tidak boleh dilakukan dengan sembarangan karena apabila *steam* yang diambil dari *turbine* terlalu besar maka efisiensi dari *turbine* akan turun, tetapi jika pengambilan *steam* terlalu sedikit maka tidak

akan berpengaruh besar terhadap efisiensi dari pembangkit. Jadi selain diteruskan ke *condenser*, *steam* dari *turbine* diambil sebagian sebagai sumber energi *feedwater heater* untuk memanaskan air yang akan masuk ke *boiler*.

Dalam perencanaan pembangunan suatu pembangkit memerlukan keefektifan dalam merancang desain pembangkit dan menemukan konfigurasi yang optimal yang bertujuan untuk meningkatkan efisiensi dari keseluruhan pembangkit. Melalui tugas akhir ini akan ditemukan presentase optimal dari pengambilan *steam* pada *High Pressure Turbine* dan *Intermediate Pressure Turbine* dari keseluruhan *steam* yang terdapat pada pembangkit.

1.2 Rumusan Masalah

Dari latar belakang yang terjadi, maka timbul beberapa permasalahan yang menarik untuk diteliti. Untuk peningkatan efisiensi dari pembangkit dapat dilakukan dengan mengambil ekstraksi uap dari *steam turbine* yang ada. Semakin banyak uap yang diambil di *turbine* akan menurunkan efisiensi *steam turbine* itu sendiri, akan tetapi pada *boiler* terjadi peningkatan efisiensi karena air pada *feedwater heater* terlebih dahulu dipanaskan oleh uap yang berasal dari *steam turbine* sebelum dipompa ke *boiler*. Karena adanya peningkatan unjuk kerja pada *boiler* maka efisiensi dari pembangkit tersebut akan mengalami peningkatan.

Analisa yang akan dilakukan pada tugas akhir ini bertujuan untuk mengetahui berapa besar prosentase pengambilan *steam* dari *High Pressure Turbine* dan *Intermediate Pressure Turbine* dari keseluruhan *steam* yang ada pada pembangkit serta bagaimana pengaruh pengambilan *steam* pada *High Pressure Turbine* dan *Intermediate Pressure Turbine* sebagai sumber energi untuk *feedwater heater* (HPH dan IPH) pada tiap tingkat keadaan *turbine*.

1.3 Batasan Masalah

Pada analisa berikut diambil beberapa batasan masalah dan asumsi yang akan membantu dalam proses analisa, perhitungan dan pembahasan. Batasan masalah yang diambil adalah sebagai berikut :

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

Adapun tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

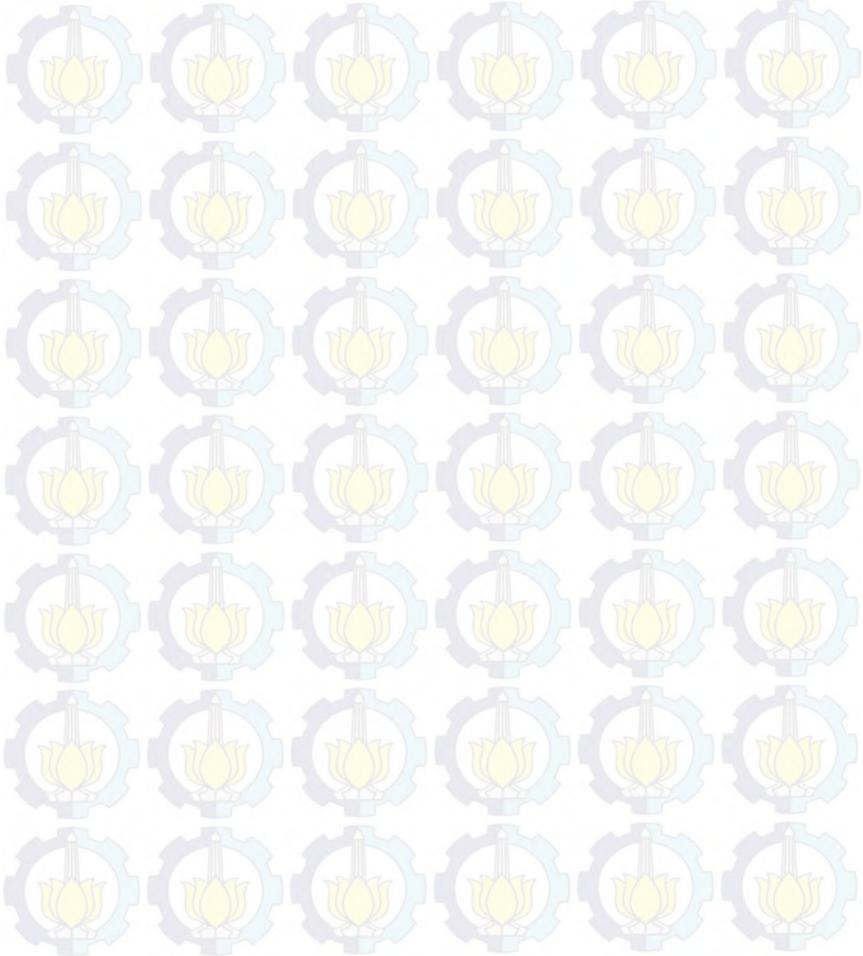
1. Mengetahui efisiensi existing pembangkit sesuai dengan standart ASME PTC
2. Mengetahui pengaruh besarnya prosentase ekstraksi aliran massa dan posisi ekstraksi terhadap efisiensi termal pembangkit.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat yang dapat diambil dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Meningkatkan kemampuan untuk mendesain sistem pembangkit melalui pemanas regenerative dengan analisa termodinamika

2. Dapat digunakan sebagai informasi dalam peningkatan efisiensi pembangkit.
3. Dapat digunakan sebagai data pembandingan dalam penentuan ekstraksi *turbine* uap.

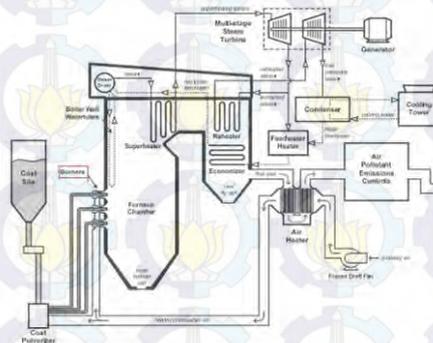


BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1 Dasar Teori

2.1.1 Pengertian umum PLTU



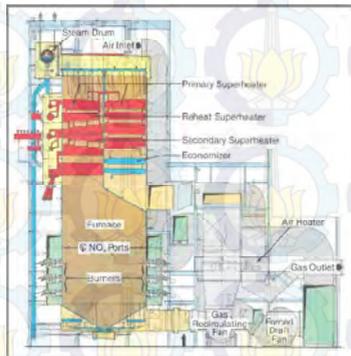
Gambar 2.1 Sistem Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU)

Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) yang merupakan salah satu bentuk aplikasi dari *rankinee cycle*. *Rankinee Cycle* adalah pembangkit listrik yang mengubah energi kimia menjadi energi panas yang kemudian memanaskan air di pipa-pipa yang berada di dinding *boiler*. Air yang dipanaskan tersebut kemudian berubah menjadi uap lalu uap tersebut kemudian mengalir menuju *steam drum*. Setelah sampai di *steam drum*, uap yang masih berupa air akan turun kebawah karena berat jenisnya yang lebih tinggi yang kemudian akan dipanaskan lagi oleh *economizer* supaya berubah menjadi gas. Sedangkan gas yang berada di *steam drum* akan terus mengalir menuju *super heater* untuk dipanaskan kembali. Tujuan memanaskan kembali uap adalah untuk meningkatkan suhu gas dan untuk meningkatkan tekanan pada

gas tersebut. Setelah gas dipanaskan di *super heater* kemudian gas ini berjalan menuju *steam turbine*. Gas panas yang mempunyai suhu tinggi dan tekanan yang tinggi tersebut akan menabrak sudu-sudu yang berada di dalam *turbine* tersebut. Sudu-sudu yang berputar tersebut akan memutar poros yang juga terhubung pada generator. Karena generator yang berputar maka generator tersebut akan menghasilkan listrik yang dikonsumsi setiap hari. Uap yang telah melewati *turbine* uap akan mengalami penurunan suhu dan tekanan. Setelah itu uap yang telah mengalami penurunan suhu melewati kondensator. Pada kondensator terjadi proses kondensasi (pendinginan) yang akan merubah uap jenuh tadi menjadi air kembali yang kemudian akan di pompa kembali ke *boiler* untuk dipanaskan dan begitu seterusnya.

2.2 Komponen Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) Sederhana

2.2.1 Boiler



Gambar 2.2 Komponen Boiler

Boiler adalah suatu peralatan yang berfungsi mengubah air menjadi uap yang biasanya terdapat pada suatu perangkat pembangkit. *Boiler* mempunyai susunan komponen-komponen yaitu *furnance*, *steam drum*, *superheater*, *reheater*, *air heater* dan

economizer. Di dalam *boiler* terdapat pipa-pipa yang berisi air yang pada bagian dasar terdapat furnace sehingga menghasilkan panas. Panas inilah digunakan untuk menguapkan air yang berada dalam pipa-pipa tersebut. Uap yang dihasilkan *boiler* adalah uap superheat dengan tekanan dan temperatur yang tinggi. Selanjutnya uap ini akan menggerakkan sudu-sudu *turbine*. Gambar 2.2 menunjukkan komponen-komponen dalam *boiler*.

Energi kalor yang dibangkitkan dalam sistem *boiler* memiliki nilai tekanan, temperatur, dan laju aliran yang menentukan pemanfaatan *steam* yang akan digunakan. Posisi dari komponen-komponen dari *boiler* ditunjukkan pada gambar 2.2 dan secara umum fungsi dari tiap komponen adalah sebagai berikut:

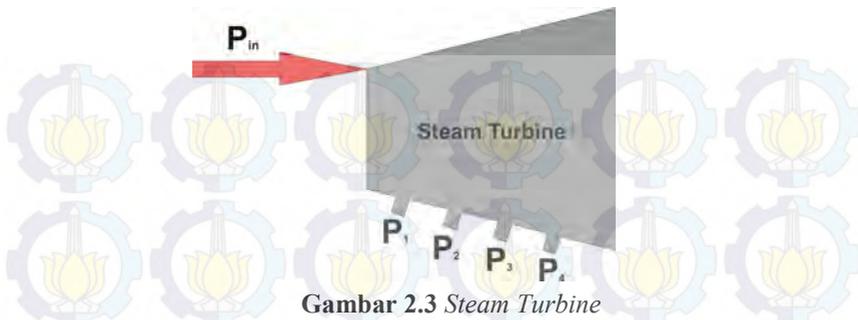
- *Furnace* : Komponen ini merupakan tempat pembakaran bahan bakar. Beberapa bagian dari *furnace* diantaranya burner, *windbox*, dan *exhaust for flue gas*.
- *Steam Drum* : Komponen ini merupakan tempat penampungan air panas dan *steam* yang telah dibangkitkan. *Steam* masih bersifat jenuh (*saturated steam*).
- *Superheater* : *Superheater* merupakan kumpulan pipa *boiler* yang terletak di jalan aliran gas panas hasil pembakaran. Panas dari gas ini dipindahkan ke *saturated steam* yang ada dalam pipa *superheater*, sehingga berubah menjadi *super heated steam*.
- *Reheater* : Komponen ini merupakan sebagai tempat pemanasan ulang *steam* yang telah melalui *turbine* uap yang telah terlebih dahulu terkondensasikan dan dipanaskan ulang melalui *boiler*. Selanjutnya *steam* ini untuk memutar *low pressure turbine*.
- *Air Heater* : Komponen ini merupakan ruang pemanas yang digunakan untuk memanaskan udara luar yang diserap untuk meminimalisasi udara yang lembab yang akan masuk *windbox* selanjutnya digunakan untuk pembakaran. Udara

luar ini dipanaskan dengan sisa hasil panas (*flue gas*) yang dihasilkan pembakaran di *furnace*.

- *Economizer* : Komponen ini merupakan ruang pemanas yang digunakan untuk memanaskan air dan air yang terkondensasi dari sistem sebelumnya, maupun air umpan baru.

