



TUGAS AKHIR - TM 091486

**ANALISA TERMODINAMIKA PENGARUH
PENURUNAN TEKANAN VAKUM PADA
KONDENSOR TERHADAP PERFORMA SIKLUS
PLTU MENGGUNAKAN *SOFTWARE GATE
CYCLE*
(Studi Kasus PLTU unit 4, PT. PJB UP
Gresik)**

SLAMET HARIYADI
NRP 2109 100 017

Dosen Pembimbing
Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014



FINAL PROJECT - TM 091486

***THERMODYNAMICS ANALYSIS THE EFFECT
OF VACUUM PRESSURE CONDENSER
DECREMENT OF STEAM POWER PLANT
PERFORMANCE USING SOFTWARE GATE
CYCLE
(Case Study of PLTU unit 4, PT. PJB UP
Gresik)***

SLAMET HARIYADI
NRP 2109 100 017

Supervisor
Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

*MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2014*

**ANALISA TERMODINAMIKA PENGARUH PENURUNAN
TEKANAN VAKUM PADA KONDENSOR TERHADAP
PERFORMA SIKLUS PLTU MENGGUNAKAN
SOFTWARE GATE CYCLE
(STUDI KASUS PLTU UNIT 4, PT. PJB UP GRESIK)**

Nama Mahasiswa : Slamet Hariyadi
NRP : 2109 100 017
Jurusan : Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri
Institut : Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Dosen Pembimbing : Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc

ABSTRAK

Pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) unit 4, PT. Pembangkit Jawa Bali Unit Pembangkitan Gresik (PT. PJB UP Gresik) mengalami derating, diduga salah satu penyebabnya adalah penurunan tekanan vakum pada kondensor. Hal ini mengakibatkan daya yang dihasilkan dan efisiensi siklus mengalami penurunan apabila dibandingkan dengan sebelum terjadinya penurunan tekanan vakum pada kondensor. Dimana pada saat ini, PLTU unit 4 hanya bisa mencapai load maksimal sebesar 185 MW dari desain sebesar 200 MW.

Penelitian ini menganalisa akibat penurunan tekanan vakum pada kondensor terhadap performa siklus PLTU unit 4 PT. PJB UP Gresik dengan pendekatan analisa termodinamika serta dilakukan proses simulasi dengan membuat model pembangkit PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik ke dalam software Gate Cycle, sehingga nantinya dapat diketahui pengaruh penurunan tekanan vakum pada kondensor terhadap nilai parameter operasional pada komponen utama power plant.

Hasil yang didapatkan penelitian ini yaitu turunnya 0.1 % efisiensi pembangkit diakibatkan oleh penurunan tekanan

vakum pada kondensor sebesar 6 mmHg dan menyebabkan hilangnya daya sebesar 663.36 kW. Sehingga pada saat operasional saat ini, dimana range tekanan vakum sebesar 670-691 mmHg, maka efisiensi total turun sebesar 0.378 % dan daya total yang hilang sebesar 2.32 MW dari keadaan sesuai desain. Dari hasil simulasi, didapatkan penurunan tekanan vakum mengakibatkan kenaikan nilai parameter operasional yakni berupa kenaikan laju alir massa, suhu, tekanan dan entalpi pada Low Pressure Turbin, Kondensor, Condensate Pump dan Feed Water Heater 1.

Kata kunci : tekanan vakum, kondensor, efisiensi, PLTU, rugi daya, gate cycle

***THERMODYNAMICS ANALYSIS THE EFFECT OF
VACUUM PRESSURE CONDENSER DECREMENT OF
STEAM POWER PLANT PERFORMANCE USING
SOFTWARE GATE CYCLE
(Case Study of PLTU Unit 4, PT . PJB UP Gresik)***

*Name : Slamet Hariyadi
NRP : 2109 100 017
Department : Mechanical Engineering, Faculty of
Industrial Technology
Institute : Sepuluh Nopember Institute of Technology
Supervisor : Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc*

ABSTRACT

Steam power plant units 4, PT. PJB UP Gresik experienced a derating, allegedly one of the reasons is the vacuum pressure drop in the condenser. It will affects decreasing in the power generation and the cycle efficiency if it compared with the previous condition before vacuum pressure drop occurs. The current condition, the power plant unit 4 can only reach a maximum load of 185 MW from the design of 200 MW.

This study shows a causal relationship between vacuum pressure drop in condenser and cycle performance of power plant unit 4 PT. PJB UP Gresik with thermodynamic analysis approach and simulation process will be done by creating a model of steam power plant Unit 4 PT . PJB UP Gresik to the Gate Cycle software, so it will find the influence of vacuum pressure in the condenser to the value of the operational parameters of the main components of the power plant.

The results of this study found that 0.1 % decline in plant efficiency due to the decrease in the condenser vacuum

pressure by 6 mm Hg. Any reduction in condenser vacuum pressure by 1 mmHg, resulting in a loss of power of 110.56 kW. Finally, in the current operation, where the range of 670-691 mm Hg vacuum pressure, the total efficiency decreased by 0.378% and total power lost by 2.32 MW of condition appropriate design. From the simulation results, obtained vacuum pressure reduction resulted in an increase the value of the operational parameters, that is increase in mass flow rate, temperature, pressure and enthalpy at Low Pressure Turbine, Condenser, Condensate Pump and Feed Water Heater 1.

Keywords : vacuum pressure, condenser, efficiency, power plant, power loss, gate cycle

**ANALISA TERMODINAMIKA PENGARUH PENURUNAN
TEKANAN VAKUM PADA KONDENSOR TERHADAP
PERFORMA SIKLUS PLTU MENGGUNAKAN
SOFTWARE GATE CYCLE
(STUDI KASUS DI PLTU UNIT IV PT.PJB UP GRESIK)**

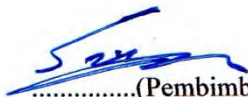

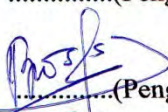

TUGAS AKHIR

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

Oleh :

Slamet Hariyadi
NRP. 2109 100 017

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc
(NIP . 196604021989031002) (Pembimbing)
2. Ir.Sudjud Darsopuspito,MT (Penguji I)
(NIP . 194908291976031002)
3. Dr.Bambang Arip Dwiyantoro,ST.M.Eng (Penguji II)
(NIP . 197804012002121001)
4. Dr.Vivien Suphandani, ST.M.Eng (Penguji III)
(NIP . 198105292003122001)

SURABAYA,
Januari 2014

KATA PENGANTAR

Assalamualaikum Wr. Wb.

Alhamdulillah, segala puji bagi Allah SWT karena hanya dengan rahmat, petunjuk dan kasih-Nya akhirnya penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir ini. Penulis berharap tugas akhir ini dapat memberi suatu manfaat, meskipun masih banyak kekurangan dalam pengerjaan penelitian tugas akhir ini. Dan akhirnya penulis ingin berterima kasih kepada orang-orang di sekitar penulis yang telah membantu dalam penulisan tugas akhir ini. Secara khusus penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada :

1. **Bapak Dr.Ir. Atok Setiyawan, M.Eng** sebagai Dosen Pembimbing yang telah banyak memberikan pengarahan, bimbingan, motivasi dan waktu di tengah kesibukannya sehingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan.
2. **Bapak Ir. Sudjud Darsopuspito MT, Bapak Dr. Bambang Arip D., ST, MEng, dan Ibu Dr. Vivien Suphandani, ST., MEng., dan Bapak Dr. Wawan Aries Widodo, ST. MT** selaku dosen penguji yang telah meluangkan waktu untuk menguji Tugas Akhir ini “Terima Kasih atas segala saran dan kritik yang membangun untuk penyempurnaan tugas akhir ini.
3. **Ibu Nurhayati Latifah**, Ibu yang selalu menjadi panutan, semangat dan inspirasi bagi penulis dalam menjalani setiap langkah dan menghadapi segala tantangan hidup penulis sampai saat ini. Dan **Bapak Sodik** atas kesabaran, doa, semangat dan dukungan tiada henti bagi penulis, sehingga penulis bisa menyelesaikan masa studi penulis sampai tahap sarjana. Serta **Mila Nursa Shaleha dan Devi Nursa Triana**, adik dari penulis yang menjadi harapan besar sekaligus semangat penulis untuk selalu ingin melihatnya berkembang dewasa dan sukses.
4. **Bapak Achmad Syaifuddin dan Bapak Harus Laksana Guntur** selaku Dosen Wali yang telah banyak memberikan

pengarahan dan pendampingan bagi penulis selama berkuliah di Jurusan Teknik Mesin ini.

5. Segenap dosen (**Pak Bambang Pramujati, Pak Herman, Pak Triyogi, Pak Shahab, Pak Indra, Pak Lubi, Pak Unggul dll**) dan karyawan Jurusan Teknik Mesin ITS (**Cak Bud, Cak To, Bu Sri, Mbah No, Mas Erdien, Mbak Sri, Pak Agus, Pak Untung, Pak Mul, Pak Mad, Cak Gofur,**) Terima kasih atas dedikasinya dalam membantu penulis menjalani perkuliahan.
6. Saudara **Bagus Wahyu Hadi Atmaja** dan **Senna Septiawan**, sebagai sahabat maupun rekan kerja tugas akhir penulis. Terima kasih atas dorongan, saran dan bantuannya selama pengerjaan tugas akhir ini. Tanpa kalian berdua, mungkin tugas akhir ini tidak dapat terselesaikan tepat waktu.
7. **Laskar Negara Api** (Akbar “Colbud”, Daus ”Ipink”, Ari “Bakor”, Bang Satya, Aris, Izha, Daniel “Botel”, Yon, Rosita, Uza, Dina, Yesty). Para alumni lab (Mas Feri “Petruk”, Mas Bowo, Mas Funky “Polo”, Mas Wilhansen “Osenk”, Mas Devi “Betty”, Ferio “Sum”, Kikin, Dima, Devia, Sheli, Viki, Luki, Nabilla, Ria, Haykel, Dharmo, Mbak Anin, Mbak Nuril “Mbecing”) dan para punggawa baru (Rizal, Andi, Ruri, Ervan, Supri, Annis, Fina, Danan, Ardian “Sinkron” dll) Terima kasih atas hari – hari yang penuh canda tawa.
8. Segenap saudaraku **Keluarga M52**, khususnya **Teman-teman sesama tukang**, (Didit “Babik”, Anis “Pentol”, Fatchur “Bose”, Aulia, Winda, Danny “Gentong”, Rasya “Kemong”) Ayo garap event lagi rek!. **Teman-teman semasa menjabat HMM**, (Bilal, Enggar, Jatmiko, Deni, Tomi, Dimas “Samid”, Hendra “Upil”, Kevin “Keped”, Nafa, Agus, Okeng, Nana, Dina-Dani “kembar”, Bambang). **Punggawa Mesin Music Club** (Rangga, Aan “Goliath”, Widi, Betcylia, Riski “Maho”, Santo, Gitok) kangen ngeband sama kalian semua. **Teman-teman “kontrakan kemalasan”** (Irfan “Cak Gun”, Danang “Midoen”, Adam, Aris “Cicir”, Rio dan Dwi “Ucep”) ojo sering turu bengi rek, wes tuek. Dan teman-teman yang lain

Fatkhur, Adityas, Septian, Farouq, Mahendra, Fasya “Boy”, Hendra “Cungkring”, Devy, Rista, Nanang, Karina, Jothan, Rudi, Hasry dll. Semoga silahturahmi ini tetap terjaga dan semoga keluarga ini akan tetap terjaga keharmonisannya.

9. Saudaraku **Arpama Family dan Formas Sampang** (Sofyan, Robby, Amik, Atha’, Imam, Veven, Tika, Tirta, Warda, Norma, Rian, Ismi, Fara, Tya, Totok, Ahmadi, Abo, Alan, Isal, Abdi, Nashih) terima kasih sudah menjadi keluarga selama penulis merantau di Surabaya.
10. **Pak Subur, Pak Syarief, Pak Supartono dan seluruh karyawan PT. PJB UP Gresik**, terima kasih atas ilmu dan waktu yang diberikan selama penulis mengambil data.
11. Segenap **civitas akademika Teknik Mesin FTI-ITS dan Sarekat Merah Rakyat Mesin**, terima kasih atas suasana kampus yang dinamis hingga membentuk pribadi penulis menjadi lebih baik. Mas-mas dan mbak-mbak **Mgab, M49, M50, M51** serta adik-adik **M53, M54 dan M55** mohon maaf jika penulis mempunyai kesalahan dalam berinteraksi selama perkuliahan

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih terdapat kekurangan yang dapat digunakan sebagai pertimbangan untuk penelitian selanjutnya. Penulis mengharapkan kritik dan saran untuk perbaikan di masa mendatang. Semoga Tugas Akhir ini bermanfaat bagi kita semua. Aamiin.

Surabaya, 4 Februari 2014

Penulis

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR SIMBOL.....	xv
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah.....	4
1.4 Tujuan Penelitian	4
1.5 Sistematika Penulisan.....	5
BAB II PENDAHULUAN	
2.1 Komponen-Komponen Utama PLTU	7
2.1.1 <i>Boiler</i>	7
2.1.2 Turbin Uap.....	7
2.1.3 Kondensor.....	8
2.1.4 Generator	9
2.1.5 <i>Feed Water Heater</i>	9
2.1.6 Pompa	10
2.2 Proses Produksi Listrik PLTU Unit 4	10
2.3 Tekanan Vakum pada Kondensor	13
2.4 Analisa Termodinamika	15
2.4.1 Siklus Rankine	15
2.4.2 Perhitungan Kerja dan Perpindahan Kalor	16
2.4.3 Perhitungan Fraksi Massa.....	18
2.5 <i>Software Gate Cycle</i>	21
2.6 Penelitian Terdahulu	22
BAB III METODOLOGI	
3.1 Tahapan Penelitian	31
3.2 Pengolahan Data.....	33
3.3 Tahapan Perhitungan.....	36

3.4	<i>Flowchart</i> Perhitungan	42
3.5	Pemodelan dan Simulasi	43
3.6	<i>Flowchart</i> Penelitian	46
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN		
4.1	Contoh Perhitungan.....	47
4.1.1	Menghitung Data Desain	47
4.1.2	Menghitung Data Aktual	50
4.2	Analisa Data Hasil Perhitungan	59
4.2.1	Pengaruh Penurunan Tekanan Vakum terhadap Efisiensi	59
4.2.2	Pengaruh Penurunan Tekanan Vakum terhadap Rugi Daya	61
4.3	Analisa Data Simulasi	62
4.3.1	Validasi & Hasil Simulasi	62
4.3.2	Efek Penurunan Tekanan Vakum di <i>Low Pressure Turbine</i>	64
4.3.3	Efek Penurunan Tekanan Vakum di Kondensor.....	66
4.3.4	Efek Penurunan Tekanan Vakum di <i>Condensate Pump</i>	70
4.3.5	Efek Penurunan Tekanan Vakum di <i>Feed Water Heater 1</i>	73
4.3.6	Analisa Hasil Simulasi dengan Kondisi Operasional PT. PJB UP Gresik.....	75
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		
5.1	Kesimpulan	77
5.2	Saran.....	78
DAFTAR PUSTAKA.....		
LAMPIRAN A		
LAMPIRAN B		
RIWAYAT PENULIS.....		

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Proyeksi Kebutuhan Listrik per Sektor di Indonesia Tahun 2003-2020.....	1
Gambar 2.1	Gambar <i>boiler</i> PLTU unit 4	7
Gambar 2.2	Gambar turbin PLTU unit 4	8
Gambar 2.3	Gambar kondensor PLTU unit 4	9
Gambar 2.4	Gambar generator PLTU unit 4.....	9
Gambar 2.5	Proses produksi listrik PLTU Unit 4	11
Gambar 2.6	Tekanan Vakum pada Kondensor	14
Gambar 2.7	Siklus <i>Rankine</i> dan T-s diagram untuk siklus <i>Rankine</i> Ideal	15
Gambar 2.8	Contoh sistem yang menggunakan fraksi massa & T-s diagram	18
Gambar 2.9	(a) pemodelan <i>power plant</i> sederhana;	21
	(b) <i>display</i> hasil pengerjaan.....	22
Gambar 2.10	Grafik hasil pengujian yang dilakukan (a) P Kondensor vs T air; (b) P Kondensor vs Q Kondensor;	23
Gambar 2.11	Grafik hasil pengujian yang dilakukan (c) \dot{m} Kondensor vs P Kondensor; (d) Efisiensi vs T air	24
Gambar 2.12	Grafik hasil penelitian yang dilakukan (a) P Kondensor vs efisiensi <i>thermal & exergy</i> ; (b) P Kondensor vs panas yang dilepas dari Kondensor dan panas yang diterima <i>boiler</i>	26
Gambar 2.13	Pemodelan skema <i>power plant</i> dalam <i>software Gate Cycle</i>	28
Gambar 2.14	Beberapa grafik hasil dari <i>software Gate Cycle</i>	29
Gambar 3.1	Siklus PLTU unit 4 dengan titik kondisi	34
Gambar 3.2	(a) T-s diagram pada PLTU unit 4; (b) inset kondisi titik 28-28a	34
Gambar 3.3	Hubungan rugi daya dengan T-s diagram	41
Gambar 3.4	<i>Flowchart</i> Perhitungan	42

Gambar 3.5	Pemodelan PLTU unit 4 dalam <i>software Gate Cycle</i>	43
Gambar 3.6	Simulasi <i>Cycle Link</i>	45
Gambar 3.7	<i>Flowchart</i> Penelitian	46
Gambar 4.1	Grafik Efek Penurunan Tekanan Vakum terhadap Efisiensi	59
Gambar 4.2	Efek Penurunan Tekanan Vakum terhadap Turbin pada T-s diagram	60
Gambar 4.3	Grafik Efek Penurunan Tekanan Vakum terhadap Rugi Daya yang terjadi	61
Gambar 4.4	Grafik Efek Penurunan Tekanan Vakum terhadap <i>Properties</i> di <i>LowPressure Turbine</i>	64
Gambar 4.5	Grafik Efek Penurunan Tekanan Vakum terhadap <i>Properties</i> di Kondensor	67
Gambar 4.6	Efek Penurunan Tekanan Vakum terhadap Q Kondensor pada t-s diagram.....	69
Gambar 4.7	Grafik Efek Penurunan Tekanan Vakum terhadap <i>Properties</i> di <i>Condesate Pump</i>	70
Gambar 4.8	Grafik Efek Penurunan Tekanan Vakum terhadap <i>Properties Feed WaterHeater 1</i>	73

DAFTAR SIMBOL

\dot{m}	Laju alir massa kg/hr
\dot{Q}	Laju perpindahan panas, MW
\dot{W}	Kerja, MW
h	Entalpi, kJ/kg
P	Tekanan mmHg, kPa
T	Suhu $^{\circ}\text{C}$
η	Efisiensi

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

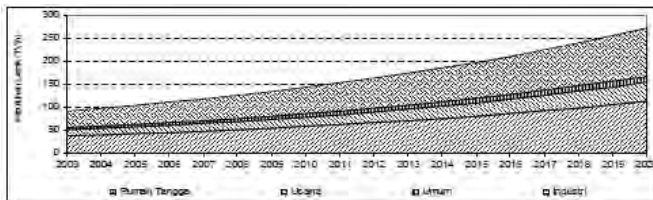
Tabel 3.1	Data yang dibutuhkan dalam proses perhitungan	35
Tabel 3.2	Data input dalam software Gate Cycle	44
Tabel 3.3	<i>Template Input & Output</i> simulasi <i>Cycle Link</i>	45
Tabel 4.1	Hasil Estimasi Entalpi untuk load 185 MW.....	51
Tabel 4.2	Nilai masing-masing fraksi massa	54
Tabel 4.3	Nilai entalpi aktual dengan variasi tekanan vakum	55
Tabel 4.4	Perbandingan nilai properties hasil simulasi Terhadap data aktual	62
Tabel 4.5	Hasil simulasi <i>Gate Cycle</i>	63

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kebutuhan listrik di Indonesia semakin hari semakin meningkat, dikarenakan pola hidup manusia yang semakin berkembang seiring dengan berkembangnya teknologi. Selain itu, berkembangnya bidang usaha dan industri juga menjadi faktor penyebab kenaikan konsumsi listrik di Indonesia. Menurut Kadiv Niaga PLN (Persero), Benny Marbun mengatakan bahwa kebutuhan konsumsi listrik pada Mei tahun 2013 tercatat sebesar 16.07 TWh. Hal ini menunjukkan pertumbuhan sebesar 9.96% bila dibandingkan dengan bulan Mei tahun 2012 yang tercatat sebesar 14.61 TWh. Menurut Moh. Muchlis dan Adhi Darma Permana dalam jurnalnya yang berjudul “*Proyeksi Kebutuhan Listrik PLN tahun 2003-2020*”, konsumsi listrik setiap tahunnya diproyeksikan akan semakin meningkat, seperti yang dapat dilihat dalam Gambar 1 di bawah ini, dimana dalam grafik tersebut terlihat bahwa kebutuhan listrik yang meningkat setiap tahunnya dalam berbagai sektor.



Gambar 1. Proyeksi Kebutuhan Listrik per Sektor di Indonesia Tahun 2003-2020 (Moh. Muchlis dan Adhi Darma Permana, 2012)

Kebutuhan listrik sebesar itu tentunya harus dipenuhi oleh Perusahaan Listrik Negara (PLN) selaku pengelola listrik di Indonesia. Dimana PLN sendiri mempunyai pembangkit-pembangkit yang tersebar di seluruh Indonesia. PT. Pembangkit

Jawa Bali (PT. PJB) merupakan salah satu anak perusahaan yang dimiliki oleh PLN yang berperan dalam menyuplai kebutuhan listrik untuk wilayah Pulau Jawa, Madura dan Bali. Dalam menjalankan dan mengembangkan usahanya, PT. PJB memiliki beberapa stasiun pembangkitan yang tersebar di beberapa wilayah di Pulau Jawa, salah satunya yakni Unit Pembangkitan Gresik (UP Gresik). PT. PJB UP Gresik memiliki tiga jenis sistem pembangkit tenaga, diantaranya pembangkit tenaga gas (PLTG), pembangkit tenaga uap (PLTU), dan pembangkit tenaga gas-uap (PLTGU), dengan kapasitas total maksimal mencapai 2,219 *Mega Watt hour (MWh)*.

PT. PJB UP Gresik ini memiliki 4 unit Pembangkit Listrik Tenaga Uap. PLTU unit 4 pertama kali beroperasi pada tahun 1988 dengan menggunakan bahan bakar *RO/HSD*. Namun mulai tahun 2010, PT. PJB UP Gresik mulai mengutamakan pemakaian *natural gas* karena hasil pembakaran *natural gas* cenderung lebih rendah emisi dan harganya yang lebih murah dibandingkan *residual oil*.

Seiring berjalannya waktu, PLTU unit 4 mengalami *derating*, diduga salah satu penyebabnya adalah penurunan tekanan vakum pada kondensor. Hal ini mengakibatkan daya yang dihasilkan dan efisiensi siklus mengalami penurunan apabila dibandingkan dengan sebelum terjadinya penurunan tekanan vakum pada kondensor. Dimana pada saat ini, PLTU unit 4 hanya bisa mencapai *load* maksimal sebesar 185 MW dari desain sebesar 200 MW.

Berdasarkan keterangan dan hasil diskusi dengan karyawan di PT. PJB, kemungkinan penyebab turunnya tekanan vakum pada kondensor antara lain sebagai berikut :

- Kebocoran pada *steam inlet*.
- Kebocoran *tube* terjadi di dalam kondensor.
- Perubahan suhu air laut yang digunakan sebagai media pendinginan di kondensor.
- Kebersihan *tube* di dalam kondensor.
- Kemampuan pompa air pendinginan menurun.

Untuk mengatasi agar *load* dan efisiensi tetap sesuai dengan keadaan sebelum terjadi penurunan tekanan vakum pada kondensor, dibutuhkan masukan uap tambahan ke dalam *boiler* untuk mengcover *losses* yang terjadi akibat penurunan tekanan vakum pada kondensor. Menambah uap yang masuk, tentunya juga akan menambah konsumsi bahan bakar. Hal ini, apabila dibiarkan terus-menerus tentunya membuat PT. PJB UP Gresik akan mengalami kerugian finansial sehingga masalah ini harus segera diatasi.

Atas latar belakang tersebut, penulis melakukan analisa akibat terjadinya penurunan tekanan vakum pada kondensor terhadap performa *power plant* secara keseluruhan baik hubungannya dengan efisiensi, *load* yang dihasilkan dan daya yang terbuang (rugi daya). Selain itu, penulis juga ingin mengetahui akibat penurunan tekanan vakum pada kondensor terhadap nilai parameter operasional komponen utama *power plant* yang lain seperti *boiler*, *turbine*, *feed water heater* dan pompa.

