



TUGAS AKHIR (*Konversi Energi*) - TM091486

PENGARUH FEEDWATER HEATER TERHADAP EFISIENSI SISTEM PEMBANGKIT 410 MW DENGAN PEMODELAN GATE CYCLE

ADEK FATHIR FAJAR
NRP. 2111106005

Academic Supervisor
ARY BACHTIAR K.P, ST, MT, PhD

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



FINAL PROJECT (*Conservation of Energy*) - TM091486

**THE EFFECT OF FEED WATER HEATER TO EFFICIENCY
OF GENERATING SYSTEM 410 MW WITH GATE CYCLE
MODELLING**

ADEK FATHIR FAJAR
NRP. 2111106005

Academic Supervisor
ARY BACHTIAR K.P, ST, MT, PhD

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

Pengaruh Feedwater Heater Terhadap Efisiensi Pembangkit 410 MW dengan Pemodelan Gate Cycle

Nama Mahasiswa : Adek Fathir Fajar
NRP : 2111 106 005
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Ary Bachtiar K P, ST, MT, Ph.D.

ABSTRAK

Seiring dengan berkembangnya zaman dan berkembangnya teknologi berbanding lurus dengan kebutuhan energi listrik. Dan hampir seluruh aspek kehidupan di Indonesia bergantung pada ketersediaan energi listrik. Untuk memenuhi kebutuhan listrik yang besar di Indonesia maka dibangun sebuah powerplant. Powerplant merupakan aplikasi dari siklus rankine regeneratif. Siklus ini merupakan salah satu metode untuk meningkatkan efisiensi thermal dari pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) yaitu dengan cara meningkatkan temperatur rata-rata fluida yang akan masuk ke dalam boiler. Peningkatan temperature dapat dilakukan dengan menambah komponen yaitu feedwater heater.

Pemodelan sistem pembangkit dilakukan sehingga kita dapat mengetahui penambahan efisiensi jika menggunakan beberapa feedwater heater. Pemodelan sistem pembangkit menggunakan software Gate cycle, sedangkan perhitungan manual menggunakan analisa termodinamika. Adapun hasil perhitungan yang didapatkan adalah nilai fraksi massa pada setiap titik keadaan (y'), kalor yang masuk pada boiler dan reheat ($\sum Q_{inlet}$), kalor yang keluar pada kondensor (Q_{out}), kerja yang dihasilkan oleh masing-masing turbin ($\sum Wt$), serta kerja yang dibutuhkan pompa untuk mengalirkan fluida ($\sum Wp$) pada keadaan normal.

Dengan melihat hasil pemodelan gate cycle, terjadinya kenaikan efisiensi pada sistem pembangkit pada keadaan FWH 6

off sebesar 0,7 % dari keadaan FWH 5&6 off. Lalu adanya kenaikan efisiensi pada sistem pembangkit pada keadaan FWH 6 off (fix temperature) sebesar 1,4 % dari keadaan FWH 5 &6 off, dengan penambahan beban kerja yang dibutuhkan pada feedwater heater 7 adalah 193862 kg/h. Sistem pembangkit pada keadaan FWH 6 off (fix temperature) menunjukkan sistem pembangkit mengalami kerusakan pada feedwater heater 6 sehingga diperlukan penambahan beban laju aliran massa pada steam yang masuk ke feedwater selanjutnya(FWH 7) agar temperatur fluida kerja yang akan masuk di dalam boiler sama dengan keadaan sistem pembangkit pada keadaan normal. Dapat disimpulkan bahwa pengurangan jumlah feedwater heater akan mengalami penurunan efisiensi yang disebabkan oleh bertambahnya kalor yang dibutuhkan di dalam boiler.

Kata kunci : Powerplant, PLTU, Feedwater heater, Gate cycle.

THE EFFECT OF FEED WATER HEATER TO EFFICIENCY OF GENERATING SYSTEM 410 MW WITH GATE CYCLE

Name : Adek Fathir Fajar
NRP : 2111 106 005
Major : Mechanical Engineering
Supervisor : Ary Bachtiar K P, ST, MT, Ph.D.

ABSTRAK

As the time goes by the development of technologies are directly proportional to the electrical energy needs. And almost all of the aspects of life in Indonesia depend on the electrical energy availability. To meet the huge demand for electricity in Indonesia, the plant is built. Power plant is the application of regenerative Rankine cycle. This cycle is one method to improve the thermal efficiency of a steam plant (power plant) by increasing the average temperature of the fluid that will flow into the boiler. Increased temperature can be done by adding the component of the feedwater heater.

Plant modeling is done so that we can determine if the additional efficiency of using some feedwater heater is. The modeling used Gate cycle plant software, while the manual calculation used thermodynamic analysis. As for the obtained calculation results are mass fraction at any point (y'), the heat which flows into the boiler and reheat ($\sum Q_{inlet}$), the heat which flows out from the condenser (Q_{out}). Produced power by each turbine ($\sum Wt$), and the pump power which is required to circulate the fluid flow ($\sum Wp$) on the normal state.

By observing the results of gate cycle modeling, there is 0.7% increased efficiency of the plant while FWH 6 is off related to off condition of FWH 5 & 6. Then the plant efficiency is increased 1.4% while FWH 6 is off (fixed temperature) related to

off condition of FWH 5 & 6, with some addition of the required workload on feedwater heater 7 is 193862 kg / h. The plant with the off FWH 6 (fixed temperature) exhibits that the FWD 6 is in a poor condition so that some additional steam load flowrate is required which flows into the next one (FWH 7) so that the temperature of the working fluid that will flow into the boiler is similar to normal side of the plant . It can be concluded that the reduction in number of feedwater heater will lead to any reduction efficiency due to the increased heat required by the boiler.

Kata kunci : Powerplant, PLTU, Feedwater heater, Gate cycle.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis ucapkan kepada Allah SWT atas segala limpahan rahmat, hidayah dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul “Pengaruh Feedwater Heater Terhadap Efisiensi Sistem Pembangkit 410 MW dengan Pemodelan Gate cycle“ tepat pada waktunya. Tugas Akhir ini disusun sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik (ST.)

Selama penyusunan Tugas Akhir, penulis telah menerima banyak bantuan dan masukan dari berbagai pihak. Melalui kesempatan ini, penulis menyampaikan ucapan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Semua anggota keluarga tercinta yang senantiasa memberikan do'a, semangat dan dukungannya selama masa kuliah.
2. Bapak Ary Bachtiar K.P., ST., MT., PhD. selaku dosen pembimbing yang tiada hentinya memberikan arahan, dukungan dan sumbangsih pengetahuan hingga penulis mampu menyelesaikan Tugas Akhir.
3. Bapak Bapak Prof Dr. Ir Djatmiko Ichسانی M.Eng, Bambang Sudarmanta ST.,MT., , Dr. Ir. Atok Setiawan M.Eng Sc, selaku dosen penguji Tugas Akhir.
4. Segenap dosen dan karyawan Jurusan Teknik Mesin-ITS, terima kasih atas pengetahuan yang telah diberikan.
5. Teman-teman LJ Jurusan Teknik Mesin ITS khususnya angkatan 2011Genap.
6. Teman-teman Laboratorium Pendingin dan Pengkondisian Udara Jurusan Teknik Mesin ITS.
7. Dan semua pihak yang telah banyak membantu dalam pengerjaan Tugas Akhir ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kesempurnaan. Penulis selalu membuka kritik dan saran yang bersifat membangun untuk perbaikan selanjutnya. Akhir kata dengan segala kerendahan hati, penulis berharap Tugas Akhir ini dapat menjadi sumbangan pemikiran yang bermanfaat bagi diri sendiri dan pihak-pihak yang menggunakan.

Surabaya, Juni 2014

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	v
ABSTRACT	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xv
DAFTAR TABEL	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan Penelitian.....	4
1.4 Batasan Masalah.....	4
1.5 Manfaat Penelitian.....	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1 Rankine Cycle.....	7
2.2 Analisa Thermodinamika.....	12
2.3 Perhitungan Sistem Powerplant.....	13
2.3.1 Analisa Turbin.....	14
2.3.2 Analisa Kondenser.....	15
2.3.3 Analisa Pompa.....	16

2.3.4 Analisa Boiler	17
2.3.5 Analisa Feedwater heater (Closed feed).....	18
2.3.6 Analisa Feedwater heater (closed feed) dengan menggunakan trap	19
2.3.7 Analisa Feedwater heater (Open feed).....	19
2.3.8 Analisa reheat	20
2.4 Penelitian Terdahulu	20
BAB III METODE PENELITIAN	23
3.1 Sistematika Penelitian	23
3.2 Pemodelan Gate Cycle untuk mengetahui efisiensi sistem powerplant	24
3.3 Analisis efisiensi sistem powerplant menggunakan analisis termodinamika	30
3.4 Flowchart pemodelan sistem pembangkit dengan menggunakan software Gate Cycle.....	34
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	35
4.1 Data Sistem Pembangkit di Suralaya	35
4.2 Perhitungan Sistem Pembangkit Dengan Menggunakan Analisa Secara Termodinamika	39
4.3.1 Menentukan Entalphy dan Entropy Spesifik Pada Kondisi-Kondisi Utama Dari Siklus Ini	41
4.3.2 Menentukan Kualitas dan Entalphy Spesifik Keluaran Pada Kondensor.....	42
4.3.3 Menentukan Entalphy Spesifik Pada Bagian Keluaran Pompa.....	43
4.3.4 Menentukan Fraksi Massa Yang Dibutuhkan Pada Setiap Feedwater heater	45

4.3.5 Menentukan daya yang dihasilkan oleh steam turbin ...	54
4.3.6 Menentukan daya yang dibutuhkan oleh pompa	59
4.3.7 Menentukan Kalor Yang Dibutuhkan Oleh Boiler.....	62
4.3.8 Menentukan Kalor Yang Dibutuhkan Oleh Reheat	63
4.3.9 Menentukan Effisiensi Thermal Dari Sistem Power plant Ini	64
4.3.10 Menentukan W siklus Sistem pembangkit dari laju aliran massa yang telah diketahui	65
4.4 Pemodelan Sistem Pembangkit Pada Kondisi Normal Dengan Menggunakan Software Gate Cycle.....	66
4.5 Perbandingan Sistem Pembangkit antara Pemodelan Gate Cycle dan heat balance PLTU Suralaya Pada Kondisi Normal.....	70
4.6 Pemodelan Sistem Pembangkit Tanpa Feedwater heater 6 Dengan Menggunakan Software Gate Cycle.....	72
4.6 Pemodelan Sistem Pembangkit Tanpa Feedwater heater 5 dan 6 Dengan Menggunakan Software Gate Cycle.....	75
4.7 Pemodelan Sistem Pembangkit Tanpa Feedwater heater 6 Serta Menambah Beban Kerja yang Akan Dicapai Pada Feedwater heater 7 (fix temperature) Dengan Menggunakan Software Gate Cycle	78
4.8 Komparasi pada feedwater heater berbagai kondisi pada pemodelan Gatecycle.....	81
4.9 Bar chart beda daya, serta effisiensi sistem pembangkit di berbagai kondisi pada pemodelan gate cycle.....	82
4.10 Bar chart beda Q boiler dan besarnya temperature inlet fluida kerja yang masuk pada boiler di berbagai kondisi pada pemodelan gate cycle.....	83

4.11 Perhitungan kemungkinan terjadinya thermal stress pada feedwater heater 7.....	84
BAB V PENUTUP	87
5.1 Kesimpulan	87
5.2 Saran	88
DAFTAR PUSTAKA	91

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Diagram alir uap dan air pada PLTU	2
Gambar 2.1	Skema dan T-s Diagram Siklus Rankine pada PLTU	7
Gambar 2.2	Zona pada <i>Feedwater heater</i>	10
Gambar 2.3	Siklus <i>Regeneratif</i> dengan satu open <i>feedwater heater</i>	11
Gambar 2.4	Siklus <i>Regeneratif</i> dengan satu close <i>feedwater heater</i>	12
Gambar 2.5	Hubungan <i>kalor</i> masuk VS jumlah <i>Feedwater heater</i>	21
Gambar 2.6	Hubungan efisiensi vs jumlah <i>Feedwater heater</i>	22
Gambar 3.1	Skema sistematika penelitian	23
Gambar 3.2	<i>Process and Flow Diagram</i> di PLTU	24
Gambar 3.3	Diagram T-S sistem <i>powerplant</i>	25
Gambar 3.4	Skema rangkaian sistem pembangkit tenaga.....	26
Gambar 3.5	Skema rangkaian beserta <i>build review</i> sistem pembangkit.....	27
Gambar 3.6	<i>Properties</i> pada <i>feedwater heater 6</i>	29
Gambar 3.7	Simulasi hasil pemodelan sistem pembangkit tenaga.....	29
Gambar 3.8	Nilai <i>properties</i> fluida kerja pada <i>feedwater heater 6</i>	30
Gambar 3.9	Analisis efisiensi sistem <i>powerplant</i> menggunakan analisis termodinamika	33
Gambar 3.10	<i>Flowchart</i> pemodelan dengan menggunakan software <i>gate cycle</i>	34
Gambar 4.1	<i>Heat and Balance</i> di PLTU Suralaya.....	37

Gambar 4.2	Process and Flow Diagram pada sistem Pembangkit	38
Gambar 4.3	Process And Flow Diagram Sistem Pembangkit	40
Gambar 4.4	Diagram t-s pada sistem pembangkit	40
Gambar 4.5	Pemodelan Sistem Pembangkit Kondisi Normal Dengan Menggunakan Software Gate Cycle	66
Gambar 4.6	<i>Heat and mass balance</i> pemodelan sistem <i>powerplant</i> dalam keadaan normal pada software gate cycle.....	69
Gambar 4.7	Pemodelan Sistem Pembangkit Tanpa <i>Feedwater heater</i> 6 Dengan Menggunakan Software Gate Cycle	72
Gambar 4.8	<i>Heat and mass balance</i> pemodelan sistem.....	74
Gambar 4.9	Pemodelan Sistem Pembangkit Tanpa <i>Feedwater heater</i> 5 dan 6 Dengan Menggunakan Software Gate Cycle.....	75
Gambar 4.10	<i>Heat and mass balance</i> pemodelan sistem <i>powerplant</i> tanpa menggunakan FWH 5 dan 6 pada software gate cycle	77
Gambar 4.11	Pemodelan Sistem Pembangkit Tanpa <i>Feedwater heater</i> 6 Serta Menambah Beban Kerja yang Akan Dicapai Pada <i>Feedwater heater</i> 7 (<i>fix temperature</i>) Dengan Menggunakan Software Gate Cycle.....	78
Gambar 4.12	<i>Heat and mass balance</i> pemodelan sistem pembangkit tanpa menggunakan FWH 6 (<i>fix temperature</i> FWH 7) pada software gate cycle.	80

- Gambar 4.13** Bar Chart beda daya dan eff. sistem yang terjadi pada tiap-tiap keadaan.....82
- Gambar 4.14** Bar Chart Q boiler dan Temp. Inlet boiler yang terjadi pada tiap-tiap keadaan.....84

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1	Data-data awal sistem pembangkit secara <i>teoritis</i> : .	35
Tabel 4.2	Data komponen pada sistem pembangkit.....	39
Tabel 4.3	Data <i>enthalpy</i> dan <i>entropy</i> pada <i>steam</i> turbin	41
Tabel 4.4	Data <i>enthalpy</i> pada semua ekstraksi di <i>steam</i> turbin	41
Tabel 4.5	Data hasil simulasi pada software gate cycle di setiap komponen pada kondisi normal	68
Tabel 4.6	Data FWH dalam pemodelan sistem pembangkit di software gate cycle dalam keadaan normal.	69
Tabel 4.7	Data FWH dalam pemodelan sistem pembangkit di software gate cycle dalam keadaan normal.	69
Tabel 4.8	Perbedaan Sistem Pembangkit Secara Perhitungan Termodinamika, dengan Hasil Pemodelan Gate Cycle dan Pada Kondisi Normal	70
Tabel 4.9	Data hasil simulasi pada software gate cycle di setiap komponen pada kondisi tanpa <i>feedwater heater</i> 6	73
Tabel 4.10	Data FWH dalam pemodelan sistem pembangkit di software gate cycle dalam keadaan tanpa <i>feedwater heater</i> 6	74
Tabel 4.11	Data hasil simulasi pada software gate cycle di setiap komponen pada kondisi tanpa <i>feedwater heater</i> 5 dan 6	76
Tabel 4.12	Data FWH dalam pemodelan <i>system powerplant</i> di software gate cycle dalam keadaan tanpa <i>feedwater heater</i> 5 dan 6	77
Tabel 4.13	Data hasil simulasi pada software gate cycle di setiap komponen pada kondisi tanpa <i>feedwater</i>	

	<i>heater</i> 6 dan penambahan beban kerja pada <i>feedwater heater</i> selanjutnya.....	79
Tabel 4.14	Data FWH dalam pemodelan system <i>powerplant</i> di software gate cycle dalam keadaan FWH 6 off (<i>fix</i> <i>temperature</i> FWH 7)	81
Tabel 4.15	Kondisi setiap titik-titik keadaan pada <i>feedwater</i> <i>heater</i> (HPH) pada pemodelan sistem pembangkit di gate cycle	81

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Diagram alir uap dan air pada PLTU.....	2
Gambar 2.1	Skema dan T-s Diagram Siklus Rankine pada PLTU.....	7
Gambar 2.2	Zona pada <i>Feedwater heater</i>	10
Gambar 2.3	Siklus <i>Regeneratif</i> dengan satu <i>open feedwater heater</i>	11
Gambar 2.4	Siklus <i>Regeneratif</i> dengan satu <i>close feedwater heater</i>	12
Gambar 2.5	Hubungan <i>kalor</i> masuk VS jumlah <i>Feedwater heater</i>	21
Gambar 2.6	Hubungan efisiensi vs jumlah <i>Feedwater heater</i>	22
Gambar 3.1	Skema sistematis penelitian.....	23
Gambar 3.2	<i>Process and Flow Diagram</i> di PLTU.....	24
Gambar 3.3	Diagram T-S sistem <i>powerplant</i>	25
Gambar 3.4	Skema rangkaian sistem pembangkit tenaga.....	26
Gambar 3.5	Skema rangkaian beserta <i>build review</i> sistem pembangkit.....	27
Gambar 3.6	<i>Properties</i> pada <i>feedwater heater 6</i>	29
Gambar 3.7	Simulasi hasil pemodelan sistem pembangkit tenaga.....	29
Gambar 3.8	Nilai <i>properties</i> fluida kerja pada <i>feedwater heater 6</i>	30
Gambar 3.9	Analisis efisiensi sistem <i>powerplant</i> menggunakan analisis termodinamika.....	33
Gambar 3.10	<i>Flowchart</i> pemodelan dengan menggunakan software <i>gate cycle</i>	34
Gambar 4.1	<i>Heat and Balance</i> di PLTU Suralaya.....	37

Gambar 4.2	Process and Flow Diagram pada sistem Pembangkit	38
Gambar 4.3	Process And Flow Diagram Sistem Pembangkit	40
Gambar 4.4	Diagram t-s pada sistem pembangkit	40
Gambar 4.5	Pemodelan Sistem Pembangkit Kondisi Normal Dengan Menggunakan Software Gate Cycle	66
Gambar 4.6	<i>Heat and mass balance</i> pemodelan sistem <i>powerplant</i> dalam keadaan normal pada software gate cycle	69
Gambar 4.7	Pemodelan Sistem Pembangkit Tanpa <i>Feedwater heater</i> 6 Dengan Menggunakan Software Gate Cycle	72
Gambar 4.8	<i>Heat and mass balance</i> pemodelan sistem	74
Gambar 4.9	Pemodelan Sistem Pembangkit Tanpa <i>Feedwater heater</i> 5 dan 6 Dengan Menggunakan Software Gate Cycle	75
Gambar 4.10	<i>Heat and mass balance</i> pemodelan sistem <i>powerplant</i> tanpa menggunakan FWH 5 dan 6 pada software gate cycle	77
Gambar 4.11	Pemodelan Sistem Pembangkit Tanpa <i>Feedwater heater</i> 6 Serta Menambah Beban Kerja yang Akan Dicapai Pada <i>Feedwater heater</i> 7 (<i>fix temperature</i>) Dengan Menggunakan Software Gate Cycle	78
Gambar 4.12	<i>Heat and mass balance</i> pemodelan sistem pembangkit tanpa menggunakan FWH 6 (<i>fix temperature</i> FWH 7) pada software gate cycle	80

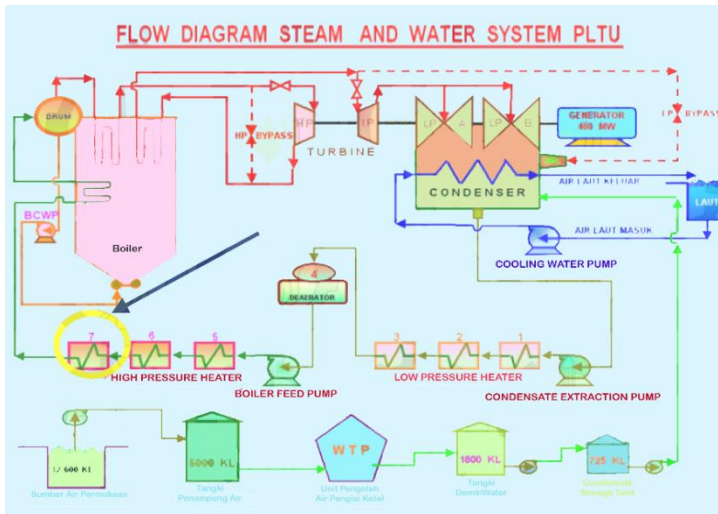
Gambar 4.13	Bar Chart beda daya dan eff. sistem yang terjadi pada tiap-tiap keadaan.....	82
Gambar 4.14	Bar Chart Q boiler dan Temp. Inlet boiler yang terjadi pada tiap-tiap keadaan.....	84

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Seiring dengan berkembangnya zaman dan berkembangnya teknologi berbanding lurus dengan kebutuhan energi listrik. Dan hampir seluruh aspek kehidupan di Indonesia bergantung pada ketersediaan energi listrik. Selama tahun 2012, realisasi penambahan pembangkit di Indonesia cukup besar. Indonesia Power sebagai salah satu perusahaan pembangkit listrik di Indonesia mempunyai beragam jenis pembangkit listrik, dengan PLTU sebagai penyuplai listrik terbesar tahun 2012 di Indonesia. Namun jenis pembangkit yang lain ikut berperan serta dalam menyediakan listrik di Indonesia. PLTU adalah suatu pembangkit listrik dimana energi listrik dihasilkan oleh *generator* yang diputar oleh turbin uap yang memanfaatkan tekanan uap hasil dari penguapan air yang dipanaskan oleh bahan bakar di dalam ruang bakar (*boiler*). Salah satu jenis PLTU adalah PLTU berbahan bakar batubara. PLTU berbahan bakar batubara sangat vital penggunaannya di Indonesia maupun di dunia. PLTU batubara merupakan sumber utama energi di dunia. Dimana 60 % pasokan listrik dunia masih bertumpu pada PLTU berbahan bakar batubara. PLTU merupakan suatu sistem yang saling terkait antara satu komponen dengan komponen lainnya. Seperti pada gambar 1.1 terlihat diagram uap dan air pada PLTU yang menunjukkan keterkaitan antara komponen.



Gambar 1.1 Diagram alir uap dan air pada PLTU

Pada gambar 1.1, dapat dijelaskan tentang siklus dengan disebutkan bahwa air sebelum masuk kedalam boiler akan dipanaskan terlebih dahulu di *feedwater heater*. Pemanasan awal air pengisi boiler ini bertujuan untuk meningkatkan efisiensi thermal dari siklus pembangkit secara keseluruhan. *Feedwater heater* adalah sebuah *shell and tube heat exchanger* tipe *closedheater*. Fungsi utama dari *feedwater heater* adalah menaikan temperatur *fluida* kerja yang pada akhirnya dapat menaikan *efisiensi* sistem pembangkit. *Feedwater heater* dibedakan menjadi dua macam yaitu *closed* dan *open feedwater heater*. *Closed feedwater heater* merupakan *shell and tube heat exchanger* yang diklasifikasikan menjadi dua macam yaitu LPH (Low Pressure Heater) dan HPH (High Pressure Heater). Sedangkan *open feedwater heater* atau yang disebut *deaerator* merupakan *heat exchanger direct contact type* yang berfungsi untuk memanaskan air setelah dari LPH dan memisahkan antara oksigen dengan air.