2.2.2 *Steam Turbine*

Steam Turbine merupakan alat yang mengkonversi energi panas pada uap bertekanan tinggi untuk memutar poros yang terhubung dengan *generator*. Uap yang memasuki *turbine* uap selain memiliki tekanan yang tinggi juga memiliki temperature dan kecepatan yang tinggi, namun dengan proses yang dialami oleh uap didalam *turbine* mengakibatkan saat keluar dari *turbine*, uap pasti memiliki temperatur, tekanan dan kecepatan menurun. Pada gambar 2.3 dapat dilihat gambar ilustrasi tentang *steam turbine* yang memiliki empat lubang ekstraksi. Tiap lubang ekstraksi tersebut memiliki tekanan yang berbeda-beda dan *flowrate* yang berbeda pula. Besar *Flowrate* yang keluar bisa diubah sesuai dengan kebutuhan. Uap yang diekstrak pada *turbine* biasanya digunakan sebagai sumber energi untuk memanaskan air pada *feedwater heaters*. Semakin besar uap yang diambil dari *turbine* membuat putaran sudu pada *turbine* semakin pelan sehingga menyebabkan efisiensi pada *turbine* ikut turun pula. Disisi lain, efisiensi pada *boiler* semakin meningkat. Hal ini terjadi karena air yang akan masuk ke *boiler* akan panas terlebih dahulu sehingga membuat bahan bakar yang digunakan untuk memanaskan air lebih sedikit. Posisi pengambilan uap juga mempengaruhi besarnya temperatur yang akan masuk ke HPH (*High Pressure Heater*).



Gambar 2.3 Steam Turbine

2.2.3 Kondensor

Kondensor adalah alat untuk mengubah uap yang digunakan untuk memutar *turbine* menjadi air dengan sistem kondensasi. Hasil dari kondensasi ditampung dalam *hotwell* kemudian dipompa ke *boiler* dengan melalui *feedwater heaters*. Dalam instalasi ini, kondensor yang digunakan adalah jenis *shell and tube* dimana air dingin yang berasal dari air laut mengalir di dalam *tube* dan uap mengalir di luar *tube*

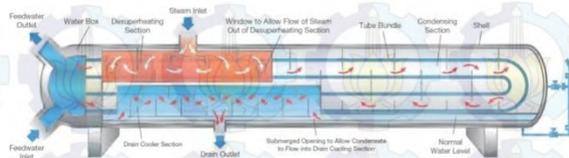
2.2.4 Pompa

Pompa merupakan peralatan untuk mengalirkan fluida dari tekanan rendah ke tekanan tinggi. Pompa pada Pembangkit tenaga uap terdiri dari beragam jenis dan fungsi, salah satunya adalah *boiler feed pump*. *Boiler feed pump* menjadi bagian tidak terpisahkan dari sebuah pembangkit tenaga uap, dimana pompa ini memiliki fungsi untuk mensuplai air dalam proses pembakaran di dalam *boiler*. Air yang dimaksud merupakan hasil penyubliman uap keluaran dari kondensor, fluida dalam kondisi uap membutuhkan energi yang lebih besar untuk dialirkan dibandingkan dalam kondisi cair. Pompa yang banyak di gunakan di PLTU adalah :

- *Condensate pump* adalah sebuah pompa yang berfungsi untuk memompa air pengisi dari *hot well* (penampung air kondensor) ke deaerator.
- *Boiler feed pump* adalah pompa bertekanan tinggi yang berfungsi untuk memompa air dari *deaerator* ke *boiler*.

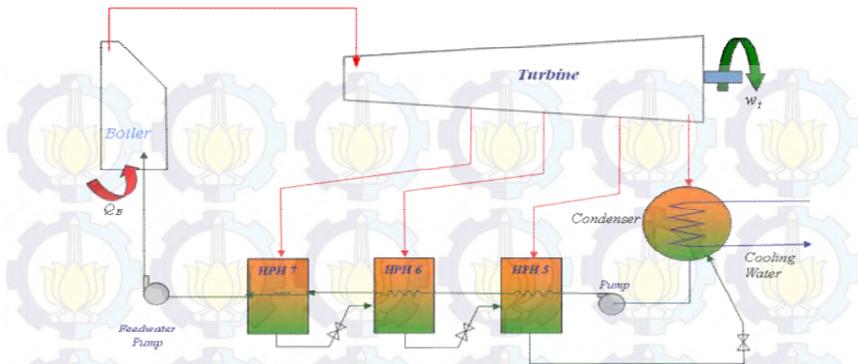
2.2.5 Feedwater heaters

Feedwater heaters merupakan suatu peralatan yang digunakan pada siklus pembangkit uap *regenerative*. Dengan adanya *feedwater heaters* ini, diharapkan ada dua hal yang bisa diraih, yaitu yang pertama untuk meningkatkan temperatur dari *feedwater* yang mana akan meningkatkan efisiensi keseluruhan. Kedua, yaitu untuk meminimalkan efek termal pada *boiler*. Prinsip kerja dari *feedwater heaters* yaitu dengan memanaskan lagi air keluaran kondensor dengan menggunakan ceratan uap dari *turbine* dan pada instalasi tertentu ditambahkan juga drain dari *feedwater heaters* lainnya.



Gambar 2.4 *Feedwater heaters* tipe *U-tube*

Design U-tube seperti di tunjukkan gambar 2.4 merupakan pilihan yang paling banyak diaplikasikan untuk penggunaan *feedwater heaters* pada pembangkit listrik saat ini. *Design* seperti ini dapat meminimalkan masalah ekspansi dari *tube* yang terhubung dengan *tube sheet*. Akan tetapi karena bentuknya yang berupa U maka *heat exchanger* jenis ini tidak mudah untuk dibersihkan secara mekanik. Tetapi dengan penggunaan kualitas air yang bagus maka permasalahan ini dapat dikurangi secara signifikan.



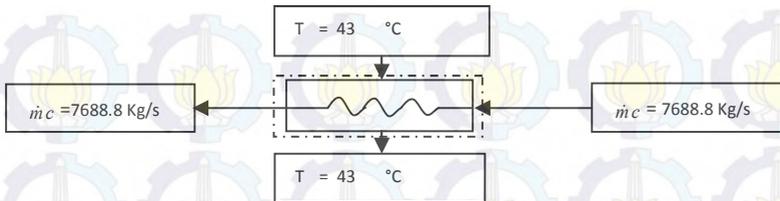
Gambar 2.5 Siklus *regenerative* dengan tiga *closed feedwater heaters*

Gambar 2.5 diatas merupakan gambaran umum dari siklus PLTU yang menggunakan tiga *closed feedwater heaters*. Pada gambar tersebut, ketiga *heater* menggunakan ceratan uap dengan temperatur dan tekanan yang berbeda-beda. Uap tersebut masuk pada sisi *shell* sebagai fluida panas untuk memanaskan air pengumpan yang masuk melalui *tube*. Kemudian *drain* hasil kondensasi uap dari *feedwater heaters* yang masih memiliki temperatur yang tinggi akan masuk ke *feedwater heaters* selanjutnya, hal ini untuk meminimalkan pembuangan energi panas yang sia-sia.

Pada *feedwater heaters* tersebut dapat dianalisa dengan metode termodinamika untuk mengetahui bagaimana perilaku komponen tersebut apabila ditambahkan uap panas sebagai sumber energi. Maka, akan didapatkan keseimbangan energi yang terjadi pada kondensor yaitu sebagai berikut :

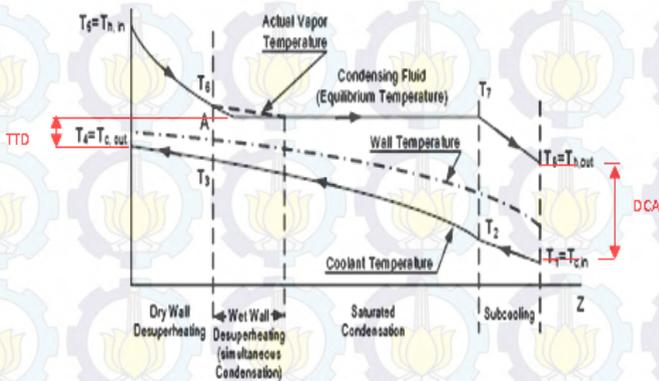
$$Q_{\text{hot}} = Q_{\text{cold}}$$

$$\dot{m}_h (h_g - h_f) = \dot{m}_c \cdot C_p \cdot (T_{co} - T_{ci}) \dots \dots \dots (2.1)$$



Gambar 2.6 control volume pada kondensor

TTD pada gambar 2.7 memiliki arti *terminal temperature difference* yang berarti selisih antara temperatur saturasi uap ceratan dan temperatur keluar dari air pengumpan. Sedangkan DCA merupakan singkatan dari *drain cooling temperatur*, yaitu selisih antara temperatur uap ceratan keluar dari pemanas dengan temperatur *feedwater* masuk pemanas.

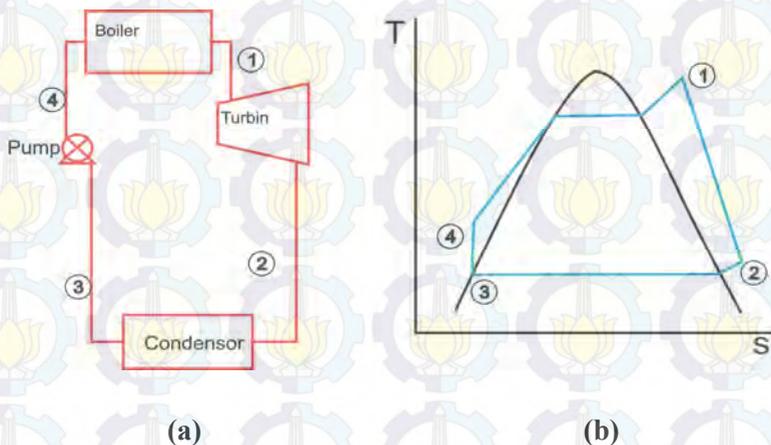


Gambar 2.7 Distribusi Tempetarur pada *feedwater heaters*

2.3 Analisa Termodinamika

2.3.1 Siklus *Rankine*

Siklus *Rankine* adalah aliran uap ke *turbine* dimana sebagian dari energi diubah ke energi mekanik yang di transmisikan oleh poros yang menggerakkan generator listrik. Suatu pengurangan energi dari aliran uap yang keluar dari *turbine* lalu mengalami kondensasi menjadi liquid water di dalam kondeser. Adanya kehilangan panas setelah memasuki kondeser karena adanya pemisah antara air dingin yang berputar di dalam kondeser yang air dingin tersebut berasal dari air laut atau juga udara atmosfer.



Gambar 2.8 Skema dan T-s Diagram Siklus *Rankine*

Siklus *rankine* terdapat 4 proses prinsip kerja, setiap proses mengubah keadaan fluida (tekanan dan atau wujud). Yaitu:

➤ Proses 1 – 2 :

Uap melakukan kerja sehingga tekanan dan temperaturnya turun. Langkah ini adalah langkah ekspansi isentropis, dan terjadi didalam *turbine*.

➤ Proses 2 – 3 :

Pembuangan panas laten uap sehingga berubah menjadi air kondensat. Langkah ini adalah *isobar isothermis*, dan terjadi didalam kondensor.

➤ Proses 3 – 4 :

Air dipompa dari tekanan P_2 menjadi P_1 . Langkah ini adalah langkah *kompresi isentropis*, dan proses ini terjadi pada pompa air pengisi.

➤ Proses 4 – 1 :

Air bertekanan ini dinaikan temperaturnya hingga mencapai titik cair jenuh lalu air berubah wujud menjadi uap jenuh, setelah itu uap dipanaskan lebih lanjut hingga uap mencapai temperatur kerjanya menjadi uap lanjut. Langkah ini ada isobar dan terjadi dalam *boiler*

2.3.2 Perhitungan Kerja dan Perpindahan Kalor

Untuk mengevaluasi siklus *rankinee* seperti yang ditunjukkan gambar 2.8 (a) diatas, perpindahan kalor yang terjadi antara komponen pembangkit dengan sekelilingnya diabaikan untuk memudahkan analisis. Perubahan energi kinetik dan potensial juga diabaikan. Setiap komponen dianggap beroperasi pada kondisi tunak. Dengan menggunakan prinsip kekekalan massa dan energi, kita dapat mengembangkan persamaan untuk

perpindahan energi dari titik-titik kondisi seperti yang telah ditunjukkan dalam gambar 2.8 (a).

Dalam kasus ini *boiler* pada kondisi 1, yang berada pada temperatu dan tekanan yang sudah dinaikkan, berekspansi melalui *turbine* untuk menghasilkan kerja dan kemudian dibuang ke kondenso pada kondisi 2 dengan tekanan yang relatif rendah. Dengan mengabaikan perpindahan kalor dengan sekelilingnya, kesetimbangan laju energi dan massa untuk volume atur di sekitar *turbine* pada kondisi tunak menjadi.

