



LPPM
UPN "VETERAN" YOGYAKARTA

TEORI DAN APLIKASI PENGUNAAN SOFTWARE HYSYS VER 8.8 UNTUK PERENCANAAN BINARY CYCLE POWER PLANT



Disusun Oleh :

Herianto
Dyah Rini Ratnaningsih
Dewi Asmorowati

**Teori dan Aplikasi Penggunaan *Software Hysys Ver.8.8*
Untuk Perencanaan *Binary Cycle Power Plant***

Tim Penulis

Herianto

Dyah Rini Ratnaningsih

Dewi Asmorowati

Hak cipta dilindungi oleh undang-undang

Dilarang mengutip atau memperbanyak sebagian atau seluruh isi buku ini dalam bentuk apapun, baik secara elektronik maupun mekanis, termasuk memfotocopy, merekam, atau dengan sistem penyimpanan lainnya, tanpa izin tertulis dari Penulis

Desain Sampul : Penerbit LPPM UPN Veteran Yogyakarta

Editing : Dian Indri Astuti

Cetakan Pertama, 2023

ISBN: 978-623-389-256-8

ISBN 978-623-389-256-8



Diterbitkan oleh:

Penerbit LPPM UPN “Veteran” Yogyakarta

Jl. SWK 104 (Lingkar Utara), Condongcatur , Yogyakarta,
55283

Telp. (0274) 486188,486733, Fax. (0274) 486400

Dicetak Oleh:

Lembaga Penelitian dan Pengabdian kepada Masyarakat

UPN “Veteran” Yogyakarta

Jl. SWK 104 (Lingkar Utara), Condongcatur , Yogyakarta,
55283

Telp. (0274) 486188,486733, Fax. (0274) 486400

KATA PENGANTAR

Puji syukur kami panjatkan ke hadirat Allah SWT, yang telah memberikan rahmat dan hidayah-Nya sehingga kegiatan dengan buku Teori dan Aplikasi Penggunaan *Software Hysys Ver.8.8* untuk Perencanaan *Binary Cycle Power Plant* telah selesai dilaksanakan.

Buku ini disusun dalam rangka membantu kalangan akademik dan dunia industri dalam mempelajari metode *binary cycle* merupakan salah satu teknologi pembangkit panasbumi digunakan untuk memanfaatkan *brine*. *Binary cycle* bekerja dengan memanfaatkan panas dari fluida panasbumi yang tidak ekonomis jika dimanfaatkan dengan pembangkit panasbumi konvensional. Sebab itu dalam buku ini membahas terkait Teori dan Aplikasi Penggunaan *Software Hysys Ver.8.8* untuk Perencanaan *Binary Cycle Power Plant*.

Penulis menyadari masih banyak kekurangan dalam penulisan buku ini. Kekurangan yang ada akan menjadi cambuk untuk melaksanakan perbaikan dalam penulisan buku kegiatan yang lebih baik di masa yang akan datang.

Hormat Kami,
Peneliti

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR	iii
DAFTAR ISI	iv
DAFTAR GAMBAR	vi
DAFTAR TABEL	viii
BAB I PENDAHULUAN	1
BAB II BINARY CYCLE	4
2.1. Panas Bumi	5
2.2. Binary Cycle.....	9
2.3. Jenis Binary Cycle	11
2.3.1.Organic Rankine Cycle (ORC)	11
2.3.2.Kalina Cycle.....	13
2.4. Analisa Tekanan dan Temperatur Fluida Pemanas ...	15
2.5. Fluida Kerja.....	16
2.6. Termodinamika Fluida Kerja	22
2.7. Komponen Binary Cycle.....	24
2.7.1. Heat Exchanger	25
2.7.2. Turbin	30
2.7.3. Kondensor.....	33
2.7.4. Feed pump	35
BAB III DASAR TEORI SOFTWARE ASPEN HYSYS	37
BAB IV APLIKASI SOFTWARE HYSYS DALAM	
PERENCANAAN PEMBANGKIT LISTRIK BINARY	
CYCLE	47

4.1. Karakteristik dan Performa Fluida Pemanas	47
4.2. Pemilihan Fluida Kerja.....	51
4.3. Siklus Kerja dan Termodinamika Fluida Kerja	52
4.4. Perhitungan Energi Listrik	61
4.5. Perencanaan Spesifikasi Alat	63
4.5.1. Perencanaan Heat exchanger	63
4.5.2. Perencanaan Kondensor.....	65
4.5.3. Perencanaan Feed Pump	68
BAB V HASIL PERANCANGAN PERALATAN	69
DAFTAR PUSTAKA	74
BIOGRAFI PENULIS.....	78

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1. <i>Single Flash Cycle</i>	7
Gambar 2. 2. <i>Double Flash Cycle</i>	8
Gambar 2. 3. <i>Binary Power Plant Menggunakan Fasa Liquid pada Temperatur Tinggi (kiri) dan Menggunakan Fasa Liquid pada Temperatur Rendah (kanan)</i>	11
Gambar 2. 4. Skema <i>Organic Rankine Cycle</i>	12
Gambar 2. 5. Skema <i>Kalina Cycle</i>	13
Gambar 2. 6. Diagram T-s <i>Binary Cycle</i> Menggunakan Hidrokarbon sebagai Fluida Kerja.....	23
Gambar 2. 7. Diagram P-h <i>Binary Cycle</i> Menggunakan Hidrokarbon sebagai Fluida Kerja.....	24
Gambar 2. 8. Skema Diagram Komponen Dasar Pembangkit <i>Binary Cycle</i>	25
Gambar 2. 9. Bagian-bagian <i>Plate Heat Exchanger</i>	27
Gambar 2. 10. Skema Aliran pada <i>Heat exchanger</i>	27
Gambar 2. 11. Komponen Turbin <i>Binary Cycle</i>	30
Gambar 2. 12. Diagram Skema untuk Turbin.....	32
Gambar 2. 13. <i>Shell and Tube</i> Kondensor	34
Gambar 2. 14. <i>Feed Pump</i>	36
Gambar 3. 1. Tampilan Awal <i>Software Aspen Hysys</i>	39
Gambar 3. 2. <i>Component</i> Fluida	40
Gambar 3. 3. Halaman Kerja <i>Software Aspen Hysys</i>	41
Gambar 3. 4. <i>Flowsheet Heat Exchanger</i>	42

Gambar 3. 5. <i>Flowsheet Feed Pump</i>	43
Gambar 3. 6. <i>Flowsheet Turbin</i>	44
Gambar 3. 7. <i>Flowsheet Kondensor</i>	45
Gambar 4. 1. Hasil <i>Running Heat Exchanger</i>	49
Gambar 4. 2. Perencanaan Pembangkit Listrik <i>Binary Cycle</i>	53
Gambar 4. 3. Model Siklus <i>Binary Cycle</i>	55
Gambar 4. 4. Termodinamika Fluida <i>Propane</i>	56
Gambar 4. 5. Kehilangan Tekanan di Pipa Proses.....	59
Gambar 4. 6. <i>Model Summary Grid Pressure Drop</i>	61
Gambar 4. 7. Hasil <i>Running Electric Power</i>	62

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1. Klasifikasi Lapangan Panas Bumi Berdasarkan Temperatur dan Keadaan fisik.....	6
Tabel 2. 2. Tabel Termodinamika Fluida Kerja untuk <i>Binary Cycle</i>	21
Tabel 4. 1. Performa Fluida Pemanas pada Sistem <i>Binary Cycle</i>	48
Tabel 4. 2. Karakteristik Fluida Kerja <i>Propane</i>	51
Tabel 4. 3. Analisa Tekanan dan Temperatur Fluida Kerja <i>Propane</i>	57
Tabel 4. 4. <i>Pressure Drop</i> di Setiap Peralatan.....	60

BAB I PENDAHULUAN

Pada sumur eksplorasi di Lapangan Panasbumi Mataloko yang ditinggalkan, dianggap tidak produktif karena temperatur yang didapat kecil, dan fasa fluidanya *liquid* tidak dapat dimanfaatkan *flash steam* maupun *dry steam*. Pemanfaatan *brine* dari sumur eksplorasi dirancang dengan menggunakan *binary cycle power plant* agar dapat menghasilkan energi listrik skala kecil. Siklus *binary cycle* menawarkan beberapa keuntungan untuk memanfaatkan *brine*, khususnya untuk fluida sumur temperatur rendah hingga menengah.

Energi panasbumi (*geothermal energy*) adalah energi alternatif yang sangat potensial untuk dikembangkan dimasa depan terutama untuk digunakan sebagai energi pembangkit listrik. Indonesia mempunyai sumber panas bumi mencapai 40% potensi di dunia dan termasuk sumber energi yang terbarukan (*renewable*) dan energi yang ramah lingkungan dalam tahap produksinya. Lapangan panas bumi Mataloko mulai dikembangkan pada tahun 1990 (KESDM, 2017). Indonesia masuk dalam tiga besar negara yang memproduksi listrik dengan energi panas bumi. Untuk mengkonversikan energi panas bumi menjadi energi listrik bukanlah hal yang mudah dan murah untuk dilakukan, sehingga diperlukan cara yang efisien untuk dapat memanfaatkan energi yang tersedia.

Saat ini, terdapat tiga jenis pembangkit listrik tenaga panas bumi yaitu *flash steam*, *dry steam*, dan *binary Organic Rankine Cycle (ORC)* (DiPippo, 2007).

Single flash steam hanya memiliki satu *throttling valve* (*expansion valve*) yang digunakan fluida panas bumi untuk mengalir, dan satu *separator* untuk memisahkan fasa uap dengan fasa cair. Pemisahan ini terjadi pada tekanan dan suhu yang konstan. Uap yang dihasilkan akan menuju ke turbin untuk menghasilkan energi listrik, sedangkan fasa air akan disuntikkan kembali ke dalam tanah. Kemudian, kondensor mengkondensasikan uap yang meninggalkan turbin dan disuntikkan kembali ke dalam tanah. Fluida panas bumi yang digunakan untuk pembangkit listrik *single flash steam* haruslah diatas 182°C. (Assad, dkk., 2017). *Dry steam* diperoleh dengan dengan melakukan pemboran pada kedalaman 7000 - 10000 ft, setelah itu fasa uap mengalir dari sumur ke turbin untuk menghasilkan energi listrik (Assad, dkk, 2017). Untuk *Binary ORC* energi fluida panas bumi ditransfer ke fluida kerja melalui *heat exchanger*. Fluida kerja menerima panas dan menguap, kemudian menuju turbin sebelum di kondensasikan dan kembali ke *evaporator* yang dilakukan oleh *feed pump* (Tchanche, dkk. 2011).

Pada produksi fluida panas bumi, umumnya hanya menggunakan fasa uap dari fluida produksi. Sementara, fasa air akan langsung diinjeksikan kembali ke bawah permukaan. Sedangkan kenyataannya, *brine* tersebut masih mempunyai

tekanan dan temperatur yang tinggi sehingga dapat dimanfaatkan untuk menghasilkan energi tambahan. Dilakukan perencanaan *binary cycle* pada sumur-sumur yang telah ditinggalkan agar menambah pasokan energi listrik. Salah satunya adalah sumur FA-2 yang 100% produksinya adalah *brine*, sehingga tidak dapat dilakukan pemanfaatan panas bumi secara *conventional*.

BAB II *BINARY CYCLE*

Hochstein dalam *Encyclopedia of Volcanoes* 2000, panas bumi adalah istilah umum yang dideskripsikan sebagai proses transfer panas dari suatu tempat tertentu dalam kerak bumi, dimana proses transfer terjadi dari suatu sumber panas (*heat sources*) menuju permukaan.

Menurut Pasal 1 UU No.27 tahun 2003, Panas Bumi adalah sumber energi panas yang terkandung di dalam air panas, uap air, dan batuan bersama mineral ikutan dan gas lainnya yang secara genetik semuanya tidak dapat dipisahkan dalam suatu sistem panas bumi dan untuk pemanfaatannya diperlukan proses penambangan. Pemanfaatan sumber daya panas bumi sangat beragam. Pada saat ini, sedang dikembangkan pemanfaatan panas bumi untuk menghasilkan listrik. Hal ini berkaitan dengan sifat panas bumi yang ramah lingkungan dibandingkan dengan menggunakan batubara.

Seluruh cadangan panas bumi di Indonesia memiliki 40 % dari total cadangan dunia. Menurut data Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral, Indonesia memiliki cadangan panas bumi sekitar 28,5 *Giga Watt Electrical (Gwe)*. Dimana sumber daya panas bumi yang telah termanfaatkan mencapai 1.948,5 MW dari total 13 pembangkit tenaga listrik.

2.1. Panas Bumi

Energi panas bumi diklasifikasikan sebagai sumber daya terbarukan, di mana "terbarukan" menggambarkan karakteristik sumber daya: energi yang dihilangkan dari sumber daya terus digantikan oleh lebih banyak energi pada skala waktu yang serupa dengan yang dibutuhkan untuk penghilangan energi. Energi panas bumi dapat dimanfaatkan secara berkelanjutan, artinya sistem produksi yang diterapkan mampu mempertahankan tingkat produksi dalam jangka waktu yang lama. (Rybach, 2007)

Suhu sumber daya panas bumi menentukan teknologi yang diperlukan untuk mengeksploitasi panas yang tersedia untuk pemanfaatan lapangan panas bumi. Merangkum klasifikasi lapangan panas bumi, berdasarkan suhu dan keadaan fisik. Umumnya, lapangan panas bumi bertemperatur tinggi terutama diproduksi untuk pembangkit listrik, menggunakan teknologi *dry steam* dan *flash steam*. Untuk lapangan panas bumi suhu menengah dan rendah, pembangkit listrik *binary cycle* menunjukkan kinerja yang baik. Saat ini, pembangkit listrik *binary cycle* adalah teknologi yang paling umum untuk memanfaatkan sumber panas bumi suhu rendah untuk pembangkit listrik.

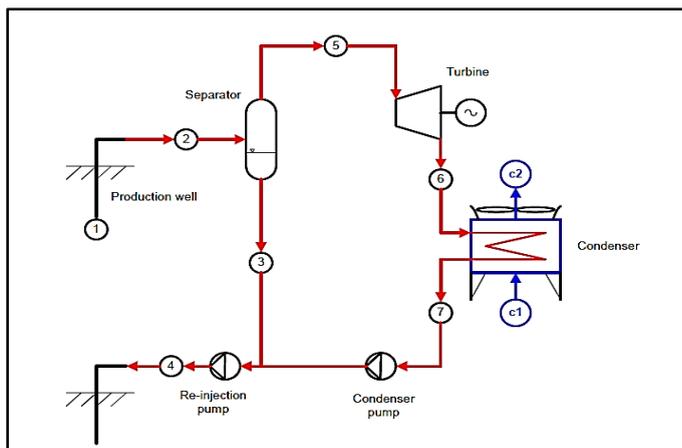
**Tabel 2. 1. Klasifikasi Lapangan Panas Bumi
Berdasarkan Temperatur dan Keadaan fisik**

(Modifikasi dari Saemundsson, 2009)

Klasifikasi Temperatur	Klasifikasi Keadaan Fisik
Lapangan panas bumi suhu rendah memiliki reservoir dengan suhu di bawah 150 °C pada kedalaman 1 km. Ladang ini sering ditandai dengan mata air panas atau mendidih.	Lapangan panas bumi yang didominasi cairan dengan suhu air di bawah titik didih pada tekanan yang berlaku; fase cair mengontrol tekanan di reservoir. ada kemungkinan uap masih tersisa.
Lapangan panas bumi bersuhu sedang memiliki dua fasa dimana uap dan reservoir dengan suhu antara 150-200 °C pada kedalaman 1 km.	Lapangan panas bumi dua fasa dimana uap dan air berdampingan, temperatur dan tekanan mengikuti kurva titik didih.
Lapangan panas bumi bersuhu tinggi memiliki reservoir dengan suhu di atas 200 °C pada kedalaman 1 km. Ladang dicirikan oleh fumarol, lubang uap, kolam lumpur dan tanah yang sangat berubah.	Lapangan panas bumi yang didominasi uap dimana suhu di atas titik didih pada tekanan yang berlaku dan fasa uap mengontrol tekanan di reservoir. Ada kemungkinan fasa liquid.