Pada PLTU Suralaya terdapat tujuh buah *feedwater heater* yaitu tiga buah LPH, tiga buah HPH, dan sebuah *deaerator*. Pada keadaan aktual saat ini di PLTU Suralaya terjadi sebuah kerusakan

di salah satu feedwater heater pada high pressure heater. Dengan adanya kerusakan tersebut akan menyebabkan turunnya efisiensi dari siklus secara keseluruhan. Hal ini dapat terjadi karena *kalor* yang masuk ke *boiler* sangat lebih tinggi meningkat daripada daya yang dikeluarkan oleh turbin. Oleh karena itu, tentu saja akan membawa kerugian yang sangat besar yaitu kebutuhan batubara pada saat pemanasan dalam boiler akan meningkat sehingga nantinya terjadi kenaikan operasional harian dalam sistem pembangkit. Jika permasalahan ini tidak mendapatkan solusi yang terbaik maka akan berpengaruh pada meningkatnya tarif dasar listrik yang bisa menghambat pertumbuhan ekonomi di Indonesia.

Pada tugas akhir kali ini penulis akan membahas sebuah permasalahan yaitu pengaruh feedwater heater terhadap efisiensi pembangkit 410 MW dengan pemodelan gate cycle. Judul ini diambil berdasarkan keadaan aktual di PLTU Suralaya, dimana jika feedwater heater 6 mengalami kerusakan maka engineer disana melakukan by pass dari dearator langsung menuju feedwater heater 7 sehingga feedwater heater 5 terpaksa dimatikan.

Berdasarkan pemaparan diatas jika feedwater heater 5 dapat digunakan maka penulis dapat meningkatkan efisiensi sistem pembangkit dari keadaan aktual tersebut sehingga dapat mengetahui jumlah kalor yang dibutuhkan oleh boiler. Hal ini menjadi suatu permasalahan yang penting dan harus segera dicari solusinya.

1.2 Rumusan Masalah

Sistem tenaga uap pada PLTU mempunyai ruang lingkup termodinamika yang cukup luas untuk di analisa dan di teliti. Pada keadaan aktual di PLTU Suralaya, adanya kerusakan *feedwater heater* 6, sehingga engineer disana melakukan solusi dengan mengalirkan fluida kerja dari dearator langsung menuju *feedwater heater* 7. Sehingga penulis bisa membuat rumusan masalah pada penelitian ini yaitu bagaimana pengaruh kenaikan efisiensi sistem pembangkit disaat keadaan *feedwater heater* 5&6 off menjadi *feedwater heater* 6 off pada pemodelan sistem pembangkit dengan menggunakan software gate cycle. *Feedwater heater* merupakan

salah satu komponen pada sistem pembangkit, sehingga akan mempengaruhi kinerja sistem keseluruhan.

1.3 Tujuan Penelitian

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

1. Dapat membuat analisa perhitungan manual sistem pembangkit dengan menggunakan pendekatan analisa secara termodinamika
2. Mengetahui efisiensi sistem pembangkit pada kondisi normal dengan menggunakan pemodelan sistem pembangkit di gate cycle.
3. Dapat mengetahui kenaikan efisiensi sistem pembangkit disaat *feedwater heater* 5&6 off menjadi *feedwater heater* 6 off dengan menggunakan pemodelan sistem pembangkit di gate cycle
4. Dapat mengetahui kenaikan efisiensi sistem pembangkit disaat *feedwater heater* 5&6 off menjadi *feedwater heater* 6 off dengan penambah beban kerja pada *feedwater heater* selanjutnya menggunakan pemodelan sistem pembangkit di gate cycle

1.4 Batasan Masalah

Batasan dalam pembahasan tugas akhir ini terdapat beberapa batasan yang diambil guna menjaga alur permasalahan utama agar tidak melenceng dari tujuan yang ada. Adapun batasan masalah yang di gunakan diantaranya adalah:

1. Analisa berdasarkan data operasi di salah satu PLTU
2. Jumlah *Feedwater heater* yang digunakan sebanyak 7 bh, termasuk *feedwater heater* 6.
3. Siklus yang bekerja di asumsikan dalam keadaan tunak (*steady state*).
4. Perubahan energi kinetik dan energi potensial di asumsikan di abaikan.
5. Rugi-rugi panas di instalasi pipa tidak di perhitungkan.
6. Kebocoran pada sistem di asumsikan tidak ada.

7. Sesuatu yang berhubungan dengan analisa kimiawi di abaikan.
8. Asumsi kondisi pada FWH berada pada kondisi *isobar* atau tekanan konstan
9. Fluida kerja yang digunakan adalah air
10. laju aliran massa pada sistem pembangkit di berbagai keadaan sama.

1.5 Manfaat Penelitian

Dalam pelaksanaan Tugas akhir ini di harapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut :

Berdasarkan tujuan penelitian diatas manfaat penelitian yang dapat diambil adalah:

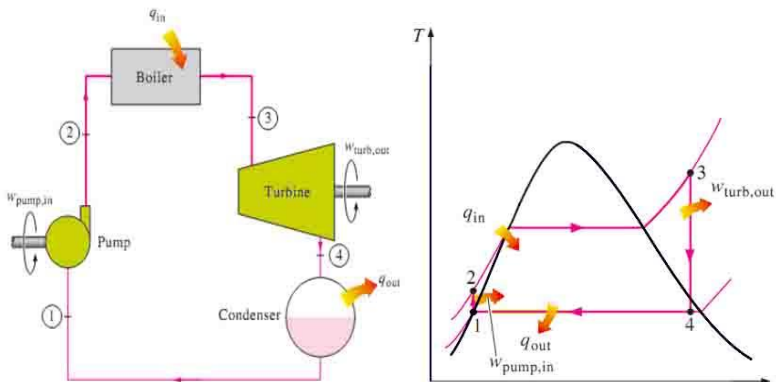
1. Dapat mengetahui efisiensi sistem pembangkit dengan menggunakan pendekatan secara termodinamika.
2. Dapat membuat dan mengetahui pengaruh jika salah satu *feedwater heater off* terhadap efisiensi sistem pembangkit dengan menggunakan software gate cycle
3. Meningkatkan efisiensi sistem pembangkit jika *feedwater heater 6 off* dengan menambah beban kerja *feedwater heater* selanjutnya untuk menjaga efisiensi sistem pembangkit sesuai yang diharapkan.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Rankine Cycle

Rankine Cycle merupakan salah satu siklus uap yang memberikan gambaran secara umum dari sub sistem terpenting yang terdapat pada PLTU. Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU) merupakan suatu alat yang memanfaatkan energi kimia dari bahan bakar menjadi energi listrik. Pada sub sistem tersebut terjadi suatu proses konversi energi yaitu dari energi panas menjadi energi kerja. Adapun komponen-komponen dasar penyusun sub sistem tersebut antara lain *boiler*, turbin, kondensor, dan pompa. Hal ini dapat dijelaskan pada Gambar 2.1.



Gambar 2.1 Skema dan T-s Diagram Siklus Rankine pada PLTU

Gambar diatas adalah gambar dari siklus Rankine ideal dan sub sistem pada PLTU. Terdapat 4 proses prinsip kerja siklus Rankine, setiap siklus mengubah keadaan fluida (tekanan dan/atau wujud). yaitu :

- ❖ Proses 1 – 2 : Air dipompa dari tekanan P_2 menjadi P_1 . Langkah ini adalah langkah *kompresi*

isentropis, dan proses ini terjadi pada pompa air pengisi.

- ❖ Proses 2 – 3 : Air bertekanan ini dinaikkan temperaturnya hingga mencapai titik cair jenuh. Lalu air berubah wujud menjadi uap jenuh, setelah itu uap dipanaskan lebih lanjut hingga uap mencapai temperatur kerjanya menjadi uap panas lanjut. Langkah ini adalah *isobar*, dan terjadi didalam boiler.
- ❖ Proses 3 - 4 : Uap melakukan kerja sehingga tekanan dan temperaturnya turun. Langkah ini adalah langkah *ekspansi isentropis*, dan terjadi didalam turbin.
- ❖ Proses 4 – 1 : Pembuangan panas laten uap sehingga berubah menjadi air kondensat. Langkah ini adalah *isobar*, dan terjadi didalam kondensor.

Efisiensi siklus Rankine

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

$$\eta = \frac{\dot{W}_t/\dot{m} - \dot{W}_p/\dot{m}}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}} \quad (2.1)$$

dimana :

\dot{W}_t/\dot{m} = Laju kerja yang dihasilkan per unit massa uap yang melalui turbin

\dot{W}_p/\dot{m} = Tenaga masuk per unit massa yang melalui pompa.

Laju kalor (*heat rate*) pada siklus Rankine

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

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

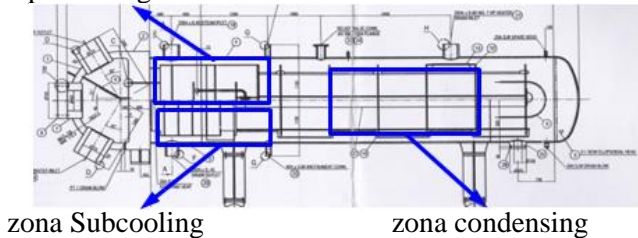
Parameter lain yang digunakan untuk mengukur kinerja pembangkit tenaga adalah **rasio kerja balik** (*back work ratio*) atau *bwr*, yang didefinisikan sebagai rasio masukan kerja pompa terhadap kerja yang dihasilkan oleh turbin. Melalui persamaan, rasio kerja balik untuk siklus pembangkit tenaga adalah

$$bwr = \frac{\dot{W}_p / \dot{m}}{\dot{W}_t / \dot{m}} \quad (2.2)$$

Selain siklus Rankine ideal terdapat juga siklus uap lain yaitu siklus *regeneratif*. Siklus ini merupakan salah satu metode untuk meningkatkan efisiensi *thermal* dari pembangkit listrik tenaga uap (PLTU) yaitu dengan cara meningkatkan temperatur rata-rata fluida yang akan masuk ke dalam *boiler*. Peningkatan temperatur ini dapat dilakukan dengan menggunakan suatu alat yang disebut dengan *feedwater heater*.

feedwater heater merupakan alat penukar panas (*Heat exchanger*) berupa *Shell and Tube Heat exchanger* dengan Tipe *U-Tube*. FWH ini menggunakan fluida panas (*steam*) berada di *shell* dan fluida dingin (*water*) yang terletak di dalam *tube* yang terdiri dari 3 zona yaitu: Zona *Desuperheating*, Zona *Condensing* dan Zona *Subcooling* yang ditunjukkan pada Gambar 2.2.

zona desuperheating



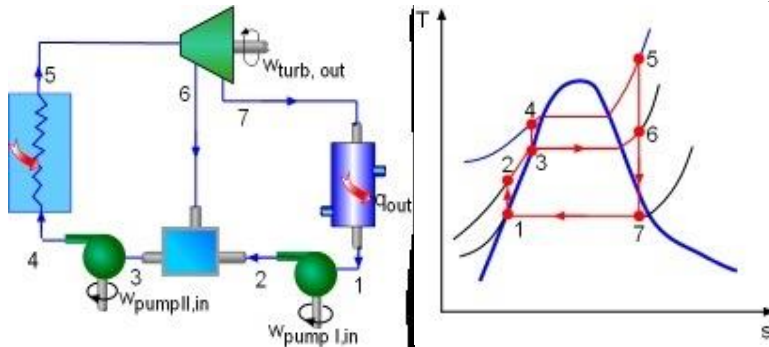
Gambar 2.2 Zona pada *Feedwater heater*

Alat ini berfungsi untuk memanaskan fluida kerja yang keluar dari kondensor sebelum memasuki *boiler*. Proses yang terjadi pada zona *desuperheating* yaitu uap air hasil dari ekstraksi turbin masuk pada zona *desuperheating* dengan kondisi superpanas lalu mengalami penurunan temperatur sampai dengan *temperature* uap jenuh. Pada zona *condensing* terjadi perubahan fase dari uap jenuh sampai dengan cair jenuh, sedangkan pada zona *subcooling* terjadi penurunan temperatur cair jenuh sampai dengan temperatur cair.

Terdapat dua jenis *feedwater heater* yaitu *open feedwater heater* dan *closed feedwater heater*.

a *Open feedwater heater*

Open feedwater heater merupakan *heat exchanger* tipe *direct contact* akan membentuk suatu aliran yang memiliki temperatur tersebut. Pada *heat exchanger* jenis ini aliran yang berbeda temperatur akan bercampur secara langsung tanpa adanya penyekat.

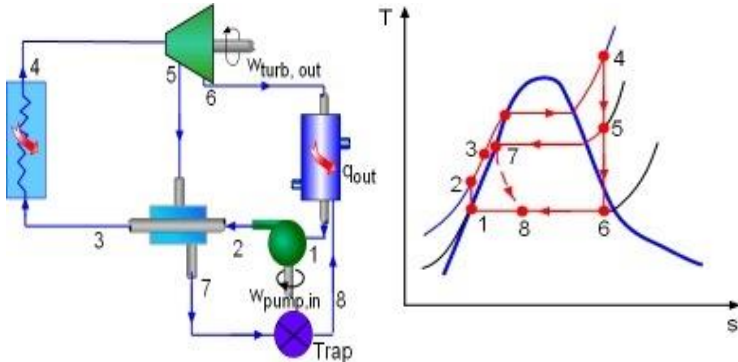


Gambar 2.3 Siklus *Regeneratif* dengan satu *open feedwater heater*

Dari T-S diagram diatas kita dapat mengetahui *heat addition* (\dot{Q}_{in}) pada boiler jika menggunakan siklus *regeneratif* terletak pada keadaan (3), tetapi jika tanpa menggunakan siklus ini maka *heat addition* (\dot{Q}_{in}) akan terletak pada keadaan (2). Hal ini menunjukkan bahwa sejumlah energi yang dibutuhkan dari pembakaran batu bara untuk melakukan proses *vaporisasi* dan *superheat* pada uap akan berkurang atau dengan kata lain efisiensi dari siklus akan meningkat.

b Closed Feedwater heater

Closed feedwater heater merupakan *heat exchanger* tipe *shell and tube*. Pada *feedwater heater* ini *feedwater* yang mengalir di dalam *tube* temperaturnya akan meningkat sedangkan ekstrasi uap akan terkondensasi di luar *tube*. Karena kedua fluida tidak bercampur maka keduanya dapat memiliki tekanan yang berbeda. Gambar 2.4 merupakan siklus *regeneratif* dengan menggunakan *closed feedwater heater* dimana air kondensasi dilewatkan melalui *steam trap* menuju kondenser.



Gambar 2.4 Siklus *Regeneratif* dengan satu *close feedwater heater*

Pada T - S diagram proses 7 – 8 adalah suatu proses *throttling* yang terjadi pada *steam trap*. Pada proses ini terjadi ekspansi tekanan yang cukup signifikan dengan *enthalpy* yang konstan atau dapat dikatakan *enthalpy* pada keadaan 7 memiliki nilai yang sama besar dengan entalphi pada keadaan 8.

2.2 Analisa Termodinamika

Meskipun peralatan – peralatan seperti turbin, pompa, kompresor dan *heat exchanger* dapat dilakukan analisa sistem tertutup terhadap laju aliran massa yang melewati peralatan – peralatan tersebut. Namun hal tersebut lebih mudah dilakukan dengan menggunakan sudut pandang *control volume*. *Control volume* merupakan suatu daerah yang akan dilakukan analisa secara detail.

Dalam sistem teknik keadaan *steady state* merupakan keadaan yang ideal yang berarti semua sifat tidak berubah seiring dengan berubahnya waktu. Begitu juga dengan laju aliran massa laju serta perpindahan energi oleh *kalor* dan kerja juga konstan terhadap waktu, dengan demikian $\frac{dE_{cv}}{dt} = 0$. Hal ini dapat dilihat dari persamaan [2]:

Persamaan Energi dengan hukum Termodinamika:

Energy kinetic diabaikan

$$\dot{m}(u_t + pv + \frac{1}{2}V^2 + gz)_{in} - \dot{m}(u_t + pv + \frac{1}{2}V^2 + gz)_{out} + q - \dot{W} = 0$$

tidak ada kerja energi potensial diabaikan (2.3)

Untuk *enthalpy* : $i = u_t + pv$ (2.4)

$$\dot{m}(i_{in} - i_{out}) = \dot{m}c_p(T_{in} - T_{out})..... (2.5)$$

Dimana: c_p = *kalor* spesifik

T = temperatur

Hal diatas dijelaskan bahwa energi kinetik dan energi potensial dapat diabaikan dikarenakan kecepatan aliran fluida yang masuk sama dengan kecepatan aliran fluida yang keluar. Sedangkan energi potensial diabaikan karena tidak ada pengaruh ketinggian antara fluida di dalam sistem karena masih dalam volume atur yang sama. Sedangkan didalam ruang bakar tidak ada proses kerja yang dihasilkan.

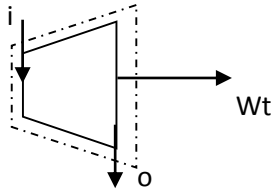
Maka didapatkan:

$$q = \dot{m}c_p(T_{in} - T_{out})..... (2.6)$$

2.3 Perhitungan Sistem *Pembangkit*

Seperti halnya pada *Rankine Cycle*, hukum pertama maupun kedua termodinamika dapat diterapkan untuk mengetahui performa dari sistem *powerplant*. Untuk mendapatkan kerja *output* dan meningkatkan efisiensi dapat ditentukan dengan menggunakan hukum keseimbangan energi. Perpindahan energi ini dianggap positif ke arah tanda panah. Perpindahan *kalor* “liar” yang tidak dapat dihindari antara komponen pembangkit dan sekelilingnya diabaikan untuk memudahkan analisis. Perubahan energi kinetik dan potensial juga diabaikan. Dengan menggunakan penerapan kesetimbangan laju massa dan energi pada volume atur dari tiap bagian peralatan utama dapat dijelaskan sebagai berikut:

2.3.1 Analisa Turbin



$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o \right)$$

- Asumsi :
1. Steady state
 2. ΔEK diabaikan
 3. ΔEP diabaikan
 4. $Q_{cv} = 0$

Maka :

➤ Balance massa

$$\frac{dM_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e$$

$$\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$$

➤ Balance energi

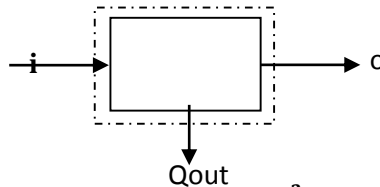
$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o \right)$$

$$0 = -\dot{W}_{cv} + \dot{m}h_i - \dot{m}h_o$$

$$\frac{\dot{W}_{cv}}{\dot{m}} = (h_i - h_o)$$

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_i - h_o) \quad (2.7)$$

2.3.2 Analisa Kondenser



$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o \right)$$

- Asumsi :
1. Steady state
 2. ΔEK diabaikan
 3. ΔEP diabaikan
 4. $\dot{W}_{cv} \approx 0$

Maka :

- Balance massa

$$\frac{dM_{cv}}{\partial t} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e$$

$$\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$$

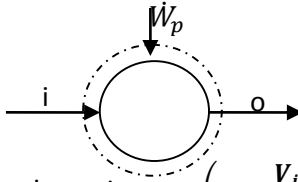
- Balance energi

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o \right)$$

$$\dot{Q}_{condensator} = -\dot{Q}_{cv} = \dot{m}(h_i - h_o)$$

(2.8)

2.3.3 Analisa Pompa



$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + g z_o \right)$$

- Asumsi :
1. Steady state
 2. ΔEK diabaikan
 3. ΔEP diabaikan
 4. pompa diisolasi

Maka :

- Balance massa

$$\frac{dM_{cv}}{\partial t} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e$$

$$\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$$

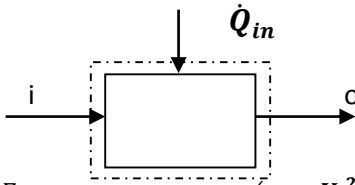
- Balance energi

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + g z_o \right)$$

$$\dot{W}_{cv} = \dot{m}(h_i - h_o)$$

$$W_{pompa} = -\dot{W}_{cv} = \dot{m}(h_e - h_i) \quad (2.9)$$

2.3.4 Analisa Boiler



$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + g z_o \right)$$

- Asumsi :
1. Steady state
 2. ΔEK diabaikan
 3. ΔEP diabaikan
 4. $\dot{W}_{cv} = 0$

Maka :

- Balance massa

$$\frac{dM_{cv}}{\partial t} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e$$

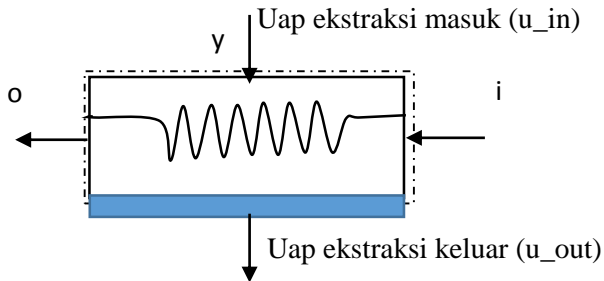
$$\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$$

- Balance energi

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + g z_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + g z_o \right)$$

$$\dot{Q}_{boiler} = \dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_o - h_i) \quad (2.10)$$

2.3.5 Analisa *Feedwater heater* (Closed feed)



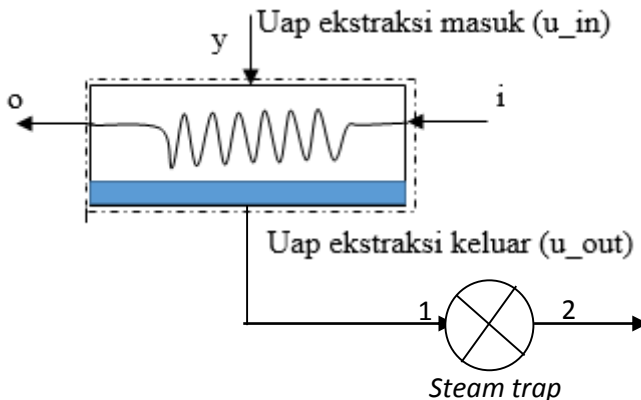
Fraksi dari aliran total yang diekstraksi y dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume air di sekeliling pemanas tertutup. Dengan mengasumsikan tidak terjadi perpindahan *kalor* antara pemanas air pengisian dan lingkungan sekelilingnya dan mengabaikan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

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

Maka menyelesaikan y

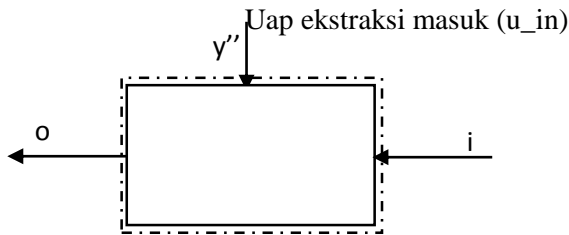
$$y = \frac{h_o - h_i}{(h_{u_{in}} - h_{u_{out}})} \quad (2.11)$$

2.3.6 Analisa *Feedwater heater* (closed feed) dengan menggunakan trap



Sedangkan pada gambar berikut air kondensasi dilewatkan melalui *steam trap* yang merupakan suatu *valve* untuk mengarahkan air kondensat menuju ke kondensor. Pada proses ini terjadi ekspansi tekanan yang cukup signifikan dengan *enthalpy* yang konstan atau dapat dikatakan *enthalpy* pada keadaan 1 memiliki nilai yang sama besar dengan *enthalpy* pada keadaan 2.