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_1 - h_2 + \frac{V_1^1 - V_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right] \dots \dots \dots (2.2)$$

$$\text{Atau } \frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \dots \dots \dots (2.3)$$

➤ Kondenser

Dalam kondensor terjadi perpindahan kalor dari uap ke air pendingin yang mengalir dalam aliran yang terpisah. Uap terkondensasi dan temperatur air pendingin meningkat. Pada kondisi tunak, kesetimbangan laju *massa* dan energi untuk volume atur yang melingkupi bagian kondensasi dari penukar kalor adalah

$$\frac{\dot{Q}_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \dots \dots \dots (2.4)$$

➤ Pompa

Kondensat cair yang meninggalkan kondensor di kondisi 3 di pompa dari kondensor ke dalam *boiler* yang bertekanan lebih tinggi. Dengan menggunakan *volume* atur di sekitar pompa dan

mengasumsikan tidak ada perpindahan kalor dengan sekitarnya, kesetimbangan laju massa dan energi adalah

$$\frac{W_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \dots\dots\dots(2.5)$$

➤ **Boiler**

Fluida kerja menyelesaikan siklus ketika cairan yang meninggalkan pompa pada kondisi 4 dipanaskan sampai jenuh dan diuapkan di dalam *boiler*. Dengan menggunakan *volume* atur yang melingkupi tabung *boiler* dan drum yang mengalirkan air pengisian dari kondisi 4 ke kondisi 1, kesetimbangan laju *massa* dan energi menghasilkan

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_1 - h_4 + \frac{V_1^2 - V_4^2}{2} + g(z_1 - z_4) \right] \dots\dots\dots(2.6)$$

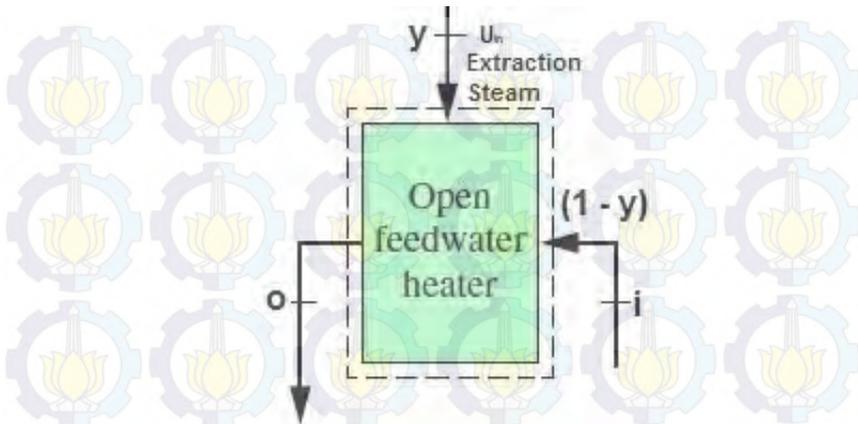
$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \dots\dots\dots(2.7)$$

➤ **Efisiensi Termal**

Efisiensi termal mengukur seberapa banyak energi yang masuk ke dalam *fluida* kerja melalui *boiler* yang dikonversi menjadi keluaran kerja *netto*. Efisiensi termal dari siklus diatas adalah

$$\eta = \frac{W_t/m' - W_p/m'}{Q'_{in}/m'} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \dots\dots\dots(2.8)$$

2.3.3 Analisa *Open Feed water Heater*



Gambar 2.9 *Open Feedwater heaters*

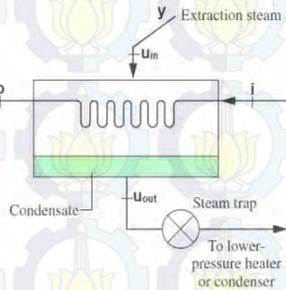
Pada *heat exchanger* jenis ini aliran yang berbeda temperatur akan bercampur secara langsung tanpa adanya penyekat. Fraksi y dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume air di sekeliling pemanas air-pengisian. Jika tidak terjadi perpindahan kalor antara pemanas air-pengisian dan lingkungan sekitarnya serta efek energi kinetik dan potensial dapat diabaikan, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi *steady* akan menghasilkan

$$0 = y h_{uin} + (1 - y) h_i - h_o \dots\dots\dots (2.9)$$

$$0 = y \dot{m}_{uin} + (1 - y) \dot{m}_i - \dot{m}_o \dots\dots\dots (2.10)$$

2.3.4 Analisa *Closed Feedwater heaters*

Closed feedwater heaters merupakan *heat exchanger* tipe *shell and tube*. Uap yang dicerat dari *turbine* akan dikondensasikan pada sisi *shell* sementara *feedwater* (air pengumpan) akan masuk melalui sisi *tube* dan menyerap panas dari uap tadi sehingga akan meningkatkan temperaturnya.



Gambar 2.10 *Closed Feed Water Heater*

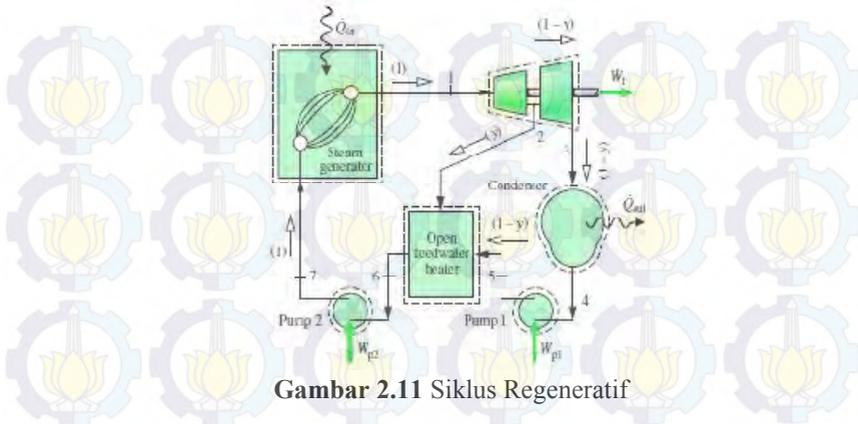
Fraksi dari aliran total yang diekstraksi y dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume atur di sekeliling pemanas tertutup. Dengan mengasumsikan tidak terjadi perpindahan kalor antara pemanas air pengisian dan lingkungan sekelilingnya dan mengabaikan efek energi kinetik dan potensial, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi *steady state* dapat disederhanakan menjadi

$$0 = y(h_{u_{in}} - h_{u_{out}}) + (h_i - h_o) \dots\dots\dots(2.11)$$

Atau

$$y = \frac{h_o - h_i}{(h_{u_{in}} - h_{u_{out}})} \dots\dots\dots(2.12)$$

2.3.5 Perhitungan Fraksi Massa



Gambar 2.11 Siklus Regeneratif

Perhitungan fraksi massa digunakan untuk mengetahui laju aliran yang melalui di setiap masing-masing komponen pembangkit. Fraksi massa biasa sering digunakan pada siklus regeneratif. Gambar 2.11 langkah awal yang penting dalam menganalisis siklus uap regeneratif adalah evaluasi terhadap laju aliran massa yang melalui setiap komponen. Dengan menggunakan satu volume atur yang melingkupi kedua tingkat *turbine*, kesetimbangan laju massa pada kondisi tunak adalah

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_3 = \dot{m}_1 \dots \dots \dots (2.13)$$

Dimana \dot{m}_1 adalah laju massa yang masuk ke dalam *turbine* tingkat pertama pada kondisi 1, \dot{m}_2 adalah laju massa yang diekstrak dan keluar pada kondisi 2, dan \dot{m}_3 adalah laju massa yang keluar dari *turbine* tingkat kedua pada kondisi 3, jika dibagi dengan \dot{m}_1 , maka akan diperoleh nilai berdasarkan unit massa yang melewati *turbine* tingkat pertama.

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 \dots \dots \dots (2.14)$$

Jika fraksi dari aliran total yang diekstraksi pada kondisi 2 diwakili oleh *variabel* y ($y = \dot{m}_2 / \dot{m}_1$), fraksi dari aliran total yang melewati *turbine* tingkat kedua adalah

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 - y \dots\dots\dots (2.15)$$

2.3.6 Perhitungan Efisiensi Siklus

Efisiensi siklus *rankinee* mengukur seberapa banyak energi yang masuk ke dalam fluida kerja melalui *boiler* yang dikonversi menjadi keluaran kerja netto. Efisiensi siklus *rankinee* dijelaskan dalam bentuk rumus sebagai berikut :

$$\eta = \frac{\dot{W}_t / \dot{m} - \dot{W}_p / \dot{m}}{\dot{Q}_{in} / \dot{m}} \dots\dots\dots (2.16)$$

2.3.7 Perhitungan Laju kalor (*Heat Rate*)

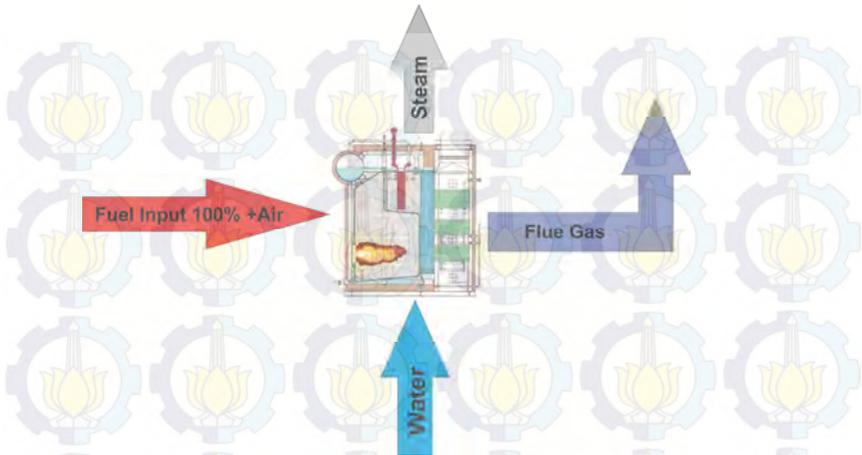
Laju kalor (*heat rate*) adalah jumlah energi yang ditambahkan melalui perpindahan kalor ke dalam siklus, biasanya dalam Btu, untuk menghasilkan satu unit keluaran kerja netto, biasanya dalam kW-h. Oleh karena itu, laju kalor berbanding terbalik dengan efisiensi thermal, memiliki satuan Btu/kW-h.

$$\text{Heat rate} = \frac{\text{Total fuel heat input (Kcal)}}{\text{Electrical generation (kW-h)}} \dots\dots\dots (2.17)$$

2.4 Analisa ASME PTC 6

Untuk melengkapi prinsip dasar dari termodinamika teknik I dan II, analisa pembangkit tenaga uap juga berdasarkan *American Society of Mechanical Engineers* (ASME) PTC 6. ASME PTC 6 berfokus pada perhitungan efisiensi pada *boiler*. Ada dua metode yang dapat digunakan untuk menghitung efisiensi *boiler*, yaitu dengan metode langsung (*Direct Method*) dan metode tidak langsung (*Indirect Method*). Perhitungan efisiensi pada *boiler* dapat mencerminkan efisiensi dari pembangkit secara keseluruhan, karena semakin baik efisiensi dari *boiler* maka bahan bakar yang dikonsumsi semakin sedikit sedangkan *steam* yang dihasilkan masih memiliki kualitas yang handal.

Metode perhitungan langsung (*Direct Method*) 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 adalah lebih cepat mengevaluasi efisiensi *boiler* karena memerlukan sedikit parameter untuk perhitungan dan memerlukan sedikit instrumen untuk pemantauan. Hal ini sangat diperlukan apabila sering dilakukan inspeksi yang dilaksanakan dalam jangka waktu yang pendek. 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.



Gambar 2.12 Skema Efisiensi *Direct Method Boiler*

Sesuai dengan gambar 2.12 skema efisiensi *boiler* dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\text{Boiler Efficiency } (\eta) = \frac{\text{heat output}}{\text{heat input}} \cdot 100\%$$

$$\text{Boiler Efficiency } (\eta) = \frac{\dot{m} \cdot (h_{\text{steam}} - h_{\text{water}})}{\dot{m}_{\text{fuel}} \cdot \text{HHV}} \cdot 100\% \quad (2.18)$$

dimana:

\dot{m} = laju uap yang dihasilkan (kg/jam)

\dot{m}_{fuel} = laju bahan bakar yang diumpankan (kg/jam)

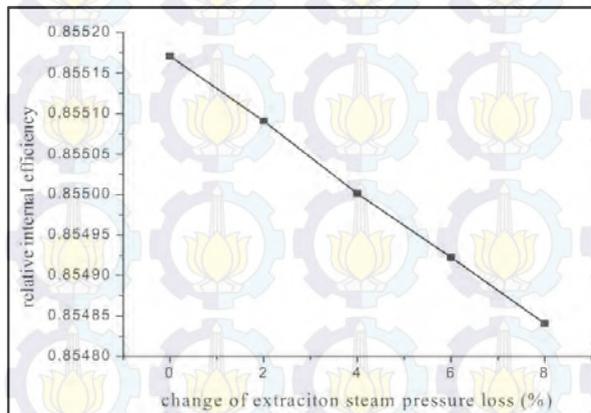
HHV = nilai kalor atas bahan bakar (kcal/kg)

$h_{\text{steam output}}$ = Entalpi uap (kcal/kg)

$h_{\text{water input}}$ = Entalpi air pengisi (kcal/kg).