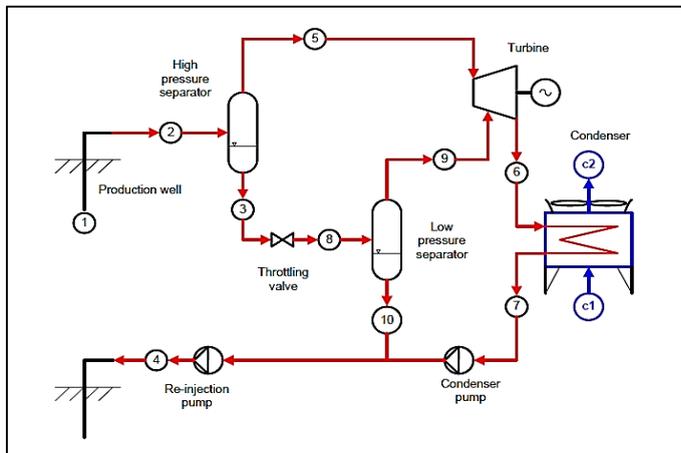
Pemanfaatan sumber daya panas bumi menjadi energi listrik ini, diperlukan *power plant*. *Power plant* merupakan sekumpulan peralatan dan mesin yang digunakan untuk membangkitkan energi listrik melalui proses transformasi energi dari berbagai sumber energi. Dalam hal ini *power plant* mengolah energi panas bumi sehingga dapat menghasilkan listrik melalui turbin. *Power plant* dibagi menjadi 2 sistem, yaitu sistem terbuka dan sistem tertutup.

Sistem terbuka yaitu dimana fluida panas bumi yang digunakan untuk menggerakkan turbin lalu akan didinginkan di dalam *cooling tower*, dikondensasi menggunakan kondenser, lalu diinjeksikan kembali ke bawah permukaan. Sistem terbuka ini terbagi menjadi 2, yaitu *single flash* dan *double flash*.



Gambar 2. 1. *Single Flash Cycle* (Valdimarsson, 2011)

Gambar II.1 menjelaskan proses yang terjadi pada *single flash steam power plant*. Pada *single flash steam power plant*, fluida panas bumi berada pada keadaan *liquid* yang akan melewati *expansion valve* sehingga akan menghasilkan aliran dua fasa. Campuran *liquid* dan uap ini tetap dijaga tekanan dan temperatur-nya untuk masuk ke separator, untuk memisahkan fasa campuran menjadi dua fasa yang berbeda. Uap yang terproduksi akan langsung memasuki turbin untuk menghasilkan energi listrik, sedangkan *liquid* akan diinjeksikan kembali ke bawah permukaan.



Gambar 2. 2. *Double Flash Cycle* (Valdimarsson, 2011)

Gambar 2.2 menjelaskan proses yang terjadi pada *double flash cycle*. Tidak jauh berbeda dengan *single flash cycle*, *double flash cycle* memiliki konsep yang sama namun perbedaannya yaitu pada jumlah separator yang digunakan.

Pada sistem *double flash*, digunakan dua separator untuk menghasilkan enthalpi rendah dan enthalpi tinggi untuk menggerakkan uap. *Power plant double flash* menghasilkan produk yang lebih tinggi dari *power plant single flash* namun biaya yang dibutuhkan lebih besar. Biaya yang lebih besar ini dikarenakan kebutuhan pipa lebih banyak, separator kedua, dan turbin bertekanan rendah dan tinggi.

Sistem tertutup merupakan sistem dimana fluida produksi tidak terjadi pertukaran benda atau kerja dengan lingkungan yang terjadi hanya pertukaran panas saja. Sistem ini biasa dikenal dengan *binary cycle* yang akan dibahas lebih lanjut.

2.2. Binary Cycle

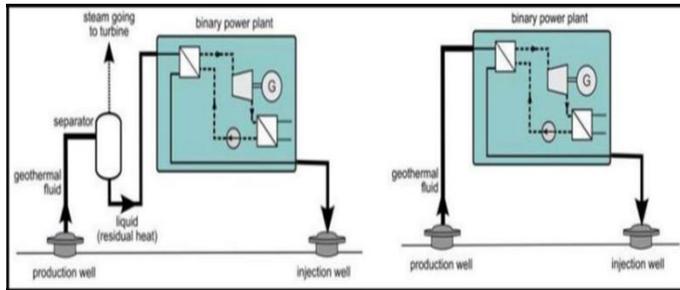
Binary cycle adalah sebuah proses termodinamika dimana sumber utamanya adalah fluida panas yang digunakan untuk memanaskan fluida kerja melalui *heat exchanger* (DiPippo, 2012). Umumnya, lapangan bertemperatur tinggi dieksploitasi untuk menghasilkan listrik, menggunakan teknologi *dry steam* dan *flash steam*. Untuk lapangan bertemperatur sedang hingga rendah, *binary cycle power plant* menghasilkan performa yang bagus (Parada, 2013). Saat ini, *binary cycle* umum digunakan untuk menghasilkan listrik pada lapangan panas bumi bertemperatur rendah.

Proses penguapan fluida kerja sistem ini biasanya disebut siklus tertutup pada sistem terpisah dan tidak ada

kontak langsung antara fluida pemanas dengan fluida kerja. Fluida panas bumi juga tidak berkontak langsung dengan bagian yang bergerak seperti turbin dan alat yang berputar lainnya di pembangkit. Sehingga hal tersebut dapat mengurangi efek negatif dari endapan *scale* dan erosi yang umumnya terjadi pada pembangkit panas bumi konvensional (Parada, 2013).

Binary cycle power plant biasa digunakan sebagai penghasil listrik tambahan dari fluida panas bumi setelah penggunaan *flash power plant*. *Binary cycle* seperti ini dikenal sebagai *bottoming plants*. Dengan penambahan *binary cycle* pada sistem panas bumi, efisiensi total energi dapat meningkat.

Prinsip kerja dari *binary cycle* adalah *brine* dari sumur produksi akan dialirkan melalui satu pipa pada *heat exchanger* untuk menguapkan fluida kerja yang memiliki titik didih yang rendah. Pada proses ini terjadi transfer energi panas dari fluida pemanas ke fluida kerja. Uap yang dihasilkan akibat pemanasan fluida kerja oleh *heat exchanger* dialirkan untuk memutar turbin dan selanjutnya menggerakkan generator untuk menghasilkan listrik.



Gambar 2. 3. *Binary Power Plant* Menggunakan Fasa *Liquid* pada Temperatur Tinggi (kiri) dan Menggunakan Fasa *Liquid* pada Temperatur Rendah (kanan) (Frick dkk., 2015)

Gambar 2.3 merupakan *Binary cycle power plant* dapat meningkatkan kapasitas pembangkit pada lapangan *wet steam* karena dapat menggunakan fase *liquid* dari *wet steam* (kanan). Pada temperatur tinggi dari sumur terlebih dahulu menggunakan separator. Sedangkan, pada sumur bertemperatur rendah ke sedang (kanan) langsung dari sumur menuju *heat exchanger*. Pada temperatur rendah memungkinkan untuk direncanakannya pembangkit panas bumi skala kecil berkisar dari 50 kW ke 5 MW.

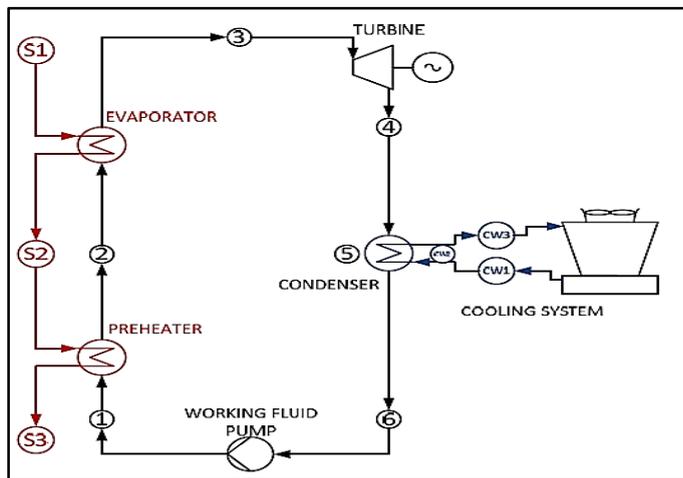
2.3. Jenis Binary Cycle

Binary cycle memiliki dua jenis yang berbeda menurut fluida kerja yang digunakan. Adapun jenis dari *binary cycle* yaitu:

2.3.1. *Organic Rankine Cycle (ORC)*

Organic rankine cycle merupakan sistem *binary cycle* dimana fluida kerja yang digunakan merupakan senyawa

hidrokarbon. Senyawa hidrokarbon ini nantinya akan dipanaskan oleh fluida produksi di dalam *heat exchanger*. Setelah dipanaskan, fluida kerja yang sudah menjadi uap akan diteruskan ke turbin untuk dapat menghasilkan energi listrik. Adapun proses yang terjadi pada ORC ini dapat dilihat pada **Gambar II.4.**



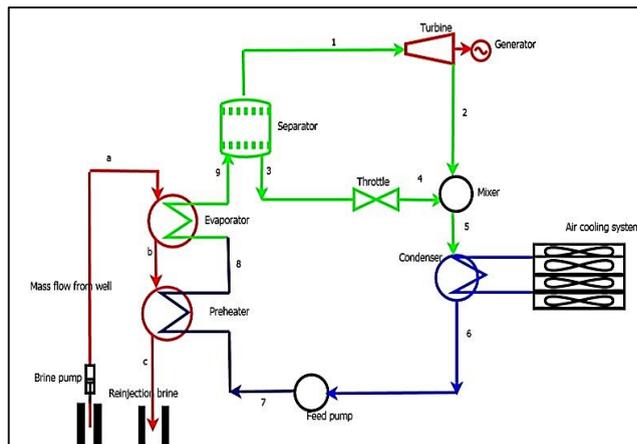
Gambar 2. 4. Skema *Organic Rankine Cycle* (Dipippo, 2008)

Gambar 2.4. merupakan skema proses dari *Organic Rankine Cycle*. Dapat dilihat fluida kerja menerima panas dari *heat exchanger* (5-6) dan akhirnya menguap setelah dipanaskan (6-1) sebelum memasuki turbin dan generator untuk menghasilkan energi listrik. Setelah panas dari fluida kerja meningkat, dimana terjadi di antara proses 5 dan 1, uap bertekanan tinggi tersebut akan mengembang di dalam turbin (1-2). Setelah mengembang, fluida organik tersebut diteruskan

ke kondenser untuk didinginkan dan dikondensasi (2-4) dan selanjutnya dipompa kembali (4-5) di dalam sistem tertutup ini, untuk selanjutnya akan diuapkan kembali.

2.3.2. Kalina Cycle

Kalina cycle merupakan sistem *binary cycle* dimana fluida kerja yang digunakan merupakan campuran air dan ammonia. Pada umumnya *kalina cycle* diaplikasikan pada lapangan dengan temperatur di bawah $140\text{ }^{\circ}\text{C}$. Penggunaan *kalina cycle* merupakan pengembangan dari ORC, dimana maksud dari penggunaan air dan ammonia yaitu percampuran tersebut dipercaya dapat memiliki temperatur yang mirip dengan fluida panas bumi. Proses yang terjadi pada *kalina cycle* dapat dilihat pada **Gambar 2.5**.



Gambar 2. 5. Skema *Kalina Cycle* (Dipippo, 2012)

Fluida kerja (*ammonia-water*) meninggalkan *evaporator* sebagai campuran jenuh. Kualitas campuran yang dihasilkan merupakan fungsi dari kadar ammonia yang digunakan, temperatur sumber panas, dan tekanan dari fluida kerja. Setelah fluida campuran keluar dari *evaporator*, selanjutnya menuju turbin.

Fungsi dari separator fasa adalah untuk memisahkan fluida produksi menjadi dua fasa yang berbeda. Jumlah uap jenuh dari fluida kerja yang dihasilkan merupakan campuran ammonia yang melewati separator ke keadaan 1. Uap jenuh berlanjut ke turbin dimana mengalami ekspansi isentropik yang dapat menghasilkan tenaga. Uap jenuh akan mengembang menjadi campuran jenuh dan keluar dari turbin, campuran jenuh ini dapat dilihat pada keadaan 2. Fraksi massa yang tidak teruapkan, akan keluar dalam bentuk cairan jenuh dari keadaan 3. Pada fasa cairan jenuh, fraksi ammonia yang dikandung lebih sedikit dibandingkan dengan uap jenuh. Cairan jenuh panas selanjutnya diproses ke *mixer* atau *absorber* bertekanan rendah dengan menggunakan *throttling valve*, yang dicampurkan dengan fluida campuran jenuh dari turbin yang bertekanan sama. Pada keadaan 5, fluida campuran yang terbaru meninggalkan *mixer* dan melewati kondensor dimana temperatur diturunkan sehingga fluida kerja kembali menjadi *saturated liquid*. Pada keadaan 6, *saturated liquid* meninggalkan kondensor. Selanjutnya pada keadaan 7 fluida kerja ditekan hingga tekanan maksimumnya dengan pompa.

Lalu fluida kerja yang sudah dingin memasuki *preheater* dan menyerap panas seperti pada keadaan 8. Selanjutnya fluida campuran yang keluar dari *preheater* memasuki *evaporator* kembali.

2.4. Analisa Tekanan dan Temperatur Fluida Pemanas

Untuk menghitung P dan T pada *inlet Heat exchanger* perlu diketahui terlebih dahulu ΔP dan ΔT pada pipa dari kepala sumur sampai *heat exchanger* dengan persamaan:

$$P_{IBHE} = P_{wellhead} - \Delta P_{wellhead HE} \dots\dots\dots (3-1)$$

$$T_{IBHE} = T_{wellhead} - \Delta T_{wellhead HE} \dots\dots\dots (3-2)$$

dengan:

P_{IBHE} = Tekanan *brine* pada *inlet heat exchanger*

T_{IBHE} = Temperatur *brine* pada *inlet heat exchanger*

$\Delta P_{wellhead-HE}$ = Kehilangan tekanan pada pipa dari kepala sumur - *heat exchanger*

$\Delta T_{wellhead HE}$ = Kehilangan temperatur pada pipa dari kepala sumur - *heat exchanger*

Setelah diketahui besarnya P dan T pada *inlet heat exchanger*, selanjutnya mencari ΔP dan ΔT pada *inlet heat exchanger* dengan *outlet heat exchanger* dengan persamaan:

$$\Delta P_{HE} = P_{inlet} - P_{outlet HE} \dots\dots\dots (3-3)$$

$$\Delta T_{HE} = T_{inlet} - T_{outlet HE} \dots\dots\dots (3-4)$$

Dengan:

$P_{inlet HE}$ = Tekanan *brine* pada *inlet heat exchanger*

$T_{inlet HE}$	= Temperatur <i>brine</i> pada <i>inlet heat exchanger</i>
$P_{outlet HE}$	= Tekanan <i>brine</i> pada <i>outlet heat exchanger</i>
$T_{outlet HE}$	= Temperatur <i>brine</i> pada <i>outlet heat exchanger</i>
ΔP_{HE}	= Kehilangan tekanan pada <i>inlet heat exchanger – outlet heat exchanger</i>
ΔT_{HE}	= Kehilangan temperatur pada <i>inlet heat exchanger – outlet heat exchanger</i>

2.5. Fluida Kerja

Pemilihan fluida kerja untuk *binary cycle* sangat penting karena berpengaruh terhadap efisiennya uap yang dihasilkan, ukuran *power plant* yang dibutuhkan, desain turbin, stabilitas *power plant*, keamanan, performa, ekonomi dan efeknya terhadap lingkungan. Karena suhu sumber panas yang rendah, kerugian termodinamika yang terjadi pada penukar panas berdampak signifikan pada efisiensi keseluruhan siklus.