2.3.7 Analisa *Feedwater heater* (Open feed)



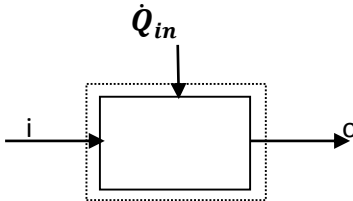
Fraksi y dapat dihitung dengan menerapkan prinsip-prinsip konservasi massa dan konservasi energi pada volume atur di sekeliling pemanas air-pengisian. Jika tidak terjadi perpindahan *kalor* antara pemanas air-pengisian dan lingkungan sekitarnya serta efek energi kinetik dan potensial dapat diabaikan,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

$$0 = y''h_{u_in} + (1 - y)h_i - h_o$$

Maka penyelesaian y''

$$y'' = \frac{h_o - h_i}{h_{u_in} - h_i} \quad (2.12)$$

2.3.8 Analisa reheat



$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o \right)$$

- Asumsi :
1. Steady state
 2. ΔEK diabaikan
 3. ΔEP diabaikan
 4. $\dot{W}_{cv} = 0$

Maka :

➤ Balance massa

$$\frac{dM_{cv}}{dt} = \sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e$$

$$\dot{m}_i = \dot{m}_e = \dot{m}$$

➤ Balance energi

$$\frac{dE_{cv}}{dt} = \dot{Q}_{cv} - \dot{W}_{cv} + \dot{m} \left(h_i + \frac{V_i^2}{2} + gz_i \right) - \dot{m} \left(h_o + \frac{V_o^2}{2} + gz_o \right)$$

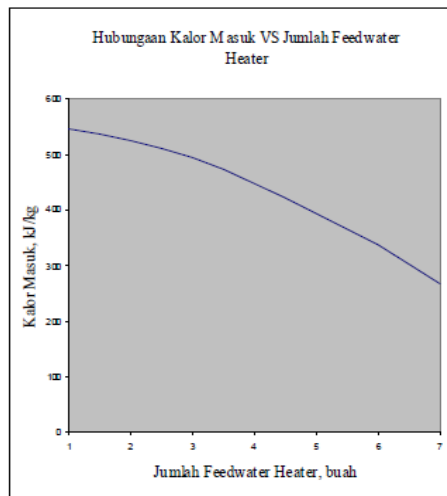
$$\dot{Q}_{in} = \dot{m}(h_o - h_i) \quad (2.13)$$

2.4 Penelitian Terdahulu

Dendi Junaidi, I Made Suardjaja dan Tri Agung Rohmat dalam tugas akhirnya yang berjudul “Kesetimbangan Massa dan Kalor Serta Efisiensi Pembangkit Listrik Tenaga Uap Pada Berbagai Perubahan Beban dengan Menvariasikan Jumlah *Feedwater heater*” melakukan penelitian dengan mendesain suatu

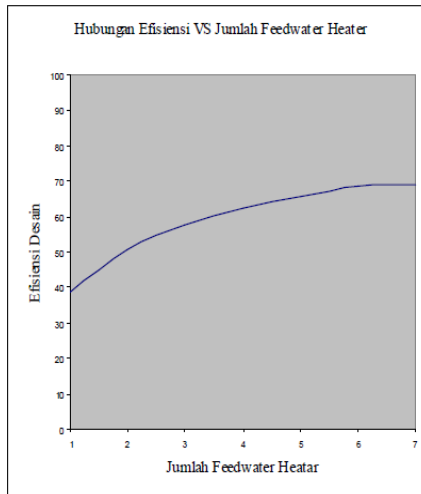
instalasi pembangkit listrik memerlukan parameter-parameter yang harus dipertimbangkan. Sehingga aspek ekonomis sangat memegang peranan penting didalam menentukan desain instalasi yang efisien dan menguntungkan bagi investor. Salah satu parameter yang dipertimbangkan adalah berapa jumlah *feedwater heater* yang harus digunakan demi tercapainya tujuan tersebut.

Hasil perhitungan menunjukkan kenaikan efisiensi desain ketika *feedwater heater* ditambah, kenaikan yang signifikan mungkin antara satu sampai empat *feedwater heater* tetapi pada lima buah *feedwater heater* sampai tujuh buah *feedwater heater* akan terlihat kenaikan efisiensi sistem yang cenderung stabil. Jadi seandainya ada penambahan *feedwater heater* yang melebihi tujuh buah *feedwater heater* tidak akan memberikan kenaikan pada efisiensi desain instalasi pembangkit listrik secara signifikan.



Gambar 2.5 Hubungan *kalor masuk* VS jumlah *Feedwater heater*

Gambar 2.5 memperlihatkan kecenderungan dari penurunan *kalor* masuk dengan penambahan *feedwater heater*. Pengefisiensi pemakaian bahan bakar seperti minyak bumi, diesel, batu bara atau nuklir untuk menghasilkan panas akan bisa dilakukan dengan mengurangi rugi-rugi panas dengan mengekstraksi sebagian uap yang mengalir di tingkatan turbin kepada beberapa *feedwater heater*.



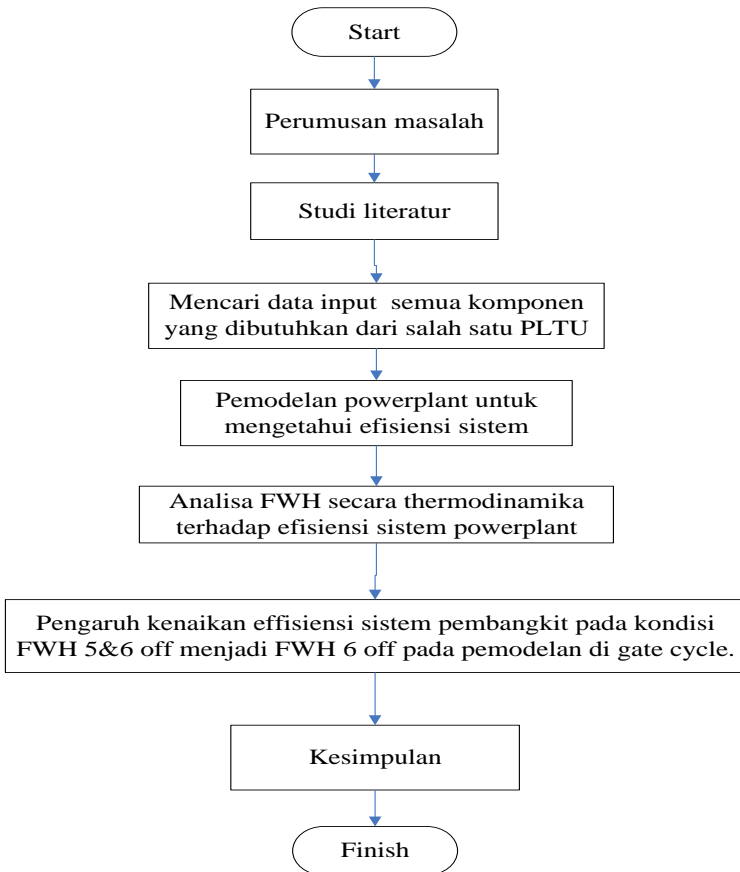
Gambar 2.6 Hubungan efisiensi VS jumlah *Feedwater heater*

Dan gambar 2.6 merupakan hasil perhitungan bahwa adanya hubungan efisiensi dengan jumlah *feedwater heater*. Kenaikan efisiensi semakin naik dan cenderung stabil pada penambahan antara lima dan tujuh buah *feedwater heater*, serta dapat disimpulkan penambahan *feedwater heater* diatas tujuh buah tidak akan memperbaiki efisiensi instalasi pembangkit listrik.

BAB III METODE PENELITIAN

3.1 Sistematika Penelitian

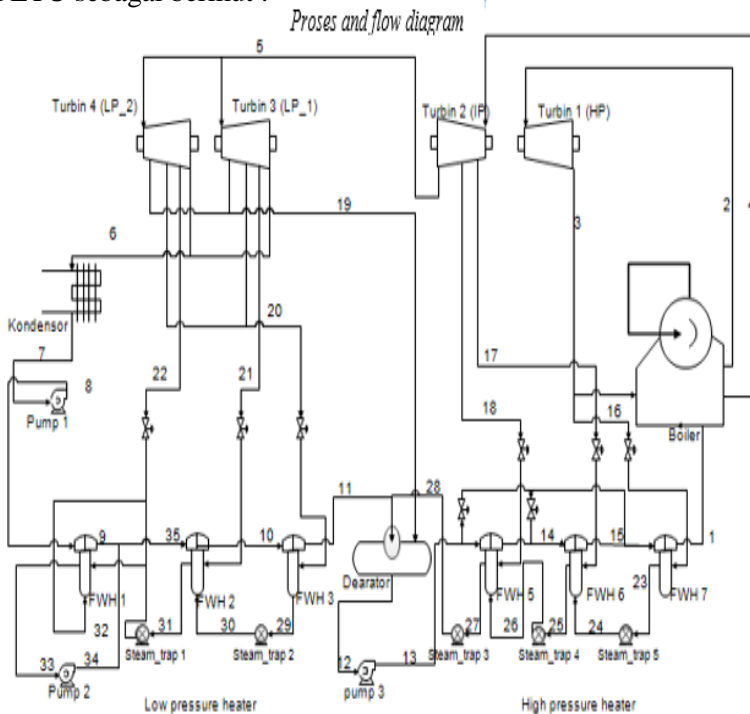
Sistematika penelitian digunakan untuk mengetahui gambaran umum tentang proses penelitian yang akan dilakukan. Berikut ini merupakan gambaran umum sistematika penelitian yang akan dilakukan.



Gambar 3.1 Skema sistematika penelitian

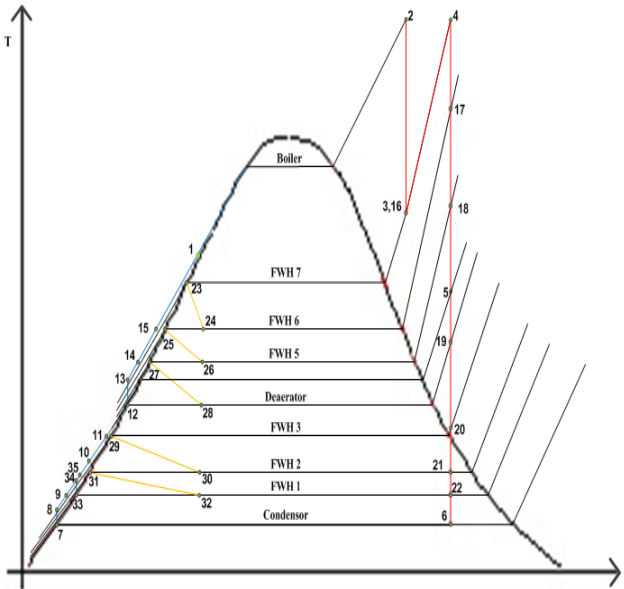
3.2 Pemodelan Gate Cycle untuk mengetahui efisiensi sistem *powerplant*

Salah satu cara untuk mempermudah pemahaman proses alur pembangkit tenaga di salah satu PLTU adalah dengan pembuatan P&FD. Berikut ini adalah *Process and Flow Diagram (P&FD)* di PLTU sebagai berikut :



Gambar 3.2 *Process and Flow Diagram* di PLTU

Dari skema diatas dapat digambarkan distribusi temperaturnya pada T-S diagram pada gambar 3.3 sebagai berikut:



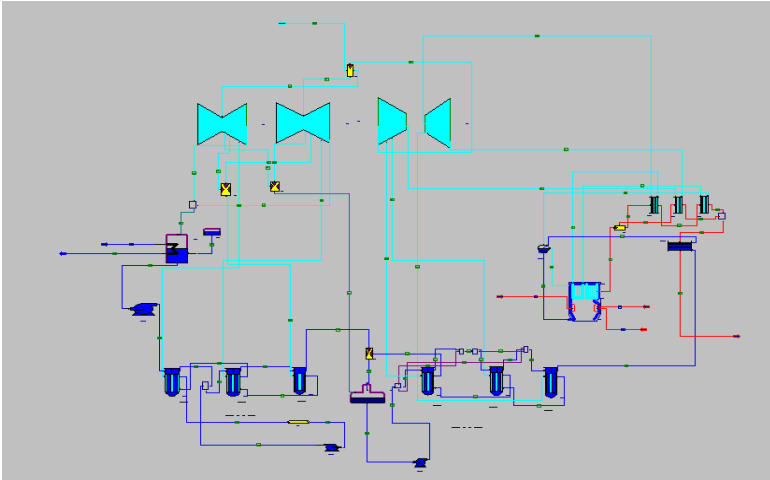
Gambar 3.3 Diagram T-S sistem *powerplant*

Persamaan energi balance

Persamaan energi balance dapat digunakan untuk mengetahui sistem pembangkit yang akan diteliti. Pada penelitian kali ini efisiensi dari sistem dapat diketahui dari pemodelan. Langkah-langkah pemodelan sebagai berikut:

Pembuatan rangkaian *powerplant*

merupakan hal yang utama sekali dalam membuat pemodelan sistem pembangkit pada *software gate cycle*. Berikut ini adalah gambaran sebuah rangkaian sistem pembangkit yang telah penulis buat, terdiri dari beberapa *turbin*, *condensor*, beberapa FWH, deaerator, *boiler* serta *superheaternya*. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 3.5 sebagai berikut :



Gambar 3.4 skema rangkaian sistem pembangkit tenaga

Jika rangkaian sistem pembangkit telah selesai dibuat dan tanda yang diberi panah merah itu tidak memberi indikasi berwarna merah disekeliling icon tersebut, menunjukkan bahwa rangkaian yang telah kita buat tersebut benar.

Memasukkan data *properties*

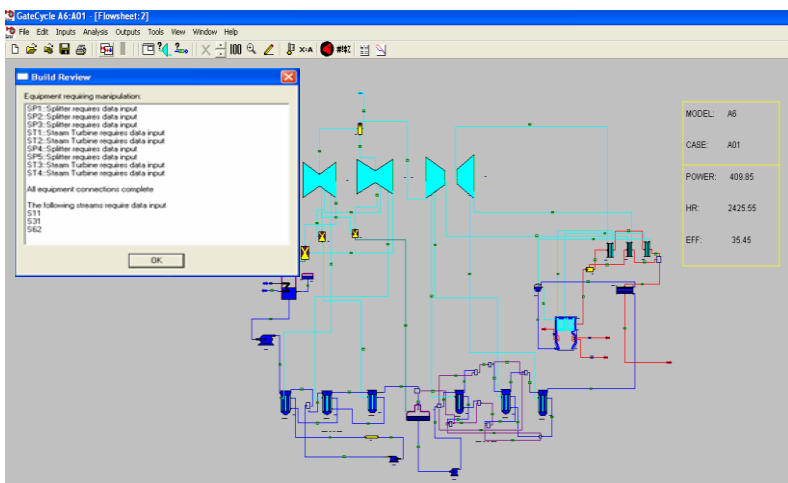
Merupakan langkah selanjutnya dalam melakukan proses pemodelan dengan menggunakan *software gate cycle*. Hal ini dilakukan untuk mengetahui hasil efisiensi pada suatu sistem. Adapun data yang akan diinput dapat dilihat pada gambar dibawah ini.

- Data Independent

No	Nama Komponen	Variable Input
1.	<i>Boiler</i>	- Q_{boiler} yang dibutuhkan
2.	<i>Condenser</i>	- <i>Temperature & tekanan pada cooling water inlet di condensor</i> - effectiveness pada <i>condenser</i>
3.	<i>Feedwater heater</i>	- <i>Calculational method : Accept incoming steam, (by pass, steam flow = 0), Terminal temperature difference.</i> - Drain cooling approach <i>temperature</i>
4.	<i>Splitter</i>	- <i>Method: remainder port atau specify flow</i>

- *Data Dependent* :

No	Nama Komponen	Variable <i>Input</i>
1.	<i>Boiler</i>	- <i>Temperature</i> keluaran fluida kerja pada <i>boiler</i>
2.	<i>Steam turbin (HP) /ST1</i>	- Tekanan <i>input</i> , ekstraksi 1 dan <i>outlet</i> - <i>Entalphy</i> pada keadaan <i>input</i> , ekstraksi 1 dan <i>outlet</i>
3.	<i>Steam turbin (IP) /ST2</i>	- Tekanan pada ekstraksi 3, 4 dan <i>outlet</i> - <i>Entalphi</i> pada ekstraksi 3, 4 dan <i>outlet</i>
4.	<i>Steam turbin (LP-1) / ST3 dan Steam turbin (LP-2) / ST4</i>	- Tekanan pada ekstraksi 1, 2, 3, dan <i>outlet</i> - <i>Entalphi</i> pada ekstraksi 1, 2, 3, dan <i>outlet</i>
5.	<i>System</i>	- Daya nett. yang diharapkan 410 MW pada keadaan normal



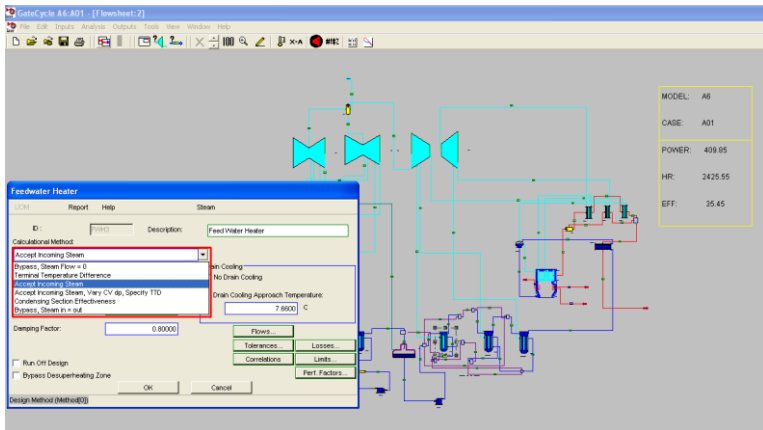
Gambar 3.5 skema rangkaian beserta *build review* sistem pembangkit

Melakukan variasi pada FWH

Hal ini dilakukan untuk melihat pengaruh pada *feedwater heater* terhadap *temperature* keluaran fluida kerja yang akan berpengaruh terhadap daya dan efisiensi sistem pembangkit yang dihasilkan. Pemodelan yang akan divariasikan sebagai berikut :

1. Sistem *powerplant* dalam keadaan normal,
2. Terdapat masalah ekstraksi uap pada turbin 2 sehingga laju aliran massanya dimatikan yang akan dialirkan ke FWH 6, pemodelan ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh FWH 6 terhadap efisiensi sistem apabila terdapat masalah pada bagian tersebut.
3. kondisi *aktual* di lapangan, *engineer* disana melakukan *by pass* keluaran dearator menuju *feedwater heater* 7 sehingga di perlukan pemodelan dengan software *gate cycle* untuk mengetahui daya serta efisiensi dari sistem pembangkit tersebut.
4. Langkah lain dari solusi permasalahan tersebut dengan melakukan *by pass* keluaran fluida pada FWH 5 menuju ke FWH 7 serta menambah *performance* pada FWH 7 sehingga *temperature* yang akan masuk sama ke dalam *boiler* sama keadaannya pada *powerplant* dalam keadaan normal

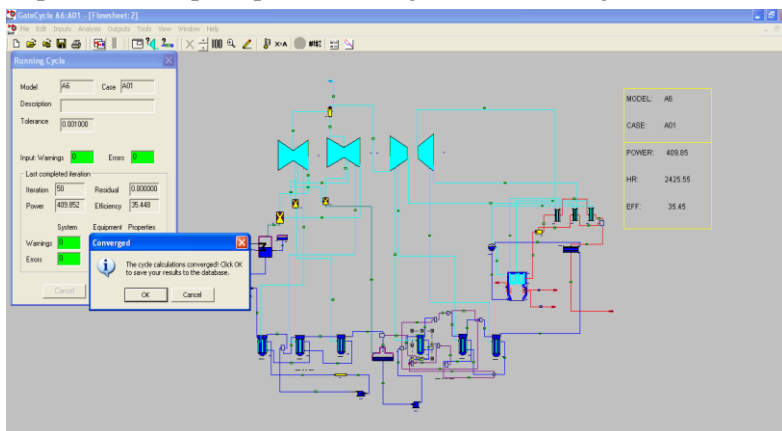
Berikut ini adalah gambar 3.6 yang memperlihatkan bagian *properties* pada *feedwater heater* sebagai berikut :



Gambar 3.6 Properties pada feedwater heater 6

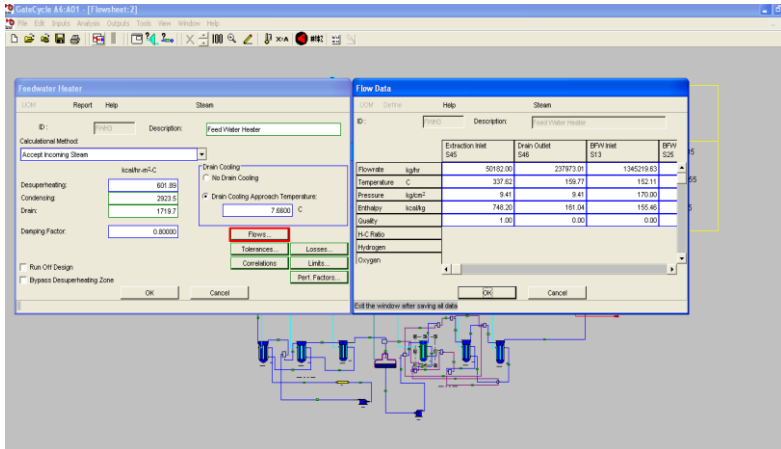
Simulasi process & flow diagram pada software gate cycle

Merupakan langkah akhir dalam melakukan simulasi sistem pembangkit pada *software gate cycle*. Apakah pemodelan yang telah penulis buat mengeluarkan hasil *power* serta efisiensi ataukah pemberitahuan error pada sistem pembangkit kita. Adapun hasil yang diharapkan setelah melakukan simulasi hasil pemodelan dapat kita lihat pada pembahasan gambar 3.7 sebagai berikut :



Gambar 3.7 Simulasi hasil pemodelan sistem pembangkit tenaga

Untuk mengetahui beban kerja yang terjadi pada FWH 6, dengan cara klik komponen FWH 6 lalu klik *flow* pada data *properties*. Sehingga hasilnya dapat dilihat pada gambar 3.8 sebagai berikut :

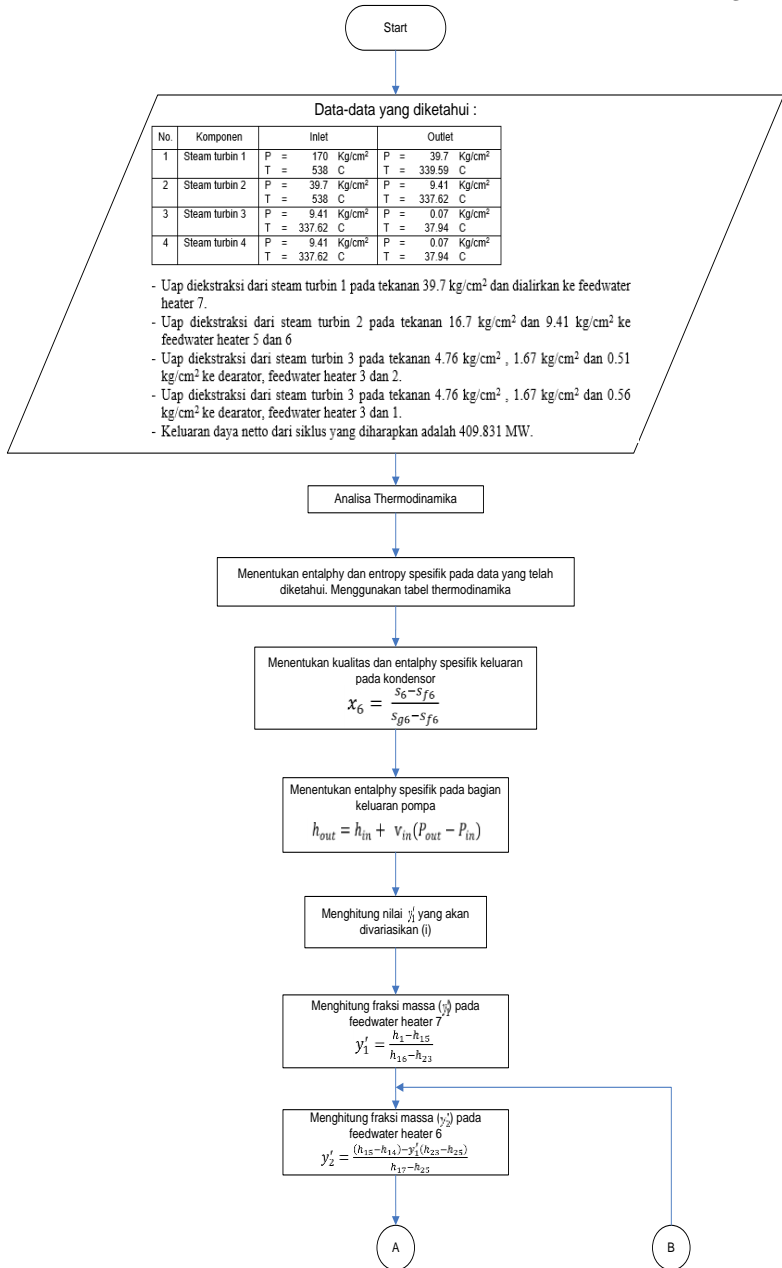


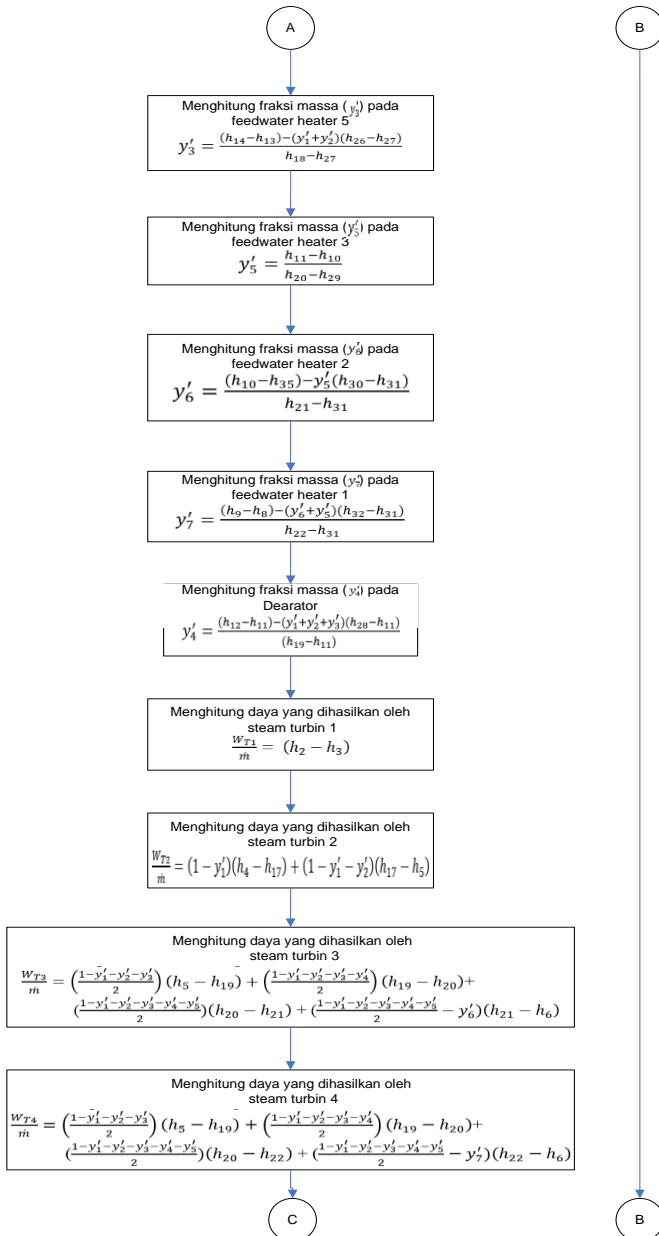
Gambar 3.8 Nilai *properties* fluida kerja pada *feedwater heater* 6