Metode perhitungan tidak langsung adalah metode perhitungan efisiensi dengan mengukur semua kerugian yang terjadi di *boiler*. Kelebihan dari metode ini adalah bahwa kesalahan dalam pengukuran tidak membuat perubahan signifikan dalam efisiensi, dapat diketahui pula neraca bahan dan energi yang lengkap untuk setiap aliran sehingga dapat memudahkan dalam mengidentifikasi *alternative* untuk meningkatkan efisiensi *boiler*. Sedangkan kerugian metode tidak langsung adalah diperlukan waktu yang lebih lama dan diperlukan fasilitas laboratorium untuk analisis.

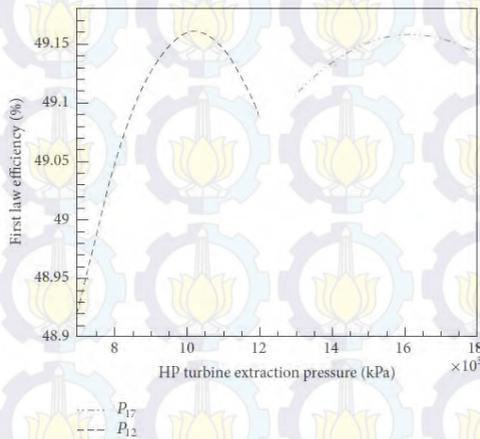
2.5 Penelitian Terdahulu



Gambar 2.13 Pengaruh Perbedaan Kerugian Ekstraksi *Turbine* 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 efisiensi suatu pembangkit pasti terjadi ketika pada *turbine* uap dilakukan proses ekstraksi. Perubahan beberapa bagian pada sebuah sistem regeneratif mengakibatkan perubahan pada jumlah aliran massa ekstraksi

turbine uap, perubahan ekstraksi itu akan mengakibatkan daya *turbine* dan pembakaran pada *boiler* berubah, dan akhirnya perubahan daya pada *turbine* dan *boiler* mengakibatkan efisiensi internal relative berubah. Jadi untuk meningkatkan efisiensi pembangkit juga perlu diperhatikan perubahan efisiensi pada *turbine* uap serta *boiler* yang berada pada sistem, dimana kesimpulan dari hal tersebut ditunjukkan pada gambar 2.13



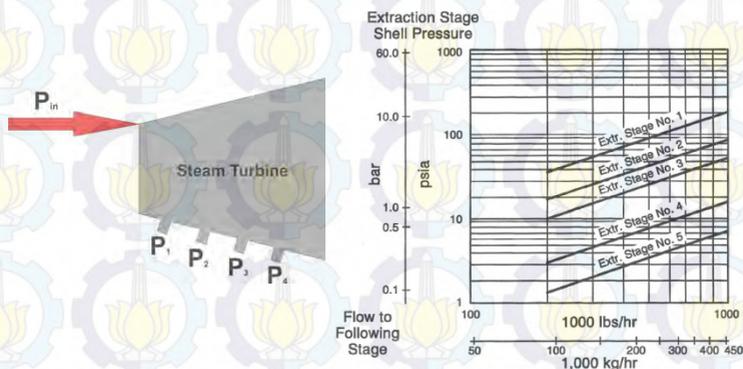
Gambar 2.14 Nilai-nilai terbaik dari tekanan ekstraksi dari *turbine* HP

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 *turbine* meningkat, entalpi keluaran *turbine* menurun dan beban kalor kondenser menurun karena entalpi inlet dan outlet pada kondenser konstan dan laju aliran massa menurun. Dari gambar 2.14 terlihat bahwa daya *turbine* dan kalor boiler awalnya meningkat sampai maksimum dan kemudian menurun karena tekanan inlet HP *turbine* meningkat. Hal tersebut dapat diperhatikan bahwa penurunan entalpi lewat *turbine* dan laju aliran massa ekstraksi meningkat seiring tekanan inlet HP *turbine* meningkat, sehingga

daya keluaran *turbine* meningkat. Namun, akibat perubahan gradien garis uap jenuh, daya *turbine* menurun dan hal tersebut menjelaskan perilaku dari efisiensi termal yang mana meningkat dan kemudian menurun seiring peningkatan tekanan ekstraksi *turbine*.

2.6 Standart Metode Variasi

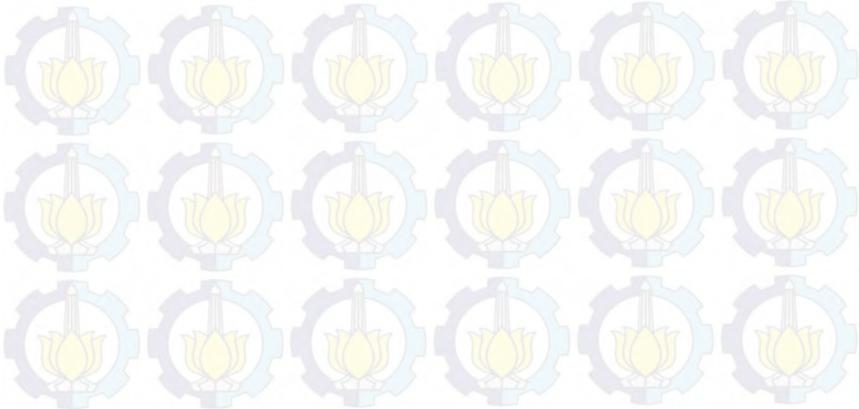
Berdasarkan James S. Wright, GE Power Systems, Schenectady di dalam penulisannya yang berjudul “*Steam Turbine Cycle Optimization, Evaluation, and Performance Testing Considerations*”. Terdapat dua alternatif yang harus dipertimbangkan untuk aliran proses penyuplaian dari ekstraksi *turbine* uap: ekstraksi yang terkontrol atau otomatis dan ekstraksi tak dikontrol. Ekstraksi otomatis menggunakan beberapa katub kontrol yang terletak di dalam *turbine* untuk memvariasi kemampuan aliran yang lewat pada bagian *turbine* di titik ekstraksi *downstream*.



Gambar 2.15 Grafik *Flowrate Steam Vs Pressure*

Pada gambar 2.15 adalah grafik hubungan antara *flowrate steam vs pressure* untuk ekstraksi yang tidak terkontrol. Ekstraksi yang tidak terkontrol hanya berupa bukaan (ceratan) pada *casing turbine* dimana tekanan ekstraksi yang ada bervariasi langsung

dengan aliran terhadap tahap selanjutnya. Pada gambar tersebut dapat dijelaskan bahwa posisi ekstraksi yang berbeda memiliki tekanan yang berbeda dan semakin banyak laju aliran massa yang diambil mengakibatkan semakin tingginya tekanan yang akan diperoleh, hal tersebut akan mempengaruhi temperatur *outlet* dari *turbine* yg semakin tinggi sehingga air yang akan masuk ke *boiler* akan semakin panas dan efisiensi dari *boiler* akan meningkat dan pada akhirnya efisiensi pembangkit akan bertambah besar pula. Dampak yang diperoleh dari semakin baiknya efisiensi pembangkit adalah konsumsi bahan bakar yang digunakan akan semakin sedikit jumlahnya jika dibandingkan saat belum dilakukannya pengekstraksian di *high pressure steam turbin* dan *intermediate pressure steam turbine*. Dalam pengambilan *steam* sebagai bahan pemanas air pada ekstraksi yang tidak dikontrol biasanya diaplikasikan dengan aliran ekstraksi sebesar 5%-10% pada *high pressure turbine* dari aliran utama ke tahap selanjutnya, dimana rugi *throttle* eksternal kecil relatif terhadap keuntungan dari *lower cost* dan menaikkan efisiensi internal *turbine*. Ekstraksi otomatis biasanya diaplikasikan dengan aliran ekstraksi kira-kira 15% dari aliran ke tahap selanjutnya, dimana rugi *throttle* eksternalnya terjadi lebih besar dari kerugian-kerugian *higher cost* dan mengurangi efisiensi *turbine* internal.

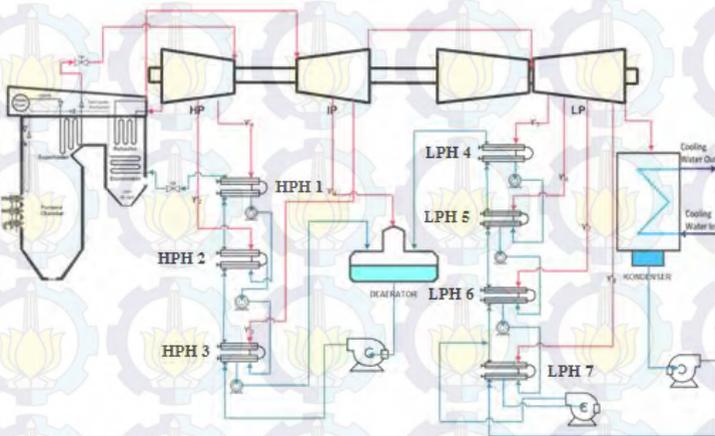


BAB III

METODE PENELITIAN

3.1 Pemodelan PJB Unit 3 untuk kondisi *Existing*

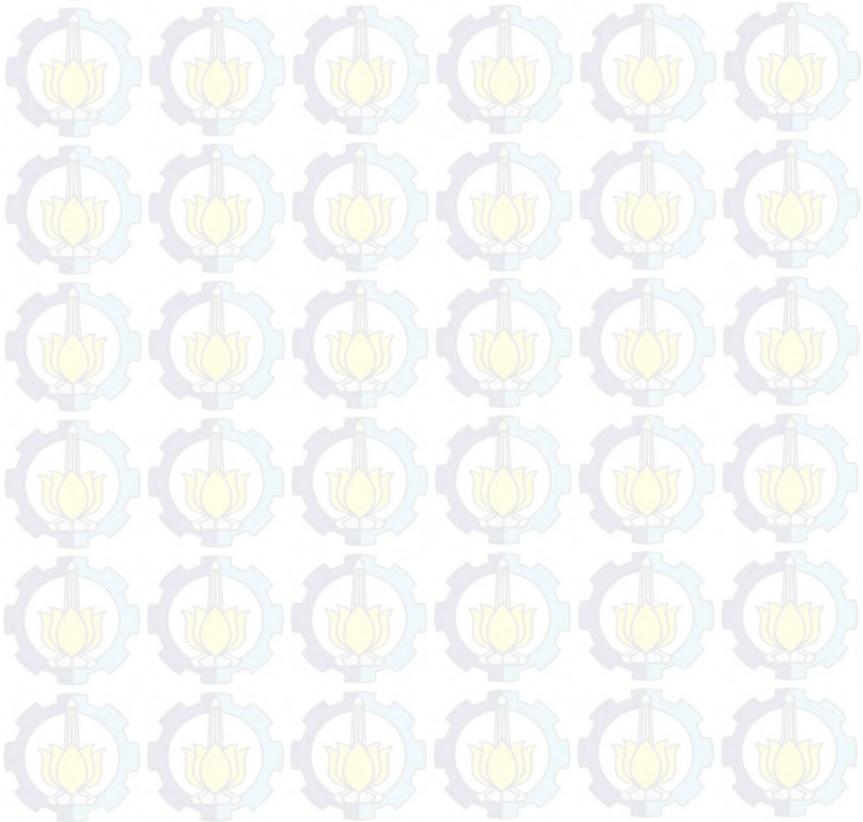
Pemodelan pada tugas akhir ini menggunakan *software Gate cycle*. *Gate cycle* merupakan *software* yang dapat memprediksi *design* pembangkit yang dimodelkan. *Output* yang diberikan oleh *software* ini berupa *power*, *heat rate* dan *effisiensi* pembangkit. Pemodelan tugas akhir ini berdasarkan P&ID PT.PJB unit 3 Gresik pada kondisi *existing*. Hal ini dilakukan agar pemodelan dapat disimulasikan semirip mungkin dengan keadaan yang ada di lapangan.