1.2 Perumusan Masalah

Tugas akhir ini berisi tentang penelitian mengenai akibat penurunan tekanan vakum pada kondensor terhadap performa siklus PLTU unit 4 PT. PJB UP Gresik dengan pendekatan analisa termodinamika. Penelitian ini dilakukan dengan menganalisa hasil komparasi data, yakni sebelum terjadinya penurunan tekanan vakum pada kondensor menggunakan data desain sesuai *heat balance* dibandingkan dengan setelah terjadinya penurunan tekanan vakum pada kondensor yakni menggunakan data aktual operasional saat ini. Data-data tersebut nantinya akan diolah, sehingga dapat diketahui besarnya penurunan efisiensi dan kerugian daya yang terjadi akibat adanya penurunan tekanan vakum pada kondensor.

Selain menghitung performa *power plant* berdasarkan efisiensi dan rugi daya, akan dilakukan juga proses simulasi dengan menggunakan *software Gate Cycle*, dimana nantinya akan

dilakukan pemodelan *power plant* PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik. Dari hasil simulasi, nantinya dapat diketahui pengaruh penurunan tekanan vakum pada kondensor terhadap perubahan nilai parameter operasional pada komponen utama *power plant*.

1.3 Batasan Masalah

Untuk menganalisa permasalahan di atas, terdapat beberapa batasan masalah yang diambil dalam penelitian ini, diantaranya :

1. Penelitian dilakukan di PLTU unit 4 PT. PJB UP Gresik.
2. Semua perhitungan berdasarkan data yang diberikan oleh PT. PJB UP Gresik.
3. Semua analisa perhitungan dan simulasi menggunakan data *load* 185 MW.
4. Analisa penurunan performa hanya melibatkan faktor penurunan tekanan vakum pada kondensor saja tanpa memperhatikan kemungkinan faktor lain.
5. Semua komponen dalam siklus dianalisis sebagai *volume* atur pada kondisi *steady state*.
6. Energi potensial dan energi kinetik dapat diabaikan.
7. *Software* yang digunakan untuk melakukan simulasi *power plant* adalah *Gate Cycle* versi 5.61.0.r tahun 2004.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dengan adanya penelitian mengenai analisa penurunan tekanan vakum pada kondensor di PLTU unit 4, PT. PJB UP Gresik, diantaranya sebagai berikut :

1. Mengetahui pengaruh turunya tekanan vakum pada kondensor terhadap efisiensi siklus PLTU.
2. Mengetahui pengaruh turunya tekanan vakum pada kondensor terhadap kerugian daya yang dihasilkan.
3. Mengetahui pengaruh turunya tekanan vakum pada kondensor terhadap nilai parameter operasional pada komponen-komponen utama PLTU unit 4 PT. PJB UP Gresik.

Manfaat dari hasil penelitian ini, dapat diketahuinya akibat dari penurunan tekanan vakum pada kondensor terhadap efisiensi, rugi daya serta nilai parameter operasional komponen utama *power plant* yang lain. Sehingga hasil penelitian ini diharapkan dapat dijadikan sebagai referensi bagi pihak PT. PJB UP Gresik dalam menyelesaikan masalah yang terjadi pada PLTU unit 4. Selain itu, dari hasil penelitian ini juga dapat memberikan pengetahuan dan pengalaman menggunakan *software Gate Cycle* dalam melakukan pemodelan dan simulasi sebuah *power plant*.

1.5 Sistematika Penulisan

Adapun sistematika dalam penyusunan laporan untuk penelitian ini, terbagi dalam beberapa bab sebagai berikut :

1. BAB I PENDAHULUAN

Berisi mengenai latar belakang, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan dan manfaat, serta sistematika penulisan dari tugas akhir ini.

2. BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Berisi mengenai beberapa informasi dan kajian teori, serta penelitian terdahulu, yang berkaitan dengan pembangkit listrik tenaga uap, menghitung performa *power plant* serta *software* yang digunakan.

3. BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Berisi mengenai prosedur penelitian tugas akhir ini, meliputi pengambilan dan pengolahan data, proses menghitung efisiensi dan rugi daya, serta tahapan simulasi dengan menggunakan *software Gate Cycle*.

4. BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Berisi mengenai contoh perhitungan, analisa dan pembahasan mengenai data yang diperoleh dari hasil perhitungan dan simulasi secara kuantitatif dalam bentuk grafik maupun tabel.

5. BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

Berisi mengenai kesimpulan analisa dan pembahasan mengenai hasil perhitungan dan simulasi. Selain itu,

terdapat juga saran untuk pengembangan lebih lanjut yang dapat dilakukan dari adanya penelitian ini.

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Komponen-Komponen Utama PLTU

2.1.1 *Boiler*

Boiler adalah suatu perangkat pembangkit yang berfungsi untuk mengubah air menjadi uap. Di dalam *boiler* terdapat pipa-pipa yang berisi air. Pada bagian dasar terdapat *furnace* yang berfungsi untuk melakukan pembakaran antara udara panas dan bahan bakar sehingga menghasilkan panas. Panas inilah yang digunakan untuk menguapkan air yang berada di pipa-pipa tersebut. Uap yang dihasilkan boiler adalah uap *superheat* dengan tekanan dan temperatur yang tinggi. Uap inilah yang nantinya akan menggerakkan turbin. Gambar 2.1 di bawah ini menunjukkan *boiler* yang terdapat dalam PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik.



Gambar 2.1 *Boiler* PLTU Unit 4

2.1.2 *Turbin Uap*

Turbin uap berfungsi untuk mengubah energi panas yang terkandung dalam uap menjadi energi mekanik dalam bentuk putaran. Uap dengan tekanan dan temperatur yang tinggi mengalir

melalui *nozzle* sehingga kecepatannya naik dan mengarah dengan tepat untuk mendorong sudu-sudu turbin yang dipasang pada poros. Akibatnya poros turbin bergerak menghasilkan putaran (energi mekanik). Gambar 2.2 di bawah ini menunjukkan turbin yang terdapat pada PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik.



Gambar 2.2 Turbin PLTU Unit 4

Turbin yang digunakan di PLTU unit 4 ada 3 macam yaitu :

- a. Turbin tekanan rendah (*Low Pressure Turbine*)
- b. Turbin tekanan sedang (*Intermediate Pressure Turbine*)
- c. Turbin tekanan tinggi (*High Pressure Turbine*)

2.1.3 Kondensor

Kondensor adalah alat untuk mengubah uap yang digunakan untuk memutar turbin menjadi air dengan sistem kondensasi. Hasil dari kondensasi ditampung dalam *hotwell* kemudian dipompa ke *boiler* dengan melalui *feedwater heater*. 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*. Gambar 2.3 di bawah ini menunjukkan kondensor yang terdapat pada PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik.



Gambar 2.3 Kondensor PLTU unit 4

2.1.4 Generator

Tujuan utama dari kegiatan PLTU adalah menghasilkan energi listrik. Generator berfungsi untuk mengubah energi kinetik menjadi energi listrik. Ketika turbin berputar, maka generator akan menghasilkan tegangan listrik karena turbin dan generator seporos. Gambar 2.4 di bawah ini adalah generator yang terdapat di PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik.



Gambar 2.4 Generator PLTU unit 4

2.1.5 Feed Water Heater

Feed Water Heater adalah rangkaian pemanas air pengisi *boiler*. Dimana selama perjalanan menuju *boiler*, air akan

dipanasi oleh *feed water* ini. *Feed water heater* pada PLTU Unit 4 terdiri dari :

- **Low Pressure Heater (LPH)** adalah pemanas air pengisi *boiler* dengan menggunakan uap bekas dari turbin dengan tekanan rendah. Pada PLTU unit 4 di PT PJB UP Gresik terdapat 4 buah *low pressure heater*.
- **Deaerator** adalah sebuah alat yang memiliki beberapa fungsi, yaitu penampung air sebelum di pompa masuk ke *drum water*, pengurai O₂ (oksigen) yang terlarut dalam air dan tempat penginjeksian bahan kimia (*hydrazine*) untuk menjaga kualitas air pengisi.
- **High Pressure Heater (HPH)** adalah pemanas air pengisi *boiler* dengan menggunakan uap bekas turbin yang bertekanan tinggi sebelum masuk *economizer*. Pada PLTU unit 4 di PT PJB UP Gresik terdapat 3 buah *high pressure heater*.

2.1.6 Pompa

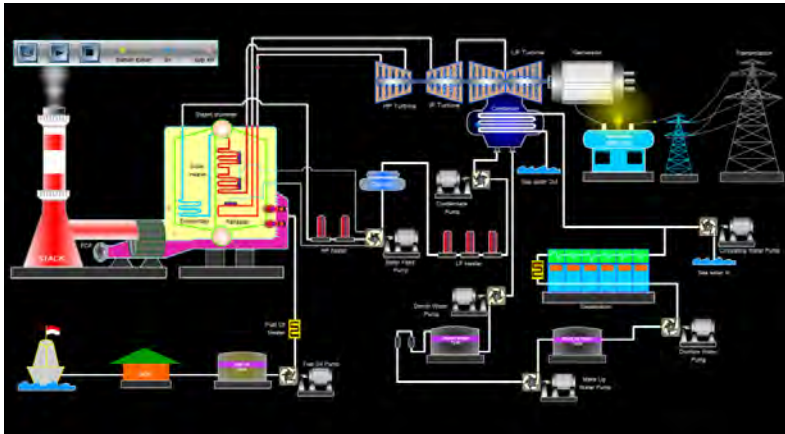
Pompa adalah alat yang berfungsi mengalirkan fluida cair. Pompa yang digunakan dalam PLTU Unit 4 antara lain sebagai berikut :

- **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*.

Selain itu, juga terdapat jenis pompa yang lain seperti *Circulating Water Pump*, *Distillate Water Pump*, *Make Up Water*, *Demin Water Pump* dan *Fuel Oil Pump*.

2.2 Proses Produksi Listrik di PLTU Unit 4

Siklus PLTU unit 4 dapat dilihat pada Gambar 2.5 dibawah ini, dimana Gambar tersebut menunjukkan alur serta peralatan yang bekerja pada sebuah Pembangkit Listrik Tenaga Uap.



Gambar 2.5 Siklus PLTU Unit 4

Alur proses produksi listrik dengan Pembangkit Listrik Tenaga Uap Unit 4 PT. PJB UP Gresik adalah sebagai berikut:

1. Air tawar yang digunakan sebagai media kerja diperoleh dari air laut yang dipompa dengan menggunakan *circulating water pump* menuju peralatan *desalination plant* untuk diolah. Kemudian air ini dipompa oleh *distilate water pump* menuju ke *make up water tank* untuk ditampung sementara. Selanjutnya dipompakan lagi dengan menggunakan *make up water pump* menuju *demin water tank* untuk mengalami proses demineralisasi (penghilangan kadar mineral pada air). Selanjutnya air demin dipompakan ke kondensor melalui *demin water pump* untuk ditampung di *hotwell*. Air di dalam *hotwell* kemudian dipompakan dengan *condensate pump* menuju *deaerator*.
2. Di dalam *deaerator*, air akan mengalami proses pelepasan *ion-ion* mineral yang tidak diperlukan seperti oksigen. Agar proses pelepasan ini berlangsung sempurna, suhu air harus memenuhi suhu yang disyaratkan. Oleh karena itu, selama perjalanan menuju *deaerator*, air mengalami beberapa proses pemanasan oleh *LP Heater* 1, 2, 3 dan 4.

3. Dari *deaerator*, air dipompakan oleh *Boiler Feed Pump* (BFP) menuju ke *Boiler*. Air yang dipompakan ke *boiler* harus bertekanan tinggi, karena merupakan syarat agar uap yang dihasilkan bertekanan tinggi. Selain itu, dipasang pula *High Pressure Heater* (HPH) 6, 7, dan 8 untuk memanaskan air tersebut.
4. Air kemudian masuk ke *boiler*, dimana di dalamnya air dipanaskan dengan menggunakan *economizer*. Di dalam boiler ini, membutuhkan udara, panas, dan bahan bakar untuk terjadinya proses pembakaran untuk mengubah air menjadi uap.
5. Bahan bakar dipompakan ke dalam *boiler* melalui *fuel oil pump* (untuk bahan bakar berupa minyak) sedangkan udara diproduksi oleh *Force Draft Fan* (FD Fan) yang mengambil udara luar untuk membantu proses pembakaran di *boiler*. Dalam perjalanannya menuju *boiler*, udara tersebut dinaikkan suhunya oleh *air heater* agar proses pembakaran bisa lebih cepat terjadi di *boiler*.
6. Setelah melewati *economizer*, maka terjadilah proses dimana air mulai berubah menjadi uap. Namun, uap hasil pembakaran ini belum layak untuk memutar turbin karena masih berupa uap jenuh (mengandung kadar air) sehingga harus dikeringkan di *superheater* sehingga berubah menjadi uap kering.
7. Uap kering keluaran *boiler* digunakan untuk memutar *High Pressure* (HP) Turbin, kemudian uap kering dari HP Turbin dipanaskan lagi dengan *reheater* dan uap hasil pemanasan tersebut digunakan untuk menggerakkan *Intermediate Pressure* (IP) Turbin. Uap keluaran IP Turbin dialirkan ke *Low Pressure* (LP) Turbin sehingga generator akan berputar karena letak antara turbin dan generator adalah satu poros. Uap yang dihasilkan LP Turbin akan turun kembali ke kondensor untuk dikondensasi menjadi fase *liquid* yang akan digunakan kembali bersama-sama dengan

air hasil *water treatment* untuk kembali ke proses penguapan di *boiler*.

8. Pada generator, terdapat medan magnet raksasa. Perputaran generator menghasilkan beda potensial (GGL) pada magnet tersebut yang menjadi cikal bakal energi listrik. Hal ini disebut sebagai proses eksitasi. Setelah itu energi listrik dikirimkan ke *trafo* untuk dirubah tegangannya dan kemudian disalurkan melalui transmisi PLN.

2.3 Tekanan Vakum pada Kondensor

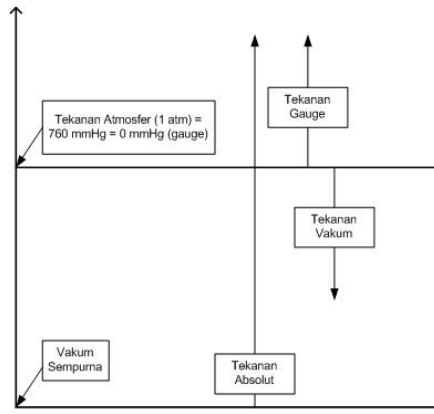
Pengertian tekanan adalah adalah gaya dibagi per satuan luas. Dimana tekanan mempunyai banyak jenisnya, diantaranya sebagai berikut:

- Tekanan Absolut : Gaya yang bekerja pada satuan luas, tekanan ini dinyatakan dan diukur terhadap tekanan nol.
- Tekanan *Gauge* : Tekanan yang dinyatakan dan diukur relatif terhadap tekanan atmosfer. Jadi tekanan relatif adalah selisih antara tekanan absolut dengan tekanan atmosfer ($1 \text{ atm} = 760 \text{ mmHg} = 14.7 \text{ psia} = 1.013 \text{ bar}$).
- Tekanan Vakum : Tekanan yang lebih rendah dari tekanan atmosfer.

Jadi hubungan antara tekanan atmosfer, tekanan *gauge*, tekanan absolut dan tekanan vakum adalah:

- Tekanan Absolut = Tekanan Atmosfir + Tekanan *Gauge*
- Tekanan Absolut = Tekanan Atmosfir – Tekanan Vakum

Untuk lebih jelasnya hubungan keempat jenis tekanan di atas, dapat dilihat melalui Gambar 2.6 di bawah ini:



Gambar 2.6 Hubungan antara tekanan absolut, tekanan atmosfer dan tekanan vakum.

Tekanan vakum pada kondensor adalah salah satu proses yang terjadi di dalam kondensor, dimana uap hasil dari turbin akan dikondensasi agar berubah menjadi air kondensat. Tekanan vakum sendiri berfungsi untuk mempermudah proses kondensasi. Dimana dengan adanya tekanan vakum, maka tekanan di kondensor semakin rendah, sehingga uap dari *Low Pressure* Turbin dapat masuk ke dalam kondensor. Semakin tinggi nilai vakum, maka uap juga akan semakin mudah masuk ke dalam kondensor.

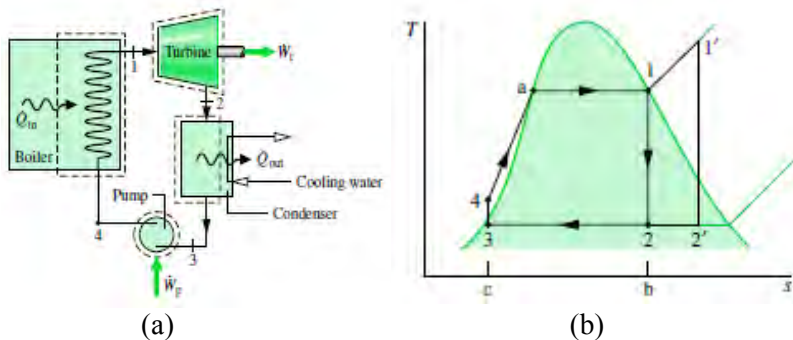
Seperti yang telah dijelaskan di atas, bahwa tekanan vakum ini bekerja di bawah tekanan atmosfer, maka apabila tekanan vakum turun maka dengan kata lain tekanan absolut yang terjadi di dalam kondensor akan naik. Sebagai contoh, jika diketahui tekanan vakum pada sebuah kondensor sebesar 695 mmHg, maka berdasarkan pengertian di atas, maka kondensor tersebut memiliki tekanan absolut sebesar $760 \text{ mmHg} - 695 \text{ mmHg} = 65 \text{ mmHg}$ atau jika dikonversikan sebesar 0.0866 bar. Selanjutnya, apabila terjadi penurunan tekanan vakum pada kondensor tersebut, misal tekanannya menjadi 685 mmHg, maka nilai tekanan absolutnya berubah menjadi $760 \text{ mmHg} - 685$

mmHg = 75 mmHg atau jika dikonversikan sebesar 0.099 bar. Dari contoh perhitungan tersebut, maka dapat diambil kesimpulan bahwa antara nilai tekanan vakum dan tekanan absolut akan berbanding terbalik. Jika tekanan vakum turun, maka tekanan absolutnya naik, begitu juga sebaliknya. Untuk mempermudah dalam pembahasan, maka dalam penelitian ini selanjutnya akan menggunakan istilah penurunan tekanan vakum.

2.4 Analisa Termodinamika

2.4.1 Siklus Rankine

Siklus *Rankine* merupakan siklus teoritis paling sederhana yang menggunakan uap sebagai *medium* kerja sebagaimana digunakan pada sebuah PLTU. Dikatakan siklus teoritis paling sederhana, karena setelah terjadi satu siklus, fluida kerja kembali kepada keadaan/sifat semula. Pada siklus *rankine*, komponen-komponen utama yang bekerja dapat dilihat seperti Gambar 2.7 (a) di bawah ini,



Gambar 2.7 Siklus Rankine dan T-s diagram untuk siklus Rankine Ideal (Moran & Saphiro, 2004)

Berdasarkan T-s diagram pada Gambar 2.7 (b), terlihat fluida kerja melewati urutan proses yang *reversible* secara *internal* sebagai berikut :

- Proses 1-2 : Ekspansi *isentropic* dari fluida kerja melalui turbin dari uap jenuh pada kondisi 1 hingga mencapai tekanan kondensor
- Proses 2-3 : Perpindahan kalor dari fluida kerja ketika mengalir pada tekanan konstan melalui kondensor dengan cairan jenuh pada kondisi 3.
- Proses 3-4 : Kompresi *isentropic* dalam pompa menuju ke kondisi 4 dalam daerah cairan hasil kompresi.
- Proses 4-1 : Perpindahan kalor ke fluida kerja ketika mengalir pada tekanan *konstan* melalui *boiler* untuk menyelesaikan siklus.

2.4.2 Perhitungan Kerja dan Perpindahan Kalor

Untuk mengevaluasi siklus *rankine* seperti yang ditunjukkan Gambar 2.7 (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 2.7 (a).

➤ Turbin

Uap dari *boiler* pada kondisi 1, yang berada pada temperatur dan tekanan yang sudah dinaikkan, berekspansi melalui turbin untuk menghasilkan kerja dan kemudian dibuang ke kondensor pada kondisi 2 dengan tekanan yang relatif rendah. Dengan mengabaikan perpindahan kalor dengan sekelilingnya, kesetimbangan laju energi dan massa untuk volume atur di sekitar turbin pada kondisi tunak menjadi

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_t + \dot{m} \left[h_1 - h_2 + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2} + g(z_1 - z_2) \right] \dots(2.1)$$

Atau

$$\frac{W_t}{\dot{m}} = h_1 - h_2 \quad \dots(2.2)$$

➤ **Kondensor**

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

$$\frac{Q_{out}}{\dot{m}} = h_2 - h_3 \quad \dots(2.3)$$

➤ **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

$$\frac{W_p}{\dot{m}} = h_4 - h_3 \quad \dots(2.4)$$

➤ **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

$$\frac{Q_{in}}{\dot{m}} = h_1 - h_4 \quad \dots(2.5)$$

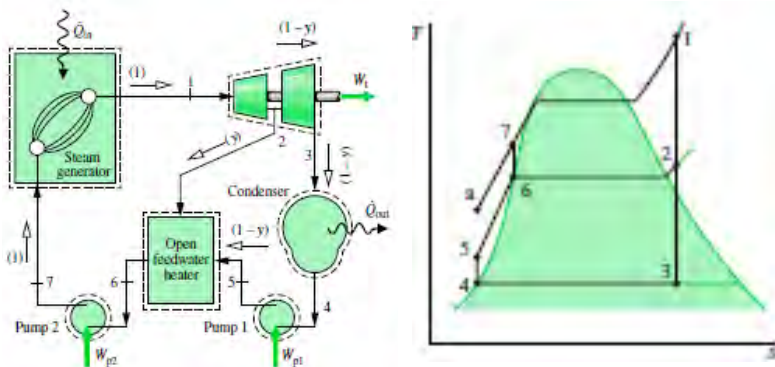
➤ Efisiensi Termal

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

$$\eta = \frac{\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}} - \frac{\dot{W}_p}{\dot{m}}}{\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}}} = \frac{(h_1 - h_2) - (h_4 - h_3)}{(h_1 - h_4)} \quad \dots(2.6)$$

2.4.3 Perhitungan Fraksi Massa

Perhitungan fraksi massa digunakan untuk mengetahui laju aliran yang melalui di setiap masing-masing komponen pembangkit. Fraksi massa biasanya sering digunakan pada siklus *regenerative* yang diilustrasikan melalui Gambar 2.8 di bawah ini :



Gambar 2.8 Contoh sistem yang menggunakan fraksi massa dan T-s diagramnya (Moran & Saphiro, 2004)

Dari Gambar 2.8 di atas, langkah awal yang penting dalam menganalisis siklus uap *regenerative* adalah evaluasi terhadap laju aliran massa yang melalui setiap komponen. Dengan menggunakan satu volume atur yang melingkupi kedua tingkat turbin, kesetimbangan laju massa pada kondisi tunak adalah

$$\dot{m}_2 - \dot{m}_3 = \dot{m}_1 \quad \dots(2.7)$$

Dimana \dot{m}_1 adalah laju massa yang masuk ke dalam turbin 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 turbin tingkat kedua pada kondisi 3, jika dibagi dengan \dot{m}_1 , maka akan diperoleh nilai berdasarkan unit massa yang melewati turbin tingkat pertama

$$\frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 \quad \dots(2.8)$$

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 turbin tingkat kedua adalah

$$\frac{\dot{m}_3}{\dot{m}_1} = 1 - y \quad \dots(2.9)$$

Fraksi y dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume atur di sekeliling *feed water heater*. Jika tidak terjadi perpindahan kalor antara *feed water heater* dan lingkungan sekitarnya serta efek energi kinetik dan potensial diabaikan, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi tunak akan menghasilkan

$$0 = yh_2 + (1 - y)h_5 - h_6 \quad \dots(2.10)$$

Sehingga nilai y dapat ditemukan sebagai berikut

$$\eta = \frac{(h_6 - h_5)}{(h_2 - h_5)} \quad \dots(2.11)$$

Persamaan diatas memungkinkan fraksi y dihitung jika kondisi 2, 5 dan 6 telah ditentukan.

