



LPPM
UPN "Veteran" Yogyakarta
Press



**TEORI DAN APLIKASI *BINARY CYCLE* PEMBANGKIT LISTRIK SKALA KECIL
DENGAN PEMANFAATAN FLUIDA PANAS BUMI**

**Herianto
Dyah Rini Ratnaningsih
Dewi Asmorowati**

2022

**Teori Dan Aplikasi *Binary Cycle* Pembangkit Listrik Skala
Kecil Dengan Pemanfaatan Fluida Panas Bumi**

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
elektronis maupun mekanis, termasuk memfotocopy,
merekam, atau dengan sistem penyimpanan lainnya, tanpa
izin tertulis dari Penulis

Desain Sampul : Muhammad Hasanudin

Cetakan Pertama, 2023
ISBN: 978-623-389-203-2



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

*Dr. Herianto, dkk: Teori dan Aplikasi Binary Cycle Pembangkit Listrik
Skala Kecil Dengan Pemanfaatan Fluida Panas Bumi*

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT atas rahmat dan karunia-Nya sehingga Penelitian ini dapat terselesaikan untuk tahun pertama dengan baik sehingga kegiatan dengan buku Teori Dan Aplikasi *Binary Cycle* Pembangkit Listrik Skala Kecil Dengan Pemanfaatan Fluida Panas Bumi telah selesai dilaksanakan.

Buku ini merupakan hasil penelitian eksternal Penelitian Dasar Unggulan Perguruan Tinggi tahun kedua pada tahun 2022 dan didukung oleh LPPM UPN “Veteran” Yogyakarta. Buku ini mencakup informasi mulai dari teori mengenai Teori Dan Aplikasi *Binary Cycle* Pembangkit Listrik Skala Kecil Dengan Pemanfaatan Fluida Panas Bumi telah selesai dilaksanakan. Buku ini diharapkan dapat bermanfaat dalam pengembangan ilmu pengetahuan khususnya di bidang riset dan teknologi di industri Migas Indonesia.

Penelitian ini disusun berdasarkan atas data lapangan, studi literatur analisa dan simulasi, sehingga menghasilkan karya ilmiah yang bermanfaat bagi kebutuhan energi di daerah terpencil dan pedesaan yang memiliki potensi sumber panas bumi. Peneliti menyadari bahwa dalam penulisan laporan Penelitian ini masih terdapat banyak kekurangan, oleh karena itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun. Akhir kata, semoga Penelitian ini dapat bermanfaat bagi seluruh pihak yang membutuhkan.

Hormat Kami

Penulis

Dr. Herianto, dkk: Teori dan Aplikasi Binary Cycle Pembangkit Listrik Skala Kecil Dengan Pemanfaatan Fluida Panas Bumi

DAFTAR ISI

KATA PENGANTAR.....	ii
DAFTAR ISI.....	iii
DAFTAR GAMBAR	v
DAFTAR TABEL	vi
BAB I PENDAHULUAN	1
BAB II BINARY CYCLE.....	5
2.1. Pengertian Binary Cycle.....	5
2.2. Dasar-Dasar Perhitungan Binary Cycle.....	7
2.3. Komponen Utama Sistem Binary Cycle.....	7
BAB III FLUIDA KERJA.....	9
3.1. Jenis Fluida Kerja Binary Cycle.....	9
3.1.1. Organic Rankine Cycle (ORC)	9
3.1.2. Net Condensate Gas (NCG).....	13
3.1.3. Kalina Cycle.....	16
3.2. Pemilihan Fluida Kerja.....	19
3.3. Siklus Kerja dan Termodinamika Fluida Kerja	25
BAB IV PERALATAN BINARY CYCLE	28
4.1. Heat Exchanger.....	28

Dr. Herianto, dkk: Teori dan Aplikasi Binary Cycle Pembangkit Listrik Skala Kecil Dengan Pemanfaatan Fluida Panas Bumi

4.2. Perhitungan P dan T Fluida Pemanas pada Heat Exchanger	35
4.3. Turbin Gas	37
4.4. Kondensor.....	41
4.5. Feed Pump	45
BAB V STUDI KASUS PERENCANAAN BYNARY CYCLE DI LAPANGAN PANAS BUMI	54
5.1. Lapangan Panasbumi LHD Unit III.....	54
5.2 Perencanaan Binary Cycle.....	57
5.3. Perencanaan Peralatan Binary Cycle	70
5.3.1. Perencanaan Turbin.....	70
5.3.2. Perencanaan Kondensor.....	71
5.3.3. Perencanaan Feed pump.....	74
DAFTAR PUSTAKA	75
LAMPIRAN	80
BIOGRAFI PENULIS.....	84