Karakteristik umum dari semua fluida kerja yang digunakan dalam pembangkit listrik *binary cycle* adalah titik didihnya yang rendah. Mereka juga memiliki suhu kritis dan tekanan lebih rendah dari air. Karena suhu kritis yang rendah, beberapa fluida kerja organik dapat beroperasi di bawah kondisi super kritis dalam *binary cycle* panas bumi. Hal ini memungkinkan kecocokan yang lebih baik antara suhu kedua cairan dalam penukar panas. Banyak fluida yang dapat

digunakan sebagai fluida kerja di pembangkit listrik *binary cycle*, kecuali fluida yang memiliki temperatur kritis terlalu tinggi atau rendah. Berdasarkan penelitian merekomendasikan beberapa kriteria minimal yang dapat digunakan untuk menseleksi fluida kerja, antara lain: (Chai dkk, 1975)

a. Ketersediaan Properti Fluida

Fluida kerja bisa berupa senyawa non organik (air, karbondioksida) atau senyawa organik (hidrokarbon, halokarbon). Fluida jenis organik dipilih karena properti fisika dan termodinamika fluida tersebut telah banyak diketahui dan mudah diperoleh.

b. Tekanan Kondensasi

Fluida dengan tekanan kondensasi lebih rendah dari tekanan atmosfer yang bekerja pada kondisi hampa, akan memungkinkan terjadinya kebocoran udara kedalam sistem. Oleh karena itu, fluida dengan tekanan kondensasi dibawah 1 bar abs, tidak dipilih.

c. Temperatur Kritis

Semua fluida yang temperatur kritisnya kurang dari minimum temperatur kondensasi, 37°C (asumsi depresi temperatur 27°C dan selisih temperatur yang dapat diserap 10°C), diabaikan dalam studi ini. Dan juga, fluida yang masih berfasa cair dalam kondisi *superheated* diabaikan, karena akan membutuhkan tenaga pompa yang besar.

d. Berat Molekul

Berat molekul dari fluida akan mempengaruhi dalam rancangan turbin. Pada percobaan terdahulu, menunjukkan bahwa pada kondisi *power output* yang sama, peningkatan berat molekul akan meningkatkan pula laju alir massa yang dibutuhkan, menurunkan kecepatan sudut turbin dan menurunkan *sonic velocity* dari fluida.

e. Bentuk Kurva Uap Jenuh

Fluida dengan kurva saturasi uap berbentuk vertikal dapat cenderung mempunyai efisiensi yang tinggi. Fluida pada kondisi campuran antara fasa cair dan uap (pada bagian kiri kurva saturasi uap), akan menyebabkan korosi, sedangkan uap *superheated* (pada bagian kanan kurva saturasi uap) akan menaikan pelepasan kalor pada kondensor. Untuk memprediksi kondisi – kondisi tersebut diatas, Chai dkk membuat suatu parameter yaitu *I-factor* dengan menggubakan persamaan:

$$I = 1 - \frac{T_{cond}/C}{(dT/ds)_{sat.vap}} \dots\dots\dots(3-5)$$

Dengan:

T_{cond} = Temperatur saturasi sesuai dengan tekanan kondensasi

C = *Specific heat* pada tekanan konstan

$\left(\frac{dT}{ds}\right)_{sat. vap} = \text{Gradien temperatur pada temperatur saturasi dalam diagram T-s}$

Pada bagian pembuangan turbin, untuk fluida dengan kurva uap vertikal, $I = 1$: untuk fluida dengan *wet mixture*, $I < 1$; dan untuk uap *superheated*, $I > 1$. *I-factor* pada *range* $0.65 \leq I \leq 1.50$ disarankan sebagai batas dalam *screening* awal.

f. Stabilitas Termal

Stabilitas termokimia dindikasikan oleh temperatur penguraian, dimana fluida melebihi batas temperatur penguraian yang telah ditentukan, akan diabaikan.

g. Pertimbangan Keselamatan

Fluida yang beracun dan mudah terbakar diabaikan, kecuali jika fluida tersebut menunjukkan keuntungan/kelebihan pada bagian lain.

h. Karakteristik Perpindahan Panas (*Heat Transfer*)

Sifat perpindahan panas fluida secara signifikan mempengaruhi ukuran dari *heat exchanger*. Korelasi perpindahan panas secara konveksi pada fluida satu fasa digunakan untuk proses *screening* awal. Karakteristik perpindahan panas melibatkan transfer energi panas dari suatu objek ke objek lainnya.

Berdasarkan dari kriteria – kriteria tersebut, telah banyak fluida kerja yang telah diuji. Hasilnya, fluida tersebut dapat dikelompokkan menjadi 4 grup: Karbondioksida, Amonia, Halokarbon, dan Hidrokarbon. Dalam proses *screening* awal, penggunaan Karbondioksida dan Ammonia diabaikan, karena:

- Walaupun secara termal stabil, namun Ammonia beracun dan mudah terbakar.
- Temperatur kritis dari Karbondioksida sangat rendah (31⁰C)

Halokarbon dan Hidrokarbon menunjukkan banyak kelebihan dalam sifat termodinamika untuk diaplikasikan pada *binary cycle*. Perbandingan antara Halokarbon dengan Hidrokarbon terlihat pada **Tabel 2-2**

Tabel 2. 2. Tabel Termodinamika Fluida Kerja untuk *Binary Cycle (DiPippo, 2007)*

Fluid	Formula	Critical temp. (°C)	Critical pressure (bar)	Molar mass (kg/kmol)	Toxicity	Flammability	ODP*	GWP**
Propane	C ₃ H ₈	96.95	42.36	44.09	Low	very high	0	3
i-Butane	i-C ₄ H ₁₀	135.9	36.85	58.12	Low	very high	0	3
n-Butane	C ₄ H ₁₀	150.8	37.18	58.12	Low	very high	0	3
i-Pentane	i-C ₅ H ₁₂	187.8	34.09	72.15	Low	very high	0	3
n-Pentane	C ₅ H ₁₂	193.9	32.40	72.15	Low	very high	0	3
R-12	CCl ₂ F ₂	112.0	41.14	120.9	non-toxic	non-flam.	1.0	4,500
R-114	C ₂ Cl ₂ F ₄	145.7	32.89	170.9	non-toxic	non-flam.	0.7	5,850
R134a	CH ₂ FCF ₃	101.0	40.59	102.0	Low	non-flam.	0	1,430
R254fa	C ₃ H ₃ F ₅	154.0	36.51	134.0	Low	non-flam.	0	1030
Ammonia	NH ₃	133.6	116.27	17.03	Toxic	Lower	0	0
Water	H ₂ O	374.1	220.89	18.02	non-toxic	non-flam.	0	-

Penggunaan hidrokarbon sebagai fluida kerja lebih menguntungkan daripada halokarbon. Keuntungannya yaitu:

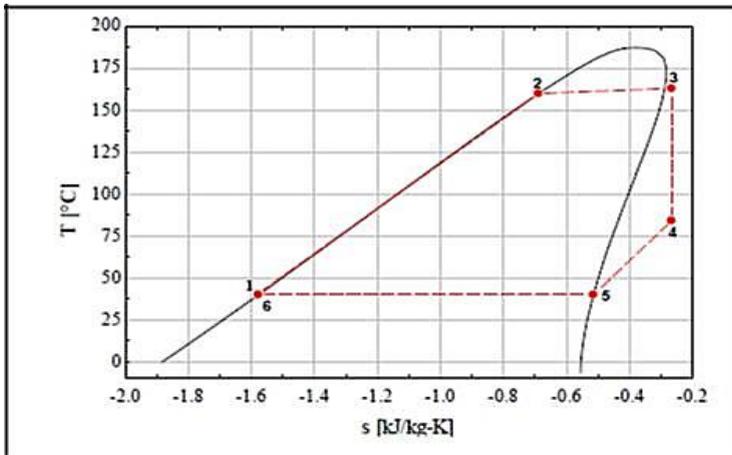
- Dibandingkan hidrokarbon, sifat termodinamika halocarbon menghasilkan unit tenaga yang lebih rendah.
- Halokarbon menghasilkan uap beracun dan gas beracun tidak berwarna. Hidrokarbon mudah terbakar, tetapi relatif aman bagi lingkungan.
- Stabilitas termal dari senyawa alifatik hidrokarbon adalah pada 149 °C, pada kondisi fluida kerja 37.8 bar abs. Sedangkan halokarbon akan terurai pada kondisi ini.

- Dari segi ekonomi, hidrokarbon lebih murah daripada halokarbon. Berdasarkan alasan-alasan diatas, dapat disimpulkan bahwa hidrokarbon lebih dipilih sebagai fluida kerja dari *binary cycle*. Saat ini, banyak pembangkit *binary* yang telah menggunakan hidrokarbon sebagai fluida kerja. Dari segi ekonomi, hidrokarbon lebih murah daripada halokarbon.

Berdasarkan alasan-alasan diatas, dapat disimpulkan bahwa hidrokarbon lebih dipilih sebagai fluida kerja dari *binary cycle*. Saat ini, banyak pembangkit *binary* yang telah menggunakan hidrokarbon sebagai fluida kerja.

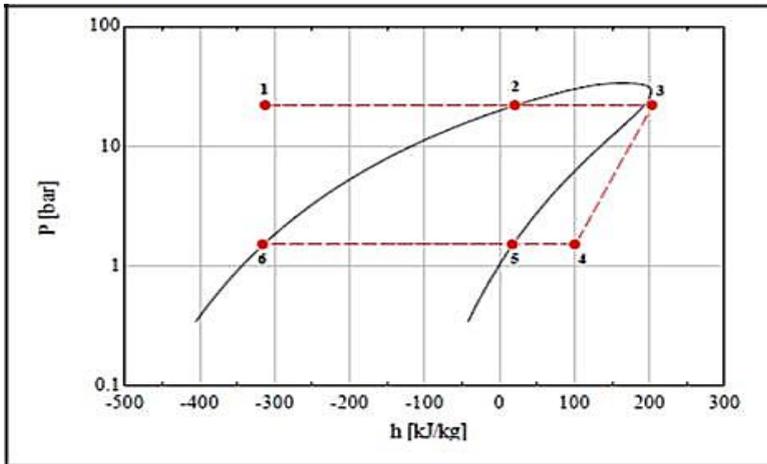
2.6. Termodinamika Fluida Kerja

Metode sederhana untuk menjelaskan *binary cycle* adalah dengan mengikuti diagram T-s pada **Gambar 2.5**. *Thermodynamic state* dari fluida kerja dapat dilihat pada silkus kedua diagram P-h **Gambar 2.6**.



Gambar 2. 6. Diagram T-s *Binary Cycle* Menggunakan Hidrokarbon sebagai Fluida Kerja (Parada, 2013)

Gambar 2.6 dapat dilihat grafik hubungan antara temperatur dengan entropi. Pada titik 1 ke titik 2 terjadi kenaikan temperatur di *heat exchanger* namun belum melewati titik kritis dari fluida kerja, sehingga besarnya entropi mengikuti garis *boiling point* dari fluida kerjanya. Sedangkan titik 2 hingga 3 terjadi perubahan fasa pada fluida kerja dari liquid menjadi sepenuhnya uap. Dari titik 3-4 terjadi ekspansi *isentropic* pada turbin menyebabkan temperatur menurun, namun masih berada pada fasa gas. Pada titik 4-5-6 terjadi penurunan temperatur di kondensor ke temperatur awal, sehingga entropinya mengikuti garis *boiling point*nya lagi. Dan dari 6 ke 1 temperatur konstan karena hanya diberikan tekanan pada *feedpump*. *Thermodynamic state* dari fluida kerja dapat dilihat pada silkus kedua diagram P-h **Gambar 2.7**.

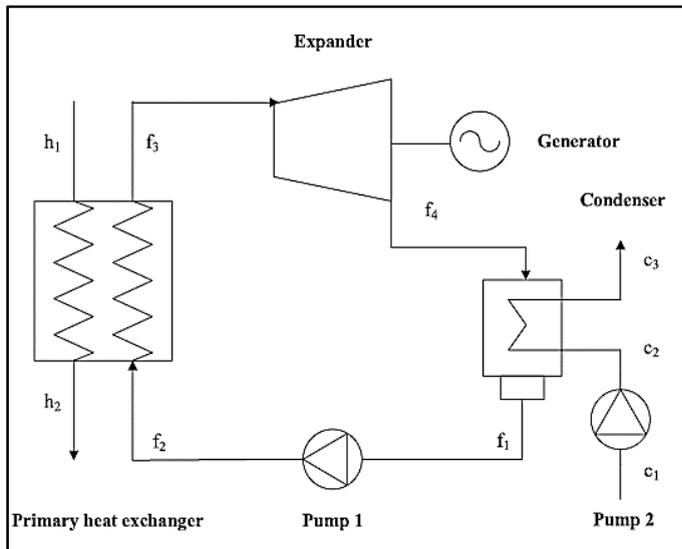


Gambar 2. 7. Diagram P-h *Binary Cycle* Menggunakan Hidrokarbon sebagai Fluida Kerja (Parada, 2013)

Dari gambar diatas dapat dilihat grafik hubungan antara tekanan dan entalpi, titik 1-2-3 terjadi kenaikan temperature dengan tekanan konstan hingga berubah fasa menjadi uap dan terjadi kenaikan entalpi pada fluida hidrokarbon. Selanjutnya dari titik 3 ke 4 terjadi ekspansi pada turbin, menyebabkan terjadi penurunan tekanan dan entalpi. Untuk titik 4-5-6 terjadi di kondensor dengan tekanan konstan dan nilai entalpi yang turun. Retakhir pada titik 6 ke 1 terjadi penambahan tekanan di *feedpump*.

2.7. **Komponen *Binary Cycle***

Komponen pada *binary cycle* terdiri dari *heat exchanger*, kondensor, *feedpump* dan turbin gas. Gambar di bawah ini merupakan skema dari *binary cycle* yang digunakan:



Gambar 2. 8. Skema Diagram Komponen Dasar Pembangkit *Binary Cycle* (Caceres. dkk., 2017)

Gambar 2.8 merupakan komponen dasar pembangkit *binary cycle* yang terdiri dari *Heat Exchanger*, turbin, *feed pump*, dan kondensor. Fluida kerja dipompakan dari *feed pump* ke *Heat Exchanger* untuk memanaskan fluida kerja lalu ke turbin untuk menghasilkan energi listrik yang digerakan oleh generator lalu fluida kerja didinginkan menggunakan kondensor lalu dipompakan kembali oleh *feed pump*. Untuk membuat siklus *binary cycle* diperlukannya perencanaan peralatan dengan baik agar pada siklus ini tidak terjadi masalah.