Persamaan untuk kerja dan perpindahan kalor dari siklus *regenerative* dapat ditentukan dengan menerapkan kesetimbangan laju massa dan energi pada volume atur yang melingkupi setiap komponen. Dimulai dari turbin, kerja total adalah jumlah kerja yang dihasilkan oleh setiap tingkat turbin. Dengan mengabaikan efek energi kinetik dan potensial dan mengasumsikan tidak terjadi perpindahan kalor dengan lingkungan sekitarnya, kita dapat menuliskan kerja total turbin berdasarkan basis unit massa yang melewati turbin tingkat pertama sebagai

$$\frac{W_t}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_2) + (1 - y)(h_2 - h_3) \quad \dots(2.12)$$

Kerja total pompa adalah jumlah kerja yang dibutuhkan untuk mengoperasikan setiap pompa secara *independen*. Berdasarkan basis unit massa yang melewati turbin tingkat pertama, kerja pompa adalah

$$\frac{W_p}{\dot{m}_1} = (h_7 - h_6) + (1 - y)(h_5 - h_4) \quad \dots(2.13)$$

Energi yang ditambahkan melalui perpindahan kalor ke fluida kerja yang melewati generator, per unit massa yang berekspansi melalui turbin tingkat pertama, adalah

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}_1} = (h_1 - h_7) \quad \dots(2.14)$$

Dan energi yang dibuang melalui perpindahan kalor ke air pendingin adalah

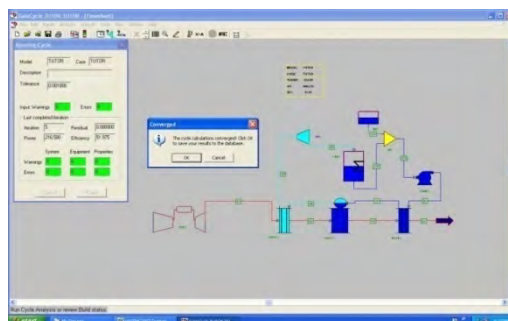
$$\frac{Q_{out}}{\dot{m}_1} = (1 - y)(h_3 - h_4) \quad \dots(2.15)$$

2.5 *Software Gate Cycle*

Gate Cycle adalah *software* yang digunakan untuk menganalisa unjuk kerja dari sebuah *power plant*. *Gate Cycle* menggunakan proses termodinamika, perpindahan dan mekanika fluida dalam menjalankan perhitungan simulasinya. *Gate Cycle* yang digunakan dalam penelitian ini adalah versi 5.61.0.r tahun 2004.

Software ini dapat membuat sebuah pembangkit listrik dengan desain yang kita inginkan ataupun sesuai *template* yang sudah disediakan oleh *Gate Cycle*. Selain itu, kita juga dapat menentukan nilai parameter operasional yang akan bekerja pada tiap komponen dalam desain pembangkit listrik tersebut. Hasil yang didapatkan dari *software Gate Cycle* ini antara lain efisiensi, *heat rate*, *load* yang dihasilkan, kadar polutan yang dilepas ke udara, *losses* yang terjadi, konsumsi bahan bakar, suhu, tekanan, kelembaban udara sekitar dan lain-lain. Selain itu juga, kita dapat langsung mendapatkan grafik yang kita inginkan hasil iterasi *software Gate Cycle* ini.

Selain itu, *Gate Cycle* mempunyai proses yang disebut *Cycle Link*, dimana proses ini digunakan untuk menentukan *input* dan *output* parameter apa yang ingin diketahui dari *power plant* yang telah dimodelkan sebelumnya. Berikut ini adalah hasil dari pengerjaan dari *software Gate Cycle* ditunjukkan oleh Gambar 2.9 dibawah ini :



(a)

G. G. (GSE) - Tutorial			
File Edit View Help			
Gasecycle Report - SYSTEM Report		Page 1 of 2	
Model: TUTOR Calc: TUTOR		15/10/2011	
Prepared using Gasecycle version 3.40.0.0.			
Overall system results			
Model ID	TUTOR		
Case ID	TUTOR		
Case Description			
Date & Time of Last Run	15/10/11	21:12	
Execution Status	Completed		
POWER: ---			
Start Power	Generator Output	Net Power	
Steam Cycle 6933.0 kW	6764.0 kW	6638.0 kW	
Gas Turbine 111.28 kW		112.00 kW	
Plant Total		316.59 MW	
LOSSES: ---			
Generator Losses	Aux & BOP Losses		
Steam Cycle 1170.7 kW	176.31 kW		
Gas Turbine 2284.3 kW	0.0 kW		
LHV Energy Input: ---			
Total LHV Fuel Cons.	1.42534409 BTU/hr		
Fuel Cons. In Duct Burners	0.0 BTU/hr		
EFFICIENCY: ---			
Gas Turbine	Low efficiency	Low Heat Rate	
Net Cycle	31.00	5564.7 BTU/kWh	
Adjusted	31.97	5354.7 BTU/kWh	
Credits Applied For Adjusted Eff. & Net: ---			
Credits	Equivalent Power	Equivalent Fuel	
0.0 kW	0.0 kW	0.0 BTU/hr	
Ambient conditions: ---			
Dry Bulb	Wet Bulb	Sea Level	
Temperature 19.00 °C	15.50 °C	41.18 ft	
Pressure 1013.25 Pa	Static Pressure	Altitude	
1013.25 Pa	1.48219 ft		
Relative Humidity	Water Vapor Fraction In Air		
0.6000	0.0100071		
User-defined variables: ---			
Index	Description	Value	
BOP calculations and losses settings: ---			
Ignore Cond. Power Assoc.		NO	
IG generator efficiency		0.9800	
BOP Loss as % Net PPA		0.0	

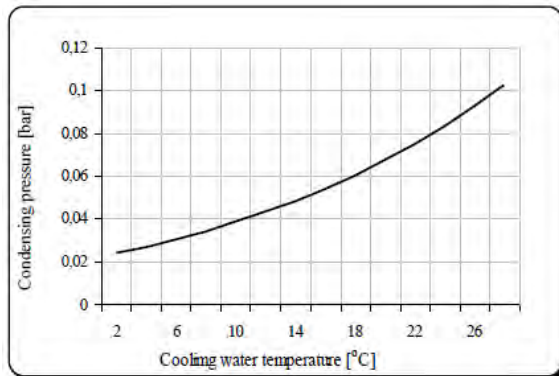
(b)

Gambar 2.9 (a) pemodelan *power plant* sederhana (b) *display* hasil pengerjaan

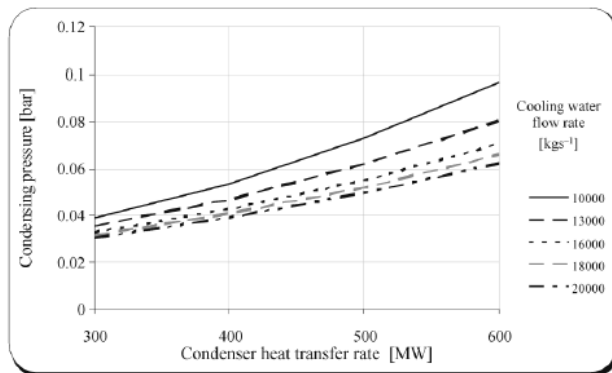
2.6 Penelitian Terdahulu

2.6.1 *Impact Of The Cold End Operating Conditions On Energy Efficiency Of The Steam Power Plants* oleh Mirjana, S. Laković, Mladen M. Stojiljković, Slobodan V. Laković, Velimir P. Stefanović, and Dejan D. Mitrović (2010)

Penelitian ini membahas tentang efek pengaruh suhu air pendinginan terhadap efisiensi pembangkit listrik tenaga uap. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh suhu air pendingin dan laju alir air pendingin terhadap kinerja kondensator sehingga dapat diketahui beban yang harus didinginkan. Dengan menggunakan perhitungan sesuai kekekalan massa dan energi, Mirjana dkk. dapat menentukan suhu dan laju alir pendinginan yang optimum agar mencapai tekanan kondensasi yang optimal sehingga dapat menaikkan efisiensi suatu pembangkit. Hasil dari penelitian yang telah dilakukan oleh Mirjana dkk antara lain sebagai berikut :



(a)

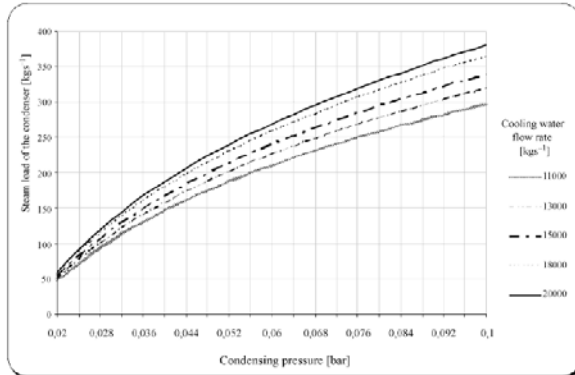


(b)

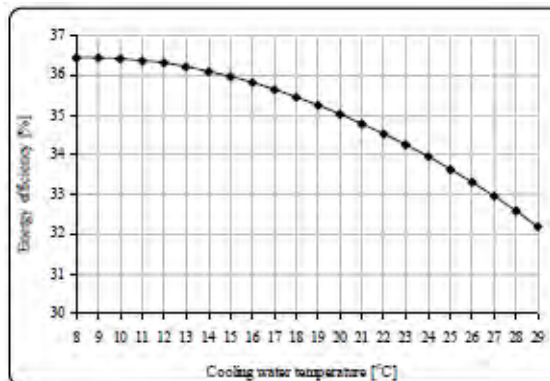
Gambar 2.10 Grafik hasil pengujian yang dilakukan
(a) P kondensor vs T air (b) P kondensor vs Q kondensor
 (Mirjana dkk. 2010)

Berdasarkan Gambar 2.10 di atas, pada grafik (a) menunjukkan hubungan antara tekanan pada kondensor dengan suhu air pendinginan, dapat dilihat bahwa semakin tinggi suhu air pendinginan, maka tekanan kondensor juga akan semakin tinggi. Grafik (b) menunjukkan hubungan antara tekanan kondensor dengan Q (*heat transfer*) kondensor, dapat dilihat bahwa untuk

laju alir massa yang tetap, semakin besar *heat transfer* yang mampu dihasilkan, maka semakin tinggi tekanan pada kondensor.



(a)



(b)

Gambar 2.11 Grafik hasil pengujian yang dilakukan
(a) \dot{m} kondensor vs P kondensor **(b)** Efisiensi vs T air
 (Mirjana dkk. 2010)

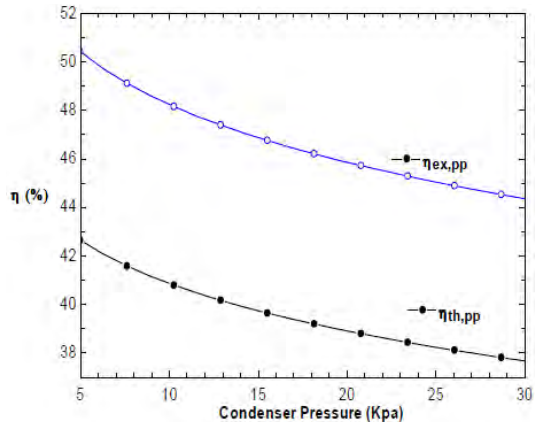
Grafik (a) menunjukkan hubungan antara laju alir massa masuk kondensor dengan tekanan kondensor, dapat dilihat bahwa untuk laju alir massa air pendingin yang sama, semakin tinggi

tekanan pada kondensor, maka semakin banyak laju alir massa uap yang masuk pada kondensor. Grafik selanjutnya seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.11 (b) menunjukkan hubungan antara suhu air pendinginan pada kondensor terhadap efisiensi yang dihasilkan. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa semakin tinggi suhu air pendinginan maka semakin rendah efisiensi yang dihasilkan.

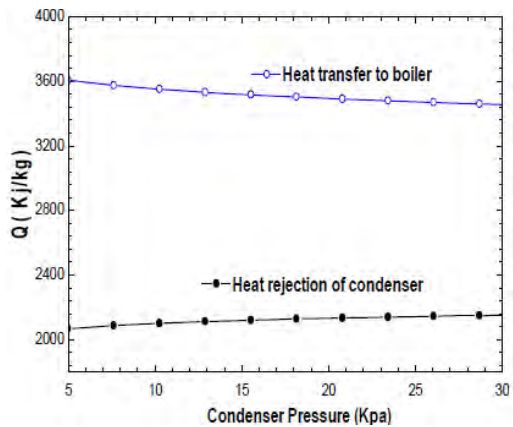
Mirjana dkk, menarik kesimpulan bahwa PLTU sangat bergantung pada kondisi proses pendinginan, dimana kondensor adalah kunci dari sistem pertukaran panas. Selain itu, di dalam kondensor, laju perpindahan panas dan tekanan dalam kondensor berubah berdasarkan variabel suhu air pendingin dan laju alir massa air pendingin, begitupun juga perubahan *heat transfer* yang dipengaruhi oleh perubahan tekanan kondensasi dan suhu air pendinginan. Akhirnya dengan kata lain, efisiensi dari sebuah *power plant* dapat dipengaruhi juga oleh perubahan tekanan kondensasi.

2.6.2 *Improvement Power Plant Efficiency with Kondensor Pressure* oleh Amir Vosough, Alireza Falahat, Sadegh Vosough, Hasan Nasr Esfehiani, Azam Behjat and Roya Naseri Rad (2011)

Penelitian yang dilakukan oleh Amir Vosough dkk, membahas tentang analisis energi dan *exergy* pada siklus *rankine* ideal dengan penambahan *reheater*. Tujuan utama dari makalah ini adalah untuk menganalisa komponen sistem secara terpisah untuk mengidentifikasi dan mengukur bagian yang memiliki kerugian energi dan *exergy* terbesar pada siklus. Selain itu, penelitian ini juga menjelaskan efek variasi tekanan kondensor terhadap efisiensi dan load.



(a)



(b)

Gambar 2.12 Grafik hasil penelitian yang dilakukan
(a) P kondensor vs efisiensi *thermal & exergy*
(b) P kondensor vs panas yang dilepas dari kondensor dan
panas yang diterima *boiler* (Amir dkk. 2011)

Berdasarkan Gambar 2.12 (a), menunjukkan hubungan antara tekanan pada kondensor terhadap efisiensi. Dimana dari

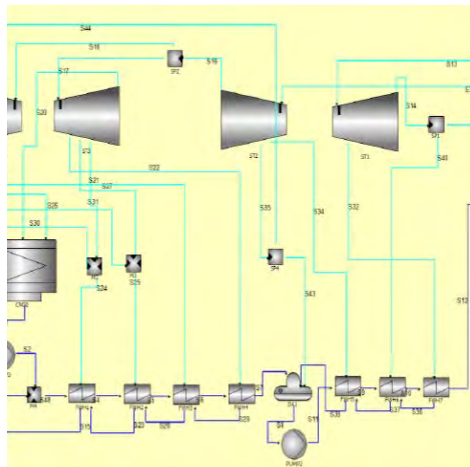
grafik tersebut dapat dilihat bahwa semakin besar tekanan pada kondensor maka efisiensi semakin menurun. Grafik berikutnya seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.12 (b), menunjukkan hubungan antara tekanan pada kondensor terhadap panas yang dilepas dari kondensor dan panas yang diterima *boiler*. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa semakin besar tekanan pada kondensor maka semakin besar panas yang dilepas dari kondensor dan semakin kecil panas yang diterima *boiler*.

Mekanisme utama perpindahan panas di *surface* kondensor adalah uap melewati sisi *shell* dan air pendinginan melalui sisi *tube*. Jadi, laju aliran dan suhu air pendinginan yang masuk kondensor menentukan operasi tekanan di kondensor. Saat suhu ini menurun, maka tekanan kondensor juga akan menurun. Dimana, penurunan tekanan akan meningkatkan output *power plant* dan efisiensi. Selain uap, yang masuk ke dalam kondensor adalah gas *noncondensable*. Gas-gas *noncondensable* terdiri dari sebagian besar udara yang telah bocor dan masuk ke siklus melalui komponen yang beroperasi di bawah tekanan atmosfer (seperti kondensor). Gas-gas ini juga bisa terjadi disebabkan oleh dekomposisi air menjadi oksigen dan hidrogen dengan panas atau reaksi kimia.

Gas-gas ini harus dikeluarkan dari kondensor karena akan meningkatkan tekanan operasi dari kondensor. Kenaikan tekanan akan menurunkan output turbin dan efisiensi. Gas akan menutupi sisi *shell* sehingga mengurangi pertukaran panas oleh air pendingin. Selain itu, peningkatan tekanan dalam kondensor menyebabkan meningkatnya kandungan oksigen yang berakibat naiknya sifat korosif. Sehingga gas tersebut harus benar-benar dihilangkan dari kondensor untuk memperpanjang umur komponen *power plant*. Alat yang biasa digunakan untuk menghilangkan gas tersebut antara lain *Steam Jet Air Ejectors (SJAЕ)* dan *Ring Vacuum Pumps*.

2.6.3 Determining Performance of Super Critical Power Plant with the help of “Gate Cycle™” oleh Anooj G. Sheth¹, Alkesh M. Mavani (2012)

Penelitian yang dilakukan oleh Anooj dkk, yaitu untuk mengetahui performa sebuah *power plant* dengan menggunakan *software Gate Cycle*. Untuk nilai parameter operasional dari komponen utama seperti kondensator, turbin uap, *boiler*, pompa dll diambil dari katalog vendor. Model *power plant* yang digunakan dalam penelitian ini adalah jenis *super critical*. Model *power plant* dan hasil penelitian ditunjukkan oleh Gambar 2.13 dibawah ini



Gambar 2.13 Pemodelan skema *power plant* dalam *software Gate Cycle* (Anooj, 2012)

Hasil yang didapat dari penelitian ini yaitu hasil yang didapat dari simulasi *software Gate Cycle* hampir mendekati dengan hasil penghitungan output aktual power plant. Selain itu, penelitian ini juga menghasilkan grafik untuk masing-masing komponen dari *power plant* tersebut seperti yang ditunjukkan Gambar 2.14 di bawah ini,

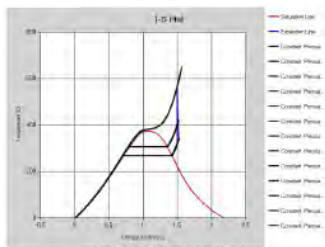


Fig. 2 T-S Diagram for ST-1

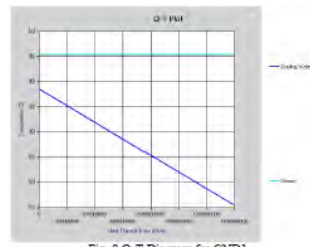


Fig. 9 Q-T Diagram for COND1

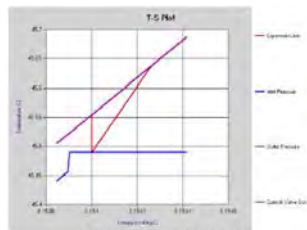


Fig. 6 T-S diagram for PUMP1

Gambar 2.14 Beberapa grafik hasil dari *software Gate Cycle* (Anooj, 2012)

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III METODOLOGI

3.1 Tahapan Penelitian

Dalam melakukan penelitian dan analisa akibat penurunan tekanan vakum pada kondensor terhadap performa *power plant* PLTU unit 4, PT. PJB UP Gresik, terdapat beberapa tahapan yang dilakukan, diantaranya :

1. Studi Kasus

Permasalahan mengenai turunnya tekanan vakum pada operasional kondensor PLTU unit 4, PT. PJB UP Gresik, diperoleh berdasarkan observasi kondisi aktual di lapangan dan diskusi dengan pihak *operator* maupun pihak *engineering*.

2. Studi Literatur

Untuk memperdalam pemahaman mengenai permasalahan yang dibahas, dilakukan studi literatur yang berkaitan dengan proses operasional *power plant* PLTU unit 4, perhitungan efisiensi dan rugi daya, serta simulasi *power plant* PLTU unit 4 menggunakan aplikasi *Gate Cycle*. Studi literatur diperoleh dari *e-book*, jurnal, dan penelitian terdahulu yang berkaitan dengan topik permasalahan.

3. Pengumpulan dan Pengolahan Data

Sebelum melakukan penelitian, diperlukan adanya data acuan untuk perhitungan, pemodelan dan simulasi dari sistem yang akan ditinjau, sehingga dilakukan pengumpulan data desain dan aktual. Data desain didapat dari *heat balance power plant* PLTU unit 4, PT. PJB UP Gresik. Sedangkan untuk data aktual didapat dari CCR (*Central Control Room*) PLTU unit 4, PT. PJB UP Gresik. Dari kedua jenis data tersebut, kemudian diolah lebih lanjut untuk mendapatkan data yang digunakan dalam proses perhitungan ataupun tahapan simulasi.

4. Perhitungan Efisiensi dan Rugi Daya
Dalam penelitian ini, untuk menghitung efisiensi dan rugi daya menggunakan pendekatan ilmu termodinamika. Untuk data desain, proses menghitung efisiensi lebih mudah karena data yang diperlukan telah tersedia dalam *heat balance*. Sedangkan untuk data aktual, sebelum menghitung efisiensi harus menghitung fraksi massa terlebih dahulu, karena dalam data aktual tidak selengkap dengan data desain. Untuk menghitung rugi daya, diperlukan data desain dan data aktual dengan *load* yang sama untuk mengetahui besarnya rugi daya yang hilang (*losses*) akibat penurunan tekanan vakum pada kondensor.
5. Pemodelan dan Simulasi
Tahapan ini diawali dengan pemodelan *power plant* PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik dengan menggunakan *software Gate Cycle*. Tahapan selanjutnya adalah memasukkan nilai parameter operasional pada masing-masing komponen *power plant*. Setelah *convergence*, dilakukan proses *Cycle Link* dimana proses ini digunakan untuk menentukan *input* dan *output* parameter apa yang ingin diketahui dari *power plant* tersebut.
6. Pengolahan dan Analisa Data Hasil Simulasi
Setelah proses perhitungan dan simulasi selesai, hasil perhitungan dan simulasi ditampilkan dalam bentuk data *visual* untuk dianalisa secara kualitatif, dan juga diolah dalam bentuk grafik yang dapat dianalisa secara kuantitatif. Dari kedua hal tersebut, dapat dibahas fenomena dan hasil performa *power plant* yang terjadi.
7. Penyusunan Laporan
Keseluruhan tahapan yang telah dilakukan dan hasil dari penelitian ini kemudian disusun dalam bentuk laporan sistematis.

3.2 Pengolahan Data

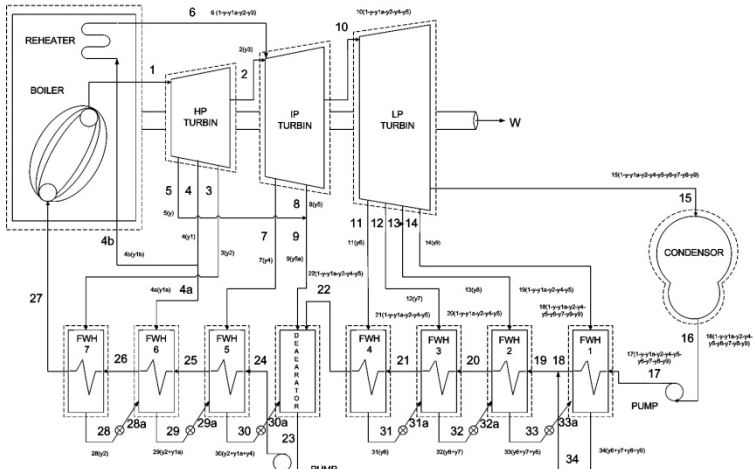
Penelitian ini menggunakan komparasi data, maka dibutuhkan dua jenis data yaitu data sebelum terjadinya penurunan tekanan vakum (data desain) dan data setelah terjadinya penurunan tekanan vakum pada kondensor (data aktual/operasional).