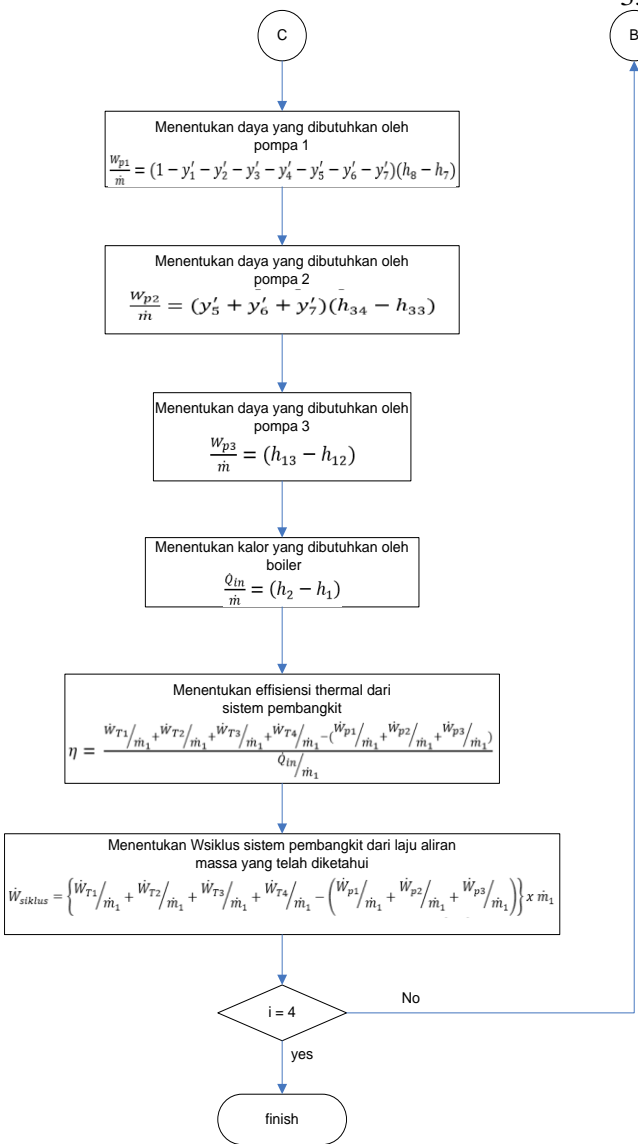
Hasil yang didapatkan pada pemodelan menggunakan software *gate cycle* ini selanjutnya akan dianalisis lebih lanjut berdasarkan analisis termodinamika.

3.3 Analisis efisiensi sistem *powerplant* menggunakan analisis termodinamika.

Analisis efisiensi *powerplant* secara termodinamika dilakukan pada kondisi *powerplant* beroperasi pada keadaan normal, dengan tujuan untuk sebagai *crosscheck* hasil efisiensi yang didapatkan pada *gate cycle*. Langkah analisis digambarkan pada *flowchart* berikut ini:

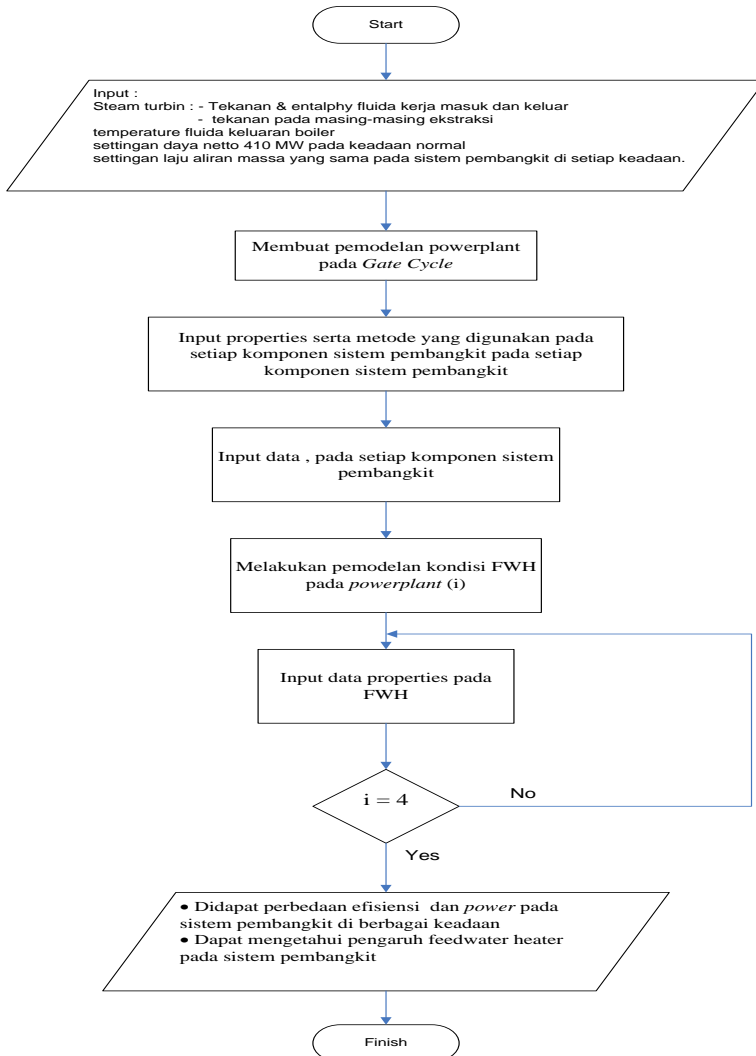






Gambar 3.9 Analisis efisiensi sistem *powerplant* menggunakan analisis termodinamika.

3.4 *Flowchart* pemodelan sistem pembangkit dengan menggunakan software Gate Cycle



Gambar 3.10 *Flowchart* pemodelan dengan menggunakan software gate cycle

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Data Sistem Pembangkit di Suralaya

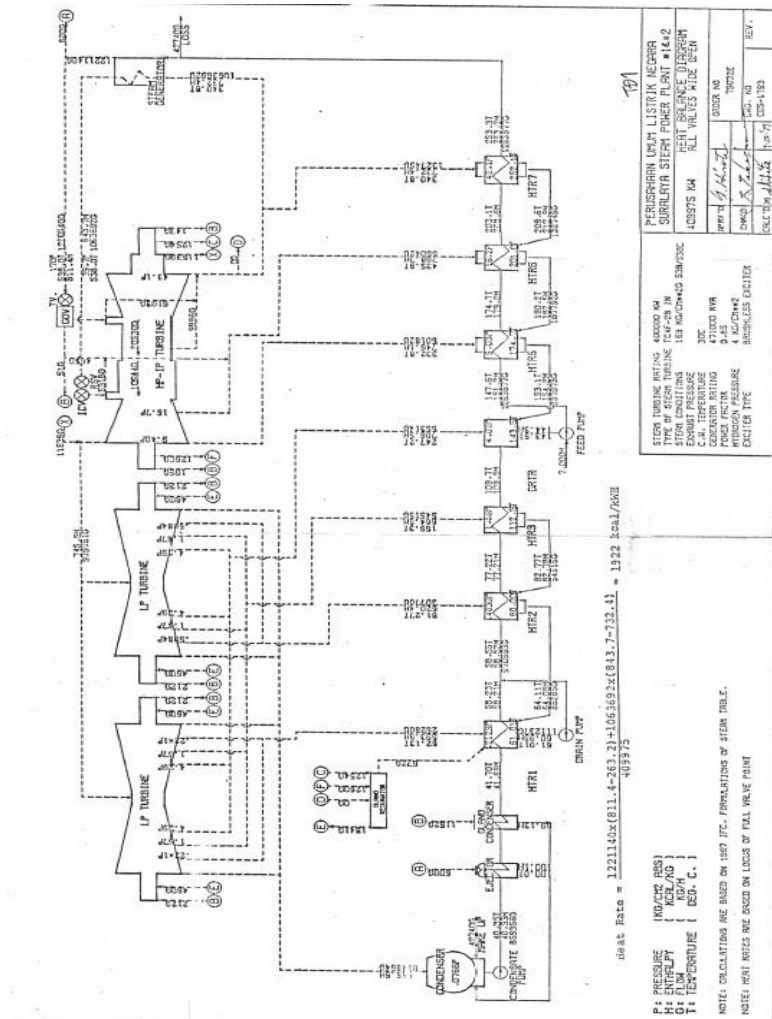
Dalam perancangan sistem pembangkit perlu diketahui data awal sistem pembangkit tersebut. Hal ini dilakukan agar mendapatkan efisiensi dan daya yang sesuai sistem pembangkit. Berikut ini adalah data awal sistem pembangkit yang didapatkan dari lapangan.

Tabel 4.1 Data-data awal sistem pembangkit yang digunakan untuk melakukan perhitungan daya dan efisiensi *powerplant* secara *teoritis*:

Tabel 4.1 Data <i>properties</i> komponen sistem <i>powerplant</i>						
No	Nama Komponen		Fluida kerja			
1	<i>Boiler</i>		<i>Inlet</i>	<i>outlet</i>		
	<i>Flowrate</i>	Kg/H	1220540	1220540		
	<i>Temperature</i>	C	253.3	538		
	<i>Entalphy</i>	Kcal/kg	253.2	811.4		
2	<i>Steam turbin 1</i>		Fluida kerja		Ekstraksi 1 (FWH 7)	
			<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>		
	<i>Flowrate</i>	Kg/H	1220540	1063692	132749	
	<i>Temperature</i>	C	538	340.8	340.8	
	<i>Entalphy</i>	Kcal/kg	811.4	732.4	732.4	
3	<i>Reheat</i>		<i>Inlet</i>	<i>outlet</i>		
	<i>Flowrate</i>	Kg/H	1063692	1063692		
	<i>Temperature</i>	C	340.8	538		
	<i>Entalphy</i>	Kcal/kg	732.4	843.7		
4	<i>Steam turbin 2</i>		Fluida kerja		Ekstraksi 1 (FWH 6)	Ekstraksi 2 (FWH 5)
			<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>		
	<i>Flowrate</i>	Kg/H	1063692	979751	55042	50182
	<i>Temperature</i>	C	538	332.8	435.9	332.8
	<i>Entalphy</i>	Kcal/kg	843.7	745.9	788.7	746.1
5	<i>Steam turbin 3</i>		Fluida kerja		Ekstraksi 1 (deaeator)	Ekstraksi 2 (FWH 3)
			<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>		Ekstraksi 3 (FWH 2)
	<i>Flowrate</i>	Kg/H	493116	407432	27657	27257.5
	<i>Temperature</i>	C	332.8	40.35	247.2	155.3
	<i>Entalphy</i>	Kcal/kg	745.9	555.5	706.5	664.5

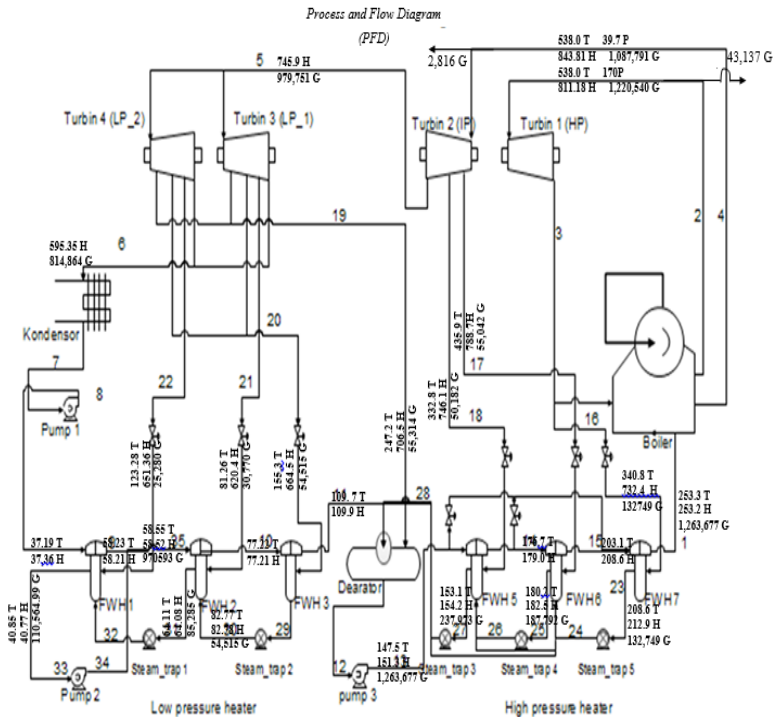
6	Steam turbin 4		Fluida kerja		Ekstraksi 1 (dearaetor)	Ekstraksi 2 (FWH 3)	Ekstraksi 4 (FWH 1)
			<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>			
	<i>Flowrate</i>	Kg/H	487626	407432	27657	27257.5	25280
	<i>Temperature</i>	C	332.8	40.35	247.2	155.3	62.13
	<i>Entalphy</i>	Kcal/kg	745.9	555.5	706.5	664.5	593.9
7	Kondensor		Fluida kerja				
			<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>			
	<i>Flowrate</i>	Kg/H	814864	859356			
	<i>Temperature</i>	C	40.35	40.35			
	<i>Entalphy</i>	Kcal/kg	555.5	40.33			
8	FWH 1		Fluida kerja		Ekstraksi steam		
			<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Drain inlet</i>
	<i>Flowrate</i>	Kg/H	859356	859356	25280	110565	85285
	<i>Temperature</i>	C	40.35	58.55	62.13	61.01	64.11
	<i>Entalphy</i>	Kcal/kg	40.33	58.52	593.9	60.99	64.08
9	FWH 2		Fluida kerja		Ekstraksi steam		
			<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Drain inlet</i>
	<i>Flowrate</i>	Kg/H	970593	970593	30770	85285	54515
	<i>Temperature</i>	C	58.55	77.22	81.27	64.11	82.77
	<i>Entalphy</i>	Kcal/kg	58.52	77.21	620.4	64.08	82.78
10	FWH 3		Fluida kerja		Ekstraksi steam		
			<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Drain inlet</i>
	<i>Flowrate</i>	Kg/H	970593	970593	54515	54515	
	<i>Temperature</i>	C	77.22	109.7	155.3	82.77	-
	<i>Entalphy</i>	Kcal/kg	77.21	109.9	664.5	82.78	-
11	FWH 4 (dearaetor)		Fluida kerja		Ekstraksi steam		
			<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Inlet</i>	<i>Drain inlet</i>	
	<i>Flowrate</i>	Kg/H	970593	1263677	55314	237973	
	<i>Temperature</i>	C	109.7	147.5	247.2	153.1	
	<i>Entalphy</i>	Kcal/kg	109.9	151.3	706.5	154.2	
12	FWH 5		Fluida kerja		Ekstraksi steam		
			<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Drain inlet</i>
	<i>Flowrate</i>	Kg/H	1263677	1263677	50182	237973	187791
	<i>Temperature</i>	C	147.5	174.7	332.8	153.1	180.2
	<i>Entalphy</i>	Kcal/kg	151.3	179	746.1	154.2	182.5
13	FWH 6		Fluida kerja		Ekstraksi steam		
			<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Drain inlet</i>
	<i>Flowrate</i>	Kg/H	1263677	1263677	55042	187791	132749
	<i>Temperature</i>	C	174.7	203.1	435.9	180.2	208.6
	<i>Entalphy</i>	Kcal/kg	179	208.6	788.7	182.5	212.9
14	FWH 7		Fluida kerja		Ekstraksi steam		
			<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>	<i>Drain inlet</i>
	<i>Flowrate</i>	Kg/H	1263677	1263677	132749	132749	-
	<i>Temperature</i>	C	203.1	253.3	340.8	208.6	-
	<i>Entalphy</i>	Kcal/kg	208.6	253.2	732.4	212.9	-

Berikut ini adalah *heat balance* yang penulis dapat dari PLTU Suralaya.



Gambar 4.1 Heat and Balance di PLTU Suralaya

Gambar dibawah ini merupakan *heat and mass balance* yang penulis gambarkan dalam bentuk PFD yang akan digunakan pada software gate cycle.



Gambar 4.2 Process and Flow Diagram pada sistem Pembangkit

Selain data-data diatas diperlukan data tambahan yang diperoleh dari melihat tabel termodinamika ataupun referensi yang lain. Data-data pendukung lain pada sistem pembangkit antara data *heat balance* PLTU Suralaya dengan PFD yang akan dimodelkan pada software gate cycle dapat dilihat pada bagian lampiran.

4.2 Perhitungan Sistem Pembangkit Dengan Menggunakan Analisa Secara Thermodinamika

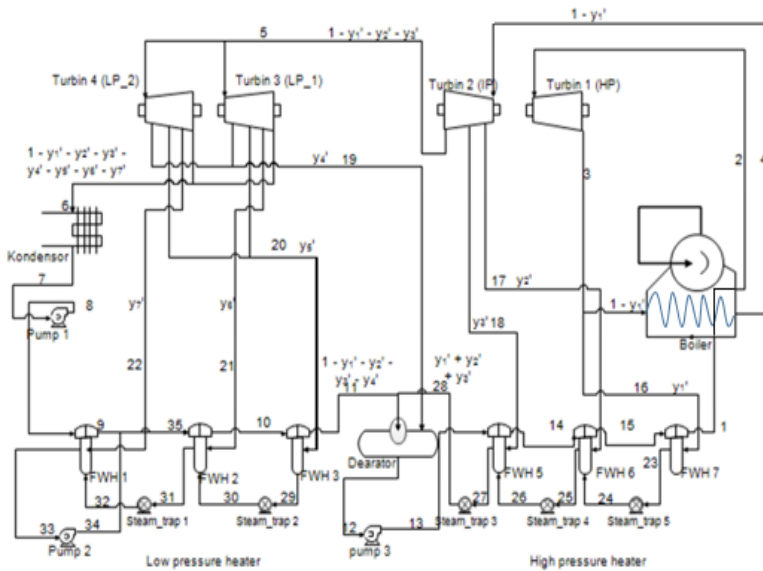
Analisis efisiensi sistem *powerplant* secara thermodinamika dilakukan pada sistem *powerplant* kondisi normal dengan tujuan *crosscheck* hasil efisiensi yang didapatkan pada software gate cycle. Adapun data yang dibutuhkan untuk melakukan perhitungan manual sebagai berikut:

Tabel 4.2 Data komponen pada sistem pembangkit

No.	Komponen	<i>Inlet</i>	<i>Outlet</i>
1	<i>Steam turbin 1</i>	P = 170 Kg/cm ² T = 538 C	P = 39.7 Kg/cm ² T = 339.59 C
2	<i>Steam turbin 2</i>	P = 39.7 Kg/cm ² T = 538 C	P = 9.41 Kg/cm ² T = 337.62 C
3	<i>Steam turbin 3</i>	P = 9.41 Kg/cm ² T = 337.62 C	P = 0.07 Kg/cm ² T = 37.94 C
4	<i>Steam turbin 4</i>	P = 9.41 Kg/cm ² T = 337.62 C	P = 0.07 Kg/cm ² T = 37.94 C

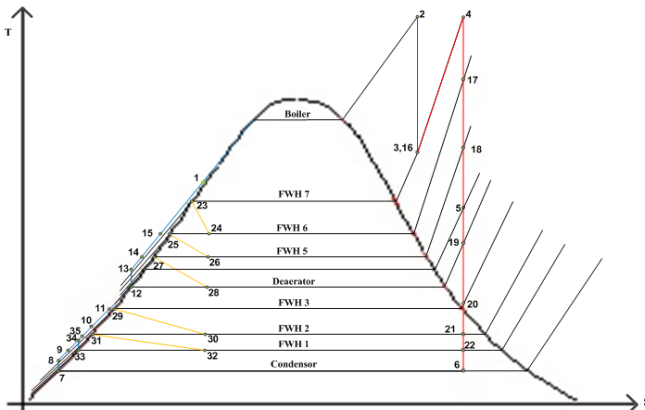
- Uap diekstraksi dari *steam turbin 1* pada tekanan 39.7 kg/cm² dan dialirkan ke *feedwater heater 7*.
- Uap diekstraksi dari *steam turbin 2* pada tekanan 16.7 kg/cm² dan 9.41 kg/cm² ke *feedwater heater 5* dan 6
- Uap diekstraksi dari *steam turbin 3* pada tekanan 4.76 kg/cm², 1.67 kg/cm² dan 0.51 kg/cm² ke dearator, *feedwater heater 3* dan 2.
- Uap diekstraksi dari *steam turbin 3* pada tekanan 4.76 kg/cm², 1.67 kg/cm² dan 0.56 kg/cm² ke dearator, *feedwater heater 3* dan 1.
- Keluaran daya *netto* dari siklus yang diharapkan adalah 409.831 MW.

Gambar skema dan data yang diketahui:



Gambar 4.3 Process And Flow Diagram Sistem Pembangkit

Gambar diagram t-s pada sistem pembangkit:



Gambar 4.4 Diagram t-s pada sistem pembangkit

4.3.1 Menentukan *Entalphy* dan *Entropy* Spesifik Pada Kondisi-Kondisi Utama Dari Siklus Ini.

Dengan menggunakan tabel A-4 dan interpolasi, penulis dapat mengetahui nilai *entalphy* dan *entropy* spesifik dari tekanan dan *temperature* yang telah diketahui. Berikut ini merupakan tabel *entalphy* dan *entropy* di setiap keadaan.