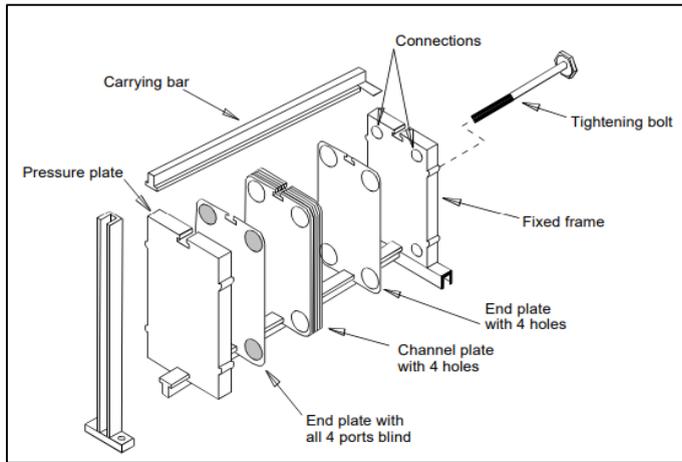
2.7.1 Heat Exchanger

Heat exchanger merupakan alat penukar panas yang dapat digunakan untuk memanfaatkan atau mengambil panas

dari suatu fluida untuk dipindahkan ke fluida lain. *Heat exchanger* prinsipnya ada dua yaitu memanaskan suatu fluida dingin atau mendinginkan fluida yang panas. Proses perpindahan panas tersebut dapat dilakukan secara langsung atau tidak. Maksudnya adalah:

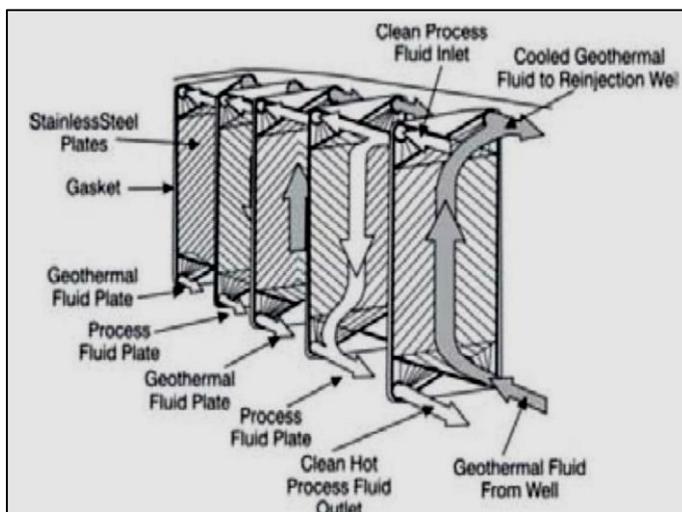
- *Heat exchanger* yang langsung, ialah dimana fluida yang panas akan bercampur langsung dengan fluida dingin (tanpa ada pemisah) dalam suatu bejana atau ruangan tertentu.
- *Heat exchanger* yang tidak langsung, adalah dimana fluida panas tidak berhubungan langsung (*indirect contact*) dengan fluida dingin. Jadi proses perpindahan kalornya itu mempunyai media perantara, seperti pipa, pelat atau peralatan jenis lainnya.

Gambar 2.9. menunjukkan bagian-bagian dari *plate heat exchanger*. Dari gambar tersebut, pada dasarnya *plate heat exchanger* terdiri dari beberapa *plate* yang dirangkai diantara dua *heavy end covers*. Seluruhnya dikunci dengan *tie bolts*. Masing-masing *plate* dikaitkan pada batang penunjang atas dan diatur oleh batang penunjang bawah. Untuk *single pass*, penghubung sisi fluida dingin dan panas ditempatkan pada *fixed end cover*.



Gambar 2. 9. Bagian-bagian *Plate Heat Exchanger* (Lienau dkk., 1989)

Pada **Gambar 2.10.** Menunjukkan skema aliran fluida saat melewati *heat exchanger*.



Gambar 2. 10. Skema Aliran pada *Heat exchanger* (Franco & Vaccaro, 2017)

Fluida panas dan dingin mengalir secara berlawanan arah dan jalurnya dikendalikan dengan penempatan *plate gasket*. Dengan memvariasikan posisi dari *gasket*, air dapat disalurkan melewati sebuah *plate or past it*. *Gasket* dipasang sedemikian rupa sehingga fluida tidak bercampur. Sebagai tambahan, sisi keliling dari seluruh *gasket* berhubungan langsung dengan udara luar. Akibatnya, jika terjadi kebocoran akan mudah terindikasi.

Ukuran *heat exchanger* ini mencerminkan kemampuan untuk pertukaran panas yang diukur dalam satuan m². Pertukaran panas di *heat exchanger* menggunakan konveksi dan konduksi dan untuk menentukan luas area *heat exchanger*, pada umumnya mempertimbangkan faktor U untuk konveksi dan konduksi. Sebagai tambahan, metode *long mean temperature difference* (LMTD) digunakan untuk menentukan luas area pertukaran panas.

Long mean temperature difference dihitung dari beda temperatur antara masuk dan keluar dari dua fluida yang mengalir di *heat exchanger*. Persamaannya adalah

$$\text{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \dots\dots\dots (3-7)$$

Dengan:

LMTD = long mean temperature difference

ΔT_1 = temperatur *inlet heat exchanger*

ΔT_2 = temperatur *outlet heat exchanger*

Rasio tinggi dari *heat transfer* yang dihasilkan bukan hanya dari konfigurasi *heat exchanger*, tapi juga bentuk dari masing-masing *plate*. Indeks yang berfungsi untuk membandingkan efektifitas dari dari *plate – shell and tube* adalah dengan metode *Number of Transfer Units* (NTU.) NTU adalah sebuah parameter tanpa satuan, yang umum dipakai dalam merancang *heat exchanger*, dan didefinisikan dalam persamaan:

$$NTU = \frac{U \times A}{C_{min}} = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{lm}} \dots \dots \dots (3-8)$$

Dengan:

NTU = *Number of Transfer Units*

U = *heat transfer coefficient*

A = Luas area (m²)

C_{min} = *minimum heat capacity rate*

ΔT_m = *larger temperature change* (°C)

ΔT_{lm} = *Long Measure Temperature Difference* (°C)

Luas permukaan *plate heat exchanger* dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$A = Q / (U \times \Delta LMTD \times C_f) \quad (3-9)$$

Dengan:

A = area (m²)

Q = total panas yang ditransfer

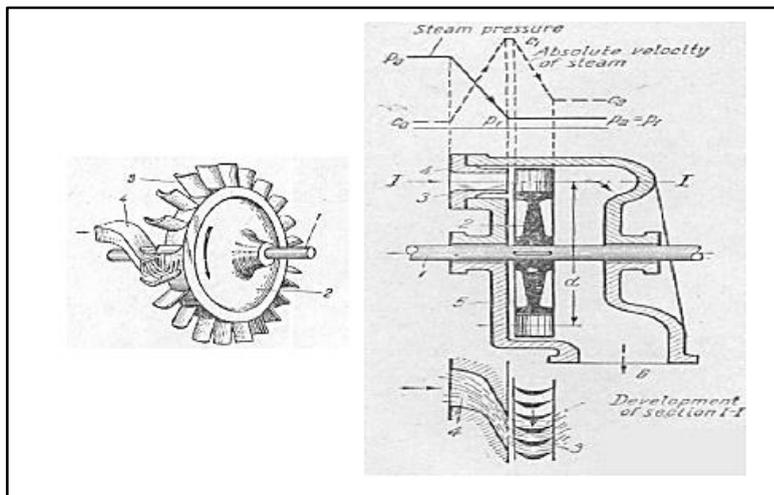
U = *heat transferred coefficient*

LMTD = *long mean temperature difference*

2.7.2. Turbin

Turbin pada *binary cycle* mengubah energi termodinamika uap dari fluida kerja menjadi kerja mekanis pada poros turbin; poros ini digabungkan ke generator tempat listrik dihasilkan. Analisis termodinamika turbin dalam *binary cycle* mengikuti asumsi yang sama dengan turbin uap.

Turbin berfungsi mengubah energi termodinamika uap dari fluida kerja ke energi mekanik melalui turbin *shaft*, *shaft* akan disambungkan dengan generator dimana listrik diproduksi dapat dilihat pada **Gambar 2.11**

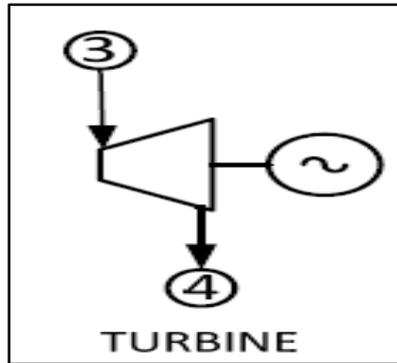


Gambar 2.11. Komponen Turbin *Binary Cycle* (Teguh & Himawan, 2010)

Gambar 2.11 merupakan komponen utama dari turbin. Terdiri dari *shaft*, *disc*, *moving blade*, *nozzle*, *stator*, dan *exhaust pipe*. Prinsip kerja turbin gas fluida masuk kedalam

turbin dan fluida keluar dari turbin terjadi kehilangan entalpi (Δh) yang dirubah oleh turbin untuk menjadi energi mekanik dengan memutar poros, selanjutnya energi mekanik dirubah oleh generator menjadi energi listrik. Semakin besar putaran turbin, maka semakin besar pula energi listrik yang dihasilkan generator, dengan mengalikan laju alir massa dengan entalpi yang hilang (Δh).

Siklus *binary* yang menggunakan fluida kerja hidrokarbon secara signifikan mengurangi ukuran dan jumlah *turbine exhaust*, akibatnya mengurangi biaya turbin. Pada hakekatnya, uap bertekanan tinggi menghasilkan karakteristik densitas uap yang tinggi (atau volume spesifik yang rendah). Ukuran turbin juga dipengaruhi oleh konversi efisiensi termal uap terhadap mekanika kerja putaran. Ukuran turbin juga ditentukan dari diameter *blade* dan karakteristik operasionalnya, dimana berkaitan juga pemilihan fluida kerja yang tepat dengan karakteristik dari sumber panas. Analisis termodinamika turbin *binary cycle* menggunakan asumsi yang sama dengan turbin *steam*. Untuk lebih jelasnya diagram skema *inlet* turbin dan *outlet* turbin dapat dilihat pada **Gambar 2.12.**



Gambar 2. 12.Diagram Skema untuk Turbin (Parada, 2013)

Gambar 2.12. menunjukkan diagram skema turbin yang nantinya digunakan untuk menghitung tenaga yang dihasilkan. Titik 3 adalah turbin *inlet* uap dan titik 4 adalah turbin *outlet*. Turbin ideal dalam keadaan *isentropic*, yang artinya entropi pada titik *inlet* sama dengan titik *outlet*. Perubahan entalpi uap pada turbin *real* adalah perubahan entalpi pada turbin *ideal* dikali efisiensi turbin isentropik. Kerja yang dihasilkan dari *real* turbin adalah perubahan entalpi dikali dengan laju alir massa fluida kerja melalui turbin.

Fluida kerja organik yang berfase gas dialirkan melalui turbin sehingga dihasilkan daya turbin. Daya yang dihasilkan dapat diketahui dengan persamaan (DiPippo, 2012):

$$W_t = m_{wf}(h_3 - h_4) \quad (3-10)$$

Dengan:

$$W_t = \text{daya turbin (MW)}$$

$$m_{wf} = \text{laju alir massa fluida kerja (kg/s)}$$

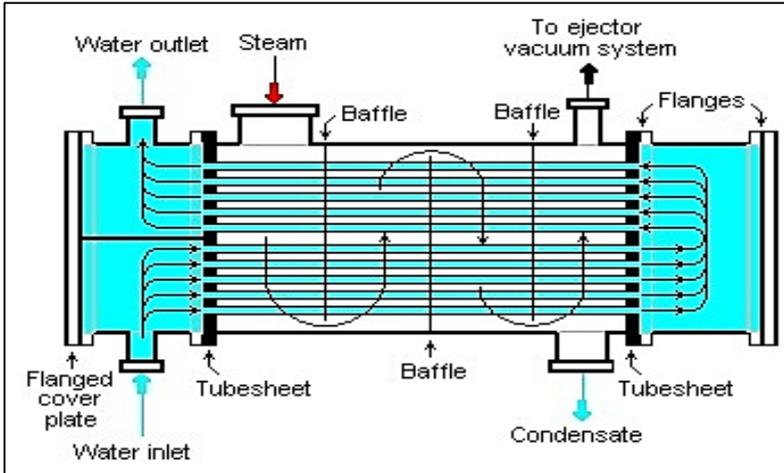
h_3 = enthalpi fluida kerja yang masuk dari turbin (kJ/kg)

h_4 = enthalpi fluida kerja yang keluar dari turbin (kJ/kg)

2.7.3. Kondensor

Kondensor adalah penukar panas lain dalam *binary cycle*. Kondensor menukar panas antara siklus fluida pendingin dan uap fluida kerja. Uap yang keluar dari turbin dan dialirkan ke kondensor di mana uap tersebut dikondensasikan oleh fluida pendingin. Kondensor dapat berupa air atau udara didinginkan. Proses ini terjadi pada tekanan konstan (kondensasi isobark). (Parada, 2013)

Pada prinsipnya kondensor mempunyai prinsip kerja yang sama dengan *heat exchanger*, namun perbedaanya adalah yang dimanfaatkan dari *heat exchanger* merupakan fluida panas yang dihasilkan sedangkan pada kondensor tujuan utamanya adalah untuk menurunkan temperatur tinggi (T_{kritis}) ke temperatur rendah (T_{boiling}) pada fluida kerja. Untuk mendesain kondensor diperlukan temperatur *inlet* dan temperatur *outlet* untuk fluida kerja dan fluida pemanasnya, untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Gambar 2.13**.