3.2.1 Pengolahan Data Desain

Adapun langkah-langkah dalam mengolah data desain adalah sebagai berikut:

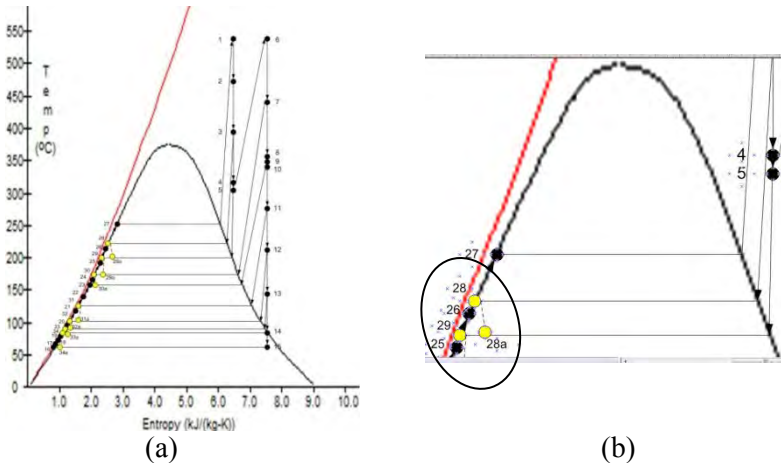
1. Data desain diperoleh dari gambar *heat balance* PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik. Dimana setiap titik kondisi diketahui nilai laju alir massa dan entalpinya. Sedangkan untuk nilai tekanan dan suhu diketahui hanya di titik-titik tertentu saja.
2. Data *heat balance* mempunyai variasi *load* yang terbatas yakni sebesar 100 MW, 150 MW dan 220 MW. Untuk mencari nilai parameter operasional *load* yang lain, maka dilakukan estimasi menggunakan 3 data di atas dengan membuat grafik.
3. Dari grafik tersebut, kita tampilkan rumus *trendline*, sehingga kita dapat mencari nilai laju alir massa dan entalpi dengan *load* berapapun sesuai dengan yang diinginkan.
4. Data desain dalam penelitian ini juga digunakan untuk membuat T-s diagram dari siklus *power plant* PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik.

Untuk mempermudah menggambar T-s diagram, *heat balance* PLTU Unit 4 dapat disederhanakan seperti Gambar 3.1 dibawah ini beserta dengan titik kondisinya.



Gambar 3.1 Siklus PLTU unit 4 dengan titik kondisi

Dari hasil plotting titik kondisi berdasarkan Gambar 3.1 diatas, maka dapat digambarkan T-s diagram dari PLTU Unit 4 seperti ditunjukkan Gambar 3.2 dibawah ini.



**Gambar 3.2 (a) T-s diagram dari *heat balance* PLTU unit 4
(b) inset: kondisi titik 28-28a**

3.2.2 Pengolahan Data Aktual

Adapun langkah-langkah dalam mengolah data aktual adalah sebagai berikut:

1. Data aktual yang digunakan dalam penelitian ini adalah data operasional pada bulan September 2012 – Juli 2013 (total 11 bulan).
2. Data aktual dibagi menjadi tiap bulan agar lebih mudah untuk diolah.
3. Dari data bulanan ini, dilakukan seleksi data berdasarkan *load*, dengan ketentuan *load* minimum sebesar 100 MW dengan toleransi \pm 1MW dengan kenaikan sebesar 5 MW. Kemudian data tersebut diambil nilai minimum, maksimal dan rata-ratanya.
4. Data hasil rata-rata tersebut, dikelompokkan berdasarkan *load*-nya. Sehingga dapat ditarik kesimpulan bahwa *load* yang sering terjadi yaitu 160 MW, 175 MW dan 180 MW (11 bulan), *load* terkecil sebesar 100 MW dan *load* terbesar yang mampu dihasilkan sebesar 185 MW.

Secara umum, data yang diperlukan dalam melakukan penelitian ini baik data desain ataupun data aktual seperti yang ditunjukkan melalui Tabel 3.1 dibawah ini :

Tabel 3.1 Data yang dibutuhkan dalam proses perhitungan

Jenis Perhitungan	Variabel	Parameter	Unit	Nilai
	<i>Load</i>		MW	
Efisiensi & Rugi Daya	\dot{Q} total (<i>Boiler & Reheater</i>)	<i>Flowrate</i>	kg/hr	
		<i>Entalphy</i>	kcal/kg	
	\dot{W} total (HP, IP, LP Turbin & Pompa)	<i>Flowrate</i>	kg/hr	
		<i>Entalphy</i>	kcal/kg	

Untuk besarnya nilai yang dimasukkan dalam perhitungan, terdapat di lampiran, karena data yang dimasukkan cukup banyak.

3.3 Tahapan Perhitungan

3.3.1 Menghitung Efisiensi

3.3.1.a Untuk data desain :

- **Menghitung \dot{Q} Boiler dan Reheater**

$$\dot{Q}_{Boiler} = (\dot{m}_1 h_1) - (\dot{m}_{27} h_{27}) \quad \dots(3.1)$$

$$\dot{Q}_{Reheater} = (\dot{m}_6 h_6) - (\dot{m}_{4b} h_{4b}) \quad \dots(3.2)$$

- **Menghitung Kerja Turbin**

$$\begin{aligned} \dot{W}_{HP\ Turbin} &= (\dot{m}_1 h_1) - (\dot{m}_2 h_2) - (\dot{m}_3 h_3) - (\dot{m}_4 h_4) \\ &\quad - (\dot{m}_5 h_5) \quad \dots(3.3) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{IP\ Turbin} &= (\dot{m}_6 h_6) + (\dot{m}_2 h_2) - (\dot{m}_7 h_7) - (\dot{m}_8 h_8) \\ &\quad - (\dot{m}_{10} h_{10}) \quad \dots(3.4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{LP\ Turbin} &= (\dot{m}_{10} h_{10}) - (\dot{m}_{11} h_{11}) - (\dot{m}_{12} h_{12}) - \\ &\quad (\dot{m}_{13} h_{13}) - (\dot{m}_{14} h_{14}) - (\dot{m}_{15} h_{15}) \dots(3.5) \end{aligned}$$

- **Menghitung Kerja Pompa**

$$\begin{aligned} \dot{W}_{Pompa} &= (\dot{m}_{17} h_{17}) - (\dot{m}_{16} h_{16}) + (\dot{m}_{24} h_{24}) - \\ &\quad (\dot{m}_{23} h_{23}) \quad \dots(3.6) \end{aligned}$$

- **Menghitung Efisiensi Siklus**

$$\begin{aligned} Efisiensi &= \frac{\dot{W}_{total}}{\dot{Q}_{total}} \\ &= \frac{\dot{W}_{HP} + \dot{W}_{IP} + \dot{W}_{LP} - \dot{W}_{pompa}}{\dot{Q}_{Boiler} + \dot{Q}_{Reheater}} \quad \dots(3.7) \end{aligned}$$

3.3.1.b Untuk data aktual :

- **Menghitung Fraksi**

Menghitung fraksi massa dilakukan untuk mengetahui perbandingan laju alir massa masuk pada komponen *power plant* yang tidak diketahui nilainya. Fraksi y dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume atur di sekeliling *feed water heater*. Jika tidak terjadi perpindahan kalor antara *feed water heater* dan lingkungan

sekitarnya serta efek energi kinetik dan potensial diabaikan, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi tunak akan menghasilkan perhitungan sebagai berikut

○ **FWH 7**

$$\begin{aligned}
 &\checkmark (\dot{m}_3 h_3) - (\dot{m}_{28} h_{28}) + (\dot{m}_{26} h_{26}) - (\dot{m}_{27} h_{27}) = 0 \\
 &\checkmark (y_2 h_3) - (y_2 h_{28}) + (h_{26}) - (h_{27}) = 0 \\
 &\checkmark y_2 (h_3 - h_{28}) + (h_{26} - h_{27}) = 0 \\
 &\checkmark y_2 = \frac{-(h_{26} - h_{27})}{h_3 - h_{28}} \quad \dots(3.8)
 \end{aligned}$$

○ **FWH 6**

$$\begin{aligned}
 &\checkmark (\dot{m}_{4a} h_{4a}) - (\dot{m}_{29} h_{29}) + (\dot{m}_{25} h_{25}) - (\dot{m}_{26} h_{26}) + \\
 &\quad (\dot{m}_{28} h_{28}) = 0 \\
 &\checkmark (y_{1a} h_{4a}) - ((y_{1a} + y_2) h_{29}) + (h_{25}) - (h_{26}) + \\
 &\quad (y_2 h_{28}) = 0 \\
 &\checkmark y_{1a} (h_{4a} - h_{29}) - y_2 (h_{29} - h_{28}) + (h_{25} - h_{26}) = 0 \\
 &\checkmark y_{1a} = \frac{-(h_{25} - h_{26}) + y_2 (h_{29} - h_{28})}{h_{4a} - h_{29}} \quad \dots(3.9)
 \end{aligned}$$

○ **FWH 5**

$$\begin{aligned}
 &\checkmark (\dot{m}_7 h_7) - (\dot{m}_{30} h_{30}) + (\dot{m}_{24} h_{24}) - (\dot{m}_{25} h_{25}) + \\
 &\quad (\dot{m}_{29} h_{29}) = 0 \\
 &\checkmark (y_4 h_7) - ((y_{1a} + y_2 + y_4) h_{30}) + (h_{24}) - (h_{25}) + \\
 &\quad ((y_{1a} + y_2) h_{29}) = 0 \\
 &\checkmark y_4 (h_7 - h_{30}) - ((y_{1a} + y_2)(h_{30} - h_{29})) + (h_{24} - \\
 &\quad h_{25}) = 0 \\
 &\checkmark y_4 = \frac{-(h_{24} - h_{25}) + (y_{1a} + y_2)(h_{30} - h_{29})}{h_7 - h_{30}} \quad \dots(3.10)
 \end{aligned}$$

○ **Deaerator**

$$\begin{aligned}
 &\checkmark (\dot{m}_9 h_9) - (\dot{m}_{23} h_{23}) + (\dot{m}_{22} h_{22}) + (\dot{m}_{30} h_{30}) = 0 \\
 &\checkmark (y_{5a} h_9) - (h_{23}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - \\
 &\quad y_5) h_{22}) + ((y_{1a} + y_2 + y_4) h_{30}) = 0 \\
 &\checkmark (y_{5a} h_9) - (h_{23}) + ((1 - (y + y_5) - (y_{1a} + y_2 + \\
 &\quad y_4) h_{22}) + ((y_{1a} + y_2 + y_4) h_{30}) = 0
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \checkmark y_{5a}(h_9 - h_{22}) - (h_{23}) + (h_{22}) - (y_{1a} + y_2 + y_4)(h_{30} - h_{22}) = 0 \\
& \checkmark y_{5a} = \frac{(-h_{22} + h_{23}) + (y_{1a} + y_2 + y_4)(h_{30} - h_{22})}{h_9 - h_{22}} \quad \dots(3.11)
\end{aligned}$$

○ **FWH 4**

$$\begin{aligned}
& \checkmark (\dot{m}_{11}h_{11}) - (\dot{m}_{31}h_{31}) + (\dot{m}_{21}h_{21}) - (\dot{m}_{22}h_{22}) = 0 \\
& \checkmark (y_6h_{11}) - (y_6h_{28}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)h_{21}) - ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)h_{22}) = 0 \\
& \checkmark y_6(h_{11} - h_{28}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)(h_{21} - h_{22})) = 0 \\
& \checkmark y_6 = \frac{(-h_{22} + h_{23}) - (1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)(h_{21} - h_{22})}{h_{11} - h_{28}} \quad \dots(3.12)
\end{aligned}$$

○ **FWH 3**

$$\begin{aligned}
& \checkmark (\dot{m}_{12}h_{12}) - (\dot{m}_{32}h_{32}) + (\dot{m}_{20}h_{20}) - (\dot{m}_{21}h_{21}) + (\dot{m}_{31}h_{31}) = 0 \\
& \checkmark (y_7h_{12}) - ((y_6 + y_7)h_{32}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)h_{20}) - ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)h_{21}) + (y_6h_{31}) = 0 \\
& \checkmark y_7(h_{12} - h_{32}) - (y_6)(h_{32} - h_{31}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)(h_{20} - h_{21})) = 0 \\
& \checkmark y_7 = \frac{-(1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)(h_{20} - h_{21})}{h_{12} - h_{32}} + \frac{(y_6)(h_{32} - h_{31})}{h_{12} - h_{32}} \quad \dots(3.13)
\end{aligned}$$

○ **FWH 2**

$$\begin{aligned}
& \checkmark (\dot{m}_{13}h_{13}) - (\dot{m}_{33}h_{33}) + (\dot{m}_{19}h_{19}) - (\dot{m}_{20}h_{20}) + (\dot{m}_{32}h_{32}) = 0 \\
& \checkmark (y_8h_{13}) - ((y_6 + y_7 + y_8)h_{33}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)h_{19}) - ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)h_{20}) + ((y_6 + y_7)h_{32}) = 0 \\
& \checkmark y_8(h_{13} - h_{33}) - (y_6 + y_7)(h_{33} - h_{32}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)(h_{19} - h_{20})) = 0 \\
& \checkmark y_8 = \frac{-(1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)(h_{19} - h_{20})}{h_{13} - h_{33}} +
\end{aligned}$$

$$\frac{(y_6+y_7)(h_{33}-h_{32})}{h_{13}-h_{33}} \quad \dots(3.14)$$

○ **FWH 1**

$$\begin{aligned} & \checkmark (\dot{m}_{14}h_{14}) - (\dot{m}_{34}h_{34}) + (\dot{m}_{33}h_{33}) + (\dot{m}_{17}h_{17}) - \\ & (\dot{m}_{18}h_{18}) = 0 \\ & \checkmark (y_9h_{14}) - ((y_6 + y_7 + y_8 + y_9)h_{34}) + ((y_6 + y_7 + \\ & y_8)h_{33}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7 - \\ & y_8 - y_9) h_{17}) - ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5 - y_6 - \\ & y_7 - y_8 - y_9) h_{18}) = 0 \\ & \checkmark y_9(h_{14} - h_{34} - h_{17} + h_{18}) - (y_6 + y_7 + y_8)(h_{34} - \\ & h_{33}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)(h_{17} - h_{18})) = 0 \\ & \checkmark y_9 = \frac{-(1-y-y_{1a}-y_2-y_4-y_5-y_6-y_7-y_8-y_9)(h_{17}-h_{18})}{h_{14}-h_{34}-h_{17}+h_{18}} + \\ & \frac{(y_6+y_7+y_8)(h_{34}-h_{33})}{h_{14}-h_{34}-h_{17}+h_{18}} \quad \dots(3.15) \end{aligned}$$

Dengan mengabaikan efek energi kinetik dan potensial dan mengasumsikan tidak terjadi perpindahan kalor dengan lingkungan sekitarnya, kita dapat menuliskan kerja dan perpindahan kalor dari masing-masing komponen berdasarkan basis unit massa adalah sebagai berikut :

➤ **Menghitung \dot{Q} Boiler dan Reheater**

$$\dot{Q}_{Boiler} = \dot{m}_1 (h_1 - h_{27}) \quad \dots(3.16)$$

$$\dot{Q}_{Reheater} = \dot{m}_1 (1 - y - y_{1a} - y_2 - y_3) (h_6 - h_{4b}) \dots(3.17)$$

➤ **Menghitung Kerja Turbin**

$$\begin{aligned} \dot{W}_{HP \text{ Turbin}} &= \dot{m}_1 [(h_1 - h_2) + (1 - y_3)(h_2 - h_3) + \\ & (1 - y_2 - y_3)(h_3 - h_4) + (1 - y_{1a} - y_2 - y_3) \\ & (h_4 - h_5)] \quad \dots(3.18) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{IP \text{ Turbin}} &= \dot{m}_1 [(1 - y - y_{1a} - y_2)(h_6 - h_7) + (1 - y \\ & - y_{1a} - y_2 - y_4) (h_7 - h_8) + (1 - y - y_{1a} \\ & - y_2 - y_4 - y_5) (h_8 - h_{10})] \quad \dots(3.19) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{LP \text{ Turbin}} = \dot{m}_1 [(1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)(h_{10} - h_{11}) \\ + (1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5 - y_6)(h_{11} - h_{12}) + (1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7) \\ (h_{12} - h_{13}) + (1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7 - y_8)(h_{13} - h_{14}) + (1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7 - y_8 - y_9)(h_{14} - h_{15}) \\ \dots(3.20) \end{aligned}$$

➤ **Menghitung Kerja Pompa**

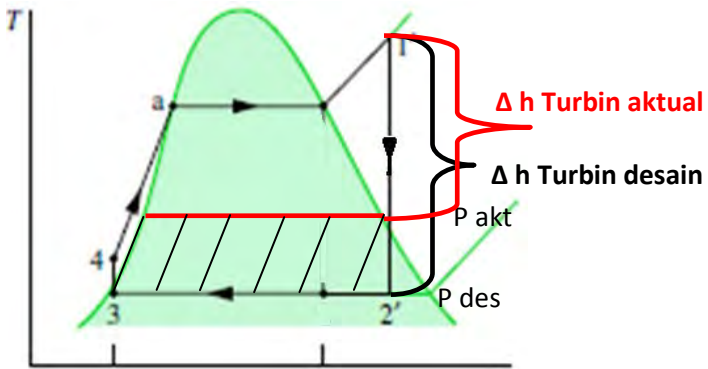
$$\dot{W}_{\text{Pompa}} = \dot{m}_1 (1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7 - y_8 - y_9)(h_{17} - h_{16}) + \dot{m}_1 (h_{24} - h_{23}) \dots(3.21)$$

➤ **Menghitung Efisiensi Siklus**

$$\begin{aligned} \text{Efisiensi} &= \frac{\dot{W}_{\text{total}}}{\dot{Q}_{\text{total}}} \\ &= \frac{\dot{W}_{HP} + \dot{W}_{IP} + \dot{W}_{LP} - \dot{W}_{pompa}}{\dot{Q}_{Boiler} + \dot{Q}_{Reheater}} \dots(3.22) \end{aligned}$$

3.3.2 Menghitung Rugi Daya

Langkah untuk menghitung rugi daya adalah dengan cara membandingkan hasil \dot{W} turbin total desain dengan \dot{W} turbin total aktual. Untuk mengetahui rugi daya (*losses*) yang terjadi, maka \dot{W} turbin total desain dikurangi \dot{W} turbin total aktual. Karena dapat dilihat hubungan keduanya dalam T-s diagram pada Gambar 3.3 di bawah ini. Dimana ketika tekanan vakum turun, maka tekanan absolut akan naik, sehingga dalam T-s diagram, posisi titik uap campuran akan berpindah ke atas dari posisi semula, sehingga menyebabkan kerugian daya seperti yang ditunjukkan dalam daerah yang telah diarsir.



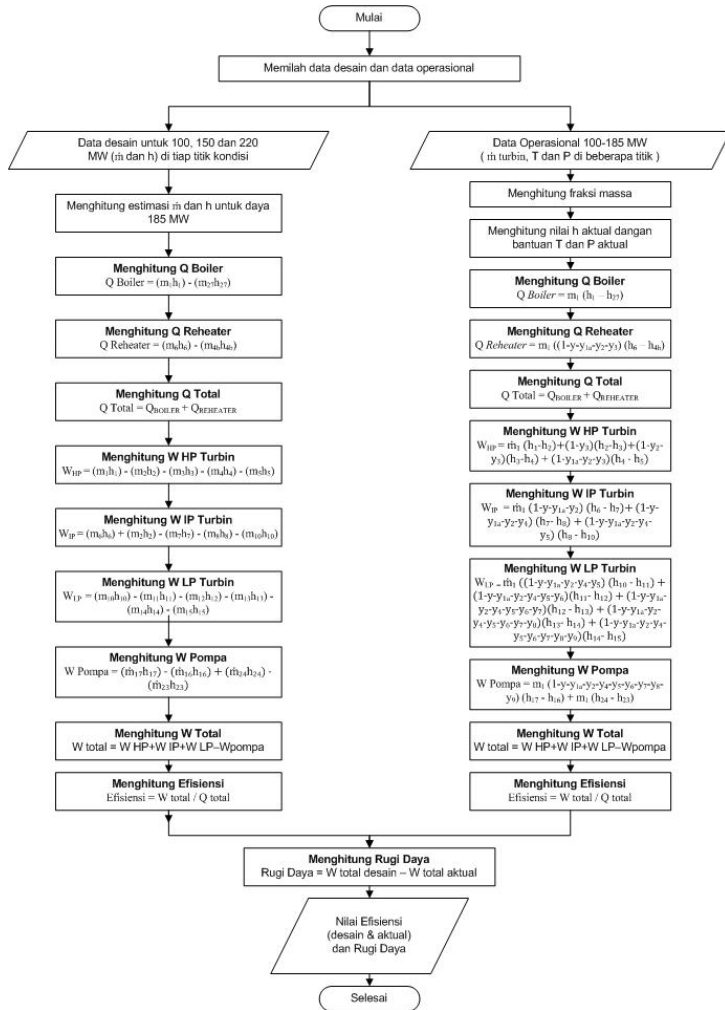
Gambar 3.3 Hubungan rugi daya dengan T-s diagram

➤ **Menghitung Rugi Daya**

$$Rugi\ daya = \dot{W}_{total\ desain} - \dot{W}_{total\ aktual} \quad \dots(3.23)$$

3.4 Flowchart Perhitungan

Berikut di bawah ini merupakan diagram alir (*flowchart*) dari tahapan perhitungan yang akan dilakukan.

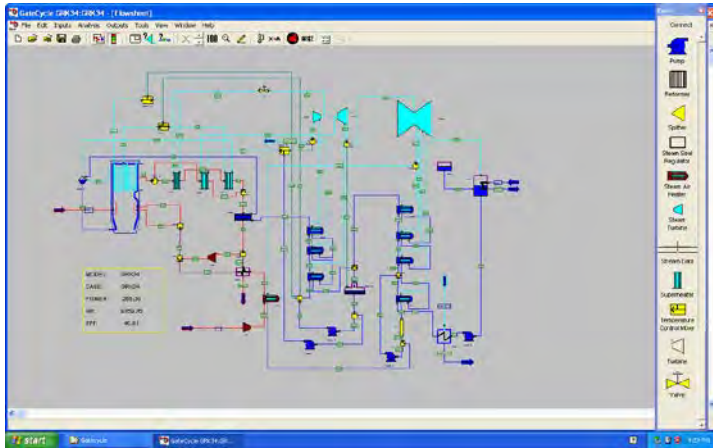


Gambar 3.4 Flowchart Perhitungan

3.5 Pemodelan dan Simulasi

Adapun langkah-langkah dalam pemodelan dan simulasi adalah sebagai berikut

1. Membuat model *power plant* sesuai dengan *heat balance* PLTU Unit 4 seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 3.5 di bawah ini



Gambar 3.5 Pemodelan PLTU unit 4 dalam *software gate cycle*

2. Menjalankan *Gate Cycle*, jika terjadi *error*, ikuti perintah yang terdapat dalam *list error*. Setelah tidak ada *error*, masukkan nilai parameter operasional yang dibutuhkan ke dalam masing-masing komponen seperti yang ditunjukkan oleh Tabel 3.2 berikut ini.

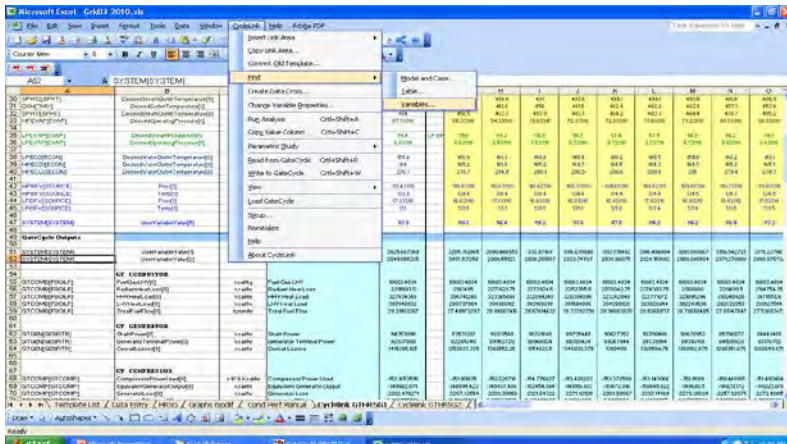
Tabel 3.2 Data *Input* dalam software *Gate Cycle*

Komponen	Variabel	Parameter	Unit	Nilai
HP TURBIN	Steam masuk	<i>Flowrate</i>	kg/hr	527238
	Tekanan masuk	<i>Pressure</i>	kPa	16764
	Steam keluar	<i>Flowrate</i>	kg/hr	498598
	Tekanan keluar	<i>Pressure</i>	kPa	2809
IP TURBIN	Steam masuk	<i>Flowrate</i>	kg/hr	464836
	Tekanan masuk	<i>Pressure</i>	kPa	2668
	Steam keluar	<i>Flowrate</i>	kg/hr	448668
	Tekanan keluar	<i>Pressure</i>	kPa	795
LP TURBIN	Steam masuk	<i>Flowrate</i>	kg/hr	425579
	Tekanan masuk	<i>Pressure</i>	kPa	795
	Steam keluar	<i>Flowrate</i>	kg/hr	346640
	Tekanan keluar	<i>Pressure</i>	kPa	9

- Menjalankan *Gate Cycle*, kemudian dicek apakah *convergence* atau tidak. Jika tidak *convergence*, cek kembali list error dan ikuti perintah yang terdapat di dalamnya.
- Jika *convergence*, maka kita dapat mengetahui nilai daya yang dihasilkan, *heat rate*, efisiensi serta data-data performa lain yang dapat dihasilkan oleh *power plant* tersebut.
- Setelah *convergence*, model tersebut sudah dapat digunakan untuk simulasi dengan menggunakan proses *Cycle Link* dimana proses ini merupakan hasil kerja dari *Gate Cycle* yang dituangkan dalam Microsoft Excel.
- Dalam Microsoft Excel, kita dapat menentukan variabel *input* dan *output* parameter apa saja yang ingin diketahui dengan menggunakan model *power plant* tersebut seperti yang ditunjukkan oleh Tabel 3.3 dibawah ini.