Tabel 4.3 Data *entalphy* dan *entropy* pada *steam* turbin

No.	Komponen	<i>Inlet</i>		<i>Outlet</i>	
1	<i>Steam</i> turbin 1	P = 170	Kg/cm ²	P = 39.7	Kg/cm ²
		T = 538	C	T = 339.59	C
		h = 179.18	Kcal/kg	h = 732.74	Kcal/kg
		s = 6.4	kJ/kg C	s = 6.4	kJ/kg C
2	<i>Steam</i> turbin 2	P = 39.7	Kg/cm ²	P = 9.41	Kg/cm ²
		T = 538	C	T = 337.62	C
		h = 843.89	Kcal/kg	h = 748.33	Kcal/kg
		s = 8.02	kJ/kg C	s = 8.02	kJ/kg C
3	<i>Steam</i> turbin 3	P = 9.41	Kg/cm ²	P = 0.07	Kg/cm ²
		T = 337.62	C	T = 37.94	C
		h = 748.33	Kcal/kg	h = 595.34	Kcal/kg
		s = 8.02	kJ/kg C	s = 8.02	kJ/kg C
4	<i>Steam</i> turbin 4	P = 9.41	Kg/cm ²	P = 0.07	Kg/cm ²
		T = 337.62	C	T = 37.94	C
		h = 748.33	Kcal/kg	h = 595.34	Kcal/kg
		s = 8.02	kJ/kg C	s = 8.02	kJ/kg C

Tabel 4.4 Data *entalphy* pada semua ekstraksi di *steam* turbin

No.	Komponen	
1	<i>Steam</i> turbin 1 Ekstraksi 1	P = 39.7 Kg/cm ² T = 339.59 C h = 732.74 Kcal/kg
2	<i>Steam</i> turbin 2 Ekstraksi 1	P = 16.7 Kg/cm ² T = 422.55 C h = 788.7 Kcal/kg
	Ekstraksi 2	P = 9.41 Kg/cm ² T = 337.62 C h = 748.3 Kcal/kg

3	Steam turbin 3	
	Ekstraksi 1	$P = 4.76 \text{ Kg/cm}^2$ $T = 250.77 \text{ C}$ $h = 707.69 \text{ Kcal/kg}$
	Ekstraksi 2	$P = 1.67 \text{ Kg/cm}^2$ $T = 155.42 \text{ C}$ $h = 664.5 \text{ Kcal/kg}$
	Ekstraksi 3	$P = 0.51 \text{ Kg/cm}^2$ $T = 81.26 \text{ C}$ $h = 620.4 \text{ Kcal/kg}$
4	Steam turbin 4	
	Ekstraksi 1	$P = 9.41 \text{ Kg/cm}^2$ $T = 337.62 \text{ C}$ $h = 748.33 \text{ Kcal/kg}$
	Ekstraksi 2	$P = 9.41 \text{ Kg/cm}^2$ $T = 337.62 \text{ C}$ $h = 748.33 \text{ Kcal/kg}$
	Ekstraksi 3	$P = 0.56 \text{ Kg/cm}^2$ $T = 123.28 \text{ C}$ $h = 651.36 \text{ Kcal/kg}$

4.3.2 Menentukan Kualitas dan *Entalphy* Spesifik Keluaran Pada Kondensor

➤ Kualitas pada kondisi 6

Dengan menggunakan $s_6 = s_5$, kualitas pada kondisi 6 dapat diperoleh sebagai berikut:

$$x_6 = \frac{s_6 - s_{f6}}{s_{g6} - s_{f6}}$$

$$x_6 = \frac{8,021 - 0,5448}{8,2947 - 0,5448} = 0.966$$

Dimana : x_6 = kualitas pada keadaan 6

s_6 = entrophy pada keadaan 6

s_{f6} = entrophy cair jenuh pada keadaan 6

s_{g6} = entrophy uap jenuh pada keadaan 6

- *Entalphy* spesifik pada keluaran kondensor

Tekanan pada kondensor adalah 0,07 Kg/cm². Maka dengan menggunakan tabel A-2 dan melakukan interpolasi penulis dapat mengetahui nilai *entalphy* cair jenuh pada tekanan 0,07 Kg/cm² sebesar 39,0157 kcal/kg. Nilai pada *entalphy* cair jenuh merupakan sama dengan nilai *entalphy* pada titik keadaan 7.

4.3.3 Menentukan *Entalphy* Spesifik Pada Bagian Keluaran Pompa

- Pada pompa 1

Adapun data awal yang dibutuhkan untuk menentukan *entalphy* spesifik pada bagian keluaran pompa sebagai berikut :

$$P_{in} = 0,07 \text{ Kg/cm}^2 \quad P_{out} = 4,76 \text{ Kg/cm}^2$$

$$v_7 = 1,0075 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_7 = 37 \text{ kcal/kg}$$

setelah mendapatkan data awal yang dibutuhkan, penulis dapat diperoleh *entalphy* spesifik sebagai berikut:

$$h_8 = h_7 + v_7(P_{out} - P_{in})$$

$$h_8 = 37 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} + 1,0075 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg} (4,76 - 0,07) \text{ Kg/cm}^2$$

$$h_8 = 37,36 \text{ kcal/kg}$$

Dimana:

P_{in} = Tekanan fluida kerja yang masuk pada pompa 1

P_{out} = Tekanan fluida kerja keluar yang diinginkan pada pompa 1

v_7 = volume spesifik fluida kerja sebelum memasuki pompa 1

h_7 = *entalphy* fluida kerja sebelum memasuki pompa 1

h_8 = *entalphy* fluida kerja yang keluar dari pompa 1

- Pada pompa 2

Adapun data awal yang dibutuhkan untuk menentukan *entalphy* spesifik pada bagian keluaran pompa sebagai berikut :

$$P_{in} = 0,47 \text{ Kg/cm}^2 \quad P_{out} = 4,76 \text{ Kg/cm}^2$$

$$v_{33} = 1,0289 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_{33} = 40,92 \text{ kcal/kg}$$

setelah mendapatkan data awal yang dibutuhkan, penulis dapat diperoleh *enthalpy* spesifik sebagai berikut:

$$h_{34} = h_{33} + v_{33}(P_{out} - P_{in})$$

$$h_{34} = 40,92 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} + 1,0289 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg} (4,76 - 0,47) \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$h_{34} = 40,9244 \text{ kcal/kg}$$

Dimana :

P_{in} = Tekanan fluida kerja yang masuk pada pompa 2

P_{out} = Tekanan fluida kerja keluar yang diinginkan pada pompa 2

v_{33} = volume spesifik fluida kerja sebelum memasuki pompa 2

h_{33} = *enthalpy* fluida kerja sebelum memasuki pompa 2

h_{34} = *enthalpy* fluida kerja yang keluar dari pompa 2

➤ Pada pompa 3

Adapun data awal yang dibutuhkan untuk menentukan *enthalpy* spesifik pada bagian keluaran pompa sebagai berikut :

$$P_{in} = 4.76 \text{ Kg/cm}^2 \quad P_{out} = 170 \text{ Kg/cm}^2$$

$$v_{12} = 1,0905 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$h_{12} = 150,18 \text{ kcal/kg}$$

setelah mendapatkan data awal yang dibutuhkan, penulis dapat diperoleh *enthalpy* spesifik sebagai berikut:

$$h_{13} = h_{12} + v_{12}(P_{out} - P_{in})$$

$$h_{13} = 150,18 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} + 1,0905 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg} (170 - 4,76) \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$h_{13} = 155,36 \text{ kcal/kg}$$

Dimana :

P_{in} = Tekanan fluida kerja yang masuk pada pompa 3

P_{out} = Tekanan fluida kerja keluar yang diinginkan pada pompa 3

v_{12} = volume spesifik fluida kerja sebelum memasuki pompa 3

h_{12} = *enthalpy* fluida kerja sebelum memasuki pompa 3

h_{13} = *enthalpy* fluida kerja yang keluar dari pompa 3

4.3.4 Menentukan Fraksi Massa Yang Dibutuhkan Pada Setiap Feedwater heater

4.3.4.1 Menentukan fraksi massa pada Feedwater heater 7

- ✚ Pada sistem pembangkit dalam keadaan Semua FWH berfungsi dengan normal

Adapun data awal yang dibutuhkan untuk menentukan fraksi massa pada *Feedwater heater* 7 sebagai berikut:

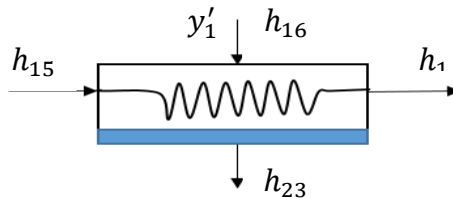
- Pada sisi *steam*

$$h_{16} = 732,4 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \qquad h_{23} = 212,9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

- Pada sisi fluida kerja

$$h_1 = 253,2 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \qquad h_{15} = 208,6 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Berikut gambar *free body diagram* pada *feedwater heater* 7:



Setelah mendapatkan data yang dibutuhkan penulis dapat menentukan fraksi massa yang dibutuhkan pada *feedwater heater* 7 sebagai berikut:

$$\begin{aligned} y_1'(h_{16} - h_{23}) &= h_1 - h_{15} \\ y_1' &= \frac{h_1 - h_{15}}{h_{16} - h_{23}} \\ y_1' &= \frac{253,2 - 208,6}{732,4 - 212,9} = 0,0858 \end{aligned}$$

Dimana :

h_{16} = entalphy uap yang akan masuk pada *feedwater heater* 7

h_{23} = entalphy cair jenuh yang keluar pada *feedwater heater* 7

h_{15} = entalphy fluida kerja yang akan masuk pada *feedwater heater* 7

h_1 = entalphy fluida kerja yang keluar pada *feedwater heater* 7

- ✚ Pada sistem pembangkit dalam keadaan FWH 6 mati dengan FWH 7 fix temperature

Adapun data awal yang dibutuhkan untuk menentukan fraksi massa pada *Feedwater heater* 7 sebagai berikut:

- Pada sisi *steam*

$$h_{16} = 732,4 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad h_{23} = 212,9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

- Pada sisi fluida kerja

$$h_{15} = 180,37 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

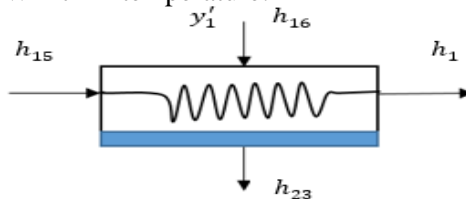
$h_{out} = h_1$ dapat dicari dengan menggunakan tabel A-2 di table termodinamika atau menggunakan software steam table dengan menentukan terlebih dahulu temperature keluaran fluida kerja yang diinginkan dan tekanan pada fluida kerja, sehingga kita bisa mencari flowrate steam yang dibutuhkan untuk menaikkan temperature fluida kerja di dalam feedwater heater tersebut. Adapun nilai h_1 yang didapat dari nilai temperature dan tekanan sebagai berikut :

$$T_{out,water} = 250 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{water} = 170 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Sehingga nilai } h_1 \text{ adalah } 260,63 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Berikut gambar *free body diagram* pada *feedwater heater* 7 pada keadaan FWH 7 fix temperature:



Setelah mendapatkan data yang dibutuhkan penulis dapat menentukan fraksi massa yang dibutuhkan pada *feedwater heater* 7 sebagai berikut:

$$y_1'(h_{16} - h_{23}) = h_1 - h_{15}$$

$$y_1' = \frac{h_1 - h_{15}}{h_{16} - h_{23}}$$

$$y'_1 = \frac{260.63 - 180.37}{732.4 - 212.9} = 0,1545$$

Dimana :

h_{16} = entalphy uap yang akan masuk pada *feedwater heater* 7

h_{23} = entalphy cair jenuh yang keluar pada *feedwater heater* 7

h_{15} = entalphy fluida kerja yang akan masuk pada *feedwater heater* 7

h_1 = entalphy fluida kerja yang keluar pada *feedwater heater* 7

4.3.4.2 Menentukan Fraksi Massa Pada *Feedwater heater* 6

Adapun data awal yang dibutuhkan untuk menentukan fraksi massa pada *Feedwater heater* 6 sebagai berikut:

➤ Pada sisi *steam/drain*

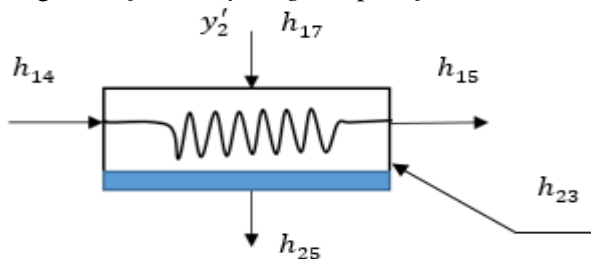
$$h_{17} = 788,7 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad h_{25} =$$

$$182,5 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad h_{23} = 212,9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

➤ Pada sisi fluida kerja

$$h_{14} = 179 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad h_{15} = 208,6 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Berikut gambar *free body diagram* pada *feedwater heater* 6:



Setelah mendapatkan data yang dibutuhkan penulis dapat menentukan fraksi massa yang dibutuhkan pada *feedwater heater* 6 sebagai berikut:

$$h_{14} + y'_2 h_{17} + y'_1 h_{23} - (h_{15} + (y'_2 + y'_1) h_{25}) = 0$$

$$h_{14} + y'_2 h_{17} + y'_1 h_{23} = h_{15} + (y'_2 + y'_1) h_{25}$$

$$y'_2(h_{17} - h_{25}) + y'_1(h_{23} - h_{25}) = h_{15} - h_{14}$$

$$y'_2 = \frac{(h_{15} - h_{14}) - y'_1(h_{23} - h_{25})}{h_{17} - h_{25}}$$

$$y'_2 = \frac{(208,6 - 179) - 0,0858(212,9 - 182,5)}{788,7 - 182,5}$$

$$y'_2 = \frac{29,6 - 2,608}{606,2}$$

$$y'_2 = 0,04452$$

Dimana :

h_{17} = entalphy uap yang akan masuk pada *feedwater heater* 6

h_{25} = entalphy cair jenuh yang keluar pada *feedwater heater* 6

h_{23} = entalphy cair jenuh yang masuk pada *feedwater heater* 6

h_{14} = entalphy fluida kerja yang akan masuk pada *feedwater heater* 6

h_{15} = entalphy fluida kerja yang keluar pada *feedwater heater* 6

4.3.4.3 Menentukan Fraksi Massa Pada Feedwater heater 5

Adapun data awal yang dibutuhkan untuk menentukan fraksi massa pada *Feedwater heater* 5 sebagai berikut:

➤ Pada sisi *steam*

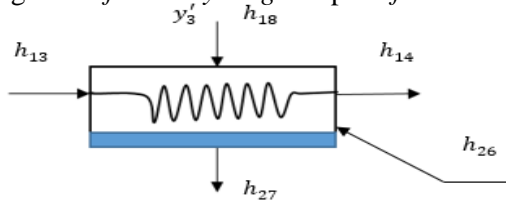
$$h_{18} = 746,1 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \qquad h_{27} = 154,2 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$h_{25} = 182,5 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

➤ Pada sisi fluida kerja

$$h_{13} = 151,3 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \qquad h_{14} = 179 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Berikut gambar *free body diagram* pada *feedwater heater* 5:



Setelah mendapatkan data yang dibutuhkan penulis dapat menentukan fraksi massa yang dibutuhkan pada *feedwater heater* 5 sebagai berikut:

$$h_{13} + y'_3 h_{18} + (y'_1 + y'_2) h_{26} - (h_{14} + (y'_1 + y'_2 + y'_3) h_{27}) = 0$$

$$h_{13} + y'_3 h_{18} + (y'_1 + y'_2) h_{25} = h_{14} + (y'_1 + y'_2 + y'_3) h_{27}$$

$$y'_3 (h_{18} - h_{27}) + (y'_1 + y'_2) (h_{26} - h_{27}) = h_{14} - h_{13}$$

$$y'_3 = \frac{(h_{14} - h_{13}) - (y'_1 + y'_2)(h_{26} - h_{27})}{h_{18} - h_{27}}$$

$$y'_3 = \frac{(179 - 151.3) - (0,0858 + 0,0445)(182,5 - 154,2)}{746,1 - 154,2}$$

$$y'_3 = \frac{27,7 - (0,1303 \times 28,3)}{591,9}$$

$$y'_3 = \frac{27,7 - 3,6875}{591,9}$$

$$y'_3 = 0,04056$$

Dimana :

h_{18} = entalphy uap yang akan masuk pada *feedwater heater* 5

h_{27} = entalphy cair jenuh yang keluar pada *feedwater heater* 5

h_{25} = entalphy cair jenuh yang masuk pada *feedwater heater* 5

h_{13} = entalphy fluida kerja yang akan masuk pada *feedwater heater* 5

h_{14} = entalphy fluida kerja yang keluar pada *feedwater heater* 5

4.3.4.4 Menentukan fraksi massa pada Feedwater heater 3

Adapun data awal yang dibutuhkan untuk menentukan fraksi massa pada *Feedwater heater* 3 sebagai berikut:

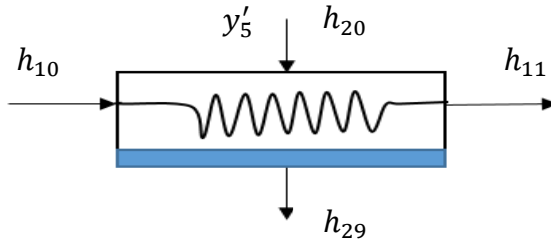
➤ Pada sisi *steam*

$$h_{20} = 664,5 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \qquad h_{29} = 82,78 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

➤ Pada sisi fluida kerja

$$h_{10} = 77,21 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad h_{11} = 109,9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Berikut gambar *free body diagram* pada *feedwater heater* 3:



Setelah mendapatkan data yang dibutuhkan penulis dapat menentukan fraksi massa yang dibutuhkan pada *feedwater heater* 3 sebagai berikut:

$$\begin{aligned} y'_5 (h_{20} - h_{29}) &= h_{11} - h_{10} \\ y'_5 &= \frac{h_{11} - h_{10}}{h_{20} - h_{29}} \\ y'_5 &= \frac{109,9 - 77,21}{664,5 - 82,78} = 0,0562 \end{aligned}$$

Dimana :

h_{20} = *enthalpy* uap yang akan masuk pada *feedwater heater* 3

h_{29} = *enthalpy* cair jenuh yang keluar pada *feedwater heater* 3

h_{10} = *enthalpy* fluida kerja yang akan masuk pada *feedwater heater* 3

h_{11} = *enthalpy* fluida kerja yang keluar pada *feedwater heater* 3

4.3.4.5 Menentukan fraksi massa pada Feedwater heater 2

Adapun data awal yang dibutuhkan untuk menentukan fraksi massa pada *Feedwater heater* 2 sebagai berikut:

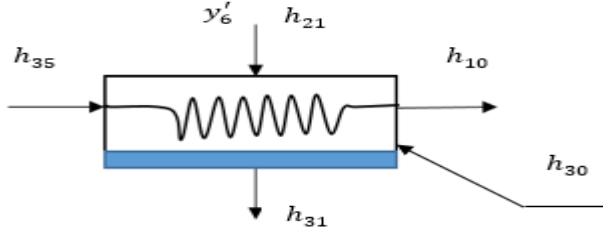
➤ Pada sisi *steam*

$$\begin{aligned} h_{21} &= 620,4 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} & h_{31} &= 64,08 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \\ h_{30} &= 82,78 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \end{aligned}$$

➤ Pada sisi fluida kerja

$$h_{35} = 58,52 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad h_{10} = 71,7 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Berikut gambar *free body diagram* pada *feedwater heater 2*:



Setelah mendapatkan data yang dibutuhkan penulis dapat menentukan fraksi massa yang dibutuhkan pada *feedwater heater 2* sebagai berikut:

$$h_{35} + y'_6 h_{21} + y'_5 h_{30} - (h_{10} + (y'_6 + y'_5) h_{31}) = 0$$

$$h_{35} + y'_6 h_{21} + y'_5 h_{30} = (h_{10} + (y'_6 + y'_5) h_{31})$$

$$y'_6 (h_{21} - h_{31}) + y'_5 (h_{30} - h_{31}) = h_{10} - h_{35}$$

$$y'_6 = \frac{(h_{10} - h_{35}) - y'_5 (h_{30} - h_{31})}{h_{21} - h_{31}}$$

$$y'_6 = \frac{(71,7 - 58,52) - 0,0562(82,78 - 64,08)}{620,4 - 64,08}$$

$$y'_6 = \frac{13,18 - 1,051}{556,32}$$

$$y'_6 = 0,0218$$

Dimana :

h_{21} = entalphy uap yang akan masuk pada *feedwater heater 2*

h_{31} = entalphy cair jenuh yang keluar pada *feedwater heater 2*

h_{30} = entalphy cair jenuh yang masuk pada *feedwater heater 2*

h_{35} = entalphy fluida kerja yang akan masuk pada *feedwater heater 2*

h_{10} = entalphy fluida kerja yang keluar pada *feedwater heater 2*

4.3.4.6 Menentukan fraksi massa pada Feedwater heater 1

Adapun data awal yang dibutuhkan untuk menentukan fraksi massa pada *Feedwater heater 1* sebagai berikut:

➤ Pada sisi *steam*

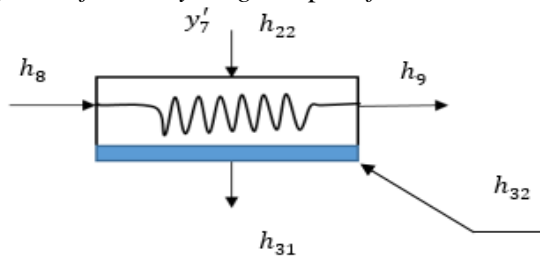
$$h_{22} = 593,9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \qquad h_{31} = 60,99 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

$$h_{32} = 64,08 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

➤ Pada sisi fluida kerja

$$h_8 = 40,33 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \qquad h_9 = 58,21 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Berikut gambar *free body diagram* pada *feedwater heater 1*:



Setelah mendapatkan data yang dibutuhkan penulis dapat menentukan fraksi massa yang dibutuhkan pada *feedwater heater 1* sebagai berikut:

$$h_8 + y_7' h_{22} + (y_6' + y_5') h_{32} - (h_9 + (y_5' + y_6' + y_7') h_{31}) = 0$$

$$h_8 + y_7' h_{22} + (y_6' + y_5') h_{32} = (h_9 + (y_5' + y_6' + y_7') h_{31})$$

$$y_7' (h_{22} - h_{31}) + (y_6' + y_5') (h_{32} - h_{31}) = h_9 - h_8$$

$$y_7' = \frac{(h_9 - h_8) - (y_6' + y_5') (h_{32} - h_{31})}{h_{22} - h_{31}}$$

$$y'_7 = \frac{(58,21-40,33)-(0,02180+0,0562)(64,08-60,99)}{593,9-60,99}$$

$$y'_7 = \frac{17,88-(0,078 \times 3,09)}{532,91}$$

$$y'_7 = \frac{17,88-0,24102}{532,91}$$

$$y'_7 = 0,033099$$

Dimana :

h_{22} = entalphy uap yang akan masuk pada *feedwater heater* 1

h_{31} = entalphy cair jenuh yang keluar pada *feedwater heater* 1

h_{32} = entalphy cair jenuh yang masuk pada *feedwater heater* 1

h_8 = entalphy fluida kerja yang akan masuk pada *feedwater heater* 1

h_9 = entalphy fluida kerja yang keluar pada *feedwater heater* 1

4.3.4.7 Menentukan fraksi massa pada Deaerator

Adapun data awal yang dibutuhkan untuk menentukan fraksi massa pada *Feedwater heater* 4 sebagai berikut:

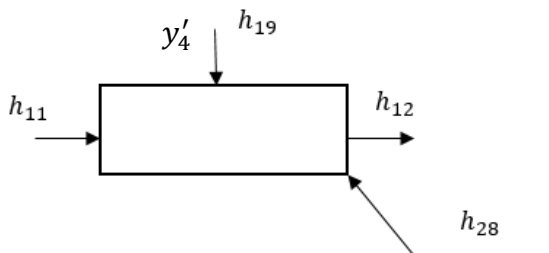
➤ Pada sisi *steam*

$$h_{19} = 706,5 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad h_{28} = 154,2 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

➤ Pada sisi fluida kerja

$$h_{11} = 109,9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \quad h_{12} = 144,9 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Berikut gambar *free body diagram* pada *feedwater heater* 4:



Setelah mendapatkan data yang dibutuhkan penulis dapat menentukan fraksi massa yang dibutuhkan pada *feedwater heater* 4 sebagai berikut:

$$(1 - y'_1 - y'_2 - y'_3 - y'_4)h_{11} + y'_4 h_{19} + (y'_1 + y'_2 + y'_3)h_{28} - h_{12} = 0$$

$$(1 - y'_4 - (y'_1 + y'_2 + y'_3))h_{11} + y'_4 h_{19} + (y'_1 + y'_2 + y'_3)h_{28} = h_{12}$$

$$(y'_1 + y'_2 + y'_3)(h_{28} - h_{11}) + y'_4(h_{19} - h_{11}) = h_{12} - h_{11}$$

$$y'_4 = \frac{(h_{12} - h_{11}) - (y'_1 + y'_2 + y'_3)(h_{28} - h_{11})}{(h_{19} - h_{11})}$$

$$y'_4 = \frac{(144,9 - 109,9) - (0,08585 + 0,0445 + 0,04056)(154,2 - 109,9)}{706,5 - 109,9}$$

$$y'_4 = \frac{35 - (0,1708 \times 44,3)}{596,6}$$

$$y'_4 = \frac{35 - 7,57}{596,6}$$

$$y'_4 = 0,056$$

Dimana :

h_{19} = *enthalpy* uap yang akan masuk pada *feedwater heater* 4

h_{28} = *enthalpy* cair jenuh yang masuk pada *feedwater heater* 4

h_{11} = *enthalpy* fluida kerja yang akan masuk pada *feedwater heater* 4

h_{12} = *enthalpy* fluida kerja yang keluar pada *feedwater heater* 4

4.3.5 Menentukan daya yang dihasilkan oleh *steam* turbin

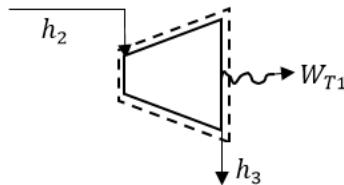
Adapun data awal yang dibutuhkan untuk menghitung daya yang dihasilkan oleh turbin sebagai berikut:

➤ *Steam* turbin 1

$$h_2 = 811,4 \text{ Kcal/kg}$$

$$h_3 = 732,4 \text{ Kcal/kg}$$

Berikut gambar *free body diagram* pada *steam* turbin 1 :



Setelah mendapatkan data yang dibutuhkan penulis dapat menentukan daya yang dihasilkan pada *steam* turbin 1 per unit massa sebagai berikut:

$$\frac{W_{T1}}{\dot{m}} = (h_2 - h_3)$$

$$\frac{W_{T1}}{\dot{m}} = (811,4 - 732,4)$$

$$\frac{W_{T1}}{\dot{m}} = 79 \frac{\text{kcal}}{\text{kg}}$$

Dimana :

W_{T1} = Daya/power yang dihasilkan oleh *steam* turbin 1

h_2 = entalphy uap *superheater* yang masuk pada *steam* turbin 1

h_3 = entalphy uap jenuh yang keluar pada *steam* turbin 1

➤ *Steam* turbin 2

Entalphy yang akan masuk dan keluar pada *steam* turbin 2

$$h_4 = 843,81 \text{ Kcal/kg}$$

$$h_{17} = 788,7 \text{ Kcal/kg}$$

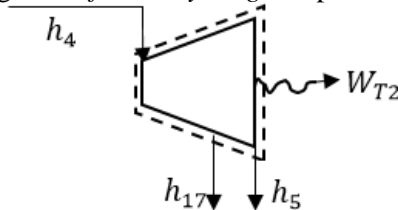
$$h_5 = 748,2 \text{ Kcal/kg}$$

Fraksi massa pada ekstraksi *steam* turbin 2

$$y_1' = 0,08585$$

$$y_2' = 0,04452$$

Berikut gambar *free body diagram* pada *steam* turbin 2 :



Setelah mendapatkan data yang dibutuhkan penulis dapat menentukan daya yang dihasilkan pada *steam* turbin 2 per unit massa sebagai berikut:

$$\frac{W_{T2}}{\dot{m}} = (1 - y'_1)(h_4 - h_{17}) + (1 - y'_1 - y'_2)(h_{17} - h_5)$$

$$\frac{W_{T2}}{\dot{m}} = (1 - 0,08585)(843,81 - 788,7) + (1 - 0,08585 - 0,0445)(788,7 - 748,2)$$

$$\frac{W_{T2}}{\dot{m}} = (0,9141 \times 55,11) + (0,8696 \times 40,5)$$

$$\frac{W_{T2}}{\dot{m}} = 50,376 + 35,2188$$

$$\frac{W_{T2}}{\dot{m}} = 85.5948 \text{ Kcal/kg}$$

Dimana :

W_{T2} = Daya/power yang dihasilkan oleh *steam* turbin 2

h_4 = *enthalpy* uap *superheater* yang masuk pada *steam* turbin 2

h_5 = *enthalpy* uap *superheater* tekanan rendah yang keluar pada *steam* turbin 2

h_{17} = *enthalpy* ekstraksi yang dibutuhkan pada perpindahan panas di *feedwater heater* 6

➤ *Steam* turbin 3 (LP_1)

Enthalpy yang akan masuk dan keluar pada *steam* turbin 3

$$h_{20} = 664,5 \text{ Kcal/kg}$$

$$h_{19} = 706,5 \text{ Kcal/kg}$$

$$h_5 = 748,2 \text{ Kcal/kg}$$

$$h_{21} = 620,4 \text{ Kcal/kg}$$

$$h_6 = 555,5 \text{ Kcal/kg}$$

Fraksi massa pada ekstraksi *steam* turbin 3

$$y'_1 = 0,08585$$

$$y'_2 = 0,0445$$

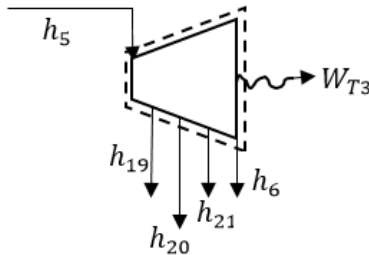
$$y'_3 = 0,0404$$

$$y'_4 = 0,056$$

$$y'_5 = 0,0562$$

$$y'_6 = 0,0218$$

Berikut gambar *free body diagram* pada *steam* turbin 3 :



Setelah mendapatkan data yang dibutuhkan penulis dapat menentukan daya yang dihasilkan pada *steam* turbin 3 per unit massa sebagai berikut:

$$\frac{W_{T3}}{\dot{m}} = \left(\frac{1-y'_1-y'_2-y'_3}{2} \right) (h_5 - h_{19}) + \left(\frac{1-y'_1-y'_2-y'_3-y'_4}{2} \right) (h_{19} - h_{20}) +$$

$$\left(\frac{1-y'_1-y'_2-y'_3-y'_4-y'_5}{2} \right) (h_{20} - h_{21}) + \left(\frac{1-y'_1-y'_2-y'_3-y'_4-y'_5 - y'_6}{2} \right) (h_{21} - h_6)$$

$$\frac{W_{T3}}{\dot{m}} = \left(\frac{1-0,08585-0,0445-0,0404}{2} \right) (748,2 - 706,5) +$$

$$\left(\frac{1-0,08585-0,0445-0,0404-0,056}{2} \right) (706,5 - 664,5) +$$

$$\left(\frac{1-0,08585-0,0445-0,0404-0,056-0,0562}{2} \right) (664,5 - 620,4) +$$

$$\left(\frac{1-0,08585-0,0445-0,0404-0,056-0,0562}{2} - 0,0218 \right) (620,4 - 555,5)$$

$$\frac{W_{T3}}{\dot{m}} = (0,41460 \times 41,7) + (0,38657 \times 42) + (0,3585 \times 44,1) +$$

$$(0,3367 \times 64,9)$$

$$\frac{W_{T3}}{\dot{m}} = 17,2889 + 16,2372 + 15,8099 + 21,851$$

$$\frac{W_{T3}}{\dot{m}} = 71,18785 \text{ Kcal/kg}$$

Dimana :

W_{T3} = Daya/power yang dihasilkan oleh *steam* turbin 3

h_5 = *entalphy* uap *superheater* tekanan rendah yang masuk pada *steam* turbin 3

h_6 = *entalphy* uap jenuh tekanan rendah yang keluar pada *steam* turbin 3

h_{19} = *entalphy* ekstraksi yang dibutuhkan pada perpindahan panas di deparator

h_{20} = entalphy ekstraksi yang dibutuhkan pada perpindahan panas di *feedwater heater* 3

h_{21} = entalphy ekstraksi yang dibutuhkan pada perpindahan panas di *feedwater heater* 2

➤ *Steam* turbin 4 (LP_2)

Entalphy yang akan masuk dan keluar pada *steam* turbin 4

$$h_{20} = 664,5 \text{ Kcal/kg}$$

$$h_{19} = 706,5 \text{ Kcal/kg}$$

$$h_5 = 748,2 \text{ Kcal/kg}$$

$$h_{22} = 593,9 \text{ Kcal/kg}$$

$$h_6 = 555,5 \text{ Kcal/kg}$$

Fraksi massa pada ekstraksi *steam* turbin 4

$$y'_1 = 0,08585$$

$$y'_2 = 0,0445$$

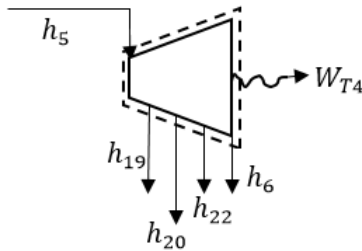
$$y'_3 = 0,0404$$

$$y'_4 = 0,056$$

$$y'_5 = 0,0562$$

$$y'_7 = 0,0331$$

Berikut gambar *free body diagram* pada *steam* turbin 4 :



Setelah mendapatkan data yang dibutuhkan penulis dapat menentukan daya yang dihasilkan pada *steam* turbin 4 per unit massa sebagai berikut:

$$\frac{W_{T4}}{\dot{m}} = \left(\frac{1-y'_1-y'_2-y'_3}{2} \right) (h_5 - h_{19}) + \left(\frac{1-y'_1-y'_2-y'_3-y'_4}{2} \right) (h_{19} - h_{20}) + \left(\frac{1-y'_1-y'_2-y'_3-y'_4-y'_5}{2} \right) (h_{20} - h_{22}) + \left(\frac{1-y'_1-y'_2-y'_3-y'_4-y'_5}{2} - y'_7 \right) (h_{22} - h_6)$$

$$\frac{W_{T3}}{\dot{m}} = \left(\frac{1-0,08585-0,0445-0,0404}{2} \right) (748,2 - 706,5) + \left(\frac{1-0,08585-0,0445-0,0404-0,056}{2} \right) (706,5 - 664,5) + \left(\frac{1-0,08585-0,0445-0,0404-0,056-0,0562}{2} \right) (664,5 - 593,9) + \left(\frac{1-0,08585-0,0445-0,0404-0,056-0,0562}{2} - 0,0330 \right) (593,9 - 555,5)$$

$$\frac{W_{T4}}{\dot{m}} = (0,41460 \times 41,7) + (0,38657 \times 42) + (0,3585 \times 70,6) + (0,325 \times 38,4)$$

$$\frac{W_{T4}}{\dot{m}} = 17,2889 + 16,2372 + 25,310 + 12,49$$

$$\frac{W_{T4}}{\dot{m}} = 71,3318 \text{ Kcal/kg}$$

Dimana :

W_{T4} = Daya/power yang dihasilkan oleh *steam* turbin 4

h_5 = *enthalpy* uap *superheater* tekanan rendah yang masuk pada *steam* turbin 4

h_6 = *enthalpy* uap jenuh tekanan rendah yang keluar pada *steam* turbin 4

h_{19} = *enthalpy* ekstraksi yang dibutuhkan pada perpindahan panas di dearator

h_{20} = *enthalpy* ekstraksi yang dibutuhkan pada perpindahan panas di *feedwater heater* 3

h_{22} = *enthalpy* ekstraksi yang dibutuhkan pada perpindahan panas di *feedwater heater* 1

4.3.6 Menentukan daya yang dibutuhkan oleh pompa

Adapun data awal yang dibutuhkan untuk menghitung daya yang dibutuhkan oleh pompa sebagai berikut:

➤ Pompa 1

Enthalpy fluida pada sisi *inlet* dan *outlet*

$$h_7 = 37 \text{ kcal/kg}$$

$$h_8 = 37,36 \text{ kcal/kg}$$

Fraksi massa pada semua turbin

$$y'_1 = 0,08585$$

$$y'_2 = 0,0445$$

$$y'_3 = 0,0404$$

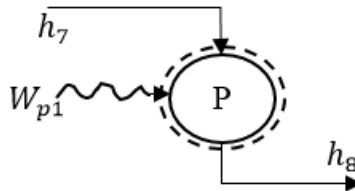
$$y'_4 = 0,056$$

$$y'_5 = 0,0562$$

$$y'_6 = 0,0218$$

$$y'_7 = 0,0331$$

Berikut gambar *free body diagram* pada pompa 1 :



Setelah mendapatkan data yang dibutuhkan penulis dapat menentukan daya yang dibutuhkan oleh pompa 1 per unit massa sebagai berikut:

$$\frac{W_{p1}}{\dot{m}} = (1 - y'_1 - y'_2 - y'_3 - y'_4 - y'_5 - y'_6 - y'_7)(h_8 - h_7)$$

$$\frac{W_{p1}}{\dot{m}} = (1 - 0,08585 - 0,0445 - 0,0404 - 0,056 - 0,0562 - 0,0218 - 0,0331)(37,36 - 37)$$

$$\frac{W_{p1}}{\dot{m}} = 0,6621 \times 0,36$$

$$\frac{W_{p1}}{\dot{m}} = 0,2383 \text{ kcal/kg}$$

Dimana :

W_{p1} = Daya/power yang dibutuhkan oleh pompa 1

h_7 = entalphy fluida kerja hasil kondensate yang masuk pada pompa 1

h_8 = entalphy fluida kerja yang keluar pada tekanan yang akan diinginkan pada pompa 1

➤ Pompa 2

Entalphy fluida pada sisi *inlet* dan *outlet*

$$h_{33} = 40,92 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{34} = 41,05 \text{ kcal/kg}$$

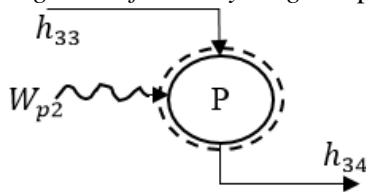
Fraksi massa yang dibutuhkan pada *feedwater heater* 1,2, dan 3

$$y'_5 = 0,0562$$

$$y'_6 = 0,0218$$

$$y'_7 = 0,0331$$

Berikut *gambar free body diagram* pada pompa 2 :



Setelah mendapatkan data yang dibutuhkan penulis dapat menentukan daya yang dibutuhkan oleh pompa 2 per unit massa sebagai berikut:

$$\frac{W_{p2}}{\dot{m}} = (y'_5 + y'_6 + y'_7)(h_{34} - h_{33})$$

$$\frac{W_{p2}}{\dot{m}} = (0,0562 + 0,0218 + 0,0331)(40,92 - 41,05)$$

$$\frac{W_{p2}}{\dot{m}} = 0,111 \times 0,13$$

$$\frac{W_{p2}}{\dot{m}} = 0,01444 \text{ kcal/kg}$$

Dimana :

W_{p2} = Daya/power yang dibutuhkan oleh pompa 2

h_{33} = *entalphy* fluida kerja hasil drain pada *feedwater heater* 1 yang masuk pada pompa 2

h_{34} = *entalphy* fluida kerja yang keluar pada tekanan yang akan diinginkan pada pompa 2

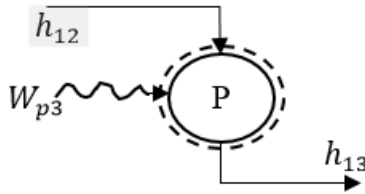
➤ Pompa 3

Entalphy fluida pada sisi *inlet* dan *outlet*

$$h_{12} = 144,3 \text{ kcal/kg}$$

$$h_{13} = 151,3 \text{ kcal/kg}$$

Berikut gambar *free body diagram* pada pompa 3 :



Setelah mendapatkan data yang dibutuhkan penulis dapat menentukan daya yang dibutuhkan oleh pompa 3 per unit massa sebagai berikut:

$$\frac{W_{p3}}{\dot{m}} = (h_{13} - h_{12})$$

$$\frac{W_{p3}}{\dot{m}} = (151,3 - 144,3)$$

$$\frac{W_{p3}}{\dot{m}} = 7 \text{ kcal/kg}$$

Dimana :

W_{p3} = Daya/power yang dibutuhkan oleh pompa 3

h_{12} = *entalphy* fluida kerja hasil perpindahan panas yang terjadi pada dearator yang masuk pada pompa 3

h_{13} = *entalphy* fluida kerja yang keluar pada tekanan yang akan diinginkan pada pompa 3

4.3.7 Menentukan *Kalor* Yang Dibutuhkan Oleh *Boiler*

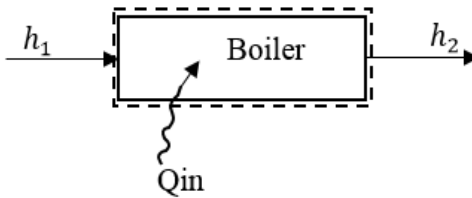
Adapun data awal yang dibutuhkan untuk menghitung *kalor* yang dibutuhkan oleh *boiler* sebagai berikut:

Entalphy fluida kerja pada sisi *inlet* dan *outlet*

$$h_1 = 253,2 \text{ kcal/kg}$$

$$h_2 = 811,4 \text{ kcal/kg}$$

Berikut gambar *free body diagram* pada boiler :



Total *kalor* yang ditambahkan adalah jumlah dari energi yang ditambahkan melalui perpindahan *kalor* selama pemanas lanjut. Jika diekspresikan berdasarkan unit massa yang masuk ke dalam *steam* turbin 1, nilainya adalah:

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = (h_2 - h_1)$$

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = (811,4 - 253,2)$$

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = 558.2 \text{ kcal/kg}$$

4.3.8 Menentukan *Kalor* Yang Dibutuhkan Oleh *Reheat*

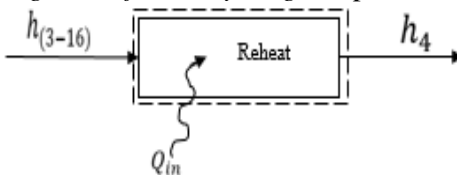
Adapun data awal yang dibutuhkan untuk menghitung *kalor* yang dibutuhkan oleh *reheat* sebagai berikut:

Entalphy fluida kerja pada sisi *inlet* dan *outlet*

$$h_1 = 253,2 \text{ kcal/kg}$$

$$h_2 = 811,4 \text{ kcal/kg}$$

Berikut gambar *free body diagram* pada *reheat* :



Total *kalor* yang ditambahkan adalah jumlah dari energi yang ditambahkan melalui perpindahan *kalor* selama pemanas lanjut. Jika diekspresikan berdasarkan unit massa yang masuk ke dalam *steam* turbin 2, nilainya adalah:

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}_{(3-16)}} = (h_4 - h_{(3-16)})$$

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}_{(3-16)}} = (841.81 - 732.82)$$

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}_{(3-16)}} = 108.99 \text{ kcal/kg}$$

4.3.9 Menentukan Effisiensi Thermal Dari Sistem Powerplant Ini

Adapun data awal yang dibutuhkan untuk menghitung efisiensi *thermal* dari sistem *powerplant* tersebut sebagai berikut:

Daya yang dihasilkan oleh *steam* turbin

$$\frac{W_{T1}}{\dot{m}} = 79 \text{ kcal/kg}$$

$$\frac{W_{T2}}{\dot{m}} = 85,5985 \text{ Kcal/kg}$$

$$\frac{W_{T3}}{\dot{m}} = 71,1878 \text{ Kcal/kg}$$

$$\frac{W_{T4}}{\dot{m}} = 71,3318 \text{ Kcal/kg}$$

Daya yang dibutuhkan oleh pompa

$$\frac{W_{p1}}{\dot{m}} = 0,2384 \text{ kcal/kg}$$

$$\frac{W_{p2}}{\dot{m}} = 0,0144 \text{ kcal/kg}$$

$$\frac{W_{p3}}{\dot{m}} = 7 \text{ kcal/kg}$$

Kalor yang dibutuhkan oleh *boiler* dan *reheat*

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}} = 558,2 \text{ kcal/kg}$$

$$\frac{\dot{Q}_{in}}{\dot{m}_{(3-16)}} = 108.99 \text{ kcal/kg}$$

Dengan menggunakan nilai-nilai diatas, efisiensi *thermal* adalah :

$$\eta = \frac{W_{T1}/\dot{m}_1 + W_{T2}/\dot{m}_1 + W_{T3}/\dot{m}_1 + W_{T4}/\dot{m}_1 - (W_{p1}/\dot{m}_1 + W_{p2}/\dot{m}_1 + W_{p3}/\dot{m}_1)}{\dot{Q}_{in}/\dot{m}_1 + \dot{Q}_{in}/\dot{m}_{(3-16)}}$$

$$\eta = \frac{79 + 85,5985 + 71,1878 + 71,3318 - (0,2384 + 0,0144 + 7)}{558,2 + 108.99}$$

$$\eta = \frac{299.8654}{667.19}$$

$$\eta = 0,40$$

4.3.10 Menentukan \dot{W} siklus Sistem pembangkit dari laju aliran massa yang telah diketahui

Adapun data awal yang dibutuhkan untuk mengetahui laju massa yang dibutuhkan pada sistem *powerplant*, sebagai berikut:

Daya yang dihasilkan oleh *steam* turbin

$$\frac{\dot{W}_{T1}}{\dot{m}} = 79 \text{ kcal/kg}$$

$$\frac{\dot{W}_{T2}}{\dot{m}} = 85,5985 \text{ Kcal/kg}$$

$$\frac{\dot{W}_{T3}}{\dot{m}} = 71,1878 \text{ Kcal/kg}$$

$$\frac{\dot{W}_{T4}}{\dot{m}} = 71,3318 \text{ Kcal/kg}$$

Daya yang dibutuhkan oleh pompa

$$\frac{\dot{W}_{p1}}{\dot{m}} = 0,2384 \text{ kcal/kg}$$

$$\frac{\dot{W}_{p2}}{\dot{m}} = 0,0144 \text{ kcal/kg}$$

$$\frac{\dot{W}_{p3}}{\dot{m}} = 7 \text{ kcal/kg}$$

Laju aliran massa yang masuk ke dalam turbin 1 sebesar

$$\dot{m}_1 = 1220540 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}}$$

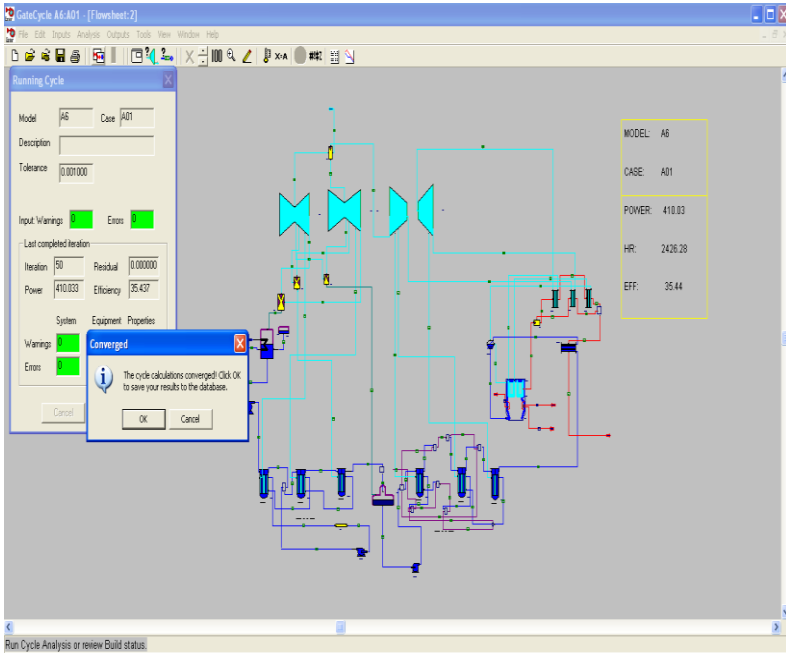
Besarnya daya sistem pembangkit yang dibutuhkan pada sistem pembangkit adalah:

$$\dot{W}_{siklus} = \left\{ \frac{\dot{W}_{T1}}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{W}_{T2}}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{W}_{T3}}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{W}_{T4}}{\dot{m}_1} - \left(\frac{\dot{W}_{p1}}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{W}_{p2}}{\dot{m}_1} + \frac{\dot{W}_{p3}}{\dot{m}_1} \right) \right\} \times \dot{m}_1$$

$$\begin{aligned} \dot{W}_{siklus} &= (79 + 85,5985 + 71,1878 + 71,3318 - 0,2384 \\ &\quad - 0,0144 - 7) \frac{\text{kcal}}{\text{kg}} \times 1220540 \frac{\text{Kg}}{\text{hr}} \\ &\quad \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \times 4,1868 \frac{\text{Kj}}{\text{Kcal}} \end{aligned}$$

$$\dot{W}_{siklus} = 425,655 \text{ MW}$$

4.4 Pemodelan Sistem Pembangkit Pada Kondisi Normal Dengan Menggunakan Software Gate Cycle



Gambar 4.5 Pemodelan Sistem Pembangkit Pada Kondisi Normal Dengan Menggunakan Software Gate Cycle

Pada sistem pembangkit diatas menggunakan acuan yang telah penulis buat berdasarkan PFD pada sistem pembangkit di Suralaya. Adapun hal yang berbeda dalam PFD sistem pembangkit Suralaya dengan PFD di sistem pembangkit pada software gate cycle antara lain:

1. *Gland condenser*

Gland condenser pada sistem pembangkit di Suralaya dijelaskan dalam bentuk *heat balance*. Adapun letak *gland condenser* pada *heat balance* berada sebelum keadaan *feedwater heater* 1. Di dalam software gate cycle, penulis tidak dapat menggunakan *gland condenser* karena tidak

adanya ikon *gland* condenser pada software, sehingga penulis mengabaikan peran *gland condenser* pada sistem pembangkit di software gate cycle.