Dr. Herianto, dkk: Teori dan Aplikasi Binary Cycle Pembangkit Listrik Skala Kecil Dengan Pemanfaatan Fluida Panas Bumi

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Skema Diagram Komponen Dasar Pembangkit <i>Binary Cycle</i>	8
Gambar 3. 1 Diagram Termodinamika Fluida n-Pentana	11
Gambar 3. 2 Konfigurasi NCG/drain reinjection well (RW)	14
Gambar 3. 3 Skema Kalina <i>Cycle</i> (Dipippo, 2012).....	17
Gambar 4. 1 Shell andTube heat exchanger (Cegalia et al. 2020)	29
Gambar 4. 2 Plate Heat Exchanger (Mota et al. 2015)	32
Gambar 4. 3 Siklus Turbine Gas (Herianto, 2021).....	38
Gambar 4. 4 Komponen Turbin Gas (Encyclopedia Britannica, inc.1999).....	39
Gambar 4. 5 Shell-and-Tube Kondensor (Cegalia et al.2015)....	42
Gambar 4. 6 Pump Housing (DENSO, 2008)	46
Gambar 5. 1 LHD Unit III Binary Cycle Scheme.....	55
Gambar 5. 2 Wellhead Temperature Sensitivity for Each Working Fluid	70

Dr. Herianto, dkk: Teori dan Aplikasi Binary Cycle Pembangkit Listrik Skala Kecil Dengan Pemanfaatan Fluida Panas Bumi

DAFTAR TABEL

Tabel III. 1 Physical Properties of Hydrocarbon Working Fluid Rankine Cycle.....	24
Tabel IV. 1 Spesifikasi Plate Heat Exchanger untuk setiap Model	34
Tabel IV. 2 Spesifikasi gas turbin untuk setiap Model	40
Tabel IV. 3 Spesifikasi setiap produk untuk kondensor.....	45
Tabel IV. 4 Spesifikasi Setiap Produk untuk Feed Pumo (Akshat Enterprise)	48
Tabel V. 1 Total Data Fluid	55
Tabel V. 2 Pipe Schedule and Fluid Velocity	56
Tabel V. 3 Working Fluid Properties	56
Tabel V. 4 Thermodynamics State of n-Pentane.....	59
Tabel V. 5 Thermodynamics State of iso-Pentane	61
Tabel V. 6 Thermodynamics State of iso-Butane	64
Tabel V. 7 MW Using n-Pentane as Working Fluid.....	67
Tabel V. 8 MW Using iso-Pentane as Working Fluid	67
Tabel V. 9 MW Using iso-Butane as Working Fluid.....	69

Dr. Herianto, dkk: Teori dan Aplikasi Binary Cycle Pembangkit Listrik Skala Kecil Dengan Pemanfaatan Fluida Panas Bumi

BAB I

PENDAHULUAN

Energi panas bumi merupakan energi alternatif yang berkelanjutan dan terbarukan untuk pemanfaatan bahan bakar fosil. Energi panas bumi, bahkan dengan mempertimbangkan tingginya biaya investasi yang terkait dengan pengeboran sumur, masih merupakan salah satu solusi yang layak di beberapa negara, didorong oleh kemajuan dalam solusi teknologi.

Dalam pembangkit listrik *binary cycle*, panas air panas bumi dipindahkan ke fluida kerja sekunder, biasanya fluida organik yang memiliki titik didih rendah dan tekanan uap tinggi jika dibandingkan dengan air pada suhu tertentu. Pembangkit panas bumi seperti itu tidak memiliki emisi ke atmosfer kecuali uap air dari menara pendingin dan kehilangan fluida kerja.

Dalam pembangkit listrik tenaga panas bumi *binary*, entalpi geofluida ditransfer melalui penukar panas ke fluida kerja sekunder yang memiliki titik didih rendah relatif terhadap air pada tekanan yang sama. Fluida kerja melewati siklus

pemulihan, biasanya siklus Rankine atau Rankine dengan superheat, untuk menghasilkan tenaga listrik.