Tabel 3.3 Template Input & Output simulasi Cycle Link

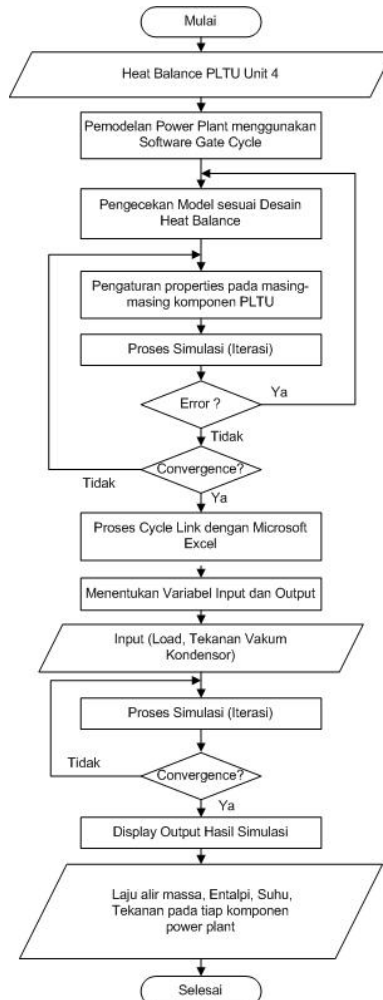
INPUT		OUTPUT			
LOAD	Vacuum (mmHg)	Properties Komponen			
		m (lb/hr)	P (psia)	T (°F)	h (Btu/lb)
185 (MW)	665 - 695				



Gambar 3.6 simulasi Cycle Link

3.6 *Flowchart Penelitian*

Berikut di bawah ini merupakan diagram alir (*flowchart*) dari tahapan penelitian yang akan dilakukan.



Gambar 3.7 *Flowchart Penelitian*

BAB IV

HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam penelitian ini menggunakan perhitungan berdasarkan ilmu termodinamika untuk menghitung efisiensi dan rugi daya yang terjadi akibat penurunan tekanan vakum. Selanjutnya akan dilakukan simulasi dengan *software Gate Cycle*, untuk mengetahui akibat yang terjadi terhadap komponen pembangkit listrik yang lain.

Penelitian ini melakukan perhitungan dengan daya 185 MW karena *load* maksimal yang bisa dicapai saat ini dari desain semula sebesar 200 MW. Dimana nantinya dalam penelitian ini menghitung efisiensi pembangkit dan rugi daya yang terjadi akibat penurunan tekanan vakum. Untuk data aktual, dalam perhitungan akan divariasikan tekanan vakumnya antara 670 mmHg sampai 691 mmHg. Sedangkan untuk perhitungan data desain, nilai vakum sebesar 695 mmHg. Untuk proses simulasi, akan divariasikan tekanan vakumnya antara 665 mmHg sampai 695 mmHg.

4.1 Contoh Perhitungan

4.1.1 Menghitung Data Desain

Untuk menghitung data desain, diperlukan data *heat balance* yang bekerja di PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik. Dalam menghitung efisiensi dan rugi daya, dibutuhkan data laju alir massa dan entalpi di masing-masing titik kondisi. Dalam Lampiran B.1 ditunjukkan data *heat balance* laju alir massa dan entalpi untuk daya 100 MW, 150 MW dan 220 MW.

Data *heat balance* kemudian diolah dengan cara memproyeksikan nilai tersebut ke dalam Microsoft Excel yang kemudian dibuat grafik. Dari grafik tersebut, didapat rumus *trendlinenya*, sehingga kita dapat mencari nilai laju alir massa dan entalpi untuk daya 185 MW. Nilai laju alir massa dan entalpi untuk masing-masing titik kondisi untuk daya 185 MW dapat dilihat dalam Lampiran B.2.

Setelah data yang diperlukan untuk menghitung efisiensi dan rugi daya sudah lengkap. Langkah selanjutnya adalah melakukan perhitungan dimana untuk data desain, tekanan vakum menurut *heat balance* sebesar 695 mmHg.

➤ **Menghitung \dot{Q} Boiler dan Reheater**

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Boiler} &= (\dot{m}_1 h_1) - (\dot{m}_{27} h_{27}) \\ &= (570978 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 811.4 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) - (557748 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times \\ &\quad 281.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) \\ &= 306069691 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \times \frac{4.187 \text{ kJ}}{1 \text{ kcal}} \\ &= 355959 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 356 \text{ MW}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Reheater} &= (\dot{m}_6 h_6) - (\dot{m}_{4b} h_{4b}) \\ &= (471790 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 846.2 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) - (471790 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times \\ &\quad 722.1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) \\ &= 58549139 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \times \frac{4.187 \text{ kJ}}{1 \text{ kcal}} \\ &= 68092.6 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 68.09 \text{ MW}\end{aligned}$$

➤ **Menghitung Kerja Turbin**

$$\begin{aligned}\dot{W}_{HP \text{ Turbin}} &= (\dot{m}_1 h_1) - (\dot{m}_2 h_2) - (\dot{m}_3 h_3) - (\dot{m}_4 h_4) \\ &\quad - (\dot{m}_5 h_5) \\ &= (570978 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 811.4 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) - (7762 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times \\ &\quad 793.3 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) - (43554 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 755.4 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) - \\ &\quad (515759 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 722.1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) - (2177 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times \\ &\quad 720.7 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) \\ &= 50242028 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \times \frac{4.187 \text{ kJ}}{1 \text{ kcal}} \\ &= 58431.5 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 58.43 \text{ MW}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{W}_{IP \text{ Turbin}} &= (\dot{m}_6 h_6) + (\dot{m}_2 h_2) - (\dot{m}_7 h_7) - (\dot{m}_8 h_8) \\
&\quad - (\dot{m}_{10} h_{10}) \\
&= (471790 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 846.2 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) + (7762 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times \\
&\quad 793.3 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) - (18975 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 798.7 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) - \\
&\quad (18005 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 756.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) - (441396 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times \\
&\quad 756.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) \\
&= 42510343 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \times \frac{4.187 \text{ kJ}}{1 \text{ kcal}} \\
&= 49439.5 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 49.44 \text{ MW}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{W}_{LP \text{ Turbin}} &= (\dot{m}_{10} h_{10}) - (\dot{m}_{11} h_{11}) - (\dot{m}_{12} h_{12}) - \\
&\quad (\dot{m}_{13} h_{13}) - (\dot{m}_{14} h_{14}) - (\dot{m}_{15} h_{15}) \\
&= (441396 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 756.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) - (26558 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 720.1 \\
&\quad \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) - (17315 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 693.2) - (12820 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times \\
&\quad 658.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) - (21855 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 658.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) - \\
&\quad (358511 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 580.2 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) \\
&= 72686991 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \times \frac{4.187 \text{ kJ}}{1 \text{ kcal}} \\
&= 84534.9 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 84.53 \text{ MW}
\end{aligned}$$

➤ **Menghitung Kerja Pompa**

$$\begin{aligned}
\dot{W}_{Pompa} &= (\dot{m}_{17} h_{17}) - (\dot{m}_{16} h_{16}) + (\dot{m}_{24} h_{24}) - \\
&\quad (\dot{m}_{23} h_{23}) \\
&= (366027 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 44.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) - (366027 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times \\
&\quad 41.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) + (570987 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 176.9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) - \\
&\quad (570987 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times 169.5 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}) \\
&= 5323384 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \times \frac{4.187 \text{ kJ}}{1 \text{ kcal}}
\end{aligned}$$

$$= 6191.1 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 6.19 \text{ MW}$$

➤ **Menghitung \dot{Q} total**

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{Total} &= \dot{Q}_{Boiler} + \dot{Q}_{Reheater} \\ &= 356 \text{ MW} + 68.09 \text{ MW} \\ &= 424.09 \text{ MW}\end{aligned}$$

➤ **Menghitung \dot{W} total**

$$\begin{aligned}\dot{W}_{Total} &= \dot{W}_{HP \text{ Turbin}} + \dot{W}_{IP \text{ Turbin}} + \dot{W}_{LP \text{ Turbin}} - \dot{W}_{Pompa} \\ &= 58.43 \text{ MW} + 49.44 \text{ MW} + 84.53 \text{ MW} \\ &\quad - 6.19 \text{ MW} \\ &= 186.21 \text{ MW}\end{aligned}$$

➤ **Menghitung Efisiensi**

$$Efisiensi = \frac{\dot{W}_{total}}{\dot{Q}_{total}} = \frac{186.21}{424.09} = 0.4391 = 43.91 \%$$

4.1.2 Menghitung Data Aktual

Selain digunakan untuk menghitung efisiensi data desain, hasil proyeksi entalpi untuk daya 185 MW juga digunakan untuk menghitung fraksi massa. Menghitung fraksi massa dilakukan untuk mengetahui perbandingan laju alir massa masuk pada komponen *power plant* yang tidak diketahui nilainya.

➤ **Menghitung fraksi massa**

Sebelum menghitung data aktual, terlebih dahulu dibutuhkan data entalpi di tiap titik seperti yang ditunjukkan pada Tabel 4.1 di bawah ini.

Tabel 4.1 Hasil Estimasi Entalpi untuk load 185 MW

titik	h	titik	h	titik	h	titik	h
1	811.4	10	756.9	18	81.5	27	281.9
2	793.3	11	720.1	19	81.9	28	242.0
3	755.4	12	693.2	20	99.5	29	205.3
4	722.1	13	658.9	21	122.8	30	180.2
5	720.7	14	632.5	22	140.9	31	128.5
6	846.2	15	580.2	23	169.5	32	105.0
7	798.7	16	41.9	24	176.9	33	87.5
8	756.9	17	44.9	25	201.6	34	84.3
9	752.9	4a	722.1	26	242.3	4b	722.1

Fraaksi y dan pat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada *volume* air di sekeliling *feed water heater*. Jika tidak terjadi perpindahan kalor antara *feed water heater* dan lingkungan sekitarnya serta efek energi kinetik dan potensial diabaikan, kesetimbangan laju massa dan energi pada kondisi tunak akan menghasilkan perhitungan sebagai berikut :

✓ **FWH 7**

$$\begin{aligned}
 &\text{➤ } (\dot{m}_3 h_3) - (\dot{m}_{28} h_{28}) + (\dot{m}_{26} h_{26}) - (\dot{m}_{27} h_{27}) = 0 \\
 &\text{➤ } (y_2 h_3) - (y_2 h_{28}) + (h_{26}) - (h_{27}) = 0 \\
 &\text{➤ } y_2 (h_3 - h_{28}) + (h_{26} - h_{27}) = 0 \\
 &\text{➤ } y_2 = \frac{-(h_{26} - h_{27})}{h_3 - h_{28}} = \frac{-(242.3 - 281.9)}{755.4 - 242} = 0.077
 \end{aligned}$$

✓ **FWH 6**

$$\begin{aligned}
 &\text{➤ } (\dot{m}_{4a} h_{4a}) - (\dot{m}_{29} h_{29}) + (\dot{m}_{25} h_{25}) - (\dot{m}_{26} h_{26}) + \\
 &\quad (\dot{m}_{28} h_{28}) = 0 \\
 &\text{➤ } (y_{1a} h_{4a}) - ((y_{1a} + y_2) h_{29}) + (h_{25}) - (h_{26}) + \\
 &\quad (y_2 h_{28}) = 0 \\
 &\text{➤ } y_{1a} (h_{4a} - h_{29}) - y_2 (h_{29} - h_{28}) + (h_{25} - h_{26}) = 0 \\
 &\text{➤ } y_{1a} = \frac{-(h_{25} - h_{26}) + y_2 (h_{29} - h_{28})}{h_{4a} - h_{29}} = \\
 &\quad \frac{-(201.6 - 242.3) + 0.077(205.3)}{722.1 - 205.3} = 0.073
 \end{aligned}$$

✓ **FWH 5**

- $(\dot{m}_7 h_7) - (\dot{m}_{30} h_{30}) + (\dot{m}_{24} h_{24}) - (\dot{m}_{25} h_{25}) + (\dot{m}_{29} h_{29}) = 0$
- $(y_4 h_7) - ((y_{1a} + y_2 + y_4) h_{30}) + (h_{24}) - (h_{25}) + ((y_{1a} + y_2) h_{29}) = 0$
- $y_4 (h_7 - h_{30}) - ((y_{1a} + y_2)(h_{30} - h_{29})) + (h_{24} - h_{25}) = 0$
- $y_4 = \frac{-(h_{24} - h_{25}) + (y_{1a} + y_2)(h_{30} - h_{29})}{h_7 - h_{30}}$

$$= \frac{-(176.9 - 201.6) + 0.15(180.2)}{798.7 - 180.2} = 0.034$$

✓ **Deaerator**

- $(\dot{m}_9 h_9) - (\dot{m}_{23} h_{23}) + (\dot{m}_{22} h_{22}) + (\dot{m}_{30} h_{30}) = 0$
- $(y_{5a} h_9) - (h_{23}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5) h_{22}) + ((y_{1a} + y_2 + y_4) h_{30}) = 0$
- $(y_{5a} h_9) - (h_{23}) + ((1 - (y + y_5) - (y_{1a} + y_2 + y_4) h_{22}) + ((y_{1a} + y_2 + y_4) h_{30}) = 0$
- $y_{5a} (h_9 - h_{22}) - (h_{23}) + (h_{22}) - (y_{1a} + y_2 + y_4)(h_{30} - h_{22}) = 0$
- $y_{5a} = \frac{(-h_{22} + h_{23}) + (y_{1a} + y_2 + y_4)(h_{30} - h_{22})}{h_9 - h_{22}}$

$$= \frac{(-140.9 + 169.5) - 0.184(180.2 - 140.9)}{752.9 - 140.9} = 0.035$$

✓ **FWH 4**

- $(\dot{m}_{11} h_{11}) - (\dot{m}_{31} h_{31}) + (\dot{m}_{21} h_{21}) - (\dot{m}_{22} h_{22}) = 0$
- $(y_6 h_{11}) - (y_6 h_{28}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5) h_{21}) - ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5) h_{22}) = 0$
- $y_6 (h_{11} - h_{28}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)(h_{21} - h_{22})) = 0$
- $y_6 = \frac{-0.781(h_{21} - h_{22})}{h_{11} - h_{28}} = \frac{-0.781(122.8 - 140.9)}{720.1 - 242} = 0.029$

✓ **FWH 3**

$$\triangleright (\dot{m}_{12}h_{12}) - (\dot{m}_{32}h_{32}) + (\dot{m}_{20}h_{20}) - (\dot{m}_{21}h_{21}) + (\dot{m}_{31}h_{31}) = 0$$

$$\triangleright (y_7h_{12}) - ((y_6 + y_7)h_{32}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)h_{20}) - ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)h_{21}) + (y_6h_{31}) = 0$$

$$\triangleright y_7(h_{12} - h_{32}) - (y_6)(h_{32} - h_{31}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)(h_{20} - h_{21})) = 0$$

$$\triangleright y_7 = \frac{-(1-y-y_{1a}-y_2-y_4-y_5)(h_{20}-h_{21}) + (y_6)(h_{32}-h_{31})}{h_{12}-h_{32}}$$

$$\triangleright y_7 = \frac{-(0.781)(99.5-122.8) + 0.029(105-128.5)}{693.2-105} = 0.03$$

✓ **FWH 2**

$$\triangleright (\dot{m}_{13}h_{13}) - (\dot{m}_{33}h_{33}) + (\dot{m}_{19}h_{19}) - (\dot{m}_{20}h_{20}) + (\dot{m}_{32}h_{32}) = 0$$

$$\triangleright (y_8h_{13}) - ((y_6 + y_7 + y_8)h_{33}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)h_{19}) - ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)h_{20}) + ((y_6 + y_7)h_{32}) = 0$$

$$\triangleright y_8(h_{13} - h_{33}) - (y_6 + y_7)(h_{33} - h_{32}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)(h_{19} - h_{20})) = 0$$

$$\triangleright y_8 = \frac{-(1-y-y_{1a}-y_2-y_4-y_5)(h_{19}-h_{20}) + (y_6+y_7)(h_{33}-h_{32})}{h_{13}-h_{33}}$$

$$\triangleright y_8 = \frac{-(0.781)(81.9-99.5) + 0.059(87.5-105)}{658.9-87.5} = 0.022$$

✓ **FWH 1**

$$\triangleright (\dot{m}_{14}h_{14}) - (\dot{m}_{34}h_{34}) + (\dot{m}_{33}h_{33}) + (\dot{m}_{17}h_{17}) - (\dot{m}_{18}h_{18}) = 0$$

$$\triangleright (y_9h_{14}) - ((y_6 + y_7 + y_8 + y_9)h_{34}) + ((y_6 + y_7 + y_8)h_{33}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7 - y_8 - y_9)h_{17}) - ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7 - y_8 - y_9)h_{18}) = 0$$

$$\triangleright y_9(h_{14} - h_{34} - h_{17} + h_{18}) - (y_6 + y_7 + y_8)(h_{34} - h_{33}) + ((1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7 - y_8 - y_9)(h_{17} - h_{18})) = 0$$

$$\begin{aligned} \text{➤ } y_9 &= \frac{-(1-y_{1a}-y_2-y_4-y_5-y_6-y_7-y_8)(h_{17}-h_{18})}{h_{14}-h_{34}-h_{17}+h_{18}} + \\ &\quad \frac{(y_6+y_7+y_8)(h_{34}-h_{33})}{h_{14}-h_{34}-h_{17}+h_{18}} \\ \text{➤ } y_9 &= \frac{-0.656(44.9-81.5)+0.082(84.3-87.5)}{632.5-84.3-44.9+81.5} = 0.043 \end{aligned}$$

Untuk nilai y yang lain, karena saling berhubungan satu sama lain, maka untuk mencari nilainya dilakukan langkah sebagai berikut. Berdasarkan heat balance, nilai y ditambah $y_5 =$ nilai y_{5a} , dan nilai y_{1a} ditambah $y_{1b} =$ nilai y_1 , dimana nilai y_{1a} dan y_{5a} telah diketahui di atas, maka untuk mencari nilai y dan y_5 maupun y_{1b} dan y_1 menggunakan perbandingan dan bantuan proyeksi di Microsoft Excel, maka nilai untuk masing-masing fraksi massa adalah sebagai berikut, seperti yang ditunjukkan oleh Tabel 4.2 di bawah ini :

Tabel 4.2 Nilai masing-masing fraksi massa

y_{1a}	0.073	y_9	0.043
y_2	0.077	y	0.004
y_4	0.034	y_5	0.031
y_{5a}	0.035	y_{1b}	0.850
y_6	0.029	y_1	0.930
y_7	0.030	y_3	0.014
y_8	0.022		

Langkah selanjutnya adalah mencari nilai h aktual di beberapa titik yang diketahui dalam data aktual yakni dengan cara mengelompokkan data aktual berdasarkan tekanan vakum. Kemudian dari nilai tekanan dan suhu yang diketahui, kita dapat menghitung nilai h , sehingga didapatkan hasil seperti yang ditunjukkan Tabel 4.3 di bawah ini.

Tabel 4.3 Nilai entalpi aktual dengan variasi tekanan vakum

	h27	h15	h6	h23	h24	h4	h3	h5
666	278.792	620.814	848.84	173.816	180.36	732.02	763.46	718.666
670	278.44	620.33	848.8	173.72	180.2	731.71	763.1	718.87
671	278.352	620.209	848.79	173.696	180.16	731.63	763.01	718.921
672	278.264	620.088	848.78	173.672	180.12	731.56	762.92	718.972
673	278.176	619.967	848.77	173.648	180.08	731.48	762.83	719.023
674	278.088	619.846	848.76	173.624	180.04	731.40	762.74	719.074
675	278	619.725	848.75	173.6	180	731.33	762.65	719.125
676	277.912	619.604	848.74	173.576	179.96	731.25	762.56	719.176
677	277.824	619.483	848.73	173.552	179.92	731.17	762.47	719.227
678	277.736	619.362	848.72	173.528	179.88	731.09	762.38	719.278
679	277.648	619.241	848.71	173.504	179.84	731.02	762.29	719.329
680	277.56	619.12	848.7	173.48	179.8	730.94	762.2	719.38
681	277.472	618.999	848.69	173.456	179.76	730.86	762.11	719.431
682	277.384	618.878	848.68	173.432	179.72	730.79	762.02	719.482
683	277.296	618.757	848.67	173.408	179.68	730.71	761.93	719.533
684	277.208	618.636	848.66	173.384	179.64	730.63	761.84	719.584
685	277.12	618.515	848.65	173.36	179.6	730.56	761.75	719.635
686	277.032	618.394	848.64	173.336	179.56	730.48	761.66	719.686
687	276.944	618.273	848.63	173.312	179.52	730.40	761.57	719.737
688	276.856	618.152	848.62	173.288	179.48	730.32	761.48	719.788
689	276.768	618.031	848.61	173.264	179.44	730.25	761.39	719.839
690	276.68	617.91	848.6	173.24	179.4	730.17	761.3	719.89
691	276.592	617.789	848.59	173.216	179.36	730.09	761.21	719.941

Setelah data yang diperlukan untuk menghitung efisiensi dan rugi daya sudah lengkap. Langkah selanjutnya adalah melakukan perhitungan, dimana untuk contoh perhitungan data aktual 185 MW menggunakan tekanan vakum sebesar 685 mmHg

➤ **Menghitung \dot{Q} Boiler dan Reheater**

$$\begin{aligned}
 \dot{Q}_{Boiler} &= \dot{m}_1 (h_1 - h_{27}) \\
 &= 589740 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times (811.4 - 277.12) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \\
 &= 315086537 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \times \frac{4.187 \text{ kJ}}{1 \text{ kcal}} \\
 &= 366445.6 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 366.4 \text{ MW}
 \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{Reheater} = \dot{m}_1 (1 - y - y_{1a} - y_2 - y_3)(h_6 - h_{4b})$$

$$\begin{aligned}
&= 589740 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times [(0.832) \times (848.65-722.1)] \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \\
&= 57949618 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \times \frac{4.187 \text{ kJ}}{1 \text{ kcal}} \\
&= 67395.4 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 67.4 \text{ MW}
\end{aligned}$$

➤ **Menghitung Kerja Turbin**

$$\begin{aligned}
\dot{W}_{HP \text{ Turbin}} &= \dot{m}_1 [(h_1 - h_2) + (1 - y_3)(h_2 - h_3) + \\
&\quad (1 - y_2 - y_3)(h_3 - h_4) + (1 - y_{1a} - y_2 - \\
&\quad y_3)(h_4 - h_5)] \\
&= 589740 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times [(811.4-793.3) + (0.986) \times \\
&\quad (793.3-761.75) + (0.909) \times (761.75-730.56) \\
&\quad + (0.021) \times (730.56-719.64)] \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \\
&= 45886121 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \times \frac{4.187 \text{ kJ}}{1 \text{ kcal}} \\
&= 53365.5 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 53.37 \text{ MW}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{W}_{IP \text{ Turbin}} &= \dot{m}_1 [(1 - y - y_{1a} - y_2)(h_6 - h_7) + \\
&\quad (1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4)(h_7 - h_8) + \\
&\quad (1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5)(h_8 - h_{10})] \\
&= 589740 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times [(0.846) \times (848.65-798.7) + \\
&\quad (0.812) \times (798.7-756.9) + \\
&\quad (0.781) \times (798.7-756.9)] \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \\
&= 44917274 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \times \frac{4.187 \text{ kJ}}{1 \text{ kcal}} \\
&= 52238.7 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 52.24 \text{ MW}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{W}_{LP \text{ Turbin}} &= \dot{m}_1 [(1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - \\
&\quad y_5)(h_{10} - h_{11}) + (1 - y - y_{1a} - y_2 - \\
&\quad y_4 - y_5 - y_6)(h_{11} - h_{12}) + (1 - y - \\
&\quad y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7)(h_{12} - \\
&\quad h_{13}) + (1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5 - \\
&\quad y_6 - y_7 - y_8)(h_{13} - h_{14}) + (1 - y -
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5 - y_6 - y_7 - y_8 - \\
& y_9)(h_{14} - h_{15}) \\
& = 589740 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times [(0.781) (756.9-720.1) + \\
& (0.751) (720.1-693.1) + (0.722) (693.1- \\
& 658.9) + (0.699) (658.9-632.5) + (0.656) \\
& (632.5-580.2)] \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \\
& = 59764738 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \times \frac{4.187 \text{ kJ}}{1 \text{ kcal}} \\
& = 69506.4 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 69.51 \text{ MW}
\end{aligned}$$