Gambar 2. 13. Shell and Tube Kondensor
(Ceglia dkk. 2015)

Dari gambar diatas, terlihat terjadi *heat transfer* antara fluida kerja dengan fluida pendingin. Sehingga, terjadi penurunan temperature fluida kerja hingga menjadi fasa cair dan keluar melalui *outlet* kondensor. Sedangkan, untuk fluida pendingin terjadi kenaikan temperatur pada *outlet* kondensor. Transfer panas kondensor antara fluida kerja dengan *cooling fluid* dapat dilihat dari persamaan berikut:

Menghitung *Log mean temperature difference* dihitung dari beda temperatur antara masuk dan keluar dari dua fluida yang mengalir di kondensor. Persamaannya yaitu (Mota dkk. 2015):

$$LMTD = \frac{(T_a - T_1) - (T_b - T_5)}{\ln \left(\frac{T_a - T_1}{T_b - T_5} \right)} \dots\dots\dots(3-11)$$

Dengan:

$$T_a - T_1 = t_1 = t_{out\ 1} - t_{in\ 2}$$

$$T_b - T_5 = t_2 = t_{in\ 1} - t_{out\ 2}$$

Rasio tinggi dari heat transfer yang dihasilkan bukan hanya dari konfigurasi *heat exchanger*, tapi juga bentuk dari masing-masing *plate*. Indeks yang berfungsi untuk membandingkan efektifitas dari *plate – shell and tube* adalah dengan metode NTU. NTU adalah sebuah parameter tanpa satuan, yang umum dipakai dalam merancang kondensor, dan didefinisikan dalam persamaan (Mota et al. 2015):

$$NTU = \frac{U \times A}{C_{min}} = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_m} \dots \dots \dots (3-12)$$

$$A = \frac{Q}{U \times LMTD \times C_f} \dots \dots \dots (3-13)$$

Dengan:

U = overall heat transfer coefficient, Btu/h ft² °F

A = luas permukaan kondensor, ft²

C_{min} = Minimum heat capacity rate

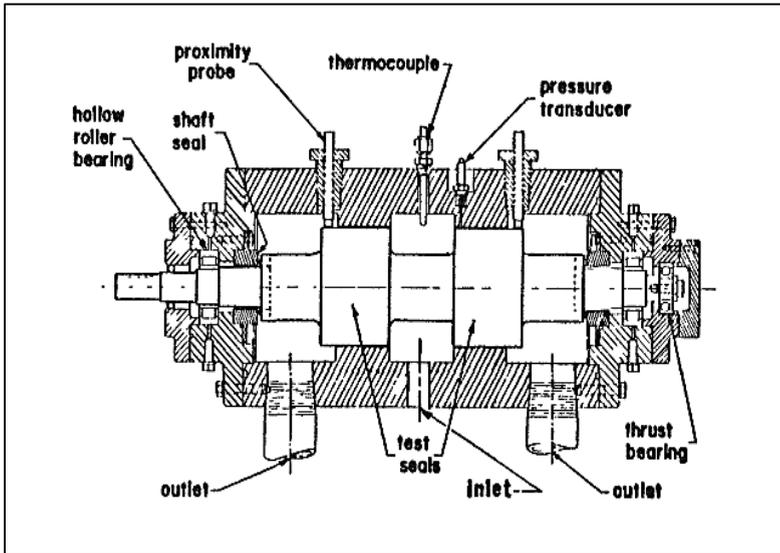
ΔT_m = Larger temperature change, °F

ΔT_{lm} = LMTD, °F

2.7.4. Feed pump

Feed pump merupakan salah satu jenis pompa sentrifugal. Fungsinya adalah menghisap fluida kerja hasil kondensasi kemudian didorong ke *heat exchanger* untuk diuapkan kembali ke *feedpump* telah banyak digunakan pada skala umum di bidang industry yang mana telah memenuhi

keampuan untuk memberikan tekanan tertentu dan pada kondisi temperatur tertentu (Leith dkk. 2015)



Gambar 2. 14. *Feed Pump*

(Brown dkk, 1982)

Gambar 2.14. Merupakan komponen dari *feedpump*. Untuk merencanakan *feedpump* perlu menentukan besarnya *horsepower* pompa, dapat dihitung menggunakan persamaan (Mota dkk. 2015):

$$HP = \frac{Q \times P}{1714 \times \eta_p} \dots\dots\dots (3-6)$$

Dengan:

Q = Laju alir fluida kerja (gpm)

P = Kehilangan tekanan (psi)

BAB III DASAR TEORI *SOFTWARE ASPEN HYSYS*

Aspen Hysys merupakan singkatan dari *Advanced System for Process Engineering. Software aspen hysys* merupakan adalah simulator *flowsheet* proses Simulator *flowsheet* adalah perangkat lunak computer yang digunakan untuk memodelkan pabrik pengolahan bahan kimia secara kuantitatif yang selain unit inti yang juga mencakup langkah-langkah sebelum dan sesudah perawatan. Dengan demikian, simulasi seluruh proses kimia, mulai dari bahan mentah hingga produk jadi akhir, secara simbolis diwakili oleh ikon yang berbeda di mana setiap ikon mewakili unit operasi, proses kimia, aliran material *input/output*, aliran energi *input/output*, atau *input/output* listrik/sinyal pneumatic. (Al-Malah, 2017)

Secara umum, proses kimia terdiri dari komponen kimia, atau spesies yang berbeda, yang mengalami perlakuan fisik atau kimia, atau keduanya. Tujuan penerapan langkah-langkah pengolahan tersebut pada dasarnya adalah untuk menambah nilai atau mengubah bahan baku yang murah menjadi produk akhir yang berharga (emas). Langkah-langkah pengolahan fisik dapat meliputi pencampuran, pemisahan, seperti absorpsi, destilasi, ekstraksi dan *heating/cooling* dengan atau tanpa perubahan fasa. Di sisi lain, langkah perlakuan kimia melibatkan satu atau serangkaian reaksi paralel, seri, atau campuran, yang menghasilkan perubahan identitas kimia

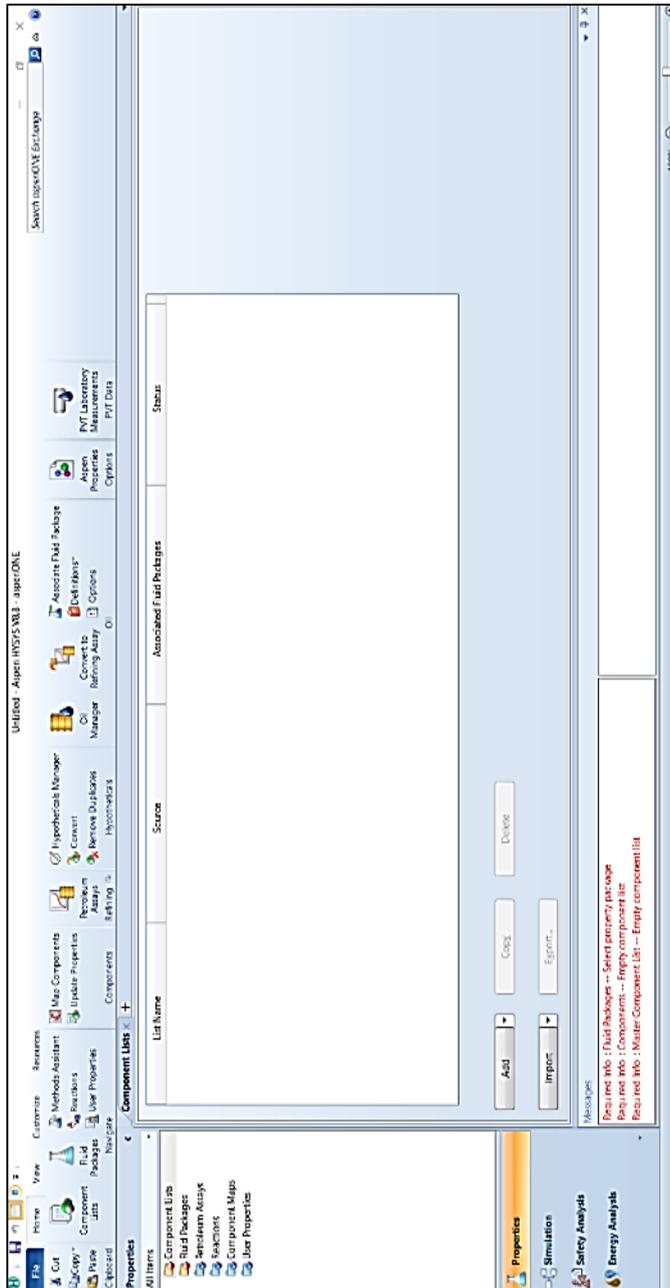
dari masing-masing spesies yang bereaksi. Langkah-langkah perawatan tersebut divisualisasikan dalam simulator *flowsheet* sebagai komponen yang diangkut dari unit (atau blok) ke unit lainnya melalui aliran proses. (Hamid, 2007)

Penggunaan *software aspen hysys* digunakan untuk menjalankan siklus termodinamika untuk *binary cycle*. Adapun data yang dimasukkan dari sumur berupa tekanan, temperatur dan laju alir sumur. Data yang dimasukkan dari fluida kerja berupa tekanan, temperatur, dan laju alir fluida kerja. Data pipa yang digunakan berupa *outer diameter*, *inner diameter*, kekasaran, dan panjang pipa untuk menghitung *pressure drop* pada pipa. Data yang dihasilkan lalu dianalisa menggunakan diagram termodinamika pada fluida kerja yang digunakan.

Software aspen hysys dapat dilakukan dengan langkah-langkah menjalankann siklus termodinamika untuk *binary cycle* dapat dijalankan *software* sebagai berikut:

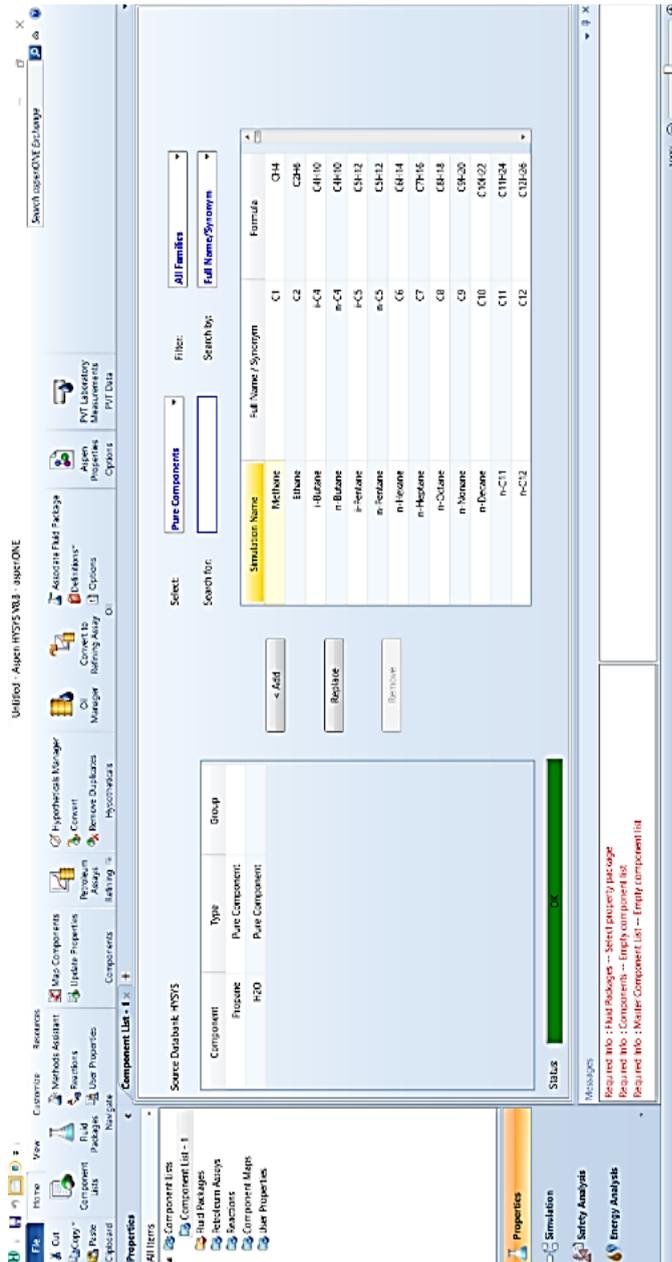
- Menjalankan *software aspen hysys*

Gambar 3.1 merupakan tampilan awal setelah membuka *software aspen hysys*. Tampilan awal terdapat fluida yang akan digunakan untuk menjalankan *software*.



Gambar 3. 1. Tampilan Awal Software Aspen Hysys

- Input Fluida yang digunakan



Gambar 3. 2. Component Fluida

- Heat Exchanger

Heat Exchanger: E-100

Design | Rating | Worksheet | Performance | Dynamics | Rigorous Shell&Tube

	1	2	3	4
Name	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Vapour	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Temperature [C]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Pressure [kPa]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Molar Flow [kgmole/h]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Mass Flow [kg/h]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>
Heat Flow [kJ/h]	<empty>	<empty>	<empty>	<empty>

Unknown Delta P

Delete Update Ignored

Gambar 3.4. Flowsheet Heat Exchanger

- Turbin

Expander: Turbin

Design | Rating | Worksheet | Performance | Dynamics

Worksheet	5	6	Q-108
Name	<empty>	<empty>	<empty>
Vapour	<empty>	<empty>	<empty>
Temperature [C]	<empty>	<empty>	<empty>
Pressure [kPa]	<empty>	<empty>	<empty>
Molar Flow [kgmole/h]	<empty>	<empty>	<empty>
Mass Flow [kg/h]	<empty>	<empty>	<empty>
Std Ideal Liq Vol Flow [m ³ /h]	<empty>	<empty>	<empty>
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	<empty>	<empty>	<empty>
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	<empty>	<empty>	<empty>
Heat Flow [kJ/h]	<empty>	<empty>	<empty>

Conditions
Properties
Composition
PF Specs

Delete

Unknown Duty

Gambar 3. 6. Flowsheet Turbin

- Kondensor

h Air cooler: Kondensor

Design	Rating	Worksheet	Performance	Dynamics	Rigorous Air Cooler
Worksheet					
Conditions					
Properties					
Composition					
PF Specs					
		Name			10
		Vapour			<empty>
		Temperature [C]			<empty>
		Pressure [kPa]			<empty>
		Molar Flow [kgmole/h]			<empty>
		Mass Flow [kg/h]			<empty>
		Std Ideal Liq Vol Flow [m ³ /h]			<empty>
		Molar Enthalpy [kJ/kgmole]			<empty>
		Molar Entropy [kJ/kgmole-C]			<empty>
		Heat Flow [kJ/h]			<empty>

Ignored

Gambar 3. 7. Flowsheet Kondensor

Gambar 3.2. merupakan tampilan komponen fluida yang digunakan untuk sistem termodinamika. Terdapat fluida *brine* dan fluida kerja yang digunakan.

Gambar 3.3. merupakan halaman kerja yang digunakan untuk memasukkan peralatan yang akan digunakan untuk siklus termodinamika untuk *binary cycle*.

Gambar 3.4. merupakan *flowsheet heat exchanger* yang digunakan untuk menghitung *output* tekanan dan temperatur. Data yang diperlukan yaitu data tekanan, temperatur, dan laju alir fluida *brine*. Untuk sisi yang lainnya data yang diperlukan yaitu data tekanan, temperatur, dan laju alir fluida kerja.

Gambar 3.5. merupakan *flowsheet feed pump* yang digunakan untuk menghitung energi yang dibutuhkan untuk memompakan fluida kerja ke siklus *binary cycle*.

Gambar 3.6. merupakan *flowsheet turbin* yang digunakan untuk menghitung energi listrik yang dihasilkan. Data yang dimasukkan yaitu data dari *outlet heat exchanger* berupa tekanan, temperatur, dan laju alir fluida kerja.

Gambar 3.7. merupakan *flowsheet* kondensor yang digunakan untuk mendinginkan fluida kerja agar kembali ke temperatur awal untuk dipompakan kembali di *feed pump*. Data yang diperlukan yaitu data fluida kerja dari *outlet* turbin yaitu tekanan, temperatur, dan laju alir.

BAB IV APLIKASI SOFTWARE HYSYS DALAM PERENCANAAN PEMBANGKIT LISTRIK *BINARY* CYCLE

4.1. Karakteristik dan Performa Fluida Pemanas

Sumur FA-2 merupakan sumur eksplorasi yang ditinggalkan dan dianggap tidak produktif, namun temperatur, tekanan, dan laju alir dari sumur dapat digunakan sebagai sumur yang digunakan sebagai suplai fluida pemanas dikarenakan memiliki tekainan yang tinggi sebesar 8 bar dan temperatur yang tinggi sebesar 103°C, dan mempunyai laju alir massa sebesar 10 kg/s. Pipa digunakan untuk menghubungkan antar peralatan dengan spesifikasi pipa ID 7.981” OD 8.625” dan *roughness* sebesar 0.26 mm dari kepala sumur ke *heat exchanger* dengan jarak 10 m dari *heat exchanger* 1 ke *heat exchanger* 2 dan dari *heat exchanger* 2 ke sumur injeksi. ΔP dan ΔT dari kepala sumur sampai *inlet heat exchanger* dan dari *inlet heat exchanger* 1 hingga *outlet heat exchanger* 1 dan dari *heat exchanger* 2 ke sumur injeksi. Keadaan temperatur, tekanan, laju alir masa, laju alir dari sumur hingga diinjeksikan kembali dapat dijelaskan pada **Tabel 4.1**.