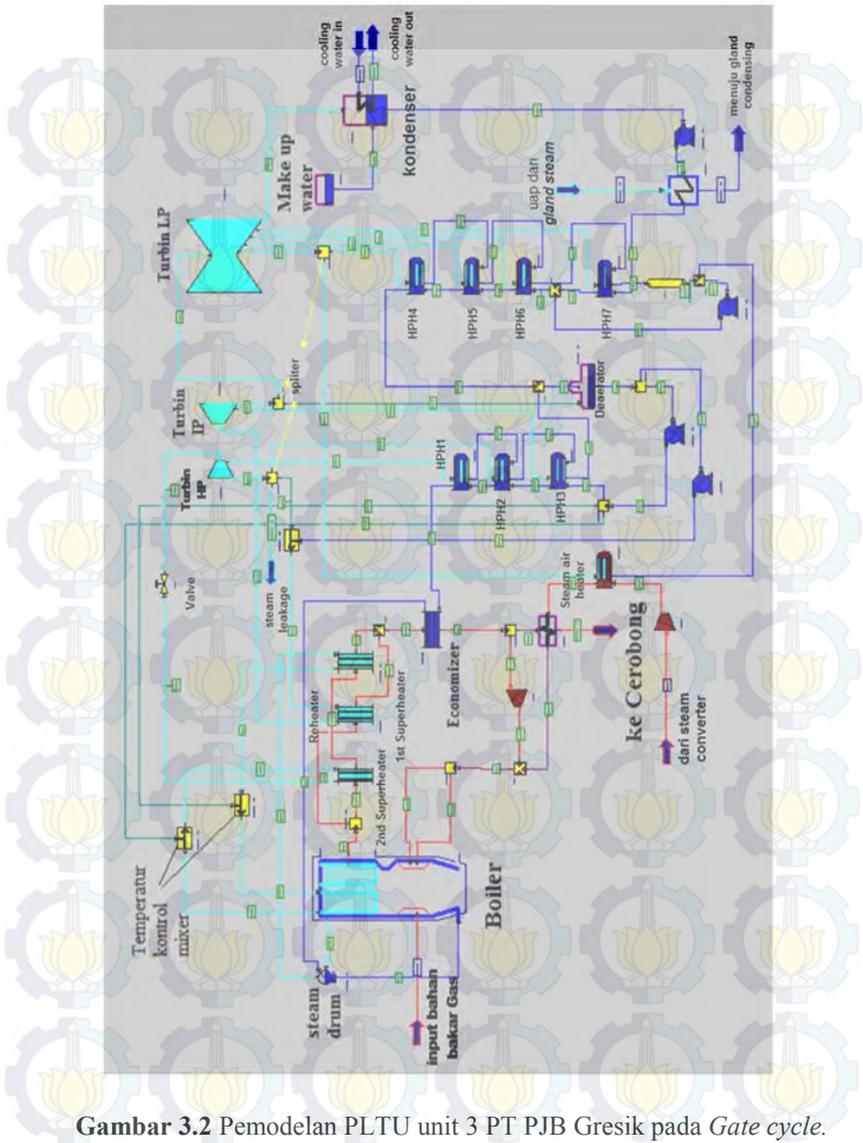


Gambar 3.1 Diagram alir massa model PLTU PJB Gresik unit 3

Pada pemodelan diatas properti, dimensi, dan *flowrate* yang diberikan berasal dari *balance of plant* yang terdapat pada

PLTU PJB Gresik unit 3. Dapat dilihat pada pemodelan tersebut, pada *boiler* dipembangkit ini terdiri dari 2 *superheater*, 1 *reheater* dan 1 *economizer*. Kemudian pembangkit ini menggunakan 3 turbin uap yaitu *high pressure turbine*, *intermediate pressure turbine*, dan *low pressure turbine*. Pembangkit ini juga dilengkapi dengan 7 unit *closed feedwater heater* dan 1 unit dearetor. Skema diagram alir tersebut digunakan sebagai dasar untuk membangun model pada *gate cycle*. Berikut merupakan gambar pemodelan PLTU unit 3 PT PJB Gresik pada *Gate cycle*.



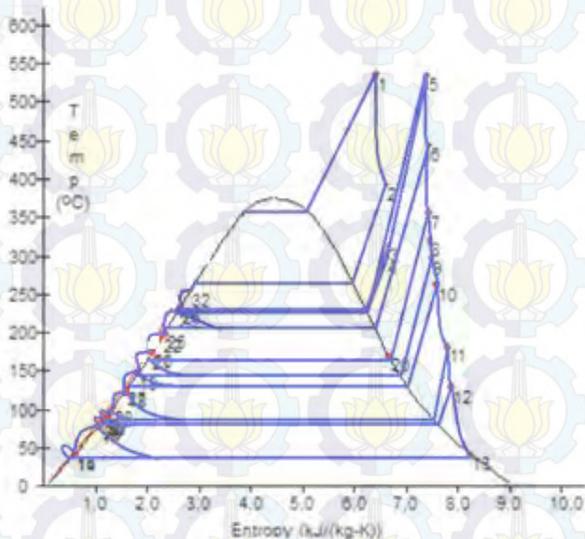


Gambar 3.2 Pemodelan PLTU unit 3 PT PJB Gresik pada *Gate cycle*.

Untuk memodelkan *gate cycle* diperlukan *input* data yang digunakan sebagai parameter pada setiap komponen yang ada agar dapat mewakili komponen yang ada di lapangan. Pemodelan ini didasarkan pada P&ID yang terdapat pada lampiran 1.

3.2 Analisa Termodinamika Pembangkit

Bila ditinjau pada gambar 3.1, unit Pembangkit 3 PT PJB Gresik menggunakan 3 *steam turbine* antara lain 2 turbin *single case* (HP Turbine dan IP Turbine) dan 1 buah *double flow turbine* (LP Turbine). Pada ketiga turbin tersebut terdapat ceratan (ekstrasi) yang berbeda-beda. Pada turbin HP mempunyai 2 ceratan, turbin IP mempunyai 2 ceratan dan turbin LP mempunyai 4 ceratan.



Gambar 3.3 T-S Diagram model Pembangkit PT. PJB Gresik UP

Tiga

Bila ditinjau pada T-S diagram, dapat dilihat bahwa pada tiap komponen yang ada di pembangkit tersebut memiliki fase yang tidak ideal. Hal ini menggambarkan proses yang terjadi pada kondisi real terdapat losses atau rugi-rugi yang terjadi pada tiap komponen. Sehingga dapat dipastikan bahwa data yang ada di lapangan sama dengan data yang di *input* pada pemodelan yang dibangun untuk mensimulasikan variasi yang ditentukan.

3.3 Analisa Peforma Pembangkit

Dalam menganalisa peforma pembangkit, dapat digunakan metode analisa secara termodinamika. Selain analisa termodinamika, dapat digunakan metode lain dalam menganalisa peforma pembangkit. Salah satu metode yang digunakan untuk menganalisa peforma pembangkit pada tugas akhir ini adalah ASME PTC 6. Berikut merupakan perumusan dari metode ASME PTC 6:

➤ *Input-Output Methode*

- $$Plant\ Heat\ Rate = \frac{(\dot{m}_{coal} \cdot HHV_{fuel})}{Power\ Gross} \dots\dots\dots(3.1)$$

Dimana:

\dot{m}_{coal} = aliran bahan bakar yang digunakan

(kg/h)

$Power\ Gross$ = Daya Kotor yang dihasilkan oleh pembangkit (kW)

- $$Nett\ Plant\ Heat\ Rate = \frac{(\dot{m}_{coal} \cdot HHV_{fuel})}{Power\ Gross - Stasion\ Service\ Power} \dots\dots\dots(3.2)$$

Dimana:

$Stasion\ Service\ Power$ = Daya yang digunakan peralatan di pembangkit (kW)

- $HOB = (\dot{m}_{main\ steam}) \cdot (h_{main\ steam} - h_{fluida\ masuk\ boiler}) \dots \dots \dots (3.3)$

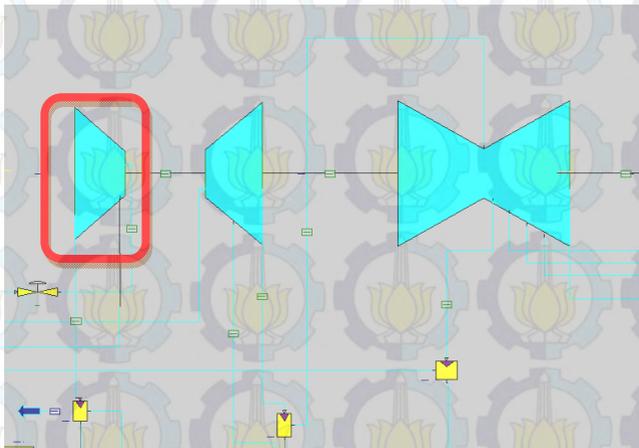
Dimana:

$\dot{m}_{main\ steam}$ = main steam flow (kg/h)
 $h_{main\ steam}$ = Hot main steam entalpi (kcal/kg)
 $h_{fluida\ in\ boiler}$ = entalpi fluida masuk boiler (kcal/kg)

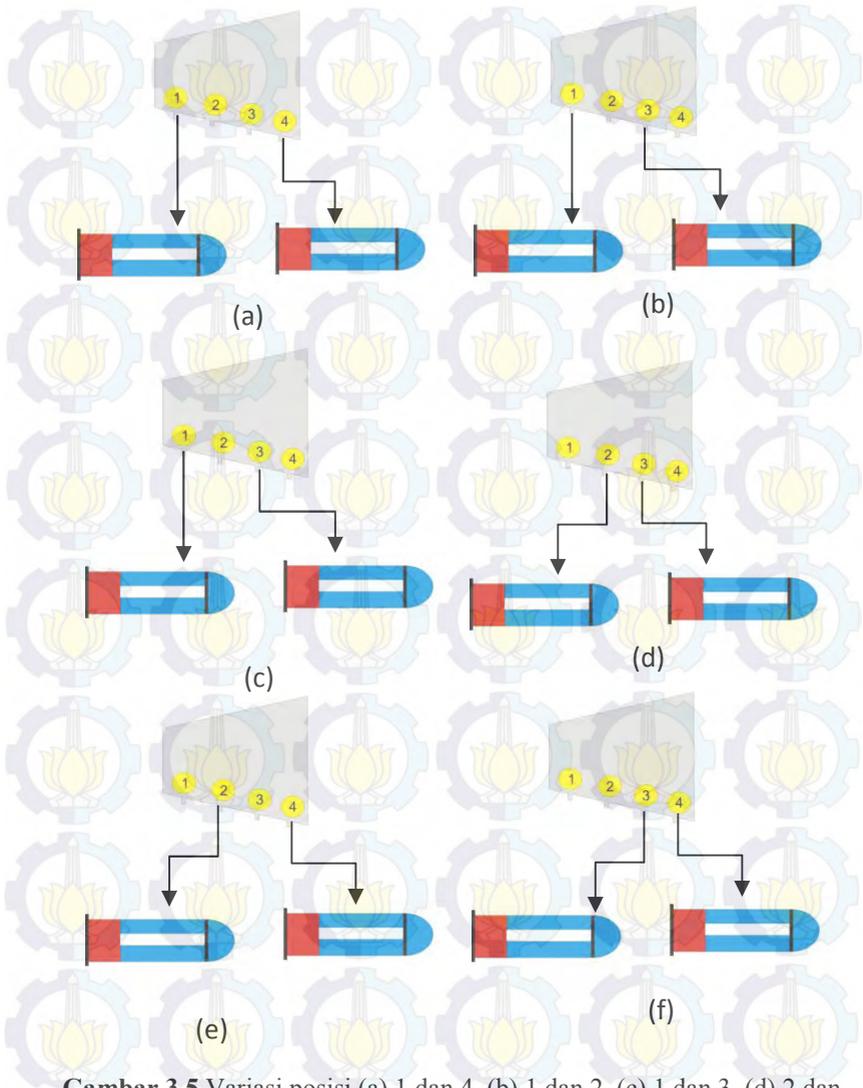
- $BHI = (\dot{m}_{coal} \cdot HHV_{fuel}) \dots \dots \dots (3.4)$

- $Effisiensi\ Boiler = \frac{HOB}{BHI} \dots \dots \dots (3.5)$

3.4 Variasi yang dilakukan



Gambar 3.4 Turbin yang akan divariasikan jumlah prosentase ceratannya



Gambar 3.5 Variasi posisi (a) 1 dan 4, (b) 1 dan 2, (c) 1 dan 3, (d) 2 dan 3, (e) 2 dan 4, (f) 3 dan 4