➤ **Menghitung Kerja Pompa**

$$\begin{aligned}
\dot{W}_{Pompa} & = \dot{m}_1 [(1 - y - y_{1a} - y_2 - y_4 - y_5 - y_6 - \\
& y_7 - y_8 - y_9)(h_{17} - h_{16}) + (h_{24} - h_{23})] \\
& = 589740 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times [(0.656) \times (47.3-41.9) + \\
& (179.6-173.36)] \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \\
& = 5776634 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \times \frac{4.187 \text{ kJ}}{1 \text{ kcal}} \\
& = 6718.2 \frac{\text{kJ}}{\text{s}} = 6.72 \text{ MW}
\end{aligned}$$

➤ **Menghitung \dot{Q} total**

$$\begin{aligned}
\dot{Q}_{Total} & = \dot{Q}_{Boiler} + \dot{Q}_{Reheater} \\
& = 366.4 \text{ MW} + 67.4 \text{ MW} \\
& = 433.8 \text{ MW}
\end{aligned}$$

➤ **Menghitung \dot{W} total**

$$\begin{aligned}
\dot{W}_{total} & = \dot{W}_{HP Turbin} + \dot{W}_{IP Turbin} + \dot{W}_{LP Turbin} - \dot{W}_{Pompa} \\
& = 53.37 \text{ MW} + 52.24 \text{ MW} + 69.51 \text{ MW} \\
& \quad - 6.72 \text{ MW} \\
& = 168.4 \text{ MW}
\end{aligned}$$

➤ **Menghitung Efisiensi**

$$\text{Efisiensi} = \frac{\dot{W}_{total}}{\dot{Q}_{total}} = \frac{168.4}{433.8} = 0.38814 = 38.81 \%$$

➤ **Menghitung Rugi Daya**

Untuk mengetahui besarnya rugi daya yang terjadi, maka dilakukan perhitungan dengan membandingkan nilai \dot{W} total desain dengan \dot{W} total aktual. Berikut adalah hasil perhitungan rugi daya yang terjadi. Dimana \dot{W} total desain mempunyai tekanan vakum sebesar 695 m mHg sedangkan dengan \dot{W} total aktual dalam contoh perhitungan ini mempunyai tekanan vakum sebesar 685 mmHg.

$$\begin{aligned} \text{Rugi daya} &= \dot{W}_{\text{total desain}} - \dot{W}_{\text{total aktual}} \\ &= 186.21 \text{ MW} - 168.32 \text{ MW} \\ &= 17.89 \text{ MW} \end{aligned}$$

➤ **Menghitung Efisiensi Turbin**

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{Turbin aktual}} &= \dot{W}_{\text{HP Turbin}} + \dot{W}_{\text{IP Turbin}} + \dot{W}_{\text{LP Turbin}} \\ &= 53.37 \text{ MW} + 52.24 \text{ MW} + 69.51 \text{ MW} \\ &= 161.68 \text{ MW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{\text{Turbin desain}} &= \dot{W}_{\text{HP Turbin}} + \dot{W}_{\text{IP Turbin}} + \dot{W}_{\text{LP Turbin}} \\ &= 58.43 \text{ MW} + 49.44 \text{ MW} + 84.53 \text{ MW} \\ &= 180.02 \text{ MW} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \eta_{\text{Turbin}} &= \frac{(\dot{W}_{\text{Turbin}} / \dot{m})}{(\dot{W}_{\text{Turbin}} / \dot{m})_s} = \frac{161.68 \text{ MW} / 589740 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}}{180.02 \text{ MW} / 570987 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}} \\ &= \frac{0.274 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{0.315 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0.8698 = 86.98 \% \end{aligned}$$

➤ **Menghitung Efisiensi Pompa**

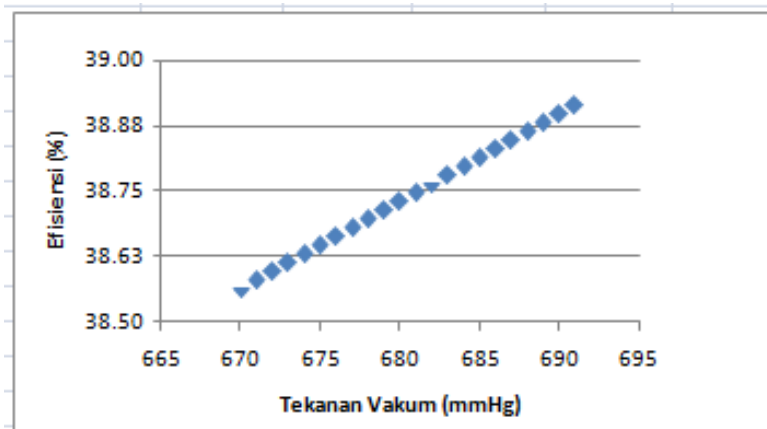
$$\begin{aligned} \eta_{\text{Pompa}} &= \frac{(\dot{W}_{\text{Pompa}} / \dot{m})_s}{(\dot{W}_{\text{Pompa}} / \dot{m})} = \frac{6.19 \text{ MW} / 570987 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}}{6.72 \text{ MW} / 589740 \frac{\text{kg}}{\text{hr}}} \\ &= \frac{0.0108 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{0.0114 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}} = 0.9473 = 94.73 \% \end{aligned}$$

➤ Menghitung Efisiensi Boiler

$$\begin{aligned}
 \eta_{Boiler} &= \frac{\dot{m}_1 (h_1 - h_{27})}{\dot{m}_{bb} \times HHV} = \frac{589740 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times (811.4 - 277.12) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}}{41389 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \times 1032.64 \frac{\text{Btu}}{\text{scf}}} \\
 &= \frac{315086537 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \times \frac{4.187 \text{ kJ}}{1 \text{ kcal}}}{41389 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \times \frac{1032.64 \frac{\text{Btu}}{\text{scf}} \times \frac{0.252 \text{ kcal}}{1 \text{ Btu}} \times \frac{1 \text{ scf}}{0.028 \text{ m}^3} \times \frac{4.187 \text{ kJ}}{1 \text{ kcal}}}} \\
 &= \frac{366445.6 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{447380.3 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}} \\
 &= 0.8191 = 81.91 \%
 \end{aligned}$$

4.2 Analisa Data Hasil Perhitungan

4.2.1 Pengaruh Penurunan Tekanan Vakum terhadap Efisiensi

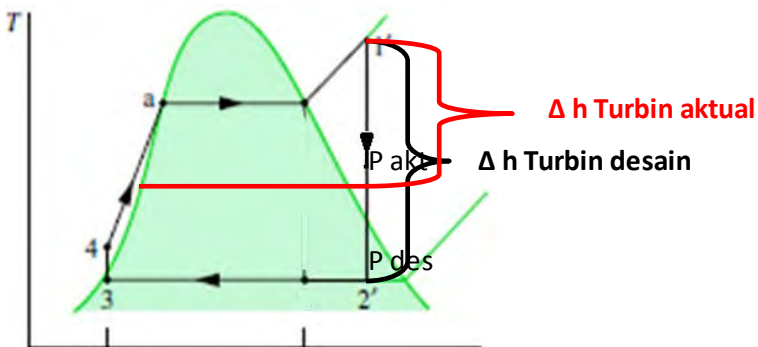


Gambar 4.1 Grafik efek penurunan tekanan vakum terhadap efisiensi

Dari Gambar 4.1 di atas, dapat dilihat nilai efisiensi terendah sebesar 38.56 % terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 670 mmHg sedangkan nilai efisiensi tertinggi yakni sebesar 38.91

% terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 691 mmHg. Dari Gambar 4.1 di atas dapat disimpulkan bahwa tekanan vakum pada kondensor semakin turun, maka efisiensi yang dihasilkan pembangkit juga turun.

Hal ini terjadi karena, pada saat tekanan vakum turun maka dengan kata lain tekanan *absolut* pada kondensor naik. Pada T-s diagram (Gambar 4.2) dapat dilihat, apabila tekanan kondensor naik maka nilai h -nya semakin tinggi, hal ini menyebabkan Δh di turbin semakin kecil sehingga daya yang dihasilkan menurun. Untuk menyelesaikan permasalahan tersebut, maka diperlukan laju alir massa uap yang lebih banyak agar daya yang dihasilkan tetap sama dengan keadaan sebelum terjadinya penurunan tekanan vakum.

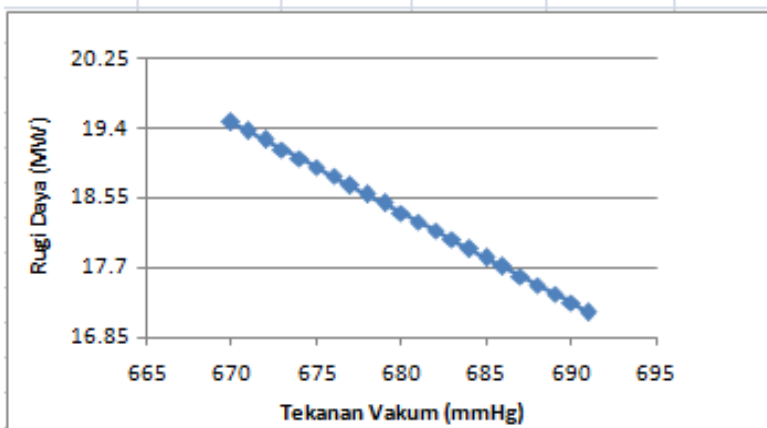


Gambar 4.2 Efek penurunan tekanan vakum terhadap turbin pada T-s diagram

Penurunan tekanan vakum pada kondensor juga menyebabkan perubahan nilai parameter operasional di komponen lainnya. Dari data aktual terdapat perubahan suhu dan temperatur di beberapa titik kondisi. Hal ini menyebabkan nilai h di titik tersebut berubah sehingga apabila laju alir massa dibiarkan tetap, maka nilai \dot{Q} total dan \dot{W} total semakin mengecil. Apabila nilai \dot{Q} dan \dot{W} berubah semakin mengecil, maka nilai efisiensi pada pembangkit tersebut juga semakin kecil.

Dari hasil perhitungan juga didapat kesimpulan, bahwa setiap penurunan 1 mmHg berakibat turunnya efisiensi pembangkit sebesar 0,017 %. Atau dengan kata lain, turunnya 0.1 % efisiensi pembangkit diakibatkan oleh penurunan tekanan vakum sebesar 6 mmHg.

4.2.2 Pengaruh Penurunan Tekanan Vakum terhadap Rugi Daya



Gambar 4.3 Grafik efek penurunan tekanan vakum terhadap rugi daya yang terjadi

Dari Gambar 4.3 di atas, dapat dilihat bahwa nilai rugi daya terendah sebesar 17.16 MW terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 691 mmHg sedangkan nilai rugi daya tertinggi yakni sebesar 19.48 MW terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 670 mmHg. Dari Gambar 4.3 di atas dapat disimpulkan bahwa apabila tekanan vakum pada kondensor semakin turun, maka rugi daya yang terjadi semakin tinggi.

Seperti yang telah dijelaskan pada penjelasan sebelumnya, pada T-s diagram (Gambar 4.2) dapat dilihat, apabila tekanan kondensor naik maka nilai h -nya semakin tinggi, hal ini menyebabkan Δh di turbin semakin kecil sehingga daya yang

dihasilkan menurun. Semakin turun tekanan vakum, maka nilai hanya semakin tinggi dan maka nilai Δh di turbin semakin kecil. Apabila diberikan laju alir massa *steam* yang konstan, semakin turun tekanan vakum, maka daya yang dihasilkan semakin kecil apabila dibandingkan dengan data desain. Daya yang dihasilkan semakin kecil, maka rugi daya yang dihasilkan semakin besar.

Dari hasil perhitungan juga didapat bahwa setiap penurunan 1 mmHg berakibat hilangnya daya sebesar 110.56 kW. Bila dihubungkan dengan perhitungan efisiensi, maka penurunan vakum sebesar 6 mmHg berakibat turunnya efisiensi sebesar 0.1 % dan hilangnya daya sebesar 663.36 kW.

4.3 Analisa Data Simulasi

4.3.1 Validasi & Hasil Simulasi

Untuk mengetahui keakuratan proses simulasi, dilakukan validasi perbandingan data yang diperoleh dari hasil simulasi terhadap data aktual pengoperasian PLTU unit 4, PT. PJB UP Gresik, sehingga dapat diketahui seberapa besar *error* hasil simulasi terhadap data aktual.

Proses validasi ditinjau pada nilai parameter operasional di kondensor, karena yang akan divariasikan adalah tekanan di kondensor. Pada Tabel 4.4 merupakan contoh perbandingan data aktual terhadap nilai hasil simulasi untuk variasi tekanan yang sama. Dapat diamati bahwa dari hasil simulasi masing-masing memiliki nilai *error* cukup kecil, maka hasil simulasi dapat dikatakan relevan terhadap kondisi aktual PLTU unit 4, PT. PJB UP Gresik.

Tabel 4.4 Perbandingan nilai parameter operasional hasil simulasi terhadap data aktual

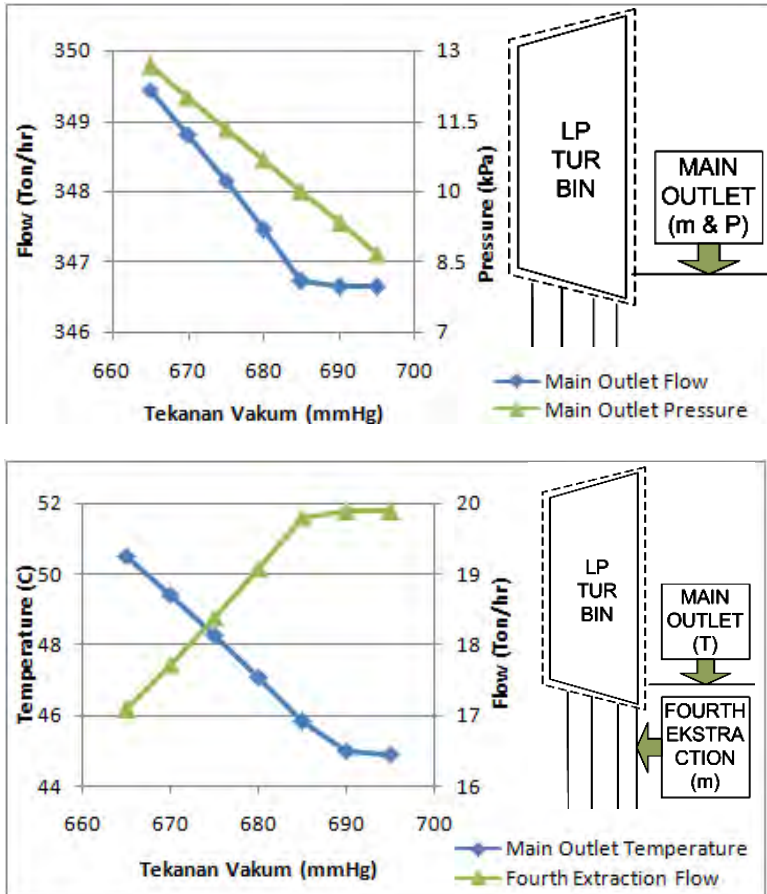
Parameter	Tekanan Vakum	T <i>Steam</i> kondensor	T <i>Hotwell</i>	T <i>Cooling Water</i>
Aktual	680 mmHg	47.08 °C	46.37	31.1
Simulasi		47.61 °C	46.77	31.4
<i>Error</i>	%	1.13	0.86	0.96

Setelah dilakukan simulasi, dapat disimpulkan bahwa dengan memvariasikan tekanan di kondensor, ternyata komponen yang mengalami perubahan nilai parameter operasional adalah komponen yang letaknya berdekatan dengan kondensor saja yakni *Low Pressure Turbin*, Kondensor, *Condensate Pump* dan *Feed Water Heater 1*. Berikut ini, adalah hasil dari simulasi dari *software Gate Cycle* ditunjukkan oleh Tabel 4.5 di bawah ini. Sedangkan untuk hasil simulasi akan dibahas dalam sub bab berikutnya.

Tabel 4.5 Hasil simulasi *Gate Cycle*

Location	Variables			Value						
	Name	UOM	Description							
GateCycle Inputs										
CND1(CONDSR)	Pres[0]	psia	Main Steam Inlet Pressur	1.25689	1.35357	1.45025	1.54694	1.64362	1.7403	1.83699
GateCycle Outputs										
CND1(CONDSR)	Flow[1]	lb/hr	Main Exit Flow	774283.4	774283.4	774469.9	776077.4	777606.6	779065.9	780461.1
CND1(CONDSR)	Flow[0]	lb/hr	Main Steam Inlet Flow	764197.9	764197.9	764378.4	765985.9	767515.1	768974.4	770363.6
CND1(CONDSR)	Temp[1]	F	Main Exit Temperature	108.9464	111.5098	113.9192	116.1953	118.3514	120.401	122.3551
CND1(CONDSR)	Enth[1]	BTU/lb	Main Exit Enthalpy	76.77299	79.32994	81.73343	84.00397	86.15514	88.2001	90.14391
CND1(CONDSR)	Temp[0]	F	Main Steam Inlet Temper	112.8327	112.9761	114.455	116.738	118.9012	120.958	122.9192
CND1(CONDSR)	Pres[1]	psia	Main Exit Pressure	1.25689	1.35357	1.45025	1.54694	1.64362	1.7403	1.83699
CND1(CONDSR)	Pres[0]	psia	Main Steam Inlet Pressur	1.25689	1.35357	1.45025	1.54694	1.64362	1.7403	1.83699
CND1(CONDSR)	Flow[3]	lb/hr	Cooling Water Exit Flow	58323444	58323444	58323444	57841932	57841932	57841932	57841932
CND1(CONDSR)	Flow[2]	lb/hr	Cooling Water Inlet Flow	58323444	58323444	58323444	57841932	57841932	57841932	57841932
CNDPMP(PUMP)	Flow[0]	lb/hr	Main Inlet Flow	774283.4	774283.4	774469.9	776077.4	777606.6	779065.9	780461.1
CNDPMP(PUMP)	Temp[5]	F	Excess Outlet Temperat	109.181	111.746	114.1571	116.4346	118.5923	120.6432	122.5385
CNDPMP(PUMP)	Temp[0]	F	Main Inlet Temperature	108.9464	111.5098	113.9192	116.1953	118.3514	120.401	122.3551
CNDPMP(PUMP)	Enth[0]	BTU/lb	Main Inlet Enthalpy	76.77299	79.32994	81.73343	84.00397	86.15514	88.2001	90.14391
CNDPMP(PUMP)	Enth[5]	BTU/lb	Excess Outlet Enthalpy	77.38035	79.33783	82.34142	84.61195	86.7631	88.80804	90.7578
CNDPMP(PUMP)	Pres[0]	psia	Main Inlet Pressure	1.25689	1.35357	1.45025	1.54694	1.64362	1.7403	1.83699
FwH(FwH)	Flow[2]	lb/hr	BFV Inlet Flow	774283.4	774283.4	774469.9	776077.4	777606.6	779065.9	780461.1
FwH(FwH)	Flow[3]	lb/hr	BFV Outlet Flow	774283.4	774283.4	774469.9	776077.4	777606.6	779065.9	780461.1
FwH(FwH)	Temp[2]	F	BFV Inlet Temperature	113.9	113.9	114.1571	116.4346	118.5923	120.6432	122.5385
FwH(FwH)	Enth[2]	BTU/lb	BFV Inlet Enthalpy	82.0851	82.0851	82.34142	84.61195	86.76311	88.80805	90.75779
FwH(FwH)	Flow[1]	lb/hr	Drain Outlet Flow	137626.7	137626.7	137645.6	136038.1	134508.8	133049.5	131653.1
FwH(FwH)	Flow[0]	lb/hr	Extraction Inlet Flow	43840.03	43840.1	43658.7	42048.4	40516.05	39054.04	37654.91
LPST(ST)	Flow[1]	lb/hr	Main Outlet Flow	764197.9	764197.9	764378.4	765985.9	767515.1	768974.4	770363.6
LPST(ST)	Temp[1]	F	Main Outlet Temperature	112.8327	112.9761	114.455	116.738	118.9012	120.958	122.9192
LPST(ST)	Pres[1]	psia	Main Outlet Pressure	1.25689	1.35357	1.45025	1.54694	1.64362	1.7403	1.83699
LPST(ST)	Flow[5]	lb/hr	Fourth Extraction Flow	43840.03	43840.1	43658.7	42048.4	40516.05	39054.04	37654.91

4.3.2 Efek Penurunan Tekanan Vakum di *Low Pressure Turbine*



Gambar 4.4 Grafik efek penurunan tekanan vakum terhadap nilai parameter operasional di *Low Pressure Turbine*

Dari Gambar 4.4 diatas, dapat dilihat bahwa nilai laju alir massa yang keluar dari *Low Pressure Turbin* terendah yakni

sebesar 346.64 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 mmHg sedangkan yang tertinggi sebesar 349.44 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 mmHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai laju alir massa keluaran dari *Low Pressure Turbine* semakin besar. Seperti yang telah dijelaskan di atas, karena berdasarkan T-s diagram (Gambar 4.2), apabila tekanan kondensor naik maka nilai h -nya semakin tinggi, hal ini menyebabkan Δh di turbin semakin kecil sehingga daya yang dihasilkan menurun. Untuk menyelesaikan permasalahan tersebut, maka diperlukan laju alir massa uap yang lebih banyak agar daya yang dihasilkan sama dengan keadaan sebelum terjadinya penurunan vakum.

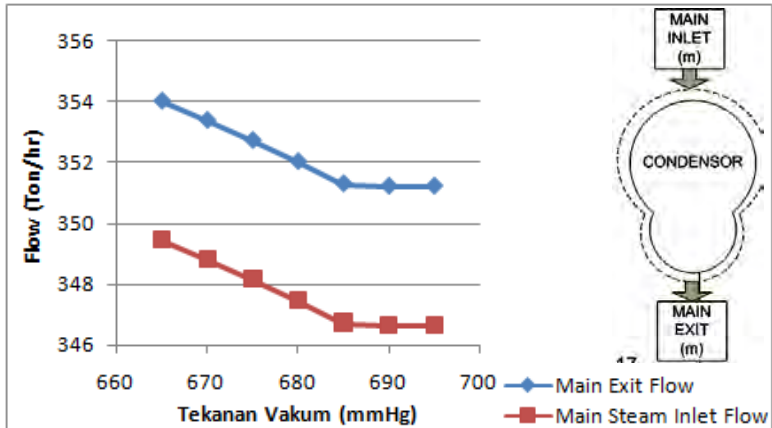
Untuk laju alir massa hasil ekstraksi dari *Low Pressure Turbin* masuk ke *Feed Water Heater 1* nilai terendahnya sebesar 17.08 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 mmHg sedangkan nilai tertinggi sebesar 19.89 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 mmHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai laju alir massa *ekstraksi* keluaran dari *Low Pressure Turbine* semakin kecil. Hal ini terjadi karena suhu air yang keluar dari kondensor lebih panas akibat penurunan vakum, maka tugas *Feed Water Heater 1* untuk memanaskan air yang masuk ke *boiler* sedikit berkurang, sehingga membutuhkan *ekstraksi* yang lebih rendah dari *Low Pressure Turbine*. Selain itu, karena sebagian *steam* yang seharusnya diekstraksi ke *Feed Water Heater 1* sebagian ikut masuk ke dalam kondensor agar menjaga daya yang dihasilkan tetap konstan.