Tabel 4. 1. Performa Fluida Pemanas pada Sistem *Binary Cycle*

Well		Heat Exchanger 1		Heat Exchanger 2	
		<i>Inlet HE</i>	<i>Outlet HE</i>	<i>Inlet HE</i>	<i>Outlet HE</i>
	1A	2A	3A	4A	5A
P	800kPa	799.9856 kPa	799.9856 kPa	799.9854 kPa	799.9854 kPa
T	103°C	102°C	73.72°C	73.71°C	60.97°C
m	10kg/s	10kg/s	10kg/s	10kg/s	10kg/s
q	158.5 gpm	158.5 gpm	158.5 gpm	158.5 gpm	158.5 gpm

Dari tabel diatas, didapatkan besarnya tekanan, temperatur, laju alir dan laju alir massa di *heat exchanger*. Data tersebut digunakan untuk mengetahui fluida panas yang dihasilkan oleh *heat exchanger* sehingga kita dapat menentukan fluida kerja yang dapat digunakan pada sistem

binary cycle. Hasil *running software* dapat dilihat pada **Gambar 4.1.**

	Geothermal In(2)	Geothermal Mid (1)	Geothermal Mid (2)	Propane Out (1)
Name	0.0000	0.0000	0.0000	1.0000
Vapour Temperature [C]	102.0	73.73	61.15	61.15
Pressure [kPa]	799.9	799.9	2200	2200
Molar Flow [kgmole/h]	1998	1998	408.2	408.2
Mass Flow [kg/h]	3.600e+004	3.600e+004	1.800e+004	1.800e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	36.07	36.07	35.53	35.53
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-2.802e+005	-2.824e+005	-1.150e+005	-1.038e+005
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	71.70	65.39	105.8	139.2
Heat Flow [kJ/h]	-5.599e+008	-5.644e+008	-4.694e+007	-4.238e+007

Gambar 4. 1. Hasil *Running Heat Exchanger*

Kondisi di *inlet heat exchanger* dari fluida pemanas memiliki P sebesar 8 bar, T sebesar 102°C, dan m sebesar 10 kg/ s. Maka T *outlet* fluida pemanas di *heat exchanger* dapat memberikan T sebesar:

$$\begin{aligned}\Delta T_{HE} &= T_{b \text{ inlet } HE} - T_{b \text{ outlet } HE} \\ &= 102 - 61.15 \\ &= 40.85^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

Dengan mengasumsikan di peralatan *heat exchanger* sebelum mentransfer panas secara konveksi diperlukan panas untuk memanaskan *plate* pada *heat exchanger* menggunakan T_{pp} sebesar 6 °C

$$\begin{aligned}T_{transfer} &= \Delta T_{HE} - T_{pp} \\ &= 40.85 - 6 \\ &= 34.85^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

Apabila temperatur fluida kerja yang masuk kedalam *heat exchanger* sebesar 26.41°C. Jadi, *outlet heat exchanger* pada fluida kerja dapat mencapai sebagai berikut:

$$\begin{aligned}T_{outlet \text{ HE } wf} &= 26.41 + T_{transfer} \\ &= 26.41 + 34.85 \\ &= 61.26^{\circ}\text{C}\end{aligned}$$

Didapatkan besarnya temperatur fluida kerja pada *outlet heat exchanger* sebesar 61.26°C, yang mana telah mencapai *superheated* diatas tekanan kritisnya dari fluida *propane* pada tekanan sebesar 2.2MPa. Selain itu, mengalirkan fluida kerja dengan laju alir setengah dari laju alir fluida pemanasnya menjadi:

$$\begin{aligned}
 m_{\text{fluida kerja}} &= 50\% \text{ dari } m_{\text{brine}} \\
 &= 50\% \times 10 \text{ kg/s} = 5 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

4.2. Pemilihan Fluida Kerja

Untuk mengalirkan fluida kerja digunakanlah pipa proses berukuran ID 7.981” dan OD 8.625”. Kondisi di *inlet heat exchanger* dari fluida pemanas memiliki P sebesar 8 bar, T sebesar 102°C, dan m sebesar 10 kg/s. Jika digunakan fluida pemanas *propane* yang memiliki T_{boiling} sebesar -42°C atau 231.15°K, P_{boiling} sebesar 1.013 bar atau 0.1013 MPa, T_{kritis} sebesar 96.65°C atau 359.8 °K, P_{kritis} 42.4 bar atau 4.24 MPa. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat **Tabel 4-2**

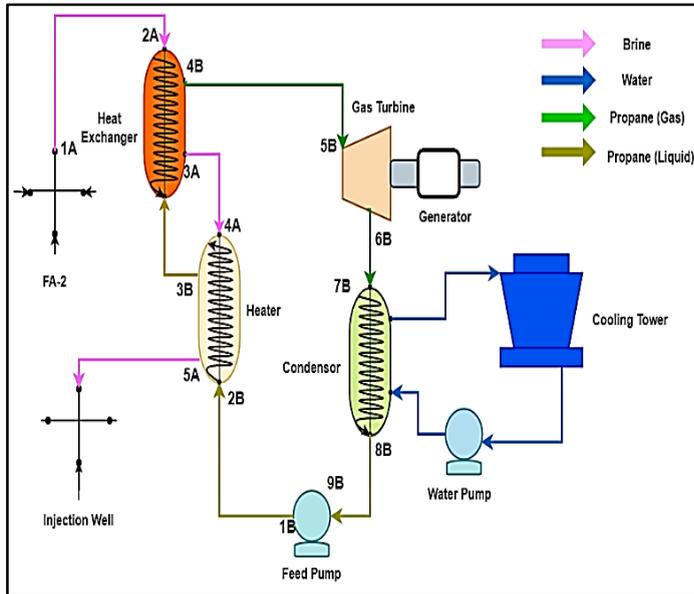
Tabel 4. 2. Karakteristik Fluida Kerja *Propane*
(Surana, Taufan., 1995)

Formula	C ₃ H ₈
<i>Molecular Weight</i>	44.10
<i>Boiling Point</i> (°C)	-42
<i>Critical Temperature</i> (°C)	96.95
<i>Critical Pressure</i> (bar abs)	42.36
<i>Condensing Pressure</i> (bar abs)	1.2
<i>Heat Transfer Coefficient</i> (W/mK)	0.015
<i>Density</i> (kg/m ³)	493

Propane dipilih menjadi fluida kerja siklus *binary cycle* dengan entalpi rendah, karena fluida pemanas mampu mentransfer panas ke *propane* melebihi temperatur kritisnya di 61.15°C dan tekanan 22 bar hingga menjadi *superheated*.

4.3. Siklus Kerja dan Termodinamika Fluida Kerja

Siklus *binary cycle* yang digunakan pada siklus ini adalah fluida panas dari kepala sumur masuk ke *heat exchanger* memanasi fluida kerja. Fluida kerja dari *outlet feed pump* (1B) menuju *inlet heater* (2B), dari *preheater* (2B) ke *inlet heat exchanger* (3B), dari *outlet heat exchanger* (4B) menuju *inlet* turbin (5B), dari *inlet* turbin (5B) ke *outlet* turbin (6B), dari *outlet* turbin (6B) menuju ke *inlet* kondensor (7B), dari *inlet* kondensor (7B) ke *outlet* kondensor (8B), dari *outlet* kondensor (8B) menuju *inlet feed pump* (9B), dan dari *inlet feed pump* (9B) ke *outlet feed pump* (1B). Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Gambar 4.2**.



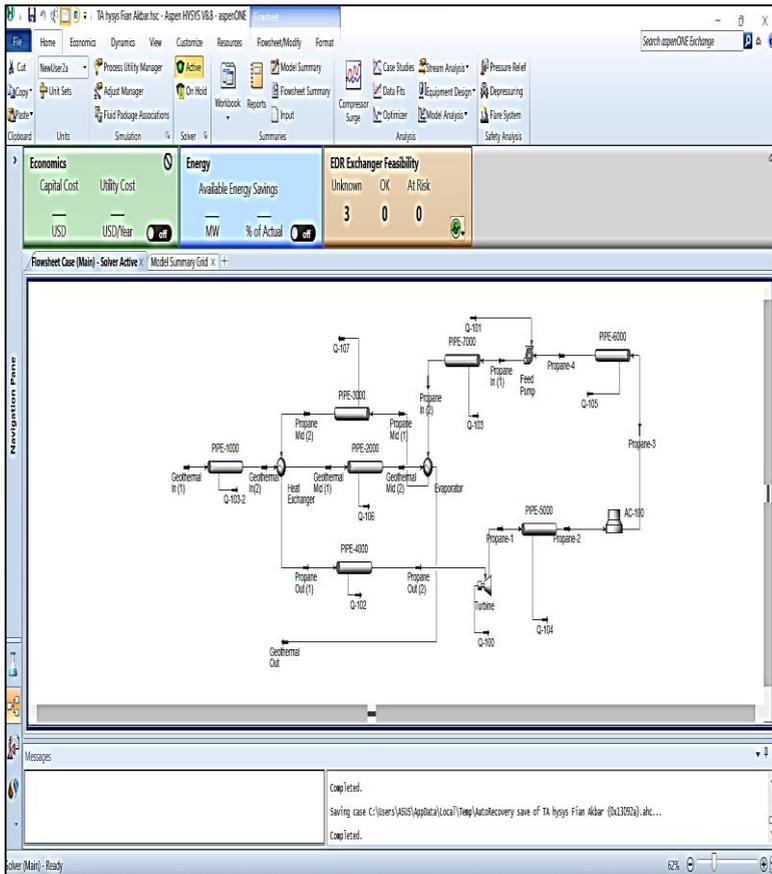
Gambar 4. 2. Perencanaan Pembangkit Listrik *Binary Cycle*

Perencanaan *Binary Cycle*, perlu diterapkan berdasarkan sifat termodinamika dan *propane*. Dibutuhkan juga data-data sebagai berikut :

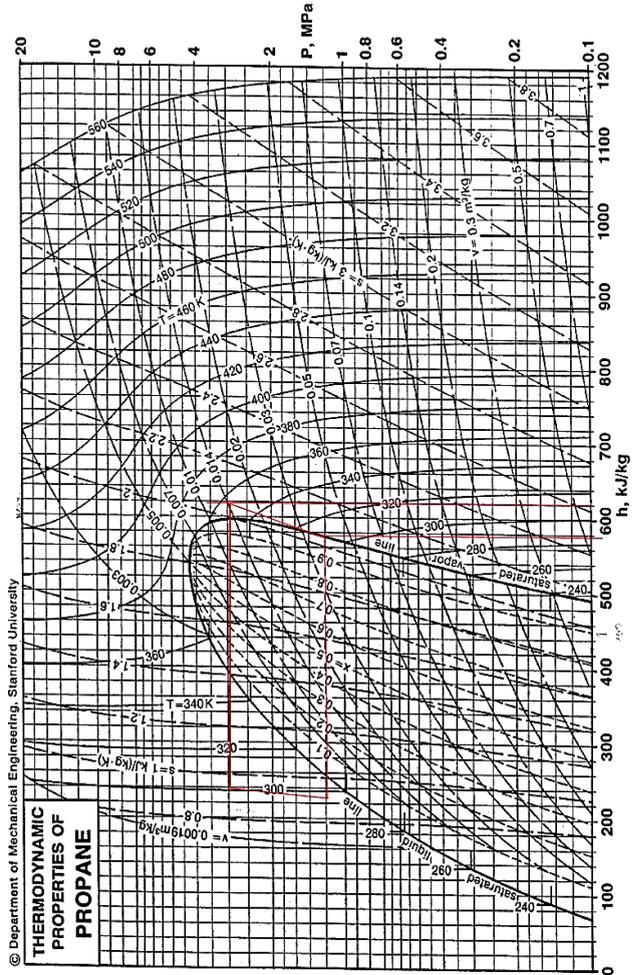
$P_{\text{condensation}}$	= 11 bar	= 1.1 MPa
$P_{\text{feed pump}}$	= 22 bar	= 2.2 MPa
T_{brine}	= 102°C	= 373.15°K
P_{brine}	= 8 bar	= 0.8 MPa
m_{brine}	= 10 kg/s	
$m_{\text{fluida kerja}}$	= 5 kg/s	

Lalu menggambar siklus termodinamika *propane* menggunakan diagram nomogram siklus fluida kerja dari *outlet feed pump* (1B) P sebesar 22 bar atau 2.2 MPa, T sebesar 26.41°C atau 299.56°K, dan m sebesar 5 kg/s menuju *inlet preheater* (2B), dari *inlet preheater* (2B) dengan P sebesar 21.999973 bar atau 2.1999973 MPa, T sebesar 26.41 °C atau 299.56°K , dan m sebesar 5 kg/s ke *outlet preheater* (3B), dari *outlet preheater* (3B) dengan P sebesar 21.999973 bar atau 2.1999973 MPa, T sebesar 61.14°C atau 334.29°K, m sebesar 5 kg/s, menuju *inlet heat exchanger* (4B), dari *inlet heat exchanger* (4B) dengan P sebesar 21.999523 bar atau 2.1999523 MPa, T sebesar 61.14°C atau 334.29°K, dan m sebesar 5 kg/s ke *outlet heat exchanger* (5B), dari *outlet heat exchanger* (5B) dengan P sebesar 31.999523 bar atau 3.1999523 MPa, T sebesar 61.14°C atau 334.29°K, dan m sebesar 5 kg/s, h sebesar 598 kJ/g, dan s sebesar 1.81 kJ/(kg.K) menuju ke *inlet turbin* (6B), dari *inlet turbin* (6B) dengan P sebesar 21.997096 bar atau 2.1997096 MPa, T sebesar 61.14°C atau 334.29°K, dan m sebesar 5 kg/s ke *outlet turbin* (7B), dari *outlet turbin* (7B) dengan P sebesar 11 bar atau 1.1 MPa, T sebesar 30.61°C atau 303,76°K, m sebesar 5 kg/s dan entalpi sebesar 575 kJ/kg menuju ke *inlet kondensor* (8B), dari *inlet kondensor* dengan P sebesar 10.994748 bar atau 1.0994748 MPa, T sebesar 30.61°C atau 303.76°K, m sebesar 5 kg/s, menuju *inlet feed pump* (9B), dan dari *inlet feed pump* (10B) dengan P sebesar 9.624678 bar atau 0.9624678 MPa, T

sebesar 25°C atau 298.15°K , dan m sebesar 5 kg/s ke *outlet feed pump* (1B). Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Gambar 4.4**. Hasil *running software* dapat dilihat di **Gambar 4.3**.



Gambar 4. 3. Model Siklus *Binary Cycle*



Gambar 4. 4. Termodinamika Fluida *Propane*

Dari grafik diatas terlihat bahwa siklus termodinamika *propane* dari *feedpump* hingga ke *inlet preheater* (titik 1 - titik 2) mengailaimii kenaiikain temperatur tanpa mengubah fasanyai. Di *heat exchanger* (titik 2 - titik 3) terjadi perubahan fasa dari *liquid* menjadi sepenuhnya uap. Sedangkain dari titik

3 - 4 terjadi penurunan entalpi yang dirubah menjadi energi listrik. Kemudian dari *outlet* turbin hingga *inlet feedpump* terjadi penurunan temperatur yang dilakukan oleh kondensor dan kembali ke *feedpump* untuk disirkulasikan. Untuk melihat besarnya nilai pada *outlet feed pump*, *inlet heater*, *outlet heater*, *inlet heat exchanger*, *outlet heat exchanger*, *inlet turbin*, *outlet turbin*, *inlet kondensor*, *outlet kondensor*, dan *inlet feed pump* dapat dilihat pada **Tabel 4-3**.