Pada tugas akhir ini variasi hanya dilakukan pada turbine HP seperti ditunjukkan pada gambar 3.4. Jumlah total prosentase aliran massa yang akan divarisaikan adalah 16% dengan pembagian 8% aliran massa yang menuju HPH 1 dan 8% aliran massa yang menuju HPH 2. Dapat dilihat pada gambar 3.5, gambar tersebut menunjukkan variasi posisi yang akan dilakukan pada tugas akhir ini. Dari setiap variasi posisi dan variasi kombinasi aliran massa yang dilakukan, akan didapatkan beberapa data penting antara lain *power*, *plant heat rate*, efisiensi pembangkit dan bahan bakar yang dikonsumsi. Data yang dihasilkan oleh *gate cycle* akan divalidasi dengan hasil perhitungan manual yang menggunakan metode termodinamika. Sehingga keseluruhan variasi aliran massa pada tiap posisi ekstraksi dapat dilihat pada tabel 3.2

Tabel 3.2 Variasi posisi dan variasi kombinasi aliran massa pada HP Turbin

Kondisi	Pembangkit							Power Output MW	Plant Heat Rate kJ/MW hr	Efisiensi Pembangkit %	Bahan Bakar kg/sec
	HP Turbin		Posisi Ekstraksi								
	Main Steam kg/sec	HPH 1	HPH 2	1	2	3	4				
Var1	173.1	5%	11%	x	-	-	v	-	-	-	
Var2	173.1	6%	10%	v	-	-	-	-	-	-	
Var3	173.1	8%	8%	x	-	-	-	-	-	-	
Var4	173.1	10%	6%	v	-	-	-	-	-	-	
Var5	173.1	11%	5%	v	-	-	-	-	-	-	
Var6	173.1	5%	11%	v	v	-	-	-	-	-	
Var7	173.1	6%	10%	v	v	-	-	-	-	-	
Var8	173.1	8%	8%	v	v	-	-	-	-	-	
Var9	173.1	10%	6%	v	v	-	-	-	-	-	
Var10	173.1	11%	5%	v	v	-	-	-	-	-	
Var11	173.1	5%	11%	v	-	-	v	-	-	-	
Var12	173.1	6%	10%	v	-	-	v	-	-	-	
Var13	173.1	8%	8%	x	-	-	v	-	-	-	
Var14	173.1	10%	6%	v	-	-	v	-	-	-	
Var15	173.1	11%	5%	v	-	-	v	-	-	-	
Var16	173.1	5%	11%	-	v	-	v	-	-	-	
Var17	173.1	6%	10%	-	v	-	v	-	-	-	
Var18	173.1	8%	8%	-	v	-	v	-	-	-	
Var19	173.1	10%	6%	-	v	-	v	-	-	-	
Var20	173.1	11%	5%	-	v	-	v	-	-	-	
Var21	173.1	5%	11%	-	v	-	-	v	-	-	
Var22	173.1	6%	10%	-	v	-	-	v	-	-	
Var23	173.1	8%	8%	-	-	v	-	-	v	-	
Var24	173.1	10%	6%	-	-	v	-	-	v	-	
Var25	173.1	11%	5%	-	-	v	-	-	v	-	
Var26	173.1	5%	11%	-	-	-	v	-	-	v	
Var27	173.1	6%	10%	-	-	-	v	-	-	v	
Var28	173.1	8%	8%	-	-	-	v	-	-	v	
Var29	173.1	10%	6%	-	-	-	v	-	-	v	
Var30	173.1	11%	5%	-	-	-	v	-	-	v	

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Speifikasi Pembangkit Listrik Tenaga Uap 200 MW PT. PJB Gresik Unit 3

Pembangkit listrik yang akan dianalisa pada tugas akhir ini adalah Pembangkit Listrik Tenaga Uap PT. PJB Gresik Unit 3. Pembangkit listrik ini akan dimodelkan pada software *Gate Cycle* 5.6. Spesifikasi komponen yang digunakan dalam pemodelan ini didasarkan pada P&ID PT. PJB Gresik Unit 3 pada keadaan *existing*. P&ID ini digunakan untuk menentukan karakter dari setiap komponen yang akan digunakan agar model yang dibangun dapat mewakili kondisi *existing*. Data operasi yang digunakan antara lain :

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
HHV	53004.887917	kJ/kg
Spesific gravity	0,660	
Laju bahan bakar	44460	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

1. Spesifikasi Desain

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

2. Peralatan sistem PLTU

a. Turbin uap

- Manufacturer : Toshiba Electric System
 Type : *Tandem compound reheat turbine*
 Rated speed : 3.600 rpm
 Main Steam Press : 189 kg/cm²
 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 dsgn p: | 3.45 kg/cm ² |
- d. *Boiler Feed Pump (BFP)*
- | | |
|-------------------|--|
| Quantity | : 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)*
- | | |
|-------------|---|
| Quantity | : 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
Otput motor	: 240 kW
Voltage	: AC 6000 V

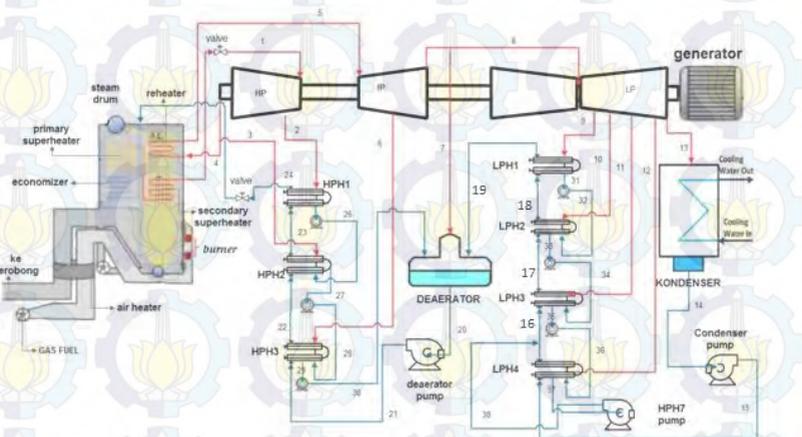
f. Deaerator

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

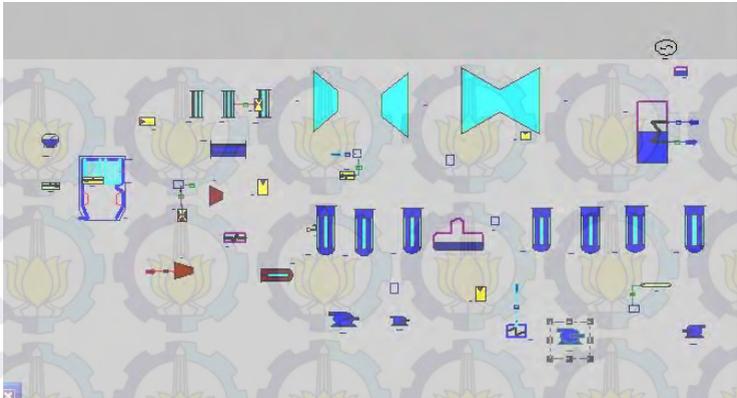
4.2 Pemodelan PLTU PT. PJB Gresik Unit 3 Pada *Gate Cycle*

Gambar 4.1 merupakan P&ID dari PLTU Unit Pembangkit 3 Gresik. Pemodelan yang dilakukan berdasarkan skema tersebut. Pembangkit tersebut menggunakan LNG sebagai bahan bakar untuk *boiler*. Pembangkit tersebut memiliki 3 buah *turbine* yang digunakan untuk menghasilkan listrik sebesar 200 MW. Dari gambar 4.1 dapat dilihat bahwa pembangkit ini menggunakan 7 buah *feedwater heaters* yang terbagi menjadi 2 kategori yaitu 3 buah HPH (*high pressure heaters*) dan 4 buah LPH (*low pressure heaters*). Setelah mengetahui skema P&ID, hal selanjutnya yang dilakukan adalah membangun model pada software *Gate Cycle*.

Dalam membangun model pada *Gate Cycle* yang perlu diperhatikan adalah data properties dari tiap komponen yang ada pada *Gate Cycle* harus sesuai dengan data properties dari tiap komponen pada kondisi eksisting. Hal ini dilakukan agar pemodelan yang dibuat dapat menyerupai kondisi nyata yang ada di lapangan. Langkah awal yang dilakukan dalam memodelkan pembangkit adalah menyantumkan komponen-komponen yang ada.

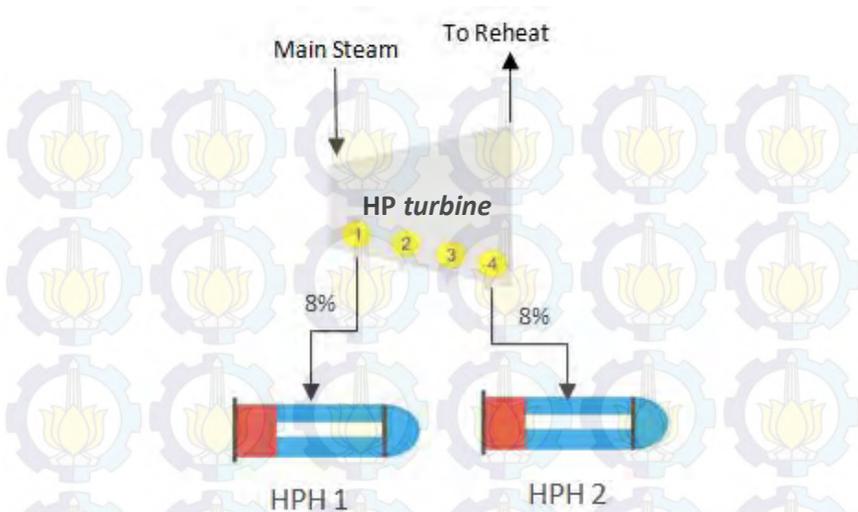


Gambar 4.1 P&ID PLTU Unit Pembangkit 3 Gresik



Gambar 4.2 Komponen yang digunakan dalam pemodelan *Gate Cycle*

Gambar 4.2 merupakan gambar komponen yang akan digunakan dalam pemodelan *gate cycle*. Setelah mencantumkan semua komponen yang diperlukan, langkah selanjutnya adalah mengatur BOP (*balance of plant*) dari model tersebut. BOP tersebut diatur sedemikian rupa hingga dapat mewakili keadaan *existing*. Hal penting lain yang perlu diperhatikan dalam pemodelan *Gate Cycle* adalah alur atau sambungan yang menghubungkan tiap komponen. Alur ini dibagi menjadi 3 bagian yaitu alur untuk uap, alur untuk air, dan alur untuk gas. Setelah alur dibuat maka langkah selanjutnya adalah memeriksa apakah sistem tersebut berjalan dengan baik atau tidak. Setelah sistem dapat berjalan dengan baik, hal yang dilakukan selanjutnya adalah mulai melakukan variasi yang telah ditentukan.



Gambar 4.3 Ekstraksi yang dilakukan pada kondisi *existing*

Dapat dilihat pada gambar 4.3, variasi yang dilakukan pada tugas akhir ini adalah mengkombinasikan aliran massa yang masuk ke HPH 1 dan HPH 2 serta memvariasikan posisi ekstraksi dari *turbine*. Pada kondisi *existing* total aliran massa yang masuk ke HPH 1 dan HPH 2 adalah 16% dari *main steam* dengan pembagian 8% menuju HPH 1 dan 8% menuju HPH 2. Sedangkan variasi posisi yang dilakukan adalah mengganti posisi lubang ekstraksi ke tempat yang berbeda.