2. *Gland* redurator

Gland redurator pada sistem pembangkit di Suralaya dijelaskan dalam bentuk *heat balance*. Fungsi utama *gland* redurator antara lain untuk menampung uap *steam* yang berlebih pada suatu sistem pembangkit yang dapat digunakan untuk menambah uap laju *steam* pada *feedwater heater* 1. Di dalam software gate cycle, penulis tidak dapat menggunakan *gland* redurator karena tidak adanya ikon *gland* redurator pada software, sehingga penulis mengabaikan peran *gland* redurator pada sistem pembangkit di software gate cycle.

3. *Ejector*

Ejector pada sistem pembangkit di Suralaya dijelaskan dalam bentuk *heat balance*. Adapun fungsi utama *ejector* antara lain untuk membuat ruangan kondensasi di dalam kondensor menjadi *vaccum* (Hampa) sehingga uap bekas dari turbin mengalir ke ruang kondensor tersebut dengan cepat dan bersinggungan terhadap pipa-pipa pendingin kondensor yang akhirnya uap tersebut menjadi air kondensat. Di dalam software gate cycle, penulis tidak dapat menggunakan *ejector* karena tidak adanya *icon ejector* pada software, sehingga penulis mengabaikan peran *ejector* pada sistem pembangkit di software gate cycle.

4. *Boiler* pada sistem pembangkit di Suralaya.

Boiler pada sistem pembangkit di Suralaya dijelaskan dalam bentuk *heat balance*. Pada *heat balance*, komponen *boiler* hanya dijelaskan dalam keadaan yang sederhana. Sehingga penulis harus menambahkan komponen lain untuk mendukung sistem operasi pada *boiler* di software gate cycle. Adapun komponen tambahan dalam sistem *powerplant* yaitu *steam drum*, *economizer*, dan *superheater*.

Dalam membuat sistem pembangkit di software gate cycle dengan mengabaikan dan menambah hal-hal yang diatas kita dapat

memodelkan sistem pembangkit pada kondisi normal, dimana semua komponen berjalan dengan sangat baik. Sehingga kita dapat mengetahui daya yang dikeluarkan serta efisiensi yang dapat kita capai pada sistem pembangkit.

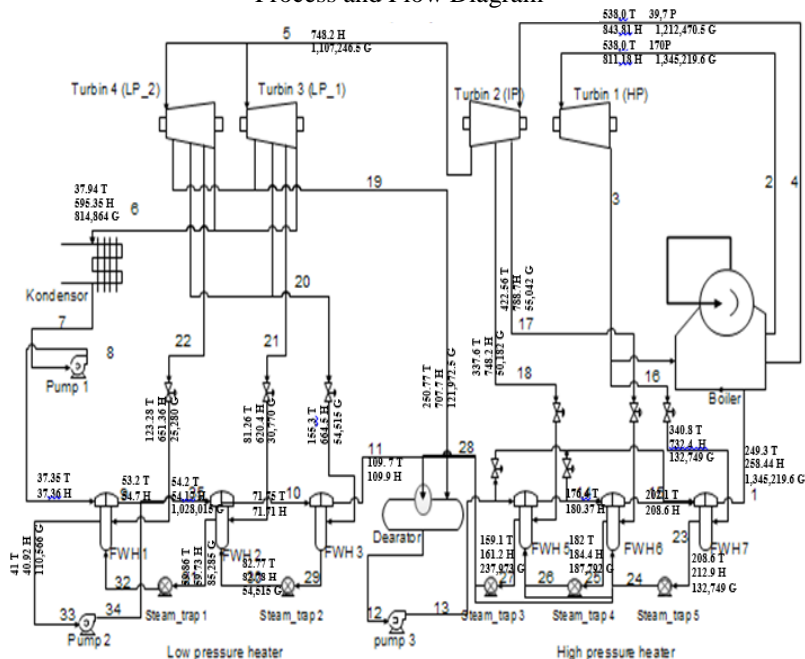
Pada pemodelan diatas didapatkan daya sebesar 409,8 MW dengan efisiensi sebesar 35,457%. Adapun variabel yang dibuat tetap pada pemodelan diatas adalah *temperature* keluaran dari *boiler* sebesar 538 C dan laju aliran massa yang sama dengan keadaan sistem pembangkit dalam keadaan normal yaitu 1345259 kg/hr. Berikut ini data yang dihasilkan pada sistem pembangkit dengan menggunakan software gate cycle adalah:

Tabel 4.5 Data hasil simulasi pada software gate cycle di setiap komponen pada kondisi normal

No	Nama Komponen	Satuan	Nilai
1	<i>Steam</i> turbin 1	kW	123,061
2	<i>Steam</i> turbin 2	kW	132,229
3	<i>Steam</i> turbin 3	kW	82,081
4	<i>Steam</i> turbin 4	kW	81,253
5	Pump 1	kW	-383.07
6	Pump 2	kW	-16.3
7	Pump 3	kW	-8,251.3
8	<i>Boiler</i>	kcal/hr	994,860,000
9	effisiensi	%	35.457
10	Mass. <i>Flowrate</i>	Kg/hr	1,345,219

Berikut ini merupakan gambar *heat and mass balance* pada sistem pembangkit dalam kondisi normal yang digambarkan dalam bentuk PFD.

Process and Flow Diagram



Gambar 4.6 heat and mass balance pemodelan sistem powerplant dalam keadaan normal pada software gate cycle

Berikut ini data FWH pada *high pressure heater* dalam pemodelan sistem pembangkit di software gate cycle dalam keadaan normal. Tabel 4.7 Data FWH dalam pemodelan sistem pembangkit di software gate cycle dalam keadaan normal.

No.	Nama Komponen		Steam_in	Drain_out	BFW_in	BFW_out	Drain_in	
1	Feedwater Heater 5	Flowrate	kg/hr	50,182	237,973	1,345,219	1,345,219	187,791
		Temperature	C	338	160	152	176	182
		Pressure	kg/cm2	9	9	170	170	17
		Entalphy	kcal/kg	748	161	155	180	184
2	Feedwater Heater 6	Flowrate	kg/hr	55,042	187,791	1,345,219	1,345,219	132,749
		Temperature	C	423	182	176	202	208
		Pressure	kg/cm2	17	17	170	170	40
		Entalphy	kcal/kg	789	184	180	208	212
3	Feedwater Heater 7	Flowrate	kg/hr	132,749	132,749	1,345,219	1,345,219	-
		Temperature	C	340	208	202	249	-
		Pressure	kg/cm2	40	40	170	170	-
		Entalphy	kcal/kg	733	212	208	258	-

4.5 Perbandingan Sistem Pembangkit antara Pemodelan Gate Cycle dan heat balance PLTU Suralaya Pada Kondisi Normal

Hal ini dilakukan untuk mengetahui perbedaan nilai antara data sistem pembangkit dari PLTU Suralaya, dan pemodelan sistem pembangkit dengan menggunakan software gate cycle. Dengan adanya perbedaan ini, kita dapat mengetahui dan menganalisa sistem pembangkit yang terjadi. Hal ini dilakukan untuk mengetahui faktor-faktor apa saja yang berpengaruh dan terjadi pada sistem pembangkit. Berikut ini adalah tabel perbedaan nilai antara hasil yang didapat dari pemodelan gate cycle, dan perhitungan termodinamika dari data PLTU Suralaya pada masing-masing komponen di sistem pembangkit.

Tabel 4.8 Perbedaan Sistem Pembangkit Secara Perhitungan Termodinamika, dengan Hasil Pemodelan Gate Cycle dan Pada Kondisi Normal

No	Komponen	Satuan	Gate cycle	Thermodinamika
1	Steam turbin 1 (HP)	MW	123.116	120.139
2	Steam turbin 2 (IP)	MW	132.334	130.506
3	Steam turbin 3 (LP)	MW	82.084	87.050
4	Steam turbin 4 (LP)	MW	81.257	86.254
5	Pump 1	MW	-0.384	-0.338
6	Pump 2	MW	-0.0167	-0.0167
7	Pump 3	MW	-8.245	-8.936
8	Mas. Flowrate	Kg/hr	1,345,259	1,220,540
9	Q boiler	Kcal/hr	994,115,840	823,369,044.4
10	effisiensi	%	35.446	40.00
	Cycle nett.	MW	409.83	409.975

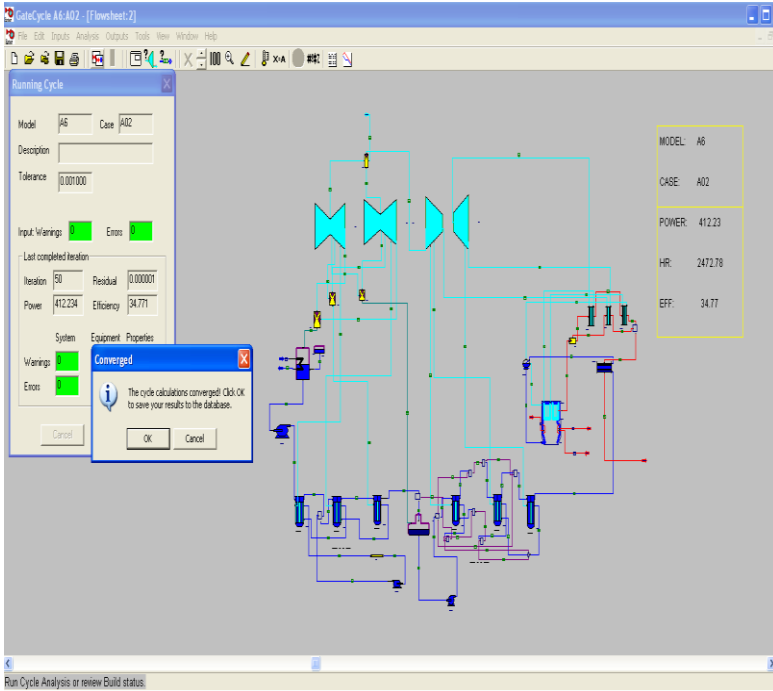
Dari perbedaan nilai diatas penulis dapat membuat dan mengetahui selisih suatu sistem pembangkit dengan daya 410 MW antara metode perhitungan secara termodinamika dengan pemodelan menggunakan software gate cycle. Adapun selisih perhitungan tersebut terjadi dikarenakan oleh beberapa hal yaitu pada software gate cycle, laju aliran massa yang tidak bisa disetting sesuai dengan keadaan *aktualnya* dan penulis mengambil langkah dengan menetapkan keluaran daya pada sistem pembangkit sama dengan data *aktual* yaitu 410 MW.

Adapun efisiensi yang didapatkan pada perhitungan termodinamika berdasarkan data yang didapatkan dari PLTU Suralaya adalah 42 %, sedangkan efisiensi dari hasil simulasi yang dilakukan pada gate cycle adalah 35,44 %. Dari hasil yang telah kita dapatkan diatas, adanya selisih antara perhitungan termodinamika dari data PLTU Suralaya dengan hasil simulasi pada software gate cycle yang disebabkan oleh beberapa faktor antara lain:

1. Penyettingan(*adjustment*) semua komponen di sistem pembangkit pada pemodelan gate cycle tidak dapat dilakukan dengan keadaan *aktual* yang ada dilapangan.
2. Laju aliran massa pada gate cycle tidak dapat disetting sama dengan keadaan *aktual* di PLTU Suralaya.
3. Efisiensi pada masing-masing komponen di sistem pembangkit yang tidak penulis ketahui. Hal ini mempengaruhi hasil simulasi yang didapat pada gate cycle.

Setelah melihat delta *enthalpy* pada masing-masing komponen di sistem pembangkit di software gate cycle dan *aktual* di PLTU Suralaya terlihat bahwa perbedaan delta *enthalphynya* sangat kecil. Sehingga penulis menyimpulkan penggunaan pemodelan sistem pembangkit dengan menggunakan software gate cycle dapat digunakan. Hal ini dilakukan untuk mempermudah pengerjaan selanjutnya untuk memodelkan sistem pembangkit tanpa *feedwater heater* 6, sistem pembangkit tanpa *feedwater heater* 6 dan 5, sistem pembangkit tanpa *feedwater heater* 6 dengan *fix temperature* dengan beban kerja di *feedwater* selanjutnya.

4.6 Pemodelan Sistem Pembangkit Tanpa *Feedwater heater* 6 Dengan Menggunakan Software Gate Cycle



Gambar 4.7 Pemodelan Sistem Pembangkit Tanpa *Feedwater heater* 6 Dengan Menggunakan Software Gate Cycle

Pada sistem pembangkit diatas menggunakan acuan yang telah penulis buat berdasarkan PFD pada sistem pembangkit di Suralaya. Dalam membuat sistem pembangkit di software gate cycle dengan mengabaikan dan menambah hal-hal yang diatas kita dapat memodelkan sistem pembangkit pada kondisi tanpa *feedwater heater* 6, dimana ada perbaikan pada *feedwater heater* 6 sehingga penulis melakukan *by pass* dari *feedwater heater* 5 menuju *feedwater heater* 7. Sehingga kita dapat mengetahui daya

yang dikeluarkan serta efisiensi yang dapat kita capai pada sistem pembangkit dengan menggunakan software gate cycle tersebut.

Pada pemodelan diatas didapatkan daya sebesar 412,234 MW dengan efisiensi sebesar 34,771%. Adapun variabel yang dibuat tetap pada pemodelan diatas adalah *temperature* keluaran dari *boiler* sebesar 538 C dan laju aliran massa yang sama dengan keadaan sistem pembangkit dalam keadaan normal yaitu 1345259 kg/hr. hal ini menunjukkan bahwa jika *feedwater heater* 6 mengalami kerusakan dan penulis melakukan *by pass* terhadap *feedwater heater* 6, maka daya yang dihasilkan pada sistem pembangkit mengalami kenaikan, dan efisiensi pada sistem tersebut mengalami penurunan yang disebabkan ceratan pada ekstraksi *steam* turbin 2 yang berkurang serta *kalor* yang dibutuhkan pada *boiler* meningkat karena beda *temperature inlet* yang masuk pada *boiler* yang tidak sama dengan kondisi normal.

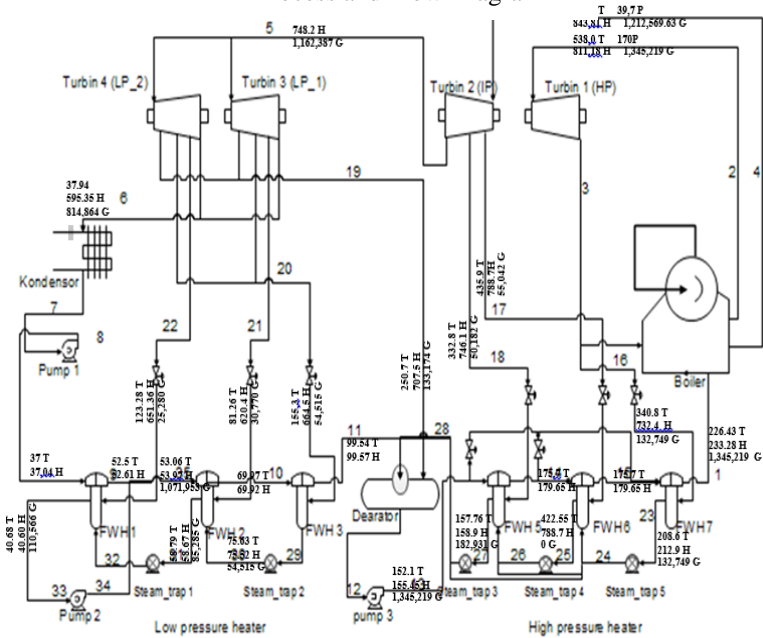
Berikut ini data yang dihasilkan pada sistem pembangkit dengan menggunakan software gate cycle adalah:

Tabel 4.9 Data hasil simulasi pada software gate cycle di setiap komponen pada kondisi tanpa *feedwater heater* 6

No	Nama Komponen	Satuan	Nilai
1	<i>Steam</i> turbin 1	kW	123,040
2	<i>Steam</i> turbin 2	kW	134,833
3	<i>Steam</i> turbin 3	kW	82,345
4	<i>Steam</i> turbin 4	kW	81,516
5	Pump 1	kW	-399,96
6	Pump 2	kW	-16,3
7	Pump 3	kW	-8226,9
8	<i>Boiler</i>	kcal/hr	1,021,982,393
9	effisiensi	%	34,77
10	Mass. <i>Flowrate</i>	Kg/hr	1,345,219

Berikut ini merupakan gambar *heat and mass balance* pada sistem pembangkit dalam keadaan *feedwater heater* 6 mati yang digambarkan dalam bentuk PFD.

Process and Flow Diagram



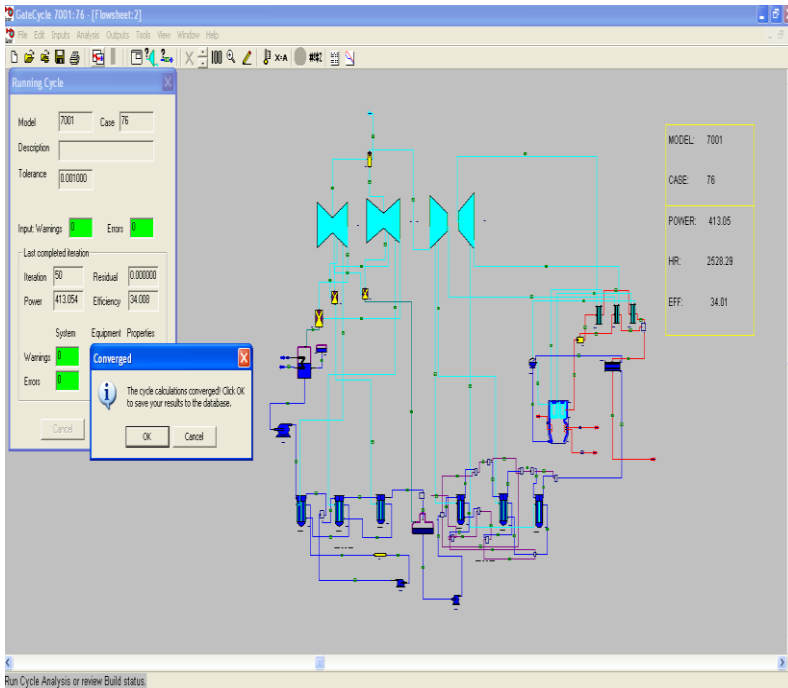
Gambar 4.8 Heat and mass balance pemodelan sistem pembangkit tanpa menggunakan FWH 6 pada software gate cycle

Berikut ini data FWH pada *high pressure* heater dalam pemodelan sistem pembangkit di software gate cycle dalam keadaan tanpa *feedwater heater* 6

Tabel 4.10 Data FWH dalam pemodelan sistem pembangkit di software gate cycle dalam keadaan tanpa *feedwater heater* 6

No.	Nama Komponen		Steam in	Drain out	BFW in	BFW out	Drain in	
1	Feedwater Heater 5	Flowrate	kg/hr	50,182	182,931	1,345,219	1,345,219	132,749
		Temperature	C	338	158	152	176	181
		Pressure	kg/cm2	9	9	170	170	40
		Entalphy	kcal/kg	748	159	155	180	184
2	Feedwater Heater 6	Flowrate	kg/hr	0	0	0	0	0
		Temperature	C	423	423	176	176	181
		Pressure	kg/cm2	17	17	170	170	40
		Entalphy	kcal/kg	789	789	180	180	184
3	Feedwater Heater 7	Flowrate	kg/hr	132,749	132,749	1,345,219	1,345,219	-
		Temperature	C	340	181	176	226	-
		Pressure	kg/cm2	40	40	170	170	-
		Entalphy	kcal/kg	733	184	180	233	-

4.6 Pemodelan Sistem Pembangkit Tanpa *Feedwater heater* 5 dan 6 Dengan Menggunakan Software Gate Cycle



Gambar 4.9 Pemodelan Sistem Pembangkit Tanpa *Feedwater heater* 5 dan 6 Dengan Menggunakan Software Gate Cycle

Pada sistem pembangkit diatas menggunakan acuan yang telah penulis buat berdasarkan PFD pada sistem pembangkit di Suralaya. Dalam membuat sistem pembangkit di software gate cycle dengan mengabaikan dan menambah hal-hal yang diatas kita dapat memodelkan sistem pembangkit pada kondisi tanpa *feedwater heater* 5 dan 6, dimana pada keadaan *aktual feedwater heater* 6 mengalami rusak sehingga *engineer* disana melakukan *by pass* dari dearator menuju *feedwater heater* 7. Sehingga kita dapat mengetahui daya yang dikeluarkan serta efisiensi yang dapat kita

capai pada sistem pembangkit dengan menggunakan software gate cycle tersebut.

Pada pemodelan diatas didapatkan daya sebesar 413,054 MW dengan efisiensi sebesar 34,008%. Adapun variabel yang dibuat tetap pada pemodelan diatas adalah *temperature* keluaran dari *boiler* sebesar 538 C dan laju aliran massa yang sama dengan keadaan sistem pembangkit dalam keadaan normal yaitu 1345259 kg/hr. hal ini menunjukkan bahwa jika *feedwater heater* 6 mengalami kerusakan dan *engineer* disana melakukan *by pass* dari dearator menuju *feedwater heater* 7, maka daya yang dihasilkan pada sistem pembangkit mengalami kenaikan sedikit, dan efisiensi pada sistem tersebut mengalami penurunan yang sedikit dari pemodelan sistem pembangkit tanpa *feedwater heater* 6 disebabkan ceratan pada ekstraksi *steam* turbin 2 yang berkurang serta *kalor* yang dibutuhkan pada *boiler* meningkat karena beda *temperature inlet* yang masuk pada *boiler* yang tidak sama dengan kondisi normal.

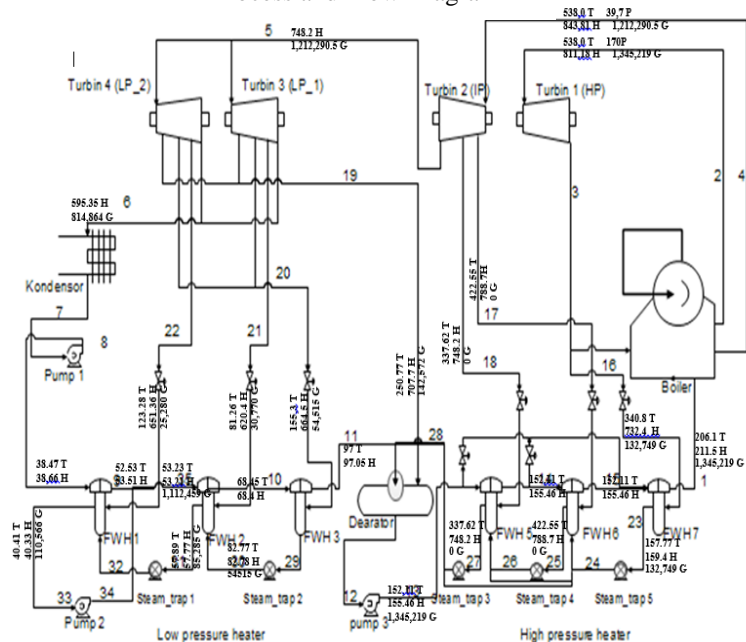
Berikut ini data yang dihasilkan pada sistem pembangkit dengan menggunakan software gate cycle adalah:

Tabel 4.11 Data hasil simulasi pada software gate cycle di setiap komponen pada kondisi tanpa *feedwater heater* 5 dan 6

No	Nama Komponen	Satuan	Nilai
1	<i>Steam</i> turbin 1	kW	123,044
2	<i>Steam</i> turbin 2	kW	134,802
3	<i>Steam</i> turbin 3	kW	82,566
4	<i>Steam</i> turbin 4	kW	81,737
5	Pump 1	kW	-417,53
6	Pump 2	kW	-16,3
7	Pump 3	kW	-8249,6
8	<i>Boiler</i>	kcal/hr	1,044,318,656
9	efisiensi	%	34.01
10	Mass. <i>Flowrate</i>	Kg/hr	1,345,219

Berikut ini merupakan gambar *heat and mass balance* pada sistem *powerplant* dalam kondisi normal yang digambarkan dalam bentuk PFD.