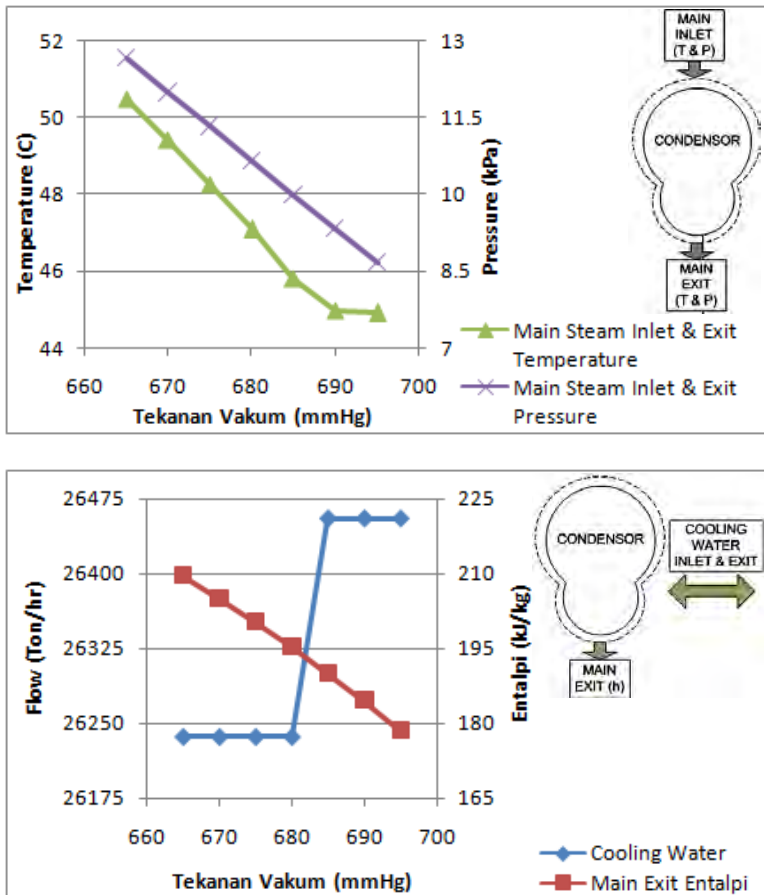
Untuk tekanan keluar dari *Low Pressure Turbine* nilai terendahnya sebesar 8.67 kPa terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 mmHg sedangkan nilai tertinggi sebesar 12.67 kPa terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 mmHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai tekanan keluar dari *Low Pressure Turbine* semakin besar. Hal ini terjadi karena, tekanan keluar dari *Low Pressure Turbine* dan tekanan masuk kondensor terdapat dalam satu jalur, dimana posisi

kedua komponen tersebut berurutan, sehingga apabila tekanan di kondensor naik, maka tekanan keluar dari *Low Pressure Turbine* ikut naik.

Untuk suhu keluar dari *Low Pressure Turbine* nilai terendahnya sebesar 44.91°C terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 mmHg sedangkan nilai tertinggi sebesar 50.51°C terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 mmHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai suhu keluar dari *Low Pressure Turbine* semakin besar. Hal ini terjadi karena apabila tekanan di kondensor naik maka temperatur jenuh di kondensor naik, sehingga suhu yang keluar dari *Low Pressure Turbine* juga ikut naik. Karena telah dijelaskan sebelumnya, dimana posisi kedua komponen tersebut berurutan, sehingga apabila suhu di kondensor naik, maka suhu keluar dari *Low Pressure Turbine* ikut naik.

4.3.3 Efek Penurunan Tekanan Vakum di Kondensor





Gambar 4.5 Grafik efek penurunan tekanan vakum terhadap nilai parameter operasional di Kondensor

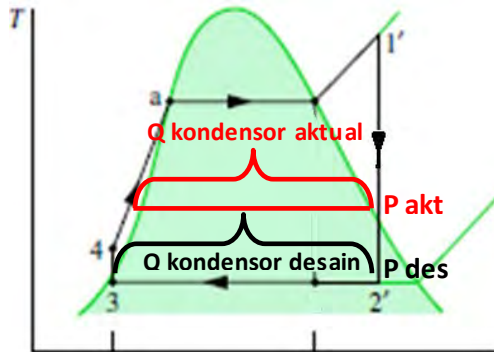
Dari Gambar 4.5 diatas, dapat dilihat bahwa nilai laju alir massa yang masuk ke kondensor terendah yakni sebesar 346.64 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 m mHg sedangkan yang tertinggi sebesar 349.44 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 mmHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai laju alir massa masuk

kondensor semakin besar. Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya, hal ini terjadi karena berdasarkan T-s diagram (Gambar 4.2), apabila tekanan kondensor naik maka nilai h -nya semakin tinggi, hal ini menyebabkan Δh di turbin semakin kecil sehingga daya yang dihasilkan menurun. Untuk menyelesaikan permasalahan tersebut, maka diperlukan laju alir massa uap yang lebih banyak agar daya yang dihasilkan sama dengan keadaan sebelum terjadinya penurunan vakum. Semakin tinggi laju alir massa *steam* dari *Low Pressure Turbine*, maka semakin tinggi juga laju alir massa *steam* yang masuk ke kondensor.

Untuk nilai laju alir massa yang keluar dari kondensor terendah yakni sebesar 351.22 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 mmHg sedangkan yang tertinggi sebesar 354.02 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 mmHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai laju alir massa keluar dari kondensor semakin besar. Hal ini terjadi karena sebelumnya telah terjadi penambahan laju alir massa masuk kondensor akibat penurunan tekanan vakum, sehingga nilai laju alir massa yang keluar dari kondensor pun ikut bertambah besar.

Untuk laju alir massa pendinginan masuk dan keluar kondensor nilai terendahnya sebesar 26237.1 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 mmHg sedangkan nilai tertinggi sebesar 26455.51 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 mmHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai laju alir massa pendinginan masuk dan keluar kondensor semakin kecil. Hal ini terjadi karena berdasarkan T-s diagram (Gambar 4.2) apabila tekanan kondensor naik maka nilai h -nya semakin tinggi, hal ini menyebabkan Δh di kondensor semakin kecil.

Karena \dot{Q} kondensor aktual lebih kecil daripada \dot{Q} kondensor desain, maka \dot{Q} cooling water aktual juga lebih kecil lebih daripada \dot{Q} cooling water desain. Sehingga jika diasumsikan perubahan suhu konstan, jika tekanan vakum turun maka laju alir pendinginan semakin kecil.



Gambar 4.6 Efek penurunan tekanan vakum terhadap Q Kondensor pada T-s diagram

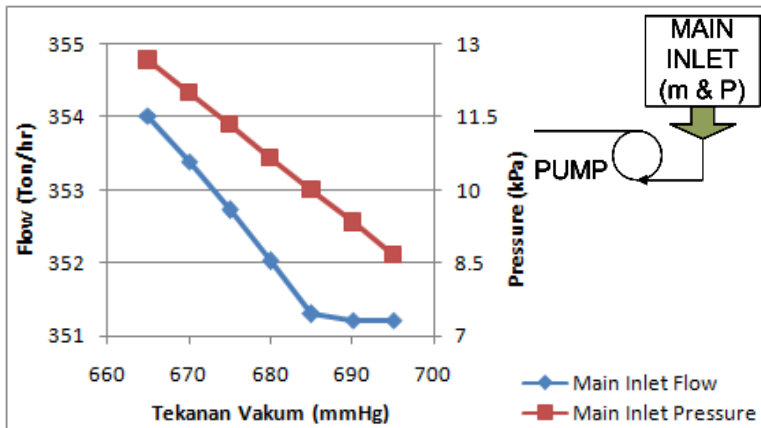
Untuk nilai tekanan keluar dari kondensor terendah yakni sebesar 8.67 kPa terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 mmHg sedangkan yang tertinggi sebesar 12.67 kPa terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 m mHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai tekanan keluar dari kondensor semakin besar. Hal ini terjadi karena tekanan yang keluar dari kondensor sama dengan tekanan masuk kondensor, karena di dalam kondensor tidak terjadi perubahan tekanan dan suhu, hanya terjadi perubahan fase dari uap berubah menjadi air.

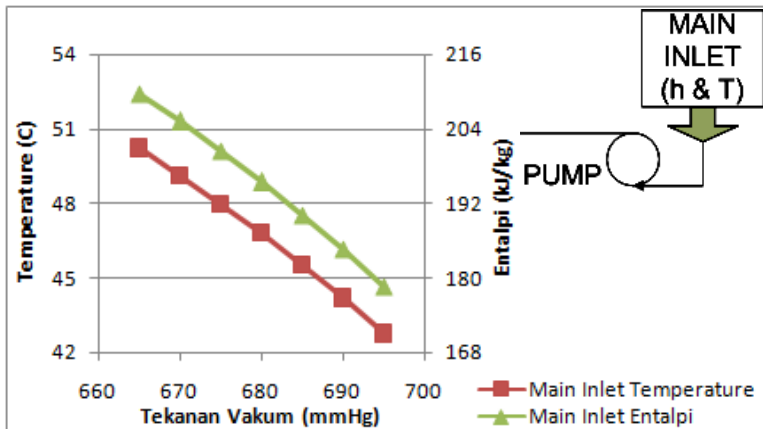
Untuk nilai suhu masuk dan keluar dari kondensor terendah yakni sebesar 44.91 °C terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 m mHg sedangkan yang tertinggi sebesar 50.2 °C terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 m mHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai suhu masuk dan keluar dari kondensor semakin besar. Hal ini terjadi karena semakin turun tekanan vakum, temperatur jenuh di kondensor naik maka menyebabkan suhu masuk dan keluar dari kondensor semakin tinggi akibat penurunan tekanan vakum.

Untuk nilai entalpi keluar dari kondensor terendah yakni sebesar 178.57 kJ/kg terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 mmHg sedangkan yang tertinggi sebesar 209.69 kJ/kg terjadi

pada saat tekanan vakum sebesar 665 mmHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai entalpi keluar dari kondensator semakin besar. Hal ini terjadi karena akibat tekanan kondensator yang semakin naik, maka suhu jenuh di kondensator naik sehingga menyebabkan entalpi keluar kondensator juga naik.

4.3.4 Efek Penurunan Tekanan Vakum di *Condensate Pump*





Gambar 4.7 Grafik efek penurunan tekanan vakum terhadap nilai parameter operasional di *Condensate Pump*

Dari Gambar 4.7 diatas, dapat dilihat bahwa nilai laju alir massa yang masuk ke condensate pump terendah yakni sebesar 351.22 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 mmHg sedangkan yang tertinggi sebesar 354.02 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 mmHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai laju alir massa masuk ke *condensate pump* semakin besar. Nilai laju alir massa masuk pompa sama dengan laju alir massa yang keluar dari kondensor. Kenaikan nilai laju alir massa masuk ke pompa ini diakibatkan karena sebelumnya telah terjadi peningkatan laju alir massa yang keluar dari kondensor. Pompa disini hanya berfungsi menyalurkan air dari kondensor masuk ke dalam *Feed Water Heater 1*.

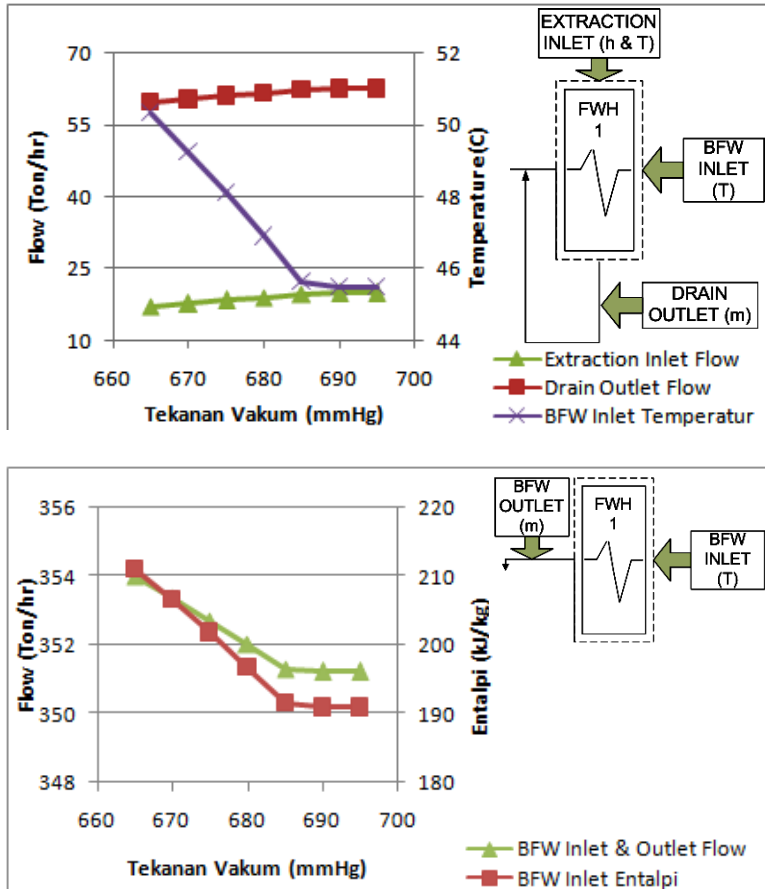
Untuk nilai tekanan masuk *condensate pump* terendah yakni sebesar 8.67 kPa terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 mmHg sedangkan yang tertinggi sebesar 12.67 kPa terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 mmHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai tekanan masuk *condensate pump* semakin besar. Nilai tekanan masuk pompa sama dengan tekanan yang keluar dari turbin.

Kenaikan tekanan masuk ke pompa ini diakibatkan karena sebelumnya telah terjadi peningkatan tekanan yang keluar dari kondensor.

Untuk nilai entalpi masuk *condensate pump* terendah yakni sebesar 178.57 kJ/kg terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 mmHg sedangkan yang tertinggi sebesar 209.69 kJ/kg terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 mmHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai entalpi masuk *condensate pump* semakin besar. Hal ini terjadi karena sebelumnya telah terjadi peningkatan tekanan yang keluar dari kondensor akibat penurunan vakum. Nilai entalpi masuk pompa sama dengan entalpi yang keluar dari kondensor.

Untuk nilai suhu masuk *condensate pump* terendah yakni sebesar 42.75 °C terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 mmHg sedangkan yang tertinggi sebesar 50.2 °C terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 mmHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai suhu masuk *condensate pump* semakin besar. Nilai suhu masuk pompa sama dengan suhu yang keluar dari kondensor. Kenaikan suhu masuk ke pompa ini diakibatkan karena sebelumnya telah terjadi peningkatan suhu yang keluar dari kondensor akibat penurunan vakum.

4.3.5 Efek Penurunan Tekanan Vakum di *Feed Water Heater 1*



Gambar 4.8 Grafik efek penurunan tekanan vakum terhadap nilai parameter operasional di *Feed Water Heater 1*

Dari Gambar 4.8 diatas, dapat dilihat bahwa nilai laju alir massa yang masuk ke *Feed Water Heater 1* terendah yakni sebesar 351.22 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar

695 mmHg sedangkan yang tertinggi sebesar 354.02 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 mmHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai laju alir massa masuk *Feed Water Heater 1* semakin besar. Nilai laju alir massa masuk *Feed Water Heater 1* sama dengan laju alir massa yang keluar dari pompa. Kenaikan nilai laju alir massa masuk ke *Feed Water Heater 1* ini diakibatkan karena sebelumnya telah terjadi peningkatan laju alir massa yang masuk kondensor. Sehingga berakibat naiknya pula laju alir massa yang akan masuk ke *Feed Water Heater 1*.

Untuk laju alir massa hasil *ekstraksi* dari *Low Pressure Turbine* masuk ke *Feed Water Heater 1* nilai terendahnya sebesar 17.08 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 mmHg sedangkan nilai tertinggi sebesar 19.89 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 mmHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai laju alir massa ekstraksi masuk *Feed Water Heater 1* semakin kecil. Hal ini terjadi karena suhu air yang keluar dari kondensor lebih panas akibat penurunan vakum, maka tugas *Feed Water Heater 1* untuk memanaskan air yang masuk ke *boiler* sedikit berkurang, sehingga membutuhkan *ekstraksi* yang lebih rendah dari *Low Pressure Turbine*.

Untuk laju alir massa keluar *Drain Feed Water Heater 1* nilai terendahnya sebesar 59.72 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 mmHg sedangkan nilai tertinggi sebesar 62.52 Ton/hr terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 mmHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai laju alir massa keluar *Drain Feed Water Heater 1* semakin kecil. Hal ini terjadi karena ekstraksi dari *Low Pressure Turbine* berkurang akibat penurunan tekanan vakum sehingga laju alir massa yang keluar dari *Drain Feed Water Heater 1* juga ikut berkurang.

Untuk nilai suhu masuk *Feed Water Heater 1* terendah yakni sebesar 45.5 °C terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 mmHg sedangkan yang tertinggi sebesar 50.33 °C terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 mmHg. Hal ini

menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai suhu masuk *Feed Water Heater 1* semakin besar. Hal ini terjadi karena sebelumnya telah terjadi peningkatan suhu yang keluar dari kondensator akibat penurunan vakum. Nilai suhu masuk *Feed Water Heater 1* sama dengan suhu yang keluar dari pompa.

Untuk nilai entalpi masuk *Feed Water Heater 1* terendah yakni sebesar 190.93 kJ/kg terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 695 mmHg sedangkan yang tertinggi sebesar 211.1 kJ/kg terjadi pada saat tekanan vakum sebesar 665 mmHg. Hal ini menunjukkan bahwa semakin turun tekanan vakum, maka nilai entalpi masuk condensate pump semakin besar. Nilai entalpi masuk *Feed Water Heater 1* sama dengan entalpi yang keluar dari pompa. Kenaikan entalpi masuk ke *Feed Water Heater 1* ini diakibatkan karena sebelumnya telah terjadi peningkatan entalpi yang keluar dari kondensator akibat penurunan vakum.

4.3.6 Analisa Hasil Simulasi dengan Kondisi Operasional PT. PJB UP Gresik

Keempat komponen di atas yakni *Low Pressure Turbin*, Kondensator, *Condensate Pump* dan *Feed Water Heater 1* dalam operasional kerjanya saling berhubungan satu sama lain. Ketika salah satu komponen mengalami perubahan nilai parameter operasional, maka komponen lainnya juga akan mengalami perubahan nilai parameter operasional. Pada proses simulasi ini yang divariasikan adalah tekanan pada kondensator. Yang paling berpengaruh akibat perubahan nilai parameter operasionalnya adalah di *Low Pressure Turbine* dan Kondensator itu sendiri. Sedangkan untuk *Condensate Pump* dan *Feed Water Heater 1* perubahan nilai parameter operasionalnya disebabkan karena dua komponen ini hanya menerima inputan dari Kondensator dan *Low Pressure Turbine*. Penurunan tekanan vakum pada kondensator menyebabkan laju alir massa *steam* yang masuk ke kondensator lebih banyak, sehingga laju alir massa *steam* hasil ekstraksi dari *Low Pressure Turbine* ke *Feed Water Heater 1* berkurang.

Penurunan tekanan vakum juga mengakibatkan kenaikan suhu, tekanan dan entalpi di kondensor, sehingga mengakibatkan perubahan nilai parameter operasional yang sama ke komponen yang lain yakni *Low Pressure Turbin*, *Condensate Pump* dan *Feed Water Heater*. Selain itu juga menyebabkan laju alir massa pendinginan kondensor semakin kecil.

Hasil dari simulasi yang dihasilkan oleh *Gate Cycle* ini ternyata berbeda dengan keadaan operasional di PLTU unit IV. Dimana untuk menyelesaikan masalah akibat penurunan tekanan vakum pada kondensor, pihak PJB sendiri mengkompensasi penurunan tekanan vakum dengan cara menambah uap yang masuk ke dalam turbin, dimana dengan menambahkan uap maka harus dilakukan dengan penambahan air yang masuk ke dalam *boiler* melalui *Make Up Water*, apabila air yang dimasukkan ke dalam *boiler* bertambah, maka kebutuhan bahan bakar untuk memasak air juga ikut meningkat. Sedangkan *Gate Cycle* mengkompensasi penurunan tekanan vakum dengan cara mengubah atau mengurangi ekstraksi uap dari *Low Pressure Turbine* yang akan masuk ke dalam *Feed Water Heater* dan mengurangi massa laju alir pendinginan pada kondensor.

Akan tetapi pihak PJB tentunya mempunyai pertimbangan sendiri sehingga tidak mengambil langkah penyelesaian sesuai hasil *Gate Cycle*, karena kemungkinan untuk merubah pengaturan massa laju alir uap yang akan diekstraksi ke dalam *Feed Water Heater* tersebut tidak semudah dengan apa yang dilakukan oleh *Gate Cycle*. Sehingga pihak PJB lebih memilih untuk menambah air yang masuk ke dalam boiler daripada merubah pengaturan operasional *Low Pressure Turbine*.

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Setelah dilakukan pembahasan mengenai keseluruhan hasil perhitungan dan simulasi akibat penurunan tekanan vakum pada kondensor PLTU unit 4, PT. PJB UP Gresik, diperoleh beberapa kesimpulan diantaranya :

1. Pada saat ini, PLTU unit 4 hanya mampu menghasilkan load maksimal sebesar 185 MW dari desain sebesar 200 MW. Salah satu yang menyebabkan *derating* adalah penurunan tekanan vakum pada kondensor. Dimana saat ini, variasi tekanan vakum operasional antara 670 mmHg – 691 mmHg dari desain sebesar 695 mmHg.
2. Setiap penurunan tekanan vakum sebesar 1 mmHg berakibat turunnya efisiensi sebesar 0,017 %. Atau dengan kata lain, turunnya 0.1 % efisiensi pembangkit diakibatkan oleh penurunan tekanan vakum sebesar 6 mmHg.
3. Setiap penurunan tekanan vakum sebesar 1 mmHg berakibat hilangnya daya sebesar 110.56 kW.
4. Pada saat operasional saat ini, dimana range tekanan vakum sebesar 670-691 mmHg, maka efisiensi total turun sebesar 0.378 % dan daya total yang hilang sebesar 2.32 MW dari keadaan sesuai desain
5. Dari hasil simulasi, dapat dilihat bahwa dengan memvariasikan tekanan di kondensor, mengakibatkan mengalami perubahan nilai parameter operasional pada komponen Low Pressure Turbin, Kondensor, Condensate Pump dan Feed Water Heater 1 yakni berupa kenaikan nilai laju alir massa sebesar 2.8 ton/hr, kenaikan nilai suhu sebesar 7.5°C, kenaikan nilai tekanan sebesar 4 kPa dan kenaikan nilai entalpi sebesar 31 kJ/kg.
6. Penurunan tekanan vakum pada kondensor juga menyebabkan laju alir massa *steam* yang diekstraksi dari

Low Pressure Turbine ke Feed Water Heater 1 berkurang sebesar 2.8 ton/hr, selain itu juga menyebabkan laju alir massa pendinginan kondensor berkurang sebesar 218.4 ton/hr.

6.2 Saran

Beberapa saran yang bisa diberikan setelah dilakukannya penelitian antara lain sebagai berikut :

1. Diharapkan adanya penelitian lebih lanjut agar penurunan tekanan vakum pada kondensor ini dapat terselesaikan, sehingga PLTU unit 4 PT. PJB UP Gresik dapat kembali menghasilkan daya maksimal sebesar 200 MW.
2. Perlu dilakukannya penelitian lebih lanjut terkait dengan *software Gate Cycle*, karena ada kemungkinan kesalahan pengaturan dalam model *power plant* pada saat melakukan simulasi.

DAFTAR PUSTAKA

*Amir Vosough, Alireza Falahat, Sadegh Vosough, Hasan Nasr Esfehiani, Azam Behjat and Roya Naseri Rad. **Improvement Power Plant Efficiency with Condenser Pressure**, International Journal Of Multidisciplinary Sciences and Engineering, Vol.2, No.3; 2011.*

*Anooj G. Sheth, Alkesh M. Mavani. **Determining Performance of Super Critical Power Plant with the help of “GateCycle™”*** IOSR Journal of Engineering Vol. 2(4); 2012.