4.3 Membandingkan Pemodelan *Gate Cycle* dengan Perhitungan Termodinamika pada Kondisi Awal

Tabel 4.2 adalah tabel properties dari masing-masing komponen yang didapat dari pemodelan *Gate Cycle*. Untuk memastikan pemodelan tersebut dapat mewakili pembangkit di keadaan nyata, maka perlu dilakukan perbandingan antara hasil perhitungan secara termodinamika dengan hasil yang di tampilkan

oleh *Gate Cycle*. Berikut merupakan hasil yang di dapat dari *Gate Cycle* :

Tabel 4.2 Data Properties Kondisi Awal

	\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
Masuk LPH 1	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 <i>Boiler</i>	562464	275.9	18543.5	1210.3

- Jumlah bahan bakar : 10,78 (kg/s)
- *Power netto* : 200,018 (MW)
- *Power gross* : 208879,98 (kW)
- *Heat rate* : 8542,60 kJ/kW.h
- Efisiensi pembangkit : 42.14 %

Setelah data pada tabel 4.2 di dapat, hal selanjutnya yang dilakukan adalah menghitung (menganalisa) data tersebut menggunakan metode analisa termodinamika. Setelah dianalisa, langkah selanjutnya adalah memvalidasi antara hasil yang di dapat dari *Gate Cycle* dengan perhitungan secara termodinamika. Dibawah ini adalah hasil perhitungan *Power Gross* secara termodinamika berdasarkan pada gambar 4.1 :

- $Power\ Gross = Power\ Turbin\ HP + Power\ Turbin\ IP + Power\ Turbin\ LP$
- $Power\ Turbin\ HP = \dot{m}_1(h_1 - h_2) + (\dot{m}_1 - \dot{m}_2)(h_2 - h_4)$
- $Power\ Turbin\ HP = 623160(3394,89 - 3129,26) + (623160 - 50140,8)(3129,26 - 3007,44)$
- $Power\ Turbin\ HP = 235335189,7\ kW : 3600 \frac{hr}{sec} = 65370,88\ kW$
- $Power\ Turbin\ IP = \dot{m}_5(h_5 - h_6) + (\dot{m}_5 - \dot{m}_6)(h_6 - h_8)$
- $Power\ Turbin\ IP = 525060(3540,35 - 3300,32) + (525060 - 21348)(3300,21 - 3141,83)$
- $Power\ Turbin\ IP = 205865815\ kW : 3600 \frac{hr}{sec} = 57184,9486\ kW$
- $Power\ Turbin\ LP = \dot{m}_8(h_8 - h_9) + (\dot{m}_8 - \dot{m}_9)(h_9 - h_{10}) + (\dot{m}_8 - \dot{m}_9 - \dot{m}_{10})(h_{10} - h_{11}) + (\dot{m}_8 - \dot{m}_9 - \dot{m}_{10} - \dot{m}_{11})(h_{11} - h_{12}) + (\dot{m}_8 - \dot{m}_9 - \dot{m}_{10} - \dot{m}_{11} - \dot{m}_{12})(h_{12} - h_{13})$
- $Power\ Turbin\ LP = 479988(3141,85 - 3014,50) + (479988 - 25740)(3014,50 - 2901,45) + (479988 - 25740 - 17388)(2901,45 - 2759,10) + (419832)(2759,10 - 2647,16) + (393660)(2647,16 - 2420,80)$
- $Power\ Turbin\ LP = 310771100\ kW : 3600 \frac{hr}{sec} = 86325,3058\ kW$

- $Power\ Gross = 65347,1879 + 57160,3851 + 86325.3058$
- $Power\ Gross = 208832.8788\ kW = 208,83\ MW$

Dari perhitungan secara termodinamika didapatkan *power gross* sebesar 208,83 MW, hasil ini berbeda dengan hasil yang didapatkan dari Gatecycle 208,89MW. Perbedaan ini terjadi karena ada beberapa toleransi antara perhitungan secara manual dengan hasil yang ditunjukkan oleh *gate cycle*. Sehingga toleransi tersebut dihitung untuk menetapkan keakuratan *gate cycle* dalam menghitung *power*, toleransi yang terjadi sebesar :

$$Validasi\ Power = \frac{208,89 - 208,83}{208,89} \times 100\% = 0,02\%$$

Perhitungan diatas menunjukkan terdapat perbedaan antara simulasi *gate cycle* dengan perhitungan manual sebesar 0,02%.

Setelah membandingkan hasil *power gross* yang didapatkan dari gatecycle dan perhitungan termodinamika, selanjutnya dilakukan perhitungan *heat rate*..

- $nett\ heat\ rate = \frac{\dot{m}_{bahanbakar} LHV_{bahan\ bakar}}{Power\ Gross-station\ service}$
- $heat\ rate = \frac{(10,78 \frac{kg}{s})(\frac{3600s}{h})(\frac{44999\ kJ}{kg})}{204763,2763\ kW}$
- $heat\ rate = 8528,48 \frac{kJ}{kW.h}$

Dari hasil perhitungan termodinamika didapatkan *heat rate* sebesar $8528,48 \frac{kJ}{kW.h}$ dan hasil yang ditunjukkan oleh gatecycle adalah sebesar $8542,60 \frac{kJ}{kW.h}$. Terdapat perbedaan dari kedua hasil yang didapat.

$$Validasi\ Heat\ Rate = \frac{8542,60 - 8528,48}{8542,60} \times 100\% = 0,1652\%$$

Perhitungan diatas menunjukkan adanya toleransi perbedaan hasil perhitungan *heat rate* sebesar 0,1652%.

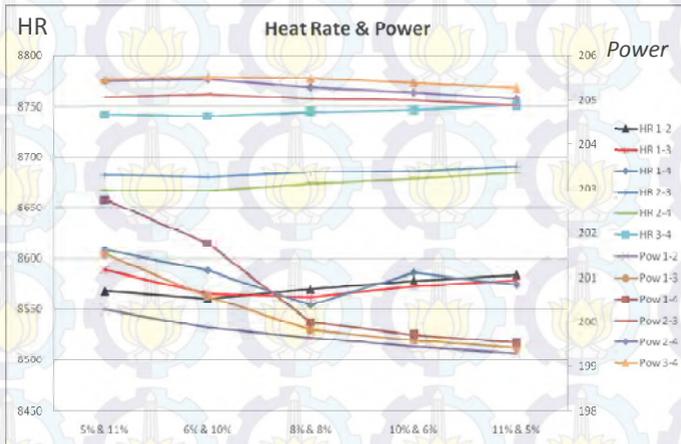
4.4 Analisa Variasi Aliran Massa dan Posisi Ekstraksi Turbine pada HPH 1 dan HPH 2

Data pada tabel 4.3 didapatkan dari hasil pemodelan *Gate Cycle*. Dari data-data yang terdapat pada tabel 4.3 dapat dibentuk suatu pola grafik sehingga dapat diperoleh tren grafik dimana berdasarkan grafik tersebut dapat ditarik kesimpulan logis antara kontribusi dan dampak variasi aliran massa dan posisi ekstraksi dari turbin HP untuk HPH1 dan HPH2 dengan performa pembangkit. Sebuah pembangkit dikatan baik jika memiliki *heat rate* yang rendah dan *power* yang tinggi.

Tabel 4.3 Data yang di dapat pada *Gate Cycle*

Kondisi	Pembangkit						Power Output MW	Plant Heat Rate kJ/MW hr	Efisiensi Pembangkit %	Bahan Bakar kg/sec	
	HP Turbin		Posisi Ekstraksi								
	Main Steam kg/sec	HPH 1	HPH 2	1	2	3					4
Var1	173.1	5%	11%	v	-	-	v	202,76	8608,54	41,82	11,043
Var2	173.1	6%	10%	v	-	-	v	201,76	8588,25	41,92	11,182
Var3	173.1	8%	8%	v	-	-	v	200	8554,18	42,08	11,043
Var4	173.1	10%	6%	v	-	-	v	199,71	8586,11	42,02	11,044
Var5	173.1	11%	5%	v	-	-	v	199,53	8574,33	41,98	11,043
Var6	173.1	5%	11%	v	v	-	-	200,28	8568,14	42,01	11,077
Var7	173.1	6%	10%	v	v	-	-	199,87	8560,34	42,05	11,044
Var8	173.1	8%	8%	v	v	-	-	199,64	8569,75	42,01	11,043
Var9	173.1	10%	6%	v	v	-	-	199,44	8578,57	41,6	11,044
Var10	173.1	11%	5%	v	v	-	-	199,3	8584,08	41,94	11,043
Var11	173.1	5%	11%	v	-	v	-	201,53	8588,88	41,91	11,173
Var12	173.1	6%	10%	v	-	v	-	200,58	8565,53	42,03	11,090
Var13	173.1	8%	8%	v	-	v	-	199,82	8561,91	42,05	11,043
Var14	173.1	10%	6%	v	-	v	-	199,58	8572,69	41,99	11,044
Var15	173.1	11%	5%	v	-	v	-	199,42	8579,04	41,96	11,043
Var16	173.1	5%	11%	-	v	v	-	205,07	8682,28	41,46	11,493
Var17	173.1	6%	10%	-	v	v	-	205,14	8680,26	41,47	11,494
Var18	173.1	8%	8%	-	v	v	-	205,03	8684,92	41,45	11,494
Var19	173.1	10%	6%	-	v	v	-	204,99	8686,32	41,44	11,494
Var20	173.1	11%	5%	-	v	v	-	204,88	8691,07	41,42	11,494
Var21	173.1	5%	11%	-	v	-	v	205,42	8667,47	41,53	11,493
Var22	173.1	6%	10%	-	v	-	v	205,45	8667,09	41,53	11,494
Var23	173.1	8%	8%	-	v	-	v	205,28	8674,04	41,5	11,494
Var24	173.1	10%	6%	-	v	-	v	205,17	8678,67	41,48	11,494
Var25	173.1	11%	5%	-	v	-	v	205,04	8684,45	41,45	11,494
Var26	173.1	5%	11%	-	-	v	v	205,46	8742,64	41,18	11,595
Var27	173.1	6%	10%	-	-	v	v	205,52	8740,92	41,18	11,596
Var28	173.1	8%	8%	-	-	v	v	205,48	8744,96	41,17	11,596
Var29	173.1	10%	6%	-	-	v	v	205,38	8746,86	41,16	11,596
Var30	173.1	11%	5%	-	-	v	v	205,26	8751,34	41,14	11,595

4.4.1 Analisa *Heat rate* dan *Power* untuk Variasi Aliran Massa dan Posisi Ekstraksi pada HPH 1 dan HPH 2



Gambar 4.4 *Heat rate* dan *Power* untuk variasi posisi ekstraksi dan variasi aliran massa

Gambar 4.4 merupakan penggambaran data *heat rate* dan *power* dari tabel 4.3. Suatu pembangkit dikatakan baik apabila memiliki nilai *heat rate* yang rendah dan nilai *power* yang tinggi. Jika suatu pembangkit memiliki nilai *heat rate* yang rendah maka penggunaan bahan bakar untuk proses pembakaran di *boiler* terjadi secara efektif dan daya yang dihasilkan optimal. Tren *heat rate* terendah ditunjukkan oleh posisi ekstraksi 1-2, sedangkan *heat rate* tertinggi ditunjukkan oleh posisi 3-4. Tren *power* terendah ditunjukkan oleh posisi ekstraksi 1-2, sedangkan *power* tertinggi ditunjukkan oleh posisi 3-4. Main steam pada pemodelan ini dijaga tetap, hal ini bertujuan untuk mempermudah dalam membandingkan hasil yang diperoleh dari variasi yang ada.

Tren grafik *heat rate* dapat terbentuk menurut pola seperti pada gambar 4.4 karena berdasarkan persamaan $heat\ rate = \frac{\dot{m}_{Ing} \cdot LHV_{fuel}}{Power\ Netto}$. Menurut persamaan tersebut apabila bahan bakar

yang digunakan besar, maka nilai *heat rate* akan mengalami kenaikan. Dapat dapat disimpulkan bahwa pada posisi 1-2, 1-3, dan 1-4 *power* (lihat gambar 4.4) yang dihasilkan bervariasi dan cenderung memiliki nilai yang rendah, sehingga *heat rate* yang dihasilkan bervariasi pula. Akan tetapi pada posisi 2-3, 2-4, dan 3-4 *power* yang dihasilkan cenderung sama dan memiliki nilai yang besar, sehingga variasi yang dilakukan pada posisi tersebut tidak berpengaruh secara signifikan. Hal ini disebabkan oleh karena tekanan di *turbine* pada posisi 1-2, 1-3 dan 1-4 lebih besar daripada 2-3, 2-4 dan 3-4 sehingga entalpy yang dihasilkan besar. Ketika entalpy yang dihasilkan besar maka energi yang dihasilkan untuk memutar sudu *turbine* besar pula. Ketika energi yang digunakan untuk memutar sudu *turbine* diekstrak sebagai sumber energi untuk *feedwater heaters* dalam jumlah yang besar, maka akibatnya *power* yang dihasilkan menurun dari kondisi *existing*. Sedangkan, jika pada posisi 2-3, 2-4, dan 3-4 tekanan yang berada pada *turbine* kecil, sehingga entalpy yang dihasilkan kecil. Ketika entalpy yang dihasilkan kecil maka energi yang digunakan untuk memutar sudu *turbine* kecil pula. Sehingga, ketika energi diambil sebesar apapun hal itu tidak memberikan perubahan yang signifikan terhadap *power* dalam kondisi *existing*. Oleh sebab itu variasi jumlah aliran massa yang dilakukan tidak berdampak secara signifikan. Hal ini dapat dibuktikan melalui persamaan berikut :