Tabel 4. 3. Analisa Tekanan dan Temperatur Fluida Kerja
Propane

Working Fluid	P(kPa)	T (°C)	T(°K)	h (kJ/kg)	s (kJ/(kg.K))
1B	2200	26.41	299.56	-	-
2B	2199.9739	26.41	299.56	-	-
3B	2199.9739	61.14	334.29	-	-
4B	2199.9523	61.14	334.29	-	-
5B	2199.9523	61.14	334.29	598	2.03
6B	2199.7096	61.14	334.29	598	2.03
7B	1100	30.61	303.76	575	-
8B	1099.4748	30.61	303.76	575	-
9B	962.4678	25	298.15	-	-
10B	962.4416	25	298.15	-	-

Dari tabel diatas dapat terlihat bahwa entalpi fluida kerja yang didapat di *outlet heat exchanger = inlet* turbin sebesar 598 kJ/kg dan entalpi yang keluar dari turbin sebesar 575 kJ/kg. perubahan entalpi inilah yang digunakan untuk menghitung besarnya energi listrik yang akan dihasilkan. Hasil *running software* dapat dilihat pada **Tabel 4-4**.

Tabel 4.4. Hasil *Running* Siklus Kerja Termodinamika Fluida Kerja

Name	Propane In (1)	Propane In (2)	Propane Mid (1)	Propane Mid (2)
Pressure [kPa]	2200	2199.973909	2199.973909	2199.952393
Temperature [C]	26.41388464	26.41388464	61.14730225	61.14730225
Mass Flow [kg/h]	18000	18000	18000	18000
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	35.52552051	35.52552051	35.52552051	35.52552051
Vapor / Phase Fraction	0	0	0	0
Molar Enthalpy [kJ/kgmole]	-	-119994.1545	-114990.4599	-114990.4546
Utility Type				
Stream Price [Cost/kgmole]				
Stream Price Basis	Molar Flow	Molar Flow	Molar Flow	Molar Flow

Propane Out (1)	Propane Out (2)	Propane-1	Propane-2	Propane-3	Propane-4
2199.95239	2199.70969		1099.47484	962.467854	962.441673
3	4	1100	5	3	9
61.1483703	61.1483703	30.6200670	30.6200670		
6	6	3	3	25	25
18000	18000	18000	18000	18000	18000
35.5255205	35.5255205	35.5255205	35.5255205	35.5255205	35.5255205
1	1	1	1	1	1
1	1	1	1	0	0
-	-	-	-	-	-
103835.937	103835.441	104856.987	104856.728	120141.886	120141.885
4	1	1	9	2	4
Molar Flow					

Pipa penghubung digunakan untuk menghubungkan antar peralatan. Spesifikasi pipa yang digunakan untuk menghubungkan antar peralatan sehingga adanya *pressure drop* diantara pipa penghubung dengan asumsi tidak adanya kehilangan temperatur. Perhitungan menggunakan *software Aispem Hysys* dapat dilihat dari di **Gambar 4.3**

The screenshot shows the 'Model Summary Grid' for 'Pipe Segment' in Aispem Hysys. The table lists various parameters for eight different pipe segments (PIPE-7000 to PIPE-3000). The parameters include Name, Pressure Drop (kPa), Temperature Drop (C), Heat Loss (kJ/h), Temperature Change (C), Heat Transfer Coefficient (kJ/h-m2-C), Insulation Conductivity (W/m-K), Ground Conductivity (W/m-K), Gravitation Energy Change (kJ/h), Depositor Mass Density, and Depositor Thermal Conductivity.

	▼	▼	▼	▼	▼	▼	▼
Name	PIPE-7000	PIPE-1000	PIPE-4000	PIPE-5000	PIPE-6000	PIPE-2000	PIPE-3000
Pressure Drop (kPa)	0.0260915	0.0552055	0.242698	0.525166	0.0261805	0.0548286	0.0215159
Temperature Drop (C)							
Heat Loss (kJ/h)	-0.248008	1.79436	-202.583	-338.457	-0.33051	2.51556	-2.15189
Temperature Change (C)	0	0	0	0	0	3.74872E-06	0
Heat Transfer Coefficient (kJ/h-m2-C)							
Insulation Conductivity (W/m-K)	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018
Ground Conductivity (W/m-K)	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17
Gravitation Energy Change (kJ/h)							
Depositor Mass Density							
Depositor Thermal Conductivity							

Gambar 4. 5. Kehilangan Tekanan di Pipa Proses

Sistem *binary cycle* digunakan pipa dengan ukuran ID 7.981” dan OD 8.625” sepanjang 10 m dengan jenis pipa *cast iron* dan *roughness* 0.26 mm. Kemudian digunakan *software Aspen Hysys* untuk menghitung *pressure drop* pada pipa proses antar peralatan. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat di **Tabel 4.5.**

Tabel 4. 5. Pressure Drop di Setiap Peralatan

Pipa Proses	Outlet Peralatan	dP (kPa)	Inlet Peralatan
	P (kPa)		P (kPa)
Feed Pump - Heater	2200	0.0260	2199.9739
Heater - HE	2199.9739	0.0215	2199.9523
HE - Turbin	2199.9523	0.2426	2199.7096
Turbin - Kondensor	1100	0.5251	1099.4748
Kondensor - Feed Pump	962.4678	0.0261	962.4416

Dari tabel diatas terlihat *pressure drop* pada *feedpump* ke *heater* sebesar 0.0260 kPa, dari *heater* ke *heat exchanger* sebesar 0.0215 kPa, dari *heat exchanger* ke turbin sebesar 0.2426 kPa, dari turbin ke kondensor sebesar 0.5251 kPa dan

dari kondensator ke *feed pump* sebesar 0.0261 kPa. Hasil *running software* dapat dilihat pada **Gambar 4.6**

Case - Material Stream	Feed Stream	Product Stream	Heat Exchanger	Air cooler	Pump	Expander	Pipe Segment
Name	PIPE-7000	PIPE-1000	PIPE-4000	PIPE-5000	PIPE-6000	PIPE-2000	PIPE-3000
Pressure Drop (kPa)	0.0260915	0.0552055	0.242698	0.525166	0.0261805	0.0548266	0.0215159
Temperature Drop (C)							
Heat Loss (kJ/h)	-0.248008	1.79436	-202.583	-338.457	-0.33051	2.51556	-2.15189
Temperature Change (C)	0	0	0	0	0	3.74872E-06	0
Heat Transfer Coefficient (kJ/h-m2-C)							
Insulation Conductivity (W/m-K)	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018	0.018
Ground Conductivity (W/m-K)	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17	0.17
Gravitation Energy Change (kJ/h)							
Deposition Mass Density							
Deposition Thermal Conductivity							

Gambar 4. 6. Model Summary Grid Pressure Drop

4.4. Perhitungan Energi Listrik

Berikut merupakan perhitungan mengenai besarnya energi yang dihasilkan oleh pembangkit listrik *binary cycle* menggunakan fluida kerja propana dengan data sebagai berikut :

$$m_{wf} = 5 \text{ kg/s}$$

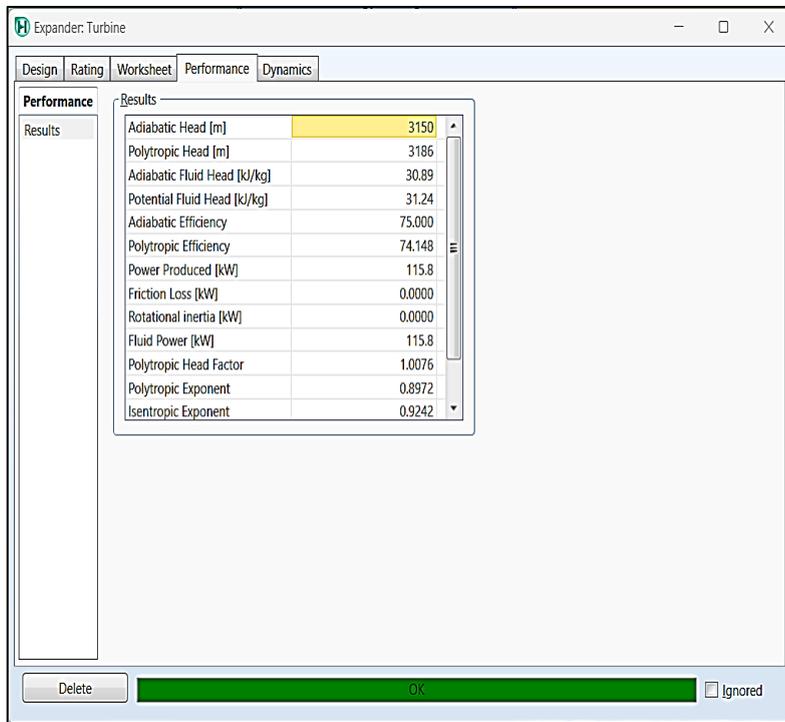
$$h_{4B} = 598 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{5B} = 575 \text{ kJ/kg}$$

Perhitungan:

$$\begin{aligned}W_t &= m_{wf} \times (h_{4B} - h_{5B}) \\ &= 5 \times (598 - 575) \\ &= 115 \text{ kW}\end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas didapatkan nilai energi listrik dari pada sistem *binary cycle* sumur FA-2 sebesar 115 kW atau setara dengan 0.115 MW. Hasil *running software* dapat dilihat di **Gambar 4. 7.**



Parameter	Value
Adiabatic Head [m]	3150
Polytropic Head [m]	3186
Adiabatic Fluid Head [kJ/kg]	30.89
Potential Fluid Head [kJ/kg]	31.24
Adiabatic Efficiency	75.000
Polytropic Efficiency	74.148
Power Produced [kW]	115.8
Friction Loss [kW]	0.0000
Rotational inertia [kW]	0.0000
Fluid Power [kW]	115.8
Polytropic Head Factor	1.0076
Polytropic Exponent	0.8972
Isentropic Exponent	0.9242

Gambar 4. 7. Hasil *Running Electric Power*

4.5. Perencanaan Spesifikasi Alat

Peralatan – peralatan yang perlu direncanakan untuk digunakan pada sistem *binary cycle* sumur FA-2 adalah *heat exchanger*, kondensor, dan *feed pump*

4.5.1. Perencanaan Heat exchanger

Berikut adalah perhitungan untuk alat *heat exchanger*. *Heat exchanger* yang digunakan adalah tipe *plate heat exchanger*.

$$T_{\text{brine in}} (T_{\text{Ai}}) = 102 \text{ C} = 215.6 \text{ F} = 375.15 \text{ °K}$$

$$T_{\text{brine out}} (T_{\text{B}}) = 73.73 \text{ C} = 164.71 \text{ F} = 346.88 \text{ °K}$$

$$T_{\text{wf out}} (T_1) = 61.14 \text{ C} = 142.05 \text{ F} = 334.29 \text{ °K}$$

$$T_{\text{wf in}} (T_2) = 26.41 \text{ C} = 79.53 \text{ F} = 299.56 \text{ °K}$$

$$q_b = 10 \text{ kg/s} = 158.5 \text{ gpm}$$

$$\text{LMTD}_{\text{correct}} = 0.9$$

$$U = 950 \text{ BTU/h.ft}^2 \cdot \text{°F}$$

Perhitungan :

- Menghitung LMTD (*Long Mean Temperature Different*)

$$\begin{aligned} \Delta T_o &= T_{\text{B}} - T_2 \\ &= 164.71 - 79.53 \\ &= 85.18 \text{ °F} \end{aligned}$$

$$\Delta T_1 = T_{\text{Ai}} - T_1$$

$$= 215.6 - 142.05 = 73.55 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\begin{aligned} \Delta\text{LMTD} &= \frac{(\Delta T_0) - (\Delta T_1)}{\ln\left(\frac{\Delta T_0}{\Delta T_1}\right)} \\ &= \frac{(85.18) - (73.55)}{\ln\left(\frac{85.18}{73.55}\right)} \\ &= 79.22 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

Koreksi LMTD

$$\begin{aligned} \Delta\text{LMTD}_{\text{corr}} &= \Delta\text{LMTD} \times 0.90 \\ &= 79.22 \text{ } ^\circ\text{F} \times 0.90 \\ &= 71.29 \text{ } ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

- Menghitung *Number of Transfer Unit* (NTU)

$$\begin{aligned} \Delta T_M &= \text{large temperature change} \\ &= T_{\text{wf out}} - T_{\text{wf in}} \\ &= 142.02 - 79.53 \\ &= 62.49 \text{ } ^\circ\text{F} \quad = 16.93 \text{ } ^\circ\text{C} \quad = 290.08 \text{ } ^\circ\text{K} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{NTU} &= \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{\text{lmtcorr}}} \\ &= \frac{62.49}{71.29} = 0.87 \end{aligned}$$

- Menghitung kerja (q)

$$\begin{aligned}
 q &= 500 \times q_b \times \Delta T \\
 &= \left(500 \frac{\text{BTU}/\text{h}}{\text{gal}/\text{min}} F\right) \times \left(158.5 \frac{\text{gal}}{\text{min}}\right) \times (215.6 - 164.71) \\
 &= 4033032.5 \text{ BTU/h}
 \end{aligned}$$

- Menghitung luas permukaan *plate*

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{Q}{U \times \Delta \text{LMTD}_{\text{corr}}} \\
 &= \frac{4033032.5 \text{ BTU}/\text{h}}{950 \frac{\text{BTU}}{(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})} \times 71.29^\circ\text{F}} \\
 &= 59.5496 \text{ ft}^2
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas, maka dibutuhkan luas permukaan *plate heat exchanger* sebesar 59.5496 ft². Apabila digunakan lima *plate* maka, luas permukaan setiap *plate* sebesar 11.9099 ft².

4.5.2. Perencanaan Kondensor

Perhitungan Kondensor

Data:

$$T_{\text{cw in}} (T_{\text{Ai}}) = 20^\circ\text{C} = 68^\circ\text{F} = 293.15^\circ\text{K}$$

$$T_{\text{cw out}} (T_{\text{B}}) = 25^\circ\text{C} = 77^\circ\text{F} = 298.15^\circ\text{K}$$

$$T_{\text{wf out}} (T_1) = 26.41^\circ\text{C} = 79.53^\circ\text{F} = 299.56^\circ\text{K}$$

$$T_{\text{wf in}} (T_2) = 30.61^\circ\text{C} = 87.09^\circ\text{F} = 303.76^\circ\text{K}$$

$$q_{wf} = 5\text{kg/s} = 79.25\text{ gpm}$$

$$\text{LMTD corrct.} = 0.9$$

$$U = 900\text{ BTU/h.ft}^2.\text{ }^\circ\text{F}$$

Perhitungan:

- Menghitung LMTD (*Long Mean Temperature Different*)

$$\begin{aligned}\Delta T_o &= T_1 - T_{Ai} \\ &= 79.53 - 68 \\ &= 11.53^\circ\text{F}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= T_2 - T_B \\ &= 87.09 - 77 \\ &= 10.09^\circ\text{F}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\text{LMTD} &= \frac{(\Delta T_o) - (\Delta T_1)}{\ln\left(\frac{\Delta T_o}{\Delta T_1}\right)} \\ &= \frac{(11.53) - (10.09)}{\ln\left(\frac{11.53}{10.09}\right)} \\ &= 10.80^\circ\text{F}\end{aligned}$$

- Koreksi LMTD

$$\begin{aligned}\Delta\text{LMTD}_{\text{corr}} &= \Delta\text{LMTD} \times 0.90 \\ &= 10.79 \times 0.9 \\ &= 9.72^\circ\text{F}\end{aligned}$$

- Menghitung NTU

$$\begin{aligned}\Delta T_M &= \text{large temperature change} \\ &= T_{\text{cw out}} - T_{\text{cw in}} \\ &= 87.09 - 79.53 \\ &= 7.56^\circ\text{F}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{NTU} &= \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{lm}} \\ &= \frac{7.56}{9.71} \\ &= 0.7776\end{aligned}$$

- Menghitung kerja (q)

$$\begin{aligned}q &= 500 \times q_{\text{wf}} \times \Delta T \\ &= \left(500 \frac{\text{BTU/h}}{\text{gal/min}} F\right) \times \left(79.25 \frac{\text{gal}}{\text{min}}\right) \times (87.09 - 68) \\ &= 756758.25 \text{ BTU/h}\end{aligned}$$

- Menghitung luas permukaan *plate*

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{Q}{U \times \Delta LMTD} \\
 &= \frac{756758.25 \text{ BTU/h}}{950 \frac{\text{BTU}}{(\text{h} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})} \times 9.72^\circ\text{F}} \\
 &= 86.4903 \text{ft}^2
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas, maka dibutuhkan luas permukaan *plate* kondensor sebesar 86.4903 ft². Apabila digunakan lima *plate* maka, luas permukaan setiiaip *plate* sebesar 17.2980 ft².