***Gate Cycle Release Version 5.61 Getting Started & Installation**, GE Energy, The General Electric Company; 2005.*

*Michael Erbes Enginomix, LLC. **GateCycle & CycleLink: Software for Thermal System Design and Analysis**, Florida Power & Light; 2010.*

*Mirjana, S. Laković, Mladen M. Stojilković, Slobodan V. Laković, Velimir P. Stefanović, and Dejan D. Mitrović. **Impact Of The Cold End Operating Conditions On Energy Efficiency Of The Steam Power Plant**, Thermal Science, Vol. 14; 2010.*

*Moh. Muchlis dan Adhi Darma Permana. **Proyeksi Kebutuhan Listrik PLN tahun 2003-2020**; 2012.*

*Moran MJ, Shapiro HN. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. John Wiley & Sons Inc; 2006.*

*RK Kapooria, S Kumar, KS Kasana. **An Analysis of a Thermal Power Plant Working on a Rankine cycle: A Theoretical Investigation**, Journal of Energy in Southern Africa Vol.19 No.1; 2008.*

(halaman ini sengaja dikosongkan)

RIWAYAT PENULIS



Slamet Hariyadi lahir di Sampang pada 28 Juni 1991, merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Riwayat pendidikan penulis diawali dari SDN Torjun I pada tahun 1997-2003. Penulis melanjutkan pendidikan di SMPN 1 Sampang pada tahun 2003-2006, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMAN 1 Sampang pada tahun 2006-2009. Ketertarikan penulis pada dunia keteknikan mendorong penulis untuk berkuliah di Institut

Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya dan mengambil Jurusan Teknik Mesin angkatan 2009 (M-52) melalui jalur PMDK khusus Madura dan memperoleh NRP 2109100017.

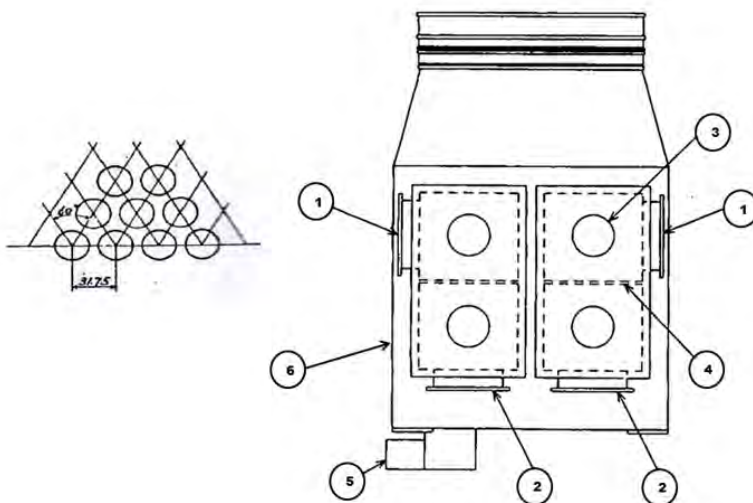
Penulis aktif dalam kegiatan akademik dan kemahasiswaan. Penulis aktif mengikuti kegiatan Laboratorium Perpindahan Panas dan Massa sebagai Asisten Praktikum dan Koordinator Laboratorium. Dalam bidang kemahasiswaan penulis aktif berkecimpung menjadi pengurus Himpunan Mahasiswa Mesin dan menjabat sebagai Kabiro Advokasi dan Beasiswa serta menjadi Kepala Divisi Internal pada ormawa Mesin Music Club. Selain itu, penulis aktif dalam kepanitiaan, salah satunya adalah event nasional Indonesia Energy Marathon Challenge 2012 sebagai koordinator.

Penulis bertekad akan mengabdikan gelar sarjana ini untuk senantiasa berbuat yang terbaik untuk Allah SWT serta Bangsa Indonesia. Untuk informasi dan masukan dapat menghubungi penulis melalui email slamethariyadi91@gmail.com.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

LAMPIRAN A

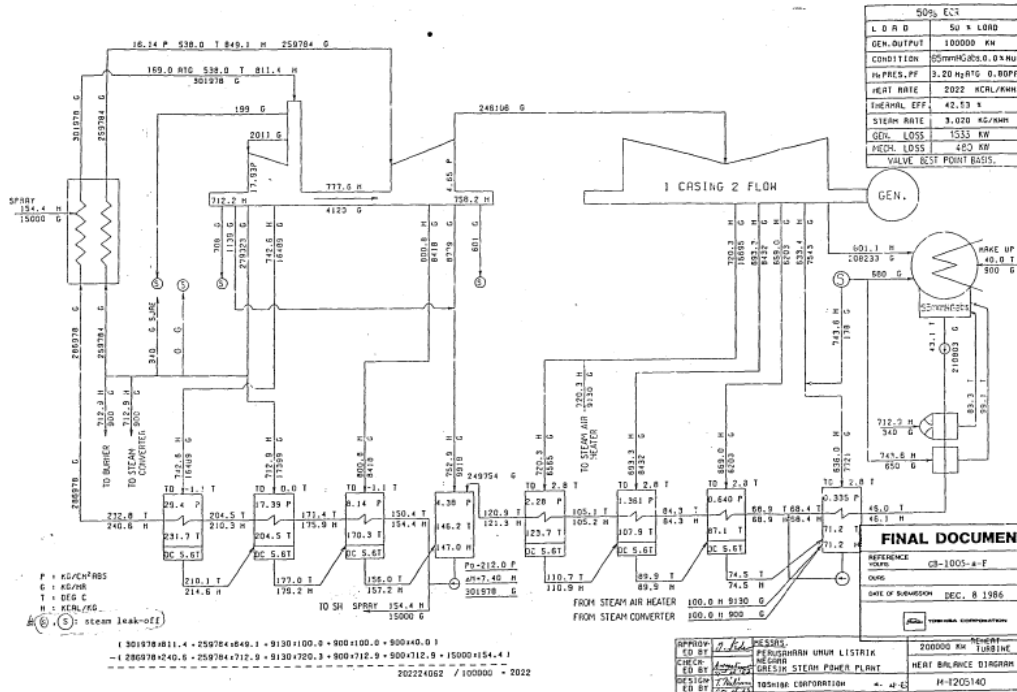
Gambar A.1 Skema kondensor yang terdapat di PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik

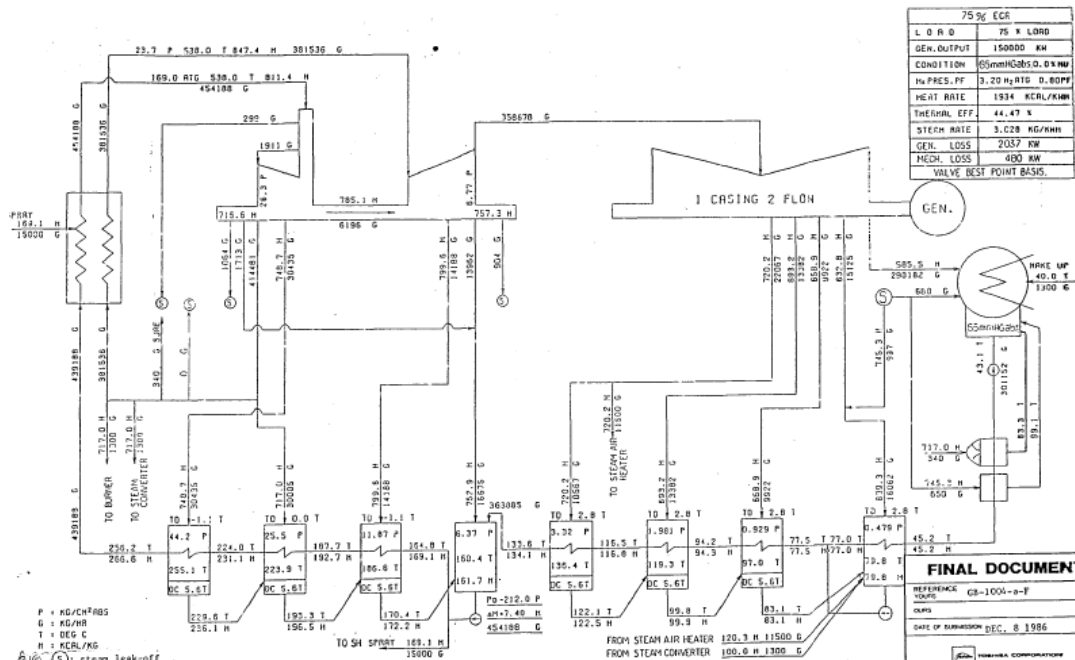


Keterangan gambar:

1. Tempat masuk air laut
2. Tempat keluar air laut
3. *Inspection openings*
4. *Water box passes partition*
5. *Kondensat outlet*
6. *Shell*

Gambar A.2 Heat Balance PLTU Unit 4 PT. PJB UP Gresik untuk load 100 MW, 150 MW dan 220 MW.





75% EGE	
L O R G	75 X LOAD
GEN. OUTPUT	150000 KW
CONDITION	65mmHg205 G. 0.3 MW
H ₂ PRES. PF	3.20 H ₂ RTD 0.80 PF
HEAT RATE	1934 KCAL/KWH
THERMAL EFF.	44.47 %
STEAM RATE	3.028 KG/KWH
GEN. LOSS	2037 KW
MECH. LOSS	480 KW
VALVE BEST POINT BASIS.	

FINAL DOCUMENT

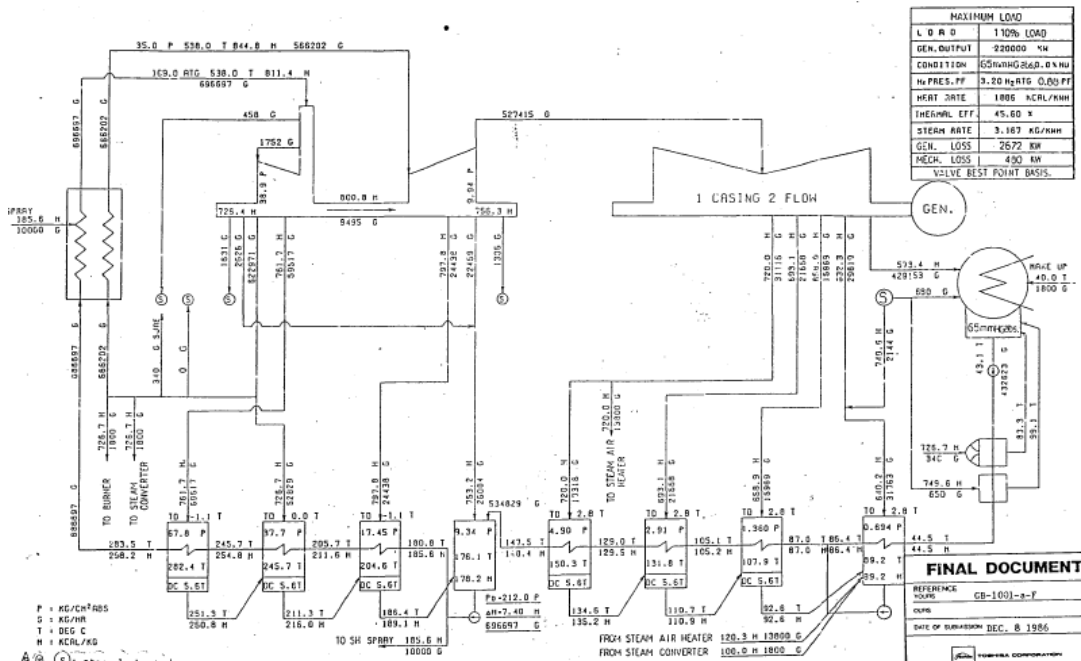
REFERENCE: CS-1000-a-P
 DATE OF SUBMISSION: DEC. 8 1986

TESHIBA CORPORATION

APPROVED	DESIGN	200000 KW	REMARK
ED BY	PERUS/SHARUN UMUK LISTRIK		TURBINE
CHECK	REKARD		HEAT BALANCE DIAGRAM
ED BY	STEAM POWER PLANT		
DESIGN	TESHIBA CORPORATION		
ED BY			M-1205139

P = KG/CM²ABS
 G = KG/HR
 T = DEG C
 H = KCAL/KG

⑤ steam leak-off
 454188*131.4 + 301536*847.4 + 11500*120.3 + 1300*100.0 + 1300*40.0
 = 1430186*266.6 + 301536*717.0 + 11600*720.2 + 1300*717.0 + 1300*717.0 + 15000*169.1
 290075560 / 150000 = 1934



MAXIMUM LOAD	
L O R D	110% LOAD
GEN. OUTPUT	220000 KW
CONDITION	65% H ₂ O 26.0 D.V.M
H ₂ PRES. FF	3.20 H ₂ RTG 0.00 PF
HEAT RATE	1806 KCAL/KWH
THERMAL EFF.	45.60 %
STEAM RATE	3.187 KG/KWH
GEN. LOSS	2672 KW
MECH. LOSS	490 KW
VALVE BEST POINT BASIS.	

FINAL DOCUMENT

REFERENCE NO. CB-1001-3-7
 DATE OF SUBMISSION DEC. 8 1986

P = KG/CH²RBS
 S = KG/HR
 T = DEG C
 H = KCAL/KG

(S) Steam leak-off

(696697 8011.4 - 566202 844.8 - 13800 + 120.3 - 1800 + 100.0 - 1800 + 48.0)
 - (696697 4298.2 - 566202 + 726.7 - 13800 + 120.0 - 1800 + 726.7 - 1800 + 726.7 - 10000 + 85.6)

414899376 / 220000 - 1806

APPROVED BY	DESIGNER	HEAT RATE
CHECKED BY	PERMITS/AMUK LISTRAK	200000 KW TURBINE
DESIGNED BY	REDAK	HEAT BALANCE DIAGRAM
10 BY	GENSIS STEAM POWER PLANT	
	1984/18 CORPORATION	H-1205136

LAMPIRAN B

B.1 Hasil Perhitungan Data Aktual dengan Variasi Tekanan Vakum

Berikut ini adalah hasil perhitungan efisiensi dan rugi daya yang terjadi dengan menggunakan data aktual ditunjukkan oleh Tabel B.1.1 dan B.1.2 di bawah ini.

Tabel B.1.1 Hasil Perhitungan Efisiensi Data Aktual

Tekanan Vakum mmHg	Q boiler	Q reheater	W hp	W ip	W lp	W pompa	Q total	W total	eff
	MW	MW	MW	MW	MW	MW	MW	MW	%
670	365.54	66.82	52.60	52.33	68.69	6.88	432.36	166.73	38.564
671	365.60	66.86	52.65	52.32	68.74	6.87	432.46	166.84	38.580
672	365.66	66.90	52.70	52.31	68.80	6.86	432.56	166.96	38.597
673	365.72	66.94	52.75	52.31	68.85	6.85	432.66	167.07	38.614
674	365.78	66.97	52.81	52.30	68.91	6.84	432.76	167.18	38.631
675	365.84	67.01	52.86	52.30	68.96	6.83	432.86	167.29	38.647
676	365.90	67.05	52.91	52.29	69.02	6.82	432.95	167.40	38.664
677	365.96	67.09	52.96	52.29	69.07	6.81	433.05	167.51	38.681
678	366.02	67.13	53.01	52.28	69.13	6.80	433.15	167.62	38.698
679	366.08	67.17	53.06	52.27	69.18	6.78	433.25	167.73	38.714
680	366.14	67.20	53.11	52.27	69.23	6.77	433.35	167.84	38.731
681	366.20	67.24	53.16	52.26	69.29	6.76	433.45	167.95	38.748
682	366.26	67.28	53.21	52.26	69.34	6.75	433.55	168.06	38.764
683	366.32	67.32	53.26	52.25	69.40	6.74	433.64	168.17	38.781
684	366.39	67.36	53.31	52.24	69.45	6.73	433.74	168.28	38.798
685	366.45	67.40	53.37	52.24	69.51	6.72	433.84	168.39	38.814
686	366.51	67.43	53.42	52.23	69.56	6.71	433.94	168.50	38.831
687	366.57	67.47	53.47	52.23	69.62	6.70	434.04	168.61	38.848
688	366.63	67.51	53.52	52.22	69.67	6.69	434.14	168.72	38.864
689	366.69	67.55	53.57	52.22	69.72	6.67	434.24	168.83	38.881
690	366.75	67.59	53.62	52.21	69.78	6.66	434.33	168.95	38.898
691	366.81	67.62	53.67	52.20	69.83	6.65	434.43	169.06	38.914

Tabel B.1.2 Hasil Perhitungan Rugi Daya

Tekanan Vakum	W total desain	W total aktual	Rugi Daya
mmHG	MW	MW	MW
670	186.21	166.73	19.48
671	186.21	166.84	19.37
672	186.21	166.96	19.26
673	186.21	167.07	19.15
674	186.21	167.18	19.04
675	186.21	167.29	18.93
676	186.21	167.40	18.82
677	186.21	167.51	18.71
678	186.21	167.62	18.60
679	186.21	167.73	18.49
680	186.21	167.84	18.38
681	186.21	167.95	18.26
682	186.21	168.06	18.15
683	186.21	168.17	18.04
684	186.21	168.28	17.93
685	186.21	168.39	17.82
686	186.21	168.50	17.71
687	186.21	168.61	17.60
688	186.21	168.72	17.49
689	186.21	168.83	17.38
690	186.21	168.95	17.27
691	186.21	169.06	17.16

B.2 Data Heat Balance 100 MW, 150 MW dan 220 MW

LOAD	Properties	Satuan	TITIK	1	2	3	4	4a	4b	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
			from	Boiler	HPT	HPT	HPT	titik 4	titik 4	HPT	Reheater	IPT	IPT	Pump 2	IPT	LPT	LPT	LPT	LPT	LPT	LPT
			in	HPT	IPT	FWH 7	titik 4a-4b	FWH6	Reheater	titik 9	IPT	FWH 5	titik 9	Deaerator	LPT	FWH 4	FWH 3	FWH 2	FWH 1	Condenser	Pump 1
100 MW	m	kg/hr		301978	4120	16489	279323	17399	259784	1139	259784	8418	8779	9918	246106	15695	8432	6203	7543	208233	210803
	h	kcal/kg		811.4	777.6	742.6	712.9	712.9	712.9	849.1	800.8	758.2	752.9	758.2	720.3	693.3	659	633.4	601.1	43.11	
150 MW	m	kg/hr		454188	6196	30435	414481	30005	381536	1713	381536	14188	13962	15675	358678	22067	13382	9922	15125	298182	301152
	h	kcal/kg		811.4	785.1	748.7	717	717	717	715.6	847.4	799.6	757.3	752.9	757.3	720.2	693.2	658.9	632.8	585.5	45.2
220 MW	m	kg/hr		696697	9495	59517	622971	52829	566202	2625	566202	24438	22459	25084	527415	31116	21658	15969	29619	429153	432623
	h	kcal/kg		811.4	800.8	761.7	726.7	726.7	726.7	725.4	844.8	797.8	756.3	753.2	756.3	720	693.1	658.9	632.3	573.4	44.5
LOAD	Properties	Satuan	TITIK	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34
			from	Pump 1	FWH 1	titik 18-34	FWH 2	FWH 3	FWH 4	Deaerator	Pump 2	FWH 5	FWH 6	FWH 7	DFWH 7	DFWH 6	DFWH 5	DFWH 4	DFWH 3	DFWH 2	DFWH 1
			in	FWH 1	titik 19	FWH 2	FWH 3	FWH 4	Deaerator	Pump 2	FWH 5	FWH 6	FWH 7	Boiler	FWH 6	FWH 5	Deaerator	FWH 3	FWH 2	FWH 1	19
100 MW	m	kg/hr		210803					249754	301978	301978			286978							
	h	kcal/kg		46.1	68.4	68.9	84.3	105.2	121.3	147	154.4	175.9	210.3	240.6	214.6	179.2	157.2	110.9	89.9	74.5	71.2
150 MW	m	kg/hr		301152					363885	454188	454188			439188							
	h	kcal/kg		45.2	77	77.5	94.3	116.8	134.1	161.7	169.1	192.7	231.1	266.6	236.1	196.5	172.2	122.5	99.9	83.1	79.8
220 MW	m	kg/hr		432623					534829	696697	696697			686697							
	h	kcal/kg		44.5	86.4	87	105.2	129.5	148.4	178.2	185.6	211.6	254.8	298.2	250.8	215	189.1	135.2	110.9	92.6	89.2

B.3 Data Estimasi Heat Balance untuk 185 MW

LOAD	Properties	Satuan	TITIK	1	2	3	4	4b	5	6	7	8	10	11	12	13	14	15	16	17	23	24	27
			in	HPT	IPT	FWH 7	titik 4a-4b	Reheater	titik 9	IPT	FWH 5	titik 9	LPT	FWH 4	FWH 3	FWH 2	FWH 1	Condenser	Pump 1	FWH 1	Pump 2	FWH 5	Boiler
			from	Boiler	HPT	HPT	HPT	titik 4	HPT	Reheater	IPT	IPT	IPT	LPT	LPT	LPT	LPT	LPT	LPT	Condenser	Pump 1	Deaerator	Pump 2
100 MW	m	kg/hr		301978	4120	16489	279323	259784	1139	259784	8418	8779	246106	15695	8432	6203	7543	208233	210803	210803	301978	301978	286978
	h	kcal/kg		811.4	777.6	742.6	712.9	712.9	712.2	849.1	800.8	758.2	758.2	720.3	693.3	659	633.4	601.1	43.1	46.1	147	154.4	240.6
150 MW	m	kg/hr		454188	6196	30435	414481	381536	1713	381536	14188	13962	358678	22067	13382	9922	15125	298182	301152	301152	454188	454188	439188
	h	kcal/kg		811.4	785.1	748.7	717	717	715.6	847.4	799.6	757.3	757.3	720.2	693.2	658.9	632.8	585.5	42.2	45.2	161.7	169.1	266.6
220 MW	m	kg/hr		696697	9495	59517	622971	566202	2625	566202	24438	22459	527415	31116	21658	15969	29619	429153	432623	432623	696697	696697	686697
	h	kcal/kg		811.4	800.8	761.7	726.7	726.7	725.4	844.8	797.8	756.3	756.3	720	693.1	658.9	632.3	573.4	41.5	44.5	178.2	185.6	298.2
			hasil estimasi																				
185 MW	m	kg/hr		570987	7762	43554	515759	471790	2177	471790	18975	18005	441396	26558	17315	12820	21855	358511	366027	366027	570987	570987	557748
	h	kcal/kg		811.4	793.3	755.4	722.1	722.1	720.7	846.2	798.7	756.9	756.9	720.1	693.2	658.9	632.5	580.2	41.9	44.9	169.5	176.9	281.9

B.4 Data yang dibutuhkan dalam proses perhitungan

Data ini berasal dari estimasi heat balance untuk load 185 MW, digunakan untuk menghitung data aktual.

Perhitungan	Variabel	Titik kondisi	Parameter	Unit	Nilai	
Q total	Q Boiler	1	Flowrate	kg/hr	570987	
			Entalpi	kJ/kg	3397	
		27	Flowrate	kg/hr	557748	
			Entalpi	kJ/kg	1180	
	Q Reheater	6	Flowrate	kg/hr	471790	
			Entalpi	kJ/kg	3543	
		4b	Flowrate	kg/hr	471790	
			Entalpi	kJ/kg	3023	
W total	W HP Turbin	1	Flowrate	kg/hr	570987	
			Entalpi	kJ/kg	3397	
		2	Flowrate	kg/hr	7762	
			Entalpi	kJ/kg	3322	
		3	Flowrate	kg/hr	43554	
			Entalpi	kJ/kg	3163	
		4	Flowrate	kg/hr	515759	
			Entalpi	kJ/kg	3023	
		5	Flowrate	kg/hr	2177	
			Entalpi	kJ/kg	3018	
		W IP Turbin	6	Flowrate	kg/hr	471790
				Entalpi	kJ/kg	3543
	2		Flowrate	kg/hr	7762	
			Entalpi	kJ/kg	3322	
	7		Flowrate	kg/hr	18975	
			Entalpi	kJ/kg	3344	
	8		Flowrate	kg/hr	18005	
			Entalpi	kJ/kg	3169	
	10	Flowrate	kg/hr	441396		
		Entalpi	kJ/kg	3169		

Perhitungan	Variabel	Titik kondisi	Parameter	Unit	Nilai
Ẇ total	Ẇ LP Turbin	10	Flowrate	kg/hr	441396
			Entalpi	kJ/kg	3169
		11	Flowrate	kg/hr	26558
			Entalpi	kJ/kg	3015
		12	Flowrate	kg/hr	17315
			Entalpi	kJ/kg	2902
		13	Flowrate	kg/hr	12820
			Entalpi	kJ/kg	2759
		14	Flowrate	kg/hr	21855
			Entalpi	kJ/kg	2648
		15	Flowrate	kg/hr	358511
			Entalpi	kJ/kg	2429
	Ẇ Pompa	16	Flowrate	kg/hr	366027
			Entalpi	kJ/kg	175
		17	Flowrate	kg/hr	366027
			Entalpi	kJ/kg	188
		23	Flowrate	kg/hr	570987
			Entalpi	kJ/kg	710
24	Flowrate	kg/hr	570987		
	Entalpi	kJ/kg	741		