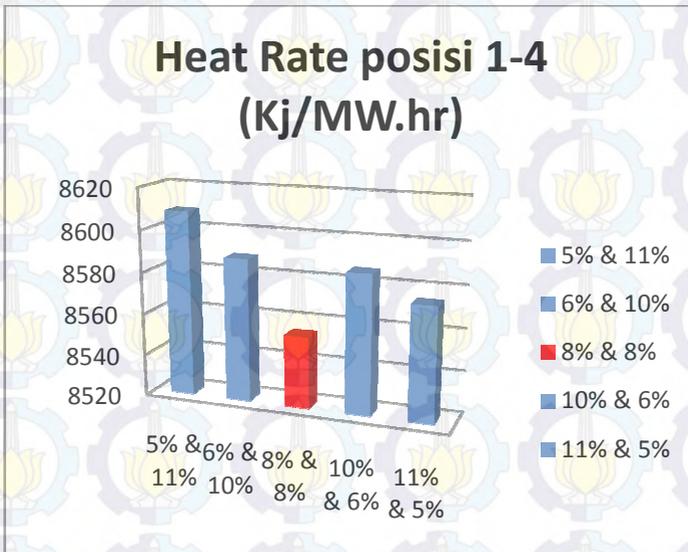
$$\bullet \quad \dot{W}_{netto} = (\dot{W}_{tHP} + \dot{W}_{tIP} + \dot{W}_{tLP}) - (\dot{W}_{pump} + \dot{W}_{compresor})$$

$$\dot{W}_{netto} = [(\dot{m}_{tHP}(h_{in} - h_{out}) + \dot{m}_{tIP}(h_{in} - h_{out}) + \dot{m}_{tLP}(h_{in} - h_{out})) - (\dot{m}_{pump}(h_{out} - h_{in}) + \dot{m}_{compresor}(h_{out} - h_{in}))]$$

Dari gambar 4.4 dapat disimpulkan bahwa *heat rate* terendah terdapat pada posisi ekstaksi 1-4 dengan variasi aliran massa 8% untuk HPH 1 dan 8% untuk HPH 2. Jika ditinjau dari

sisi *power*, posisi ekstraksi 1-4 dan aliran massa 8% untuk HPH 1 dan 8% untuk HPH 2 masih memiliki nilai *power* yang tinggi jika dibandingkan dengan posisi ekstraksi 1-2 dan 1-3 pada variasi aliran massa yang sama.

4.4.2 Analisa *Heat Rate* untuk Variasi Posisi Ekstraksi 1-4



Gambar 4.5 *Heat rate* untuk posisi 1-4

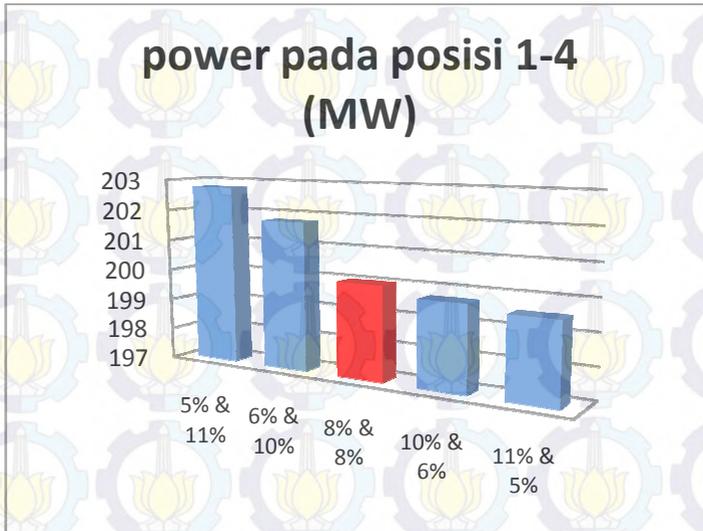
Gambar 4.5 menunjukkan tren grafik berdasarkan nilai *heat rate* pada setiap variasi ekstraksi uap dari turbin HP untuk dialirkan ke HPH1 dan HPH2. *Heat rate* yang memiliki nilai terbaik adalah yang memiliki nilai yang rendah. Artinya penggunaan bahan bakar untuk proses pembakaran di *boiler* terjadi secara efektif dan daya yang dihasilkan optimal untuk pemakaian sejumlah bahan bakar tersebut.

Berdasarkan gambar 4.5, nilai *heat rate* diawali dari variasi ekstraksi 5-11 yang merupakan nilai *heat rate* yang

terburuk yaitu sebesar 8608.76 kJ/ kW.hr. Kemudian, nilai *heat rate* dari variasi ekstraksi 6-10 yang lebih baik yaitu sebesar 8586.26 kJ/kW.hr dan tren grafik yang terbaik ditunjukkan pada ekstraksi 8-8, yang merupakan kondisi eksisting pembangkit, dengan nilai *heat rate* sebesar 8554.18 kJ/kW.hr. Namun, pada nilai *heat rate* untuk variasi ekstraksi 10-6 nilainya kembali buruk karena grafik cenderung mengalami kenaikan, nilai *heat ratenya* adalah sebesar 8567.04 kJ/kW.hr. Kemudian, pada variasi ekstraksi 11-5 nilai *heat rate* juga buruk karena grafik cenderung naik lagi bila dibandingkan dengan variasi 10-6, nilai *heat rate* adalah 8574.54 kJ/kW.hr.

Tren grafik *Heat rate* dapat terbentuk menurut pola seperti pada gambar 4.5 karena berdasarkan persamaan *heat rate*
$$= \frac{(\dot{m}_{ing} \cdot LHV_{fuel})}{Power\ Netto}$$
. Menurut persamaan tersebut apabila bahan bakar yang dipakai jumlahnya banyak maka akan menaikkan nilai *heat rate* seperti pada variasi ekstraksi 5-11. Sehingga dari gambar diatas dapat disimpulkan bahwa komposisi ekstraksi yang terbaik adalah 8% untuk HPH 1 dan 8% untuk HPH 2. Kesimpulan ini diambil karena *heat rate* yang dihasilkan paling rendah diantara semua variasi aliran massa yang dilakukan. Ketika *heat rate* yang dihasilkan rendah, maka konsumsi bahan bakar rendah pula. Ketika konsumsi bahan bakar rendah maka penyerapan energi panas yang terjadi di *boiler* itu baik sehingga efisiensi pemakaian bahan bakar dapat dilakukan secara maksimal.

4.4.3 Analisa *Power* untuk Variasi Posisi 1-4



Gambar 4.6 *Power* untuk posisi 1-4

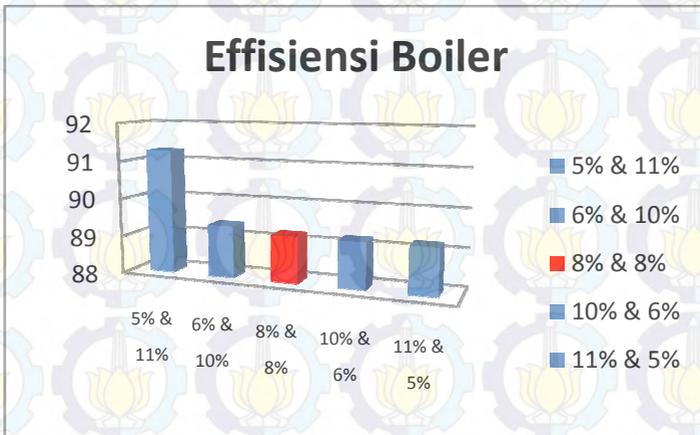
Gambar 4.6 merupakan sebuah tren grafik daya pembangkit dari posisi *existing*. Nilai daya tersebut dihasilkan dari 3 buah turbin yang ada di pembangkit tersebut. Dari gambar 4.6 dapat dilihat bahwa tren grafik diawali dari nilai daya tertinggi dari variasi 5-11(5 % untuk HPH1 dan 11 % untuk HPH2) yaitu sebesar 202.76 MW. Kemudian pada variasi ceratan uap 6-10 daya yang dihasilkan lebih rendah yaitu sebesar 201.75 MW dan seterusnya tren grafik terjadi penurunan sampai pada variasi 11-5 yaitu daya yang dihasilkan sebesar 199.52 MW.

Tren tersebut terbentuk karena dampak dari ekstraksi uap pada turbin HP (*High Pressure*) untuk dialirkan ke HPH1 dan HPH2. Berdasarkan teori, apabila uap diekstraksi dari tingkat turbin bertekanan tinggi dengan jumlah banyak, untuk dialirkan ke HPH 1 dan HPH 2 sebagai sumber energi, sehingga

mengakibatkan energi yang digunakan untuk memutar turbin menjadi menurun. Hal ini berdampak pada daya yang dihasilkan turbin HP cenderung lebih rendah. Sedangkan, apabila jumlah uap diekstraksi dari tingkat turbin bertekanan lebih rendah lebih banyak untuk dialirkan ke HPH 2 sehingga turbin menghasilkan daya yang lebih besar.

Berdasarkan gambar 4.6 daya terbesar dihasilkan oleh kombinasi ekstraksi 5% untuk HPH 1 dan 11% untuk HPH 2. Akan tetapi hal tersebut belum menentukan apakah suatu pembangkit bisa dikatakan baik dan memenuhi syarat. Ada beberapa hal yang harus terpenuhi antara lain *heat rate* dan bahan bakar yang dikonsumsi. Hal tersebut akan dibahas pada sub bab selanjutnya

4.4.4 Analisa Efisiensi *Boiler* untuk Variasi Posisi 1-4



Gambar 4.7 Efisiensi *Boiler* untuk posisi 1-4

Gambar 4.7 merupakan gambar grafik efisiensi *boiler* untuk variasi posisi 1-4. 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. Hal tersebut terjadi karena nilai entalpi pada fluida kerja yang akan masuk pada *boiler*, yaitu yang masuk ke economizer nilainya relatif sama. Berdasarkan gambar 4.1, maka rumus efisiensi *boiler* =

$$\frac{[\dot{m}_1 \cdot (h_1 - h_{24}) - (\dot{m}_{sp} \cdot h_1)] + [\dot{m}_4 \cdot (h_5 - h_4)]}{(\dot{m}_{gas} \cdot LHV_{gas})} \times 100\%$$

properti yang

berpengaruh pada perhitungan tersebut adalah entalpi yang akan masuk pada *boiler* yaitu h_{24} (*entalpy feedwater heaters*). Apabila nilai h_{fd} rendah dampaknya adalah delta dari entalpi tersebut menjadi besar dan pada akhirnya efisiensi *boiler* akan tinggi. Tren grafik kemudian melandai sampai pada pembangkit eksisting. Namun pada variasi ekstraksi pembangkit 10-6 dan 11-5 nilai efisiensi *boiler* relatif sama karena nilai h_{24} pada kedua variasi ekstraksi pembangkit relatif sama. Hal tersebut terjadi karena energi untuk menaikkan panas pada kedua variasi tersebut nilainya tidak berdampak signifikan.

Gambar 4.7 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*

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

1. Pada variasi posisi 1-2, 1-3, dan 1-4 terjadi perubahan power dan *heat rate* secara signifikan sedangkan pada posisi 2-3, 2-4, dan 3-4 tidak terjadi perubahan secara signifikan.
2. Posisi yang terbaik terdapat pada posisi 1-4.
3. Variasi aliran massa terbaik terjadi pada aliran massa sebesar 8% untuk HPH 1 dan 8% untuk HPH 2.
4. *Error* yang terjadi antara perhitungan secara termodinamika dengan analisa *Gate Cycle* sebesar 0,02% untuk power dan 0,1652 % untuk *heat rate*.

5.2 Saran

1. Untuk pemakaian software *Gate Cycle* harus disertakan data dari tiap komponen pembangkit secara lengkap.
2. Perlu adanya jurnal atau buku petunjuk untuk penggunaan software *Gate cycle*.

Lampiran 2 Data Komponen

No	Komponen	Parameter	Data input	Satuan
1.	Boiler	Bahan bakar Fluida kerja input	11.043 180	kg/s kg/s
2.	Turbin	Efisiensi ekspansi isentropik -Turbin HP -Turbin IP -Turbin LP Jumlahekstraksi -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 dikehendaki keluar dari kondenser Minimum tekanan yang diijinkan Maksimum tekanan 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 temperature 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

DAFTAR PUSTAKA

- ANSI/ASME PTC 6-2004 “Steam Turbines”
- Elwakil, M.Mohamed. **Power Plant Technology**, The McGraw – Hill book company, Singapore, 1984.
- James S. Wriqth. **Steam Turbine Cycle Optimization, Evaluation, and Performance Testing Considerations**, GE Power Systems, Schenectady, New York,
- 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.
- Moran MJ, Shapiro HN. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. John Wiley & Sons Inc.; 2006.
- M. M. Rashidi, A. Aghagoli, dan M. Ali. **Thermodynamic Analysis of a Steam Power Plant with Double Reheat and Feed Water Heaters**. Hindawi Publishing Corporation. Advance in Mechanical Engineering. Volume 2014, Article ID 940818