4.5.3. Perencanaan *Feed Pump*

Berikut ini adalah perhitungan kerja pompa, pompa yang digunakan dalam *binary cycle* adalah *centriifugal pump*.

Data:

$$\begin{aligned}
 q_{wf} &= 5 \text{ kg/s} &= 79.25 \text{ gpm} \\
 \eta_p &= 75\% \\
 P &= 22 \text{ bar} &= 319.083 \text{ psi}
 \end{aligned}$$

Perhitungan :

Menentukan *Horsepower* pompa

$$\begin{aligned}
 HP &= \frac{Q \times P}{1714 \times 0.75} \\
 &= \frac{79.25 \times 319.083}{1714 \times 0.75} \\
 &= 19.67 \text{ HP}
 \end{aligned}$$

BAB V HASIL PERANCANGAN PERALATAN

Metode *binary cycle* merupakan salah satu teknologi pembangkit panasbumi digunakan untuk memanfaatkan *brine*. *Binary cycle* bekerja dengan memanfaatkan panas dari fluida panasbumi yang tidak ekonomis jika dimanfaatkan dengan pembangkit panasbumi konvensional. Pembangkit listrik siklus biner panasbumi dibentuk oleh dua siklus: siklus primer yang berisi fluida panasbumi, dan siklus sekunder di mana fluida kerja organik tertutup. Siklus primer dimulai dari sumur produksi dan berakhir di sumur re-injeksi. Pada siklus primer, suhu dan laju aliran fluida panasbumi yang diinginkan ditentukan oleh properti lapangan reservoir. Fluida panasbumi dapat berupa air atau uap. Pada siklus sekunder, fluida kerja diberi tekanan dari *feed pump* agar dapat mengalir menuju *heat exchanger*. *Heat exchanger* pada dasarnya adalah penukar panas yang berasal dari fluida panasbumi dipindahkan ke fluida kerja pada tekanan konstan hingga fluida kerja melewati titik temperatur kritis menjadi *superheated*. Kemudian, fluida kerja berfasa uap keluar dari *heat exchanger* mengalir menuju turbin. Uap didalam turbin mengembang secara isentropis dan menghasilkan energi mekanik dengan memutar poros turbin yang terhubung ke generator, dari generator merubah energi mekanik menjadi energi listrik. Setelah keluar dari turbin, fluida kerja berfasa uap bergerak menuju kondensor. Di dalam

kondensor, uap dikondensasikan pada tekanan konstan dengan membuang panas ke fluida pendingin. Fluida kerja meninggalkan kondensor sebagai cairan jenuh dan memasuki *feed pump*, menyelesaikan siklus. Komponen utama pada *binary cycle power plant* yaitu turbin, kondensor, *feed pump*, pipa, dan *heat exchanger*. Perencanaan siklus *binary cycle* maupun siklus termodinamika dimulai dari *outlet feed pump* hingga kembali ke *inlet feed pump*.

Lapangan Panasbumi Mataloko Sumur FA-2 terletak di daerah Kabupaten Ngada, Nusa Tenggara Timur, merupakan lapangan dengan sistem dominasi air (*water dominated*). Sumur FA-2 merupakan sumur yang ditinggalkan karena memproduksi 100% air dengan temperatur kepala sumur sebesar 102 °C, P sebesar 8 bar, dan m *brine* sebesar 10 kg/s. Dengan melihat data keluaran sumur tersebut, memungkinkan untuk dilakukan perencanaan *binary cycle* untuk pembangkit listrik skala kecil dengan menggunakan fluida kerja.

Pada kasus ini dipilih fluida kerja *propane* karena pada kondisi tekanan di *heat exchanger*, *propane* masih bisa melewati temperatur kritisnya hingga menjadi *superheated*. Dengan *boiling point* sebesar -42°C atau 231.15K, *condensation pressure* sebesar 1.2 bar atau 0.12 MPa, *critical* temperatur sebesar 96.95°C atau 370.1°K, *critical pressure* sebesar 42.36 bar atau 4.236 MPa, dan densitas sebesar 493 kg/m³. Namun, kondisi tekanan di *heat exchanger* sebesar

21.9995 bar atau 2199.9523 kPa sehingga fluida kerja *propane* menjadi *superheated* pada temperatur 61.14°C atau 334.29°K.

Siklus Fluida panas dimulai dari kepala sumur (1A) menuju ke *inlet heat exchanger* (2A) memanasi fluida kerja, kemudian keluar di *outlet heat exchanger* (3A) menuju ke sumur injeksi. Sedangkan siklus fluida kerja dari *outlet feed pump* (1B) P sebesar 22 bar atau 2.2 MPa, T sebesar 26.41°C atau 299.56°K, dan m sebesar 5 kg/s menuju *inlet preheater* (2B), dari *inlet preheater* (2B) dengan P sebesar 21.999973 bar atau 2.1999973 MPa, T sebesar 26.41°C atau 299.56 °K , dan m sebesar 5 kg/s ke *outlet preheater* (3B), dari *outlet preheater* (3B) dengan P sebesar 21.999973 bar atau 2.1999973 MPa, T sebesar 61.14°C atau 334.29°K, m sebesar 5 kg/s, menuju *inlet heat exchanger* (4B), dari *inlet heat exchanger* (4B) dengan P sebesar 21.999523 bar atau 2.1999523 MPa, T sebesar 61.14°C atau 334.29°K, dan m sebesar 5 kg/s ke *outlet heat exchanger* (5B), dari *outlet heat exchanger* (5B) dengan P sebesar 31.999523 bar atau 3.1999523 MPa, T sebesar 61.14°C atau 334.29°K, dan m sebesar 5 kg/s, h sebesar 598 kJ/g, dan s sebesar 1.81 kJ/(kg.K) menuju ke *inlet turbin* (6B), dari *inlet turbin* (6B) dengan P sebesar 21.997096 bar atau 21.997096 MPa, T sebesar 61.14°C atau 334.29°K, dan m sebesar 5 kg/s ke *outlet turbin* (7B), dari *outlet turbin* (7B) dengan P sebesar 11 bar atau 1.1 MPa, T sebesar 30.61°C atau 303,76°K, m sebesar 5 kg/s dan entalpi sebesar 575 kJ/kg menuju ke *inlet kondensor* (8B), dari *inlet kondensor* dengan

P sebesar 10.994748 bar atau 1.0994748 MPa, T sebesar 30.61°C atau 303.76°K, m sebesar 5 kg/s, menuju inlet *feed pump* (9B), dan dari *inlet feed pump* (10B) dengan P sebesar 9.624678 bar atau 0.9624678 MPa, T sebesar 25°C atau 298.15°K, dan m sebesar 5 kg/s ke *outlet feed pump* (1B).

Adanya pipa penghubung antar peralatan. Spesifikasi pipa yang digunakan dengan panjang 10 m dan *roughness* 0.26 mm dengan ID 8.303” dan OD 8.625”. Adanya *pressure drop* di pipa proses antar peralatan, *feed pump* ke heater sebesar 0.0260 kPa, dari *preheater* ke *heat exchanger* sebesar 0.0215 kPa, dari *heat exchanger* ke turbin sebesar 0.2426 kPa, dari turbin ke kondensor sebesar 0.5251 kPa dan dari kondensor ke *feed pump* sebesar 0.0261 kPa.

Dari grafik termodinamika, didapatkan besarnya entalpi masuk turbin sebesar 598 kJ/kg dan entalpi keluar turbin sebesar 575 kJ/kg, digunakan untuk menghitung besarnya energi listrik yang dihasilkan menggunakan *binary cycle power plant* dengan fluida kerja *propane* pada Lapangan Mataloko, Sumur FA-2 sebesar 115 kW atau 0.115 MW. Sumur FA-2 menghasilkan energi listrik yang bisa digunakan untuk skala kecil.

Untuk perancangan peralatan *binary cycle* berdasarkan siklus termodinamika agar didapatkan daya listrik yang optimum dari pembangkit listrik ini. *Brine* masuk ke dalam *heat exchanger* dengan tekanan 8 bar dengan tekanan

inlet turbin sebesar 21.9997 bar dan tekanan *inlet* kondensor diatur sama dengan tekanan kondensasi dari *propane* sebesar 11 bar. Perencanaan *heat exchanger* yang digunakan adalah jenis *Plate Heat exchanger* dengan luas *plate* sebesar 86.4903 ft², temperatur tertinggi masuk *heat exchanger* berupa *brine* sebesar 102°C, tekanan masuk tertinggi di *heat exchanger* sebesar 21.99 bar. Turbin yang digunakan adalah turbin gas dengan tekanan *inlet* sebesar 21.99 bar dan energi listrik yang dihasilkan sebesar 115 kW. Fluida kerja setelah keluar dari turbin kemudian didinginkan didalam kondensor berjenis *plate* dengan luasan yang diperlukan sebesar 86.4903 ft². Kemudian setelah melalui kondensor, fluida kerja yang telah kembali menjadi liquid membutuhkan *feed pump* untuk disirkulasikan kembali dan *horsepower* pompa yang dibutuhkan sebesar 19.67 HP.

DAFTAR PUSTAKA

1. Al-Malah, K. I. M. (2017). *Aspen Plus: Chemical Engineering Applications*. Wiley.
2. Assad, M. E. H., Bani-Hani, E., & Khalil, M. (2017). Performance of geothermal power plants (single, dual, and binary) to compensate for LHC-CERN power consumption: comparative study. *Geothermal Energy*, 5 (1), 1-16.
3. Brown, W. H., Gopalakrishnan, S., Fehla, R., Thompson, W. E., & Wilson, D. G. (1982). *Feed-pump hydraulic performance and design improvement, Phase I: research program design. Final report* (No. EPRI-CS-2323-Vol. 2). Borg-Warner Corp., Carson, CA (USA). Byron Jackson Pump Div.; Borg-Warner Corp., Carson, CA (USA). Borg-Warner Research Center; Massachusetts Inst. of Tech., Cambridge (USA).
4. Cáceres, I. E., Agromayor, R., & Nord, L. O. (2017, September). *Thermodynamic optimization of an organic rankine cycle for power generation from a low temperature geothermal heat source*. In Proceedings of the 58th Conference on Simulation and Modelling (SIMS 58) Reykjavik, Iceland, September 25th–27th, 2017 (No. 138, pp. 251-262). Linköping University Electronic Press.

5. Ceglia, F., Macaluso, A., Marrasso, E., Sasso, M., & Vanoli, L. (2020). *Modelling of polymeric shell and tube heat exchangers for low-medium temperature geothermal applications*. *Energies*, 13(11), 2737.
6. Chai, H. C., Chen, B. H., Cheng, P., Chou, J., Kihara, D. H., Lau, K. H., ... & Yuen, P. C. (1975). *Hawaii Geothermal Program-Engineering program progress report January 1, 1975 to August 31, 1975*.
7. DiPippo, R. (2004). *Second Law assessment of binary plants generating power from low-temperature geothermal fluids*. *Geothermics*, 33(5), 565-586.
8. DiPippo, R. (2007). *Ideal thermal efficiency for geothermal binary plants*. *Geothermics*, 36(3), 276-285.
9. DiPippo, R. (2012). *Geothermal power plants: principles, applications, case studies and environmental impact*. Butterworth-Heinemann. 152-180
10. Franco, A., & Vaccaro, M. (2017, November). *Recent trends in the development of heat exchangers for geothermal systems*. In *Journal of Physics: Conference Series* (Vol. 923, No. 1, p. 012044). IOP Publishing.
11. Frick, S., Saadat, A., Surana, T., Siahaan, E. E., Kupfermann, A., Erbas, K., ... & Gani, M. A. (2015). *Geothermal binary power plant for Lahendong, Indonesia: A German-Indonesian collaboration project*. In *World Geothermal Congress 2015* (p. 5).

12. Hamid, M. K. A. (2007). Aspen Hysys: An Introduction to Chemical Engineering Simulation for UTM degree++ Program Universiti Teknologi Malaysia.
13. Mota, F. A., Carvalho, E. P., & Ravagnani, M. A. S. S. (2015). *Modeling and design of plate heat exchanger*. Heat Transfer Studies and Applications, 165-199.
14. Parada, A. F. M. (2013). *Geothermal binary cycle power plant principles, operation and maintenance*. Report, 20, 443-476.
15. Reynolds, W. C. (1979). *Thermodynamic properties in SI: graphs, tables, and computational equations for forty substances* (pp. 1-173). Stanford, CA: Department of Mechanical Engineering, Stanford University.
16. Rybach, L. (2010). Geothermal Sustainability. *Geothermics*, 39(3), 187-192.
17. Saemundsson, K., Axelsson, G., & Steingrímsson, B. (2009). Geothermal systems in global perspective. *Short course on exploration for geothermal resources, UNU GTP, 11*.
18. Tchanche, B. F., Lambrinos, G., Frangoudakis, A., & Papadakis, G. (2011). *Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles—A review of various applications*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 15(8), 3963-3979.

19. Teguh, B., & Trisno, M.D. (2010). *Design and Experimental Validation of Heat Exchangers Equipment for 2 kW Model of Binary Cycle Power Plant.*
20. Valdimarsson, P. (2011). *Geothermal power plant cycles and main components.* Short course on geothermal drilling, resource development and power plants

BIOGRAFI PENULIS



Prof. Dr. Ir. Drs. Herianto, MT merupakan dosen tetap yang mengajar di Program Studi S1 dan S2 Teknik Perminyakan, Fakultas Teknologi Mineral, UPN “Veteran” Yogyakarta. Beliau merupakan lulusan S1 Teknik Perminyakan, UPN “Veteran” Yogyakarta dan S1 Filsafat, Universitas Gadjah Mada. Lalu melanjutkan pendidikan S2 Teknik Perminyakan, Institut Teknologi Bandung dan menyelesaikan pendidikan Doktor di Universitas Teknologi Malaysia pada tahun 2008.



Dr. Ir. Dyah Rini Ratnaningsih, MT, merupakan dosen dari Jurusan Teknik Perminyakan, UPN “Veteran” Yogyakarta. Beliau mengajar di Prodi Sarjana dan Magister Teknik Perminyakan. Selain mengajar beliau juga mengajar Magister Teknik Geologi serta melakukan beberapa penelitian dan pengabdian kepada masyarakat. Pendidikan sarjana ditempuh di Jurusan Teknik Perminyakan UPN “Veteran”

Yogyakarta, kemudian melanjutkan Program Magister dan Doktor di Institut Teknologi Bandung.



Dewi Asmorowati, S.T., M.Eng., seorang dosen aktif di jurusan Teknik Perminyakan, UPN “Veteran” Yogyakarta sejak tahun 2010. Lahir di Sleman, 9 November 1985. Menyelesaikan kuliah S1 Teknik Perminyakan UPN “Veteran” Yogyakarta tahun 2008 dan S2 Teknik Mesin (Sistem Teknik), UGM tahun 2013.

ISBN 978-623-389-256-8



9 786233 892568