Process and Flow Diagram



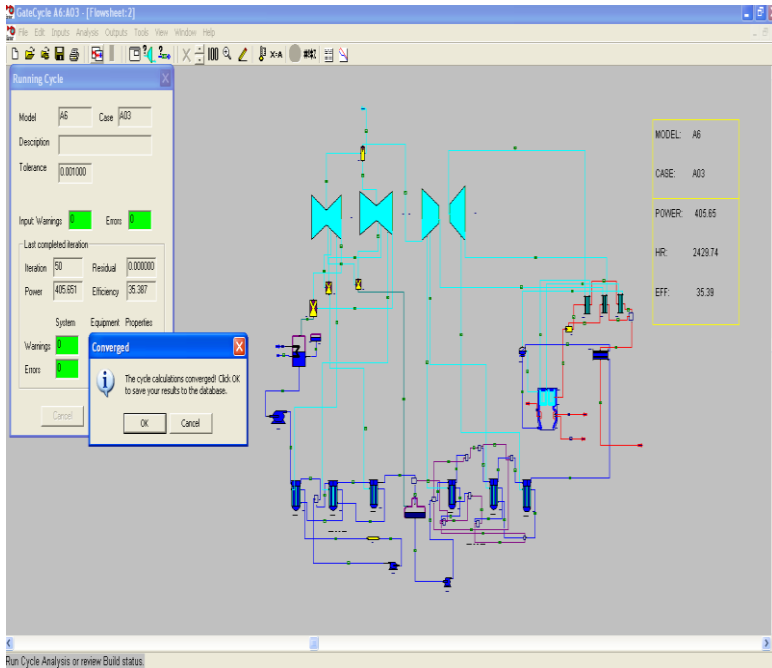
Gambar 4.10 *heat and mass balance* pemodelan sistem *powerplant* tanpa menggunakan FWH 5 dan 6 pada software gate cycle

Berikut ini data FWH dalam pemodelan system *powerplant* di software gate cycle dalam keadaan tanpa *feedwater heater* 5 dan 6

Tabel 4.12 Data FWH dalam pemodelan system *powerplant* di software gate cycle dalam keadaan tanpa *feedwater heater* 5 dan 6

No.	Nama Komponen		Steam_in	Drain_out	BFW_in	BFW_out	Drain_in
1	Feedwater Heater 5	Flowrate	kg/hr	0	0	0	0
		Temperature	C	338	338	152	152
		Pressure	kg/cm2	9	9	170	170
		Entalphy	kcal/kg	748	748	155	155
2	Feedwater Heater 6	Flowrate	kg/hr	0	0	0	0
		Temperature	C	423	423	152	152
		Pressure	kg/cm2	17	17	170	170
		Entalphy	kcal/kg	789	789	155	155
3	Feedwater Heater 7	Flowrate	kg/hr	132,749	132,749	1,345,219	1,345,219
		Temperature	C	340	158	152	206
		Pressure	kg/cm2	40	40	170	170
		Entalphy	kcal/kg	733	159	155	212

4.7 Pemodelan Sistem Pembangkit Tanpa *Feedwater heater* 6 Serta Menambah Beban Kerja yang Akan Dicapai Pada *Feedwater heater* 7 (fix temperature) Dengan Menggunakan Software Gate Cycle



Gambar 4.11 Pemodelan Sistem Pembangkit Tanpa *Feedwater heater* 6 Serta Menambah Beban Kerja yang Akan Dicapai Pada *Feedwater heater* 7 (fix temperature) Dengan Menggunakan Software Gate Cycle

Pada sistem pembangkit diatas menggunakan acuan yang telah penulis buat berdasarkan PFD pada sistem pembangkit di Suralaya. Dalam membuat sistem pembangkit di software gate cycle dengan mengabaikan dan menambah hal-hal yang diatas kita dapat memodelkan sistem pembangkit pada kondisi tanpa *feedwater heater* 6 dengan menambah beban kerja pada *feedwater* selanjutnya sehingga *temperature* keluarannya sama dengan

keadaan sistem pembangkit dalam keadaan normal. Sehingga penulis melakukan *by pass* terhadap *feedwater heater* 6 dan memakai metode kalkulasi pada *feedwater heater* 7 yaitu terminal *temperature difference*. Sehingga kita dapat mengetahui daya yang dikeluarkan serta efisiensi yang dapat kita capai pada sistem pembangkit dengan menggunakan software *gate cycle* tersebut.

Pada pemodelan diatas didapatkan daya sebesar 405,65 MW dengan efisiensi sebesar 35,39%. Adapun variabel yang dibuat tetap pada pemodelan diatas adalah *temperature* keluaran dari *boiler* sebesar 538 C dan laju aliran massa yang sama dengan keadaan sistem pembangkit dalam keadaan normal yaitu 1345259 kg/hr. hal ini menunjukkan bahwa jika *feedwater heater* 6 mengalami kerusakan dan penulis melakukan penambahan beban kerja pada *feedwater heater* 7, maka daya yang dihasilkan pada sistem pembangkit mengalami penurunan yang signifikan, dan efisiensi pada sistem tersebut mengalami peningkatan dari pemodelan sistem pembangkit tanpa *feedwater heater* 6 disebabkan ceratan pada ekstraksi *steam* turbin 1 lebih banyak keluar dari pada keadaan sistem pembangkit pada pemodelan tanpa *feedwater heater* 6. sehingga daya yang hilang di *steam* turbin 1 besar, serta *kalor* yang dibutuhkan pada *boiler* cenderung berkurang dengan sistem pembangkit pada keadaan normal. Hal ini dikarenakan delta *temperature*nya sama.

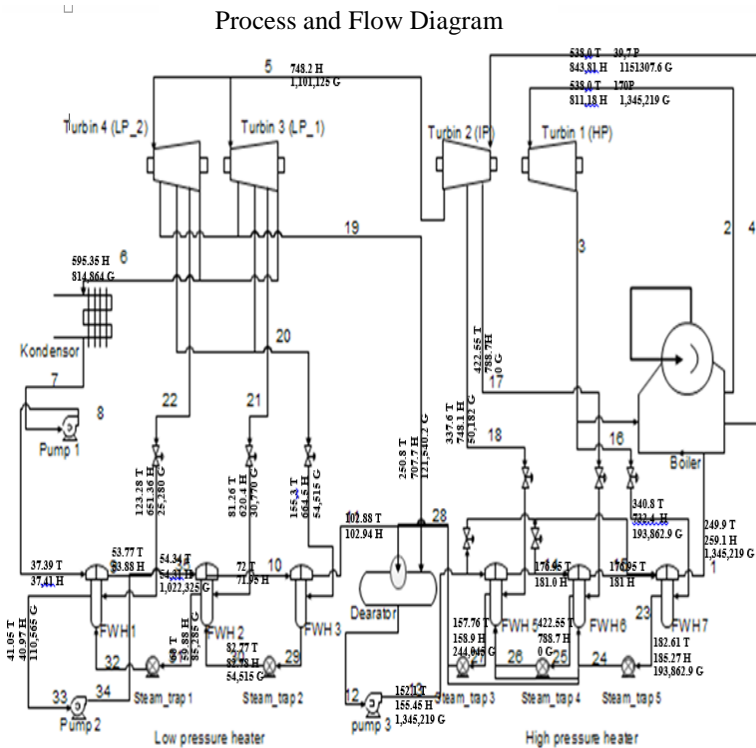
Berikut ini data yang dihasilkan pada sistem pembangkit dengan menggunakan software *gate cycle* adalah:

Tabel 4.13 Data hasil simulasi pada software *gate cycle* di setiap komponen pada kondisi tanpa *feedwater heater* 6 dan penambahan beban kerja pada *feedwater heater* selanjutnya

No	Nama Komponen	Satuan	Nilai
1	<i>Steam</i> turbin 1	kW	123,001
2	<i>Steam</i> turbin 2	kW	128,021
3	<i>Steam</i> turbin 3	kW	82,070
4	<i>Steam</i> turbin 4	kW	81,242
5	Pump 1	kW	- 380.38

6	Pump 2	kW	-16.3
7	Pump 3	kW	- 8245.3
8	Boiler	kcal/hr	985,626,135
9	effisiensi	%	35.38
10	Mass. Flowrate	Kg/hr	1,345,219

Berikut ini merupakan gambar *heat and mass balance* pada sistem *powerplant* dalam kondisi normal yang digambarkan dalam bentuk PFD.



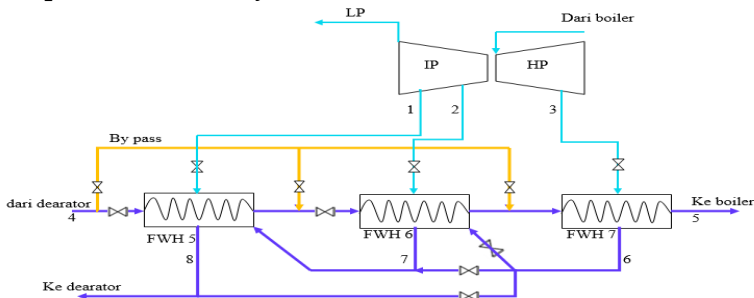
Gambar 4.12 *heat and mass balance* pemodelan sistem pembangkit tanpa menggunakan FWH 6 (*fix temperature* FWH 7) pada software gate cycle

Berikut ini data *properties* pada FWH pada pemodelan system *powerplant* di software gate cycle dalam keadaan normal.

Tabel 4.14 Data FWH dalam pemodelan system *powerplant* di software gate cycle dalam keadaan FWH 6 off (*fix temperature FWH 7*)

No.	Nama Komponen		Steam_in	Drain_out	BFW_in	BFW_out	Drain_in	
1	Feedwater Heater 5	Flowrate	kg/hr	50,182	244,045	1,345,219	1,345,219	193,863
		Temperature	C	338	158	152	177	183
		Pressure	kg/cm2	9	9	170	170	40
		Entalphy	kcal/kg	748	159	155	181	185
2	Feedwater Heater 6	Flowrate	kg/hr	0	0	0	0	0
		Temperature	C	423	423	177	177	183
		Pressure	kg/cm2	17	17	170	170	40
		Entalphy	kcal/kg	789	789	181	181	185
3	Feedwater Heater 7	Flowrate	kg/hr	193,863	193,863	1,345,219	1,345,219	-
		Temperature	C	340	183	177	250	-
		Pressure	kg/cm2	40	40	170	170	-
		Entalphy	kcal/kg	733	185	181	259	-

4.8 Komparasi pada feedwater heater berbagai kondisi pada pemodelan Gatecycle



Tabel 4.15 kondisi setiap titik-titik keadaan pada *feedwater heater* (HPH) pada pemodelan sistem pembangkit di gate cycle

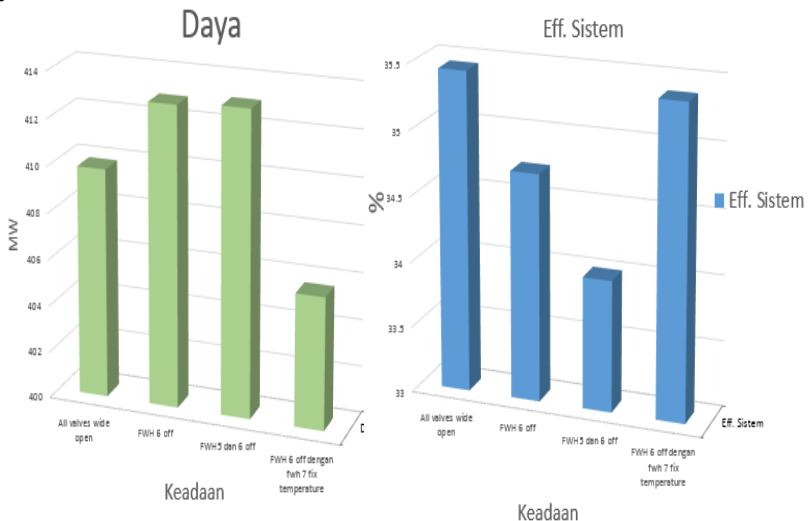
Kondisi gate cycle	m1 (Kg/H)	T1 @	P1	m2(Kg/H)	T2 @	P2	m3 (Kg/H)	T3 @	P3	m4 (Kg/H)	T4 @	P4
All valves wide open	50,182	337.6	9.4	55,042	422.5	16.7	132,749	339.5	39.7	1,345,219	152.1	170
FWH 6 off	50,182	337.6	9.4	-	-	-	132,749	339.5	39.7	1,345,219	152.1	170
FWH5 dan 6 off	-	-	-	-	-	-	132,749	339.5	39.7	1,345,219	152.1	170
Fwh 6 off (fix temp. FWH 7)	50,182	337.6	9.4	-	-	-	193,862	339.5	39.7	1,345,219	152.1	170

Kondisi gate cycle	m5 (Kg/H)	T5 @	P5	m6 (Kg/H)	T6 @	P6	m7 (Kg/H)	T7 @	P7	m8 (Kg/H)	T8 @	P8
All valves wide open	1,345,219	249.3	170	132,749	208.1	39.7	187,791	182.0	16.7	237,973	159.8	9.4
FWH 6 off	1,345,219	226.4	170	132,749	181.3	39.7	-	-	-	182,931	157.8	9.4
FWH5 dan 6 off	1,345,219	206.1	170	132,749	157.8	39.7	-	-	-	-	-	-
Fwh 6 off (fix temp. FWH 7)	1,345,219	249.3	170	193,862	182.6	39.7	-	-	-	24,045	157.8	9.4

Tabel diatas memperlihatkan hasil di setiap tingkat keadaan pada masing masing *feedwater heater* dari hasil pemodelan sistem pembangkit pada gate cycle. Dari tabel ini akan dibuat bar chart untuk menjelaskan serta memperlihatkan perbedaan daya dan efisiensi sistem pembangkit di setiap tingkat keadaan.

4.9 Bar chart beda daya, serta efisiensi sistem pembangkit di berbagai kondisi pada pemodelan gate cycle

Berikut ini adalah bar chart beda Q boiler dan delta temperature pada boiler di setiap keadaan pada pemodelan gate cycle.



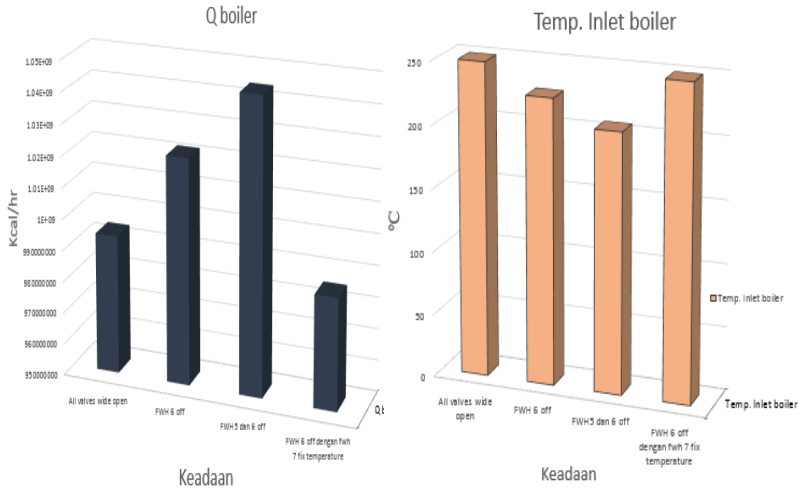
Gambar 4.13 Bar Chart beda daya dan eff. Sistem yang terjadi pada tiap-tiap keadaan

Dari bar chart diatas terlihat bahwa daya *netto* sistem pembangkit mengalami penurunan yang sangat kecil pada kondisi FWH 6 off dari keadaan FWH 5 & 6 off, dan mengalami penurunan ± 8 MW pada keadaan FWH 6 off (*fix temperature* pada FWH 7) dari keadaan FWH 5 & 6 off. Selanjutnya efisiensi pada sistem pembangkit pada keadaan FWH 6 off mengalami kenaikan $\pm 0,8$ % dari keadaan FWH 5 & 6 off, pada keadaan fwh 6 off (*fix temperature* pada FWH 7) efisiensi sistem pembangkit cenderung mengalami peningkatan yang signifikan sebesar 1,5 % dari keadaan FWH 5 & 6 off.

Pada penjelasan bar chart daya dan efisiensi diatas adanya pengaruh jumlah Q yang masuk ke dalam sistem *boiler* sehingga mempengaruhi besarnya efisiensi yang keluar pada sistem pembangkit. Pada sub bab berikutnya penulis akan menjelaskan serta memperlihatkan perbedaan Q yang masuk pada *boiler* dan besarnya *temperature inlet* fluida kerja yang masuk pada *boiler*.

4.10 Bar chart beda Q boiler dan besarnya temperature inlet fluida kerja yang masuk pada boiler di berbagai kondisi pada pemodelan gate cycle

Berikut ini adalah bar chart beda Q *boiler* dan besarnya *temperature inlet* fluida kerja yang masuk pada *boiler* di berbagai kondisi pada pemodelan gate cycle



Gambar 4.13 Bar Chart beda *Q boiler* dan *Temp. Inlet boiler* yang terjadi pada tiap-tiap keadaan

Dari bar chart diatas terlihat bahwa *Q boiler* pada sistem pembangkit mengalami penurunan ± 22336263 Kcal/hr pada kondisi FWH 6 off dari keadaan FWH 5&6 off, pada sistem pembangkit dengan keadaan FWH 6 off (*fix temperature* pada FWH 7) mengalami penurunan yang sangat signifikan yaitu ± 58692521 Kcal/hr dari keadaan FWH 5 & 6 off. Hal ini dipengaruhi oleh besarnya nilai *temperature inlet* yang akan masuk ke *boiler* sehingga mempengaruhi beban kerja pada *boiler* di masing-masing keadaan.

4.11 Perhitungan kemungkinan terjadinya Thermal Stress pada FWH 7

Mengingat cukup tingginya beda temperatur antara hot dan cold fluid pada FWH 7 maka berikut ini akan diberikan evaluasi mengenai kemungkinan terjadinya thermal stress. Secara prinsip thermal stress terjadi karena adanya perbedaan ekspansi maupun kontraksi pada material yang diakibatkan perbedaan temperatur. Hal ini dapat menyebabkan kerusakan yang cukup fatal.

Thermal Stress dapat dicari dengan persamaan :

$$\sigma = E \varepsilon$$

$$= E \alpha dt$$

dimana :

$\sigma = stress$ karena ekspansi *temperature* ($N/m^2, Pa$)

$E = \underline{Youngs Modulus}$ (N/m^2)

$\varepsilon = strain$

$\alpha = \underline{temperature expansion coefficient}$ ($m/m^\circ C$)

$dt = \underline{temperature difference}$ ($^\circ C$)

Pada sistem pembangkit tanpa menggunakan FWH 6 (*fix temperature* FWH 7) pada software gate cycle maka FWH 7 mengalami perbedaan temperatur mencapai $163^\circ C$ maka didapatkan thermal stress sebesar:

$$\sigma = 650000 \text{ pa} = 6,5 \text{ bar}$$

Karena thermal stress yang terjadi di batas maksimal maka penambahan laju steam pada FWH 7 yang dapat ditambah hanya sebesar $193,862 \text{ Kg/hr}$ sesuai dengan perhitungan di gate cycle, sehingga penambahan laju steam di fwh 7 di sistem pembangkit di Suralaya cukup aman.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari studi yang dilakukan serta pembahasan terhadap data yang didapatkan, dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Pemodelan sistem pembangkit pada gate cycle adalah convergent
2. Data hasil simulasi gate cycle di setiap komponen pada semua keadaan sebagai berikut :

No	Nama Komponen	Satuan	Keadaan			
			Normal	fwh 6 off	fwh 5 & 6 off	FWH 6off (fix temperature)
1	Steam turbin 1	kW	123061	123040	123044	123001
2	Steam turbin 2	kW	132229	134833	134802	128021
3	Steam turbin 3	kW	82081	82345	82566	82070
4	Steam turbin 4	kW	81253	81516	81737	81242
5	Pump 1	kW	-383,07	-399,96	-417,53	-380,38
6	Pump 2	kW	-16,3	-16,3	-16,3	-16,3
7	Pump 3	kW	-8251,3	-8226,9	-8249,6	-8245,3
8	Mass. Flowrate	Kg/hr	1345259	1345259	1345259	1345259

3. Beberapa hasil pemodelan sistem pembangkit di gate cycle yang penulis buat :
 - ✚ Keadaan normal
 - Daya : 409,8 MW
 - Eff. Sistem pembangkit : 35,5 %
 - Q boiler yang dibutuhkan : 994860000 kcal/hr
 - Temp. Inlet boiler : 250 °C
 - ✚ FWH 6 off
 - Daya : 412,6 MW
 - Eff. Sistem pembangkit : 34,7 %
 - Q boiler yang dibutuhkan : 1021982393 kcal/hr
 - Temp. Inlet boiler : 226 °C
 - ✚ FWH 5 & 6 off
 - Daya : 413,1 MW
 - Eff. Sistem pembangkit : 34 %

Q boiler yang dibutuhkan	: 1044318656 kcal/hr
Temp. Inlet boiler	: 200 °C
✚ FWH 6 off dengan FWH 7 <i>fix temperature</i>	
Daya	: 405,7 MW
Eff. Sistem pembangkit	: 35,4 %
Q boiler yang dibutuhkan	: 985626135 kcal/hr
Temp. Inlet boiler	: 250 °C

- Adanya kenaikan efisiensi sistem pembangkit pada *feedwater heater* 6 off sebesar 0,8 % serta mengalami penurunan kebutuhan kalor di dalam boiler sebesar 22336263 Kcal/hr daripada keadaan sistem pembangkit pada keadaan 5 & 6 off.
- Adanya kenaikan efisiensi sistem pembangkit pada *feedwater heater* 6 off (*fix temperature*) sebesar 1,4 % serta mengalami penurunan kebutuhan kalor yang signifikan di dalam boiler sebesar 58692521 Kcal/hr daripada keadaan sistem pembangkit pada keadaan 5 & 6 off.
- Flowrate* pada *steam* yang dibutuhkan pada *feedwater heater* 7 pada keadaan FWH 6 off (*fix temperature*) adalah 193862 kg/h. Karena sesuai dengan keadaan thermal stress di FWH 7.
- Dengan adanya kerusakan pada salah satu *feedwater heater* akan menyebabkan temperature fluida kerja turun atau tidak sesuai yang diharapkan sehingga *kalor* yang dibutuhkan pada *boiler* semakin tinggi.

5.2 Saran

Saran yang dapat diberikan untuk penyempurnaan penelitian yang sejenis antara lain :

- Sebaiknya penulis perlu mendapatkan training software gate cycle di sebuah lembaga yang bersertifikat. Hal ini dilakukan untuk mengetahui lebih luas penggunaan software gate cycle. Sehingga dapat membuat keadaan yang lebih real dengan keadaan aktual sekarang.
- Sebaiknya ada data pendukung yang lebih spesifik pada semua komponen dalam sistem pembangkit yang akan di modelkan dalam software gate cycle.

3. Sebaiknya ada data yang lebih spesifik pada *feedwater heater*, sehingga penulis dapat mengukur dan mengetahui keadaan pada zona *desuperheating*, zona *condensing* dan zona *subcooling*.
4. Sebaiknya hasil yang telah dibuat dan disimulasikan pada software gate cycle dapat dicoba dan diterapkan pada sistem pembangkit yang sebenarnya. Karena dapat mempermudah pekerjaan selanjutnya.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Moran, M.J and Howard N. Shapiro, 2000, **Fundamental of Engineering Thermodynamics**. John Wiley & Sons Inc. Chicester.
- [2]P.Incropera, Frank.,P.Dewitt, David.,L.Bergman, Theodore.,S.Lavine, Adrienne.,2007,**Fundamental of Heat and Mass Transfer**,Asia, John Wiley & Sons (Asia) Pte Ltd.
- [3]Michael Erbes Enginomix, LLC. **GateCycle & CycleLink: Software for Thermal System Design and Analysis**, Florida Power & Light. ; 2010.
- [4]R K Kapooria, S Kumar, K S 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.
- [5]Dendi Junaidi, I Made Suardjaja, dan Tri Agung Rohmat. ***Keseimbangan Massa dan Kalor Serta Efisiensi Pembangkit Listrik Tenaga Uap Pada Berbagai Perubahan Beban dengan Menvariasikan Jumlah Feedwater Heater***, Yogyakarta ; 2011.
- [6]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.

halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS



Adek Fathir Fajar dilahirkan di Padang pada tanggal 27 Oktober 1990. Penulis merupakan putra kedua dari empat bersaudara dari pasangan Drs. Mukhlis Nasir dan Dra. Haslindawati. Penulis memulai pendidikan formal di SD ADABIAH Padang, SMPN 5 Padang, SMA ADABIAH Padang. Pada tahun 2008 penulis diterima di jurusan D3 Politeknik Universitas Andalas

Padang dan pada tahun 2011 penulis melanjutkan studi S1 di Teknik Mesin ITS, dimana Konversi Energi merupakan bidang studi yang dipilih penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Selama masa perkuliahan penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah bergabung di sebuah lembaga ITS yaitu ITS-KEMITRAAN. Adapun kegiatan yang dilakukan selama di ITS-KEMITRAAN adalah menjadi anggota tim penilai audit energy/proper pertamina-medco di Tiaka(Sulteng), Refinery II Dumai(Riau). Untuk semua informasi dan masukan dapat menghubungi penulis melalui email adekfathirfajar@gmail.com

Halaman ini sengaja dikosongkan