Desain optimal pembangkit listrik tenaga panas bumi *binary* dapat dianggap sebagai masalah optimasi kendala multiobjektif dan multivariabel. Tiga suhu utama dapat dianggap sebagai kendala. fluida panas bumi, penolakan, dan suhu lingkungan. Menemukan solusi optimal adalah tugas yang kompleks, karena masalah mencakup berbagai bidang dengan banyak variabel dari jenis yang berbeda, bersama-sama dengan kombinasi dari tiga subsistem yang dapat dipertimbangkan dari sudut pandang yang berbeda dan terkait dengan siklus pemulihan, hingga ukuran peralatan, titik jepit, penurunan tekanan dan hingga pengelolaan lapangan panas bumi/sistem pembangkit listrik.

Strategi yang diusulkan di sini menguraikan siklus *binary* menjadi tiga subsistem dan mengaturnya pada dua tingkat hierarkis dengan tujuan yang ditentukan secara berurutan, tetapi dengan iterasi dari tingkat bawah ke atas. Pada tingkat pertama, variabel termodinamika diperhitungkan, sedangkan pada tingkat kedua, menggunakan hasil langkah pertama sebagai data input dan mempertimbangkan dua model

perpindahan panas, ukuran dan optimalisasi kedua perangkat perpindahan panas dapat dilakukan. keluar. Skema strategi optimasi, juga menunjukkan variabel yang terlibat,

Untuk setiap fluida, siklus pemulihan dasar dan siklus lanjutan dibandingkan. Selain itu, adanya kondisi superkritis di beberapa bagian sistem menimbulkan masalah teknis dan ekonomi lebih lanjut yang dibahas Sones dan Krieger dengan mengacu pada pembangkit listrik biner Heber. Analisis yang disajikan di sini memberikan gambaran umum tentang kinerja pembangkit listrik biner menggunakan fluida panas bumi tertentu, tetapi masalah penting adalah untuk mengidentifikasi beberapa nilai baik untuk konsumsi spesifik air asin dan untuk efisiensi Hukum Pertama dan Kedua yang membuatnya menguntungkan untuk mengeksploitasi sumber daya panas bumi yang diberikan. Kinerja pabrik semacam itu dapat dianalisis dengan kriteria termo-ekonomi, di mana termodinamika siklus biner dan biaya pabrik diperhitungkan secara bersamaan.

Konsep ini, yang dijelaskan secara rinci dalam Franco dan Villani, dapat memungkinkan penetapan nilai batas untuk konsumsi spesifik air asin dan untuk efisiensi. Misalnya,

Dr. Herianto, dkk: Teori dan Aplikasi Binary Cycle Pembangkit Listrik Skala Kecil Dengan Pemanfaatan Fluida Panas Bumi

eksploitasi lapangan panas bumi dengan suhu air asin yang relatif rendah, yang melibatkan konsumsi spesifik air asin yang tinggi dan nilai efisiensi Hukum Pertama dan Kedua yang rendah tidak mungkin menjadi pilihan yang baik dalam banyak kasus.

BAB II

BINARY CYCLE

2.1. Pengertian 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 ke salah satu pipa pada *heat exchanger* untuk menguapkan fluida kerja yang memiliki titik didih yang rendah seperti *i-Butana*, *n-Pentana*, dan *i-Pentana*. 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. *Binary cycle power plant* dapat meningkatkan kapasitas pembangkit pada lapangan *wet steam* karena dapat menggunakan fase *liquid* dari *wet steam*. Sedangkan, pada eksploitasi reservoir bertemperatur rendah ke sedang memungkinkan untuk direncanakannya pembangkit panas bumi skala kecil berkisar dari 50 kW ke 5 MW.

2.2. Dasar-Dasar Perhitungan Binary Cycle

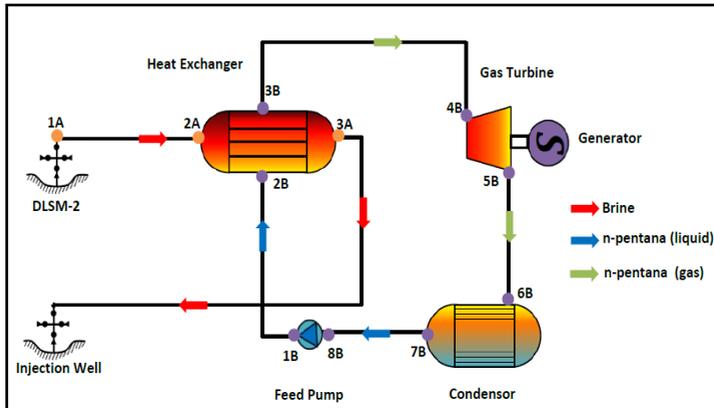
Dasar-dasar perhitungan dalam perencanaan binary cycle adalah menentukan fluida kerja, menganalisis siklus termodinamika fluida kerja, menentukan laju alir massa fluida kerja, dan menentukan besarnya energi yang dihasilkan. Data-data yang diperlukan dalam menganalisis penerapan *binary cycle* pada lapangan panas bumi, data yang diperlukan, yaitu:

1. Tekanan brine keluaran kepala sumur
2. Temperatur brine keluaran kepala sumur
3. Massa alir brine keluaran kepala sumur

2.3. Komponen Utama Sistem Binary Cycle

Siklus *binary cycle* mengasumsikan tekanan dari *outlet feed pump* hingga inlet turbin memiliki nilai sama ($P1B = P2B = P3B = P4B$) dan tekanan dari *outlet* turbin hingga *inlet feed pump* memiliki nilai yang sama ($P5B = P6B = P7B = P8B$). Sedangkan temperature dari *outlet heat exchanger* hingga *inlet* turbin memiliki nilai yang sama ($T3B = T4B$), *temperature outlet* turbin hingga *inlet* kondensor memiliki nilai yang sama ($T5B = T6B$), dan *temperature* dari *outlet* kondensor = hingga *inlet heat exchanger* memiliki nilai yang sama ($T7B = T8B =$

T1B = T2B). Skema aliran fluida pada siklus *binary cycle* diawali dengan laju aliran fluida pemanas dari kepala sumur menuju ke *heat exchanger*, kemudian keluar di *outlet heat exchanger* dan dari *outlet heat exchanger* diinjeksikan ke sumur injeksi. Sedangkan untuk fluida kerja dari *feed pump* menuju ke *heat exchanger*, dari *heat exchanger* menuju ke turbin untuk menghasilkan energi listrik (*generator*), dari turbin menuju ke *condenser* untuk didinginkan, dan dari kondensor menuju ke *feed pump* untuk disirkulasikan kembali, untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Gambar 2.1**.



Gambar 2. 1 Skema Diagram Komponen Dasar Pembangkit *Binary Cycle*

Dr. Herianto, dkk: Teori dan Aplikasi Binary Cycle Pembangkit Listrik Skala Kecil Dengan Pemanfaatan Fluida Panas Bumi

BAB III

FLUIDA KERJA

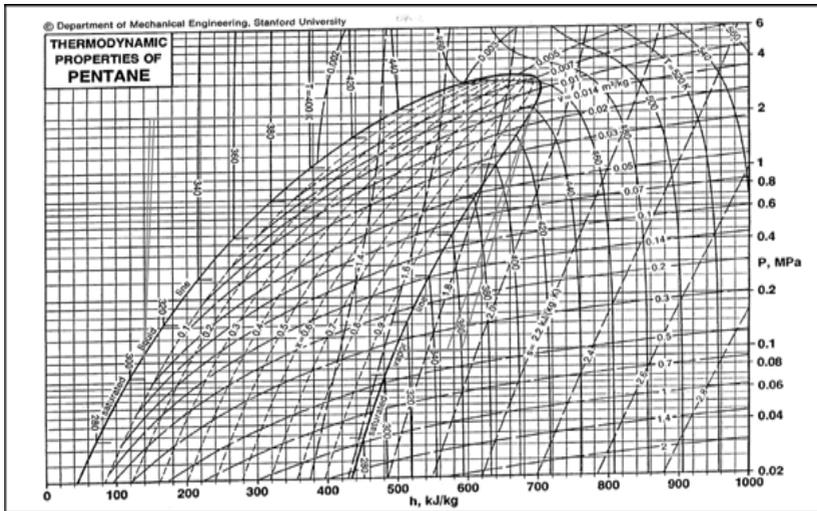
3.1. Jenis Fluida Kerja Binary Cycle

Binary cycle memiliki dua jenis yang berbeda menurut fluida kerja yang digunakan. Adapun jenis dari *binary cycle* yaitu *Organic Rankine Cycle* (ORC), *Net Condensate Gas* (NCG) dan *Kalina Cycle*.

3.1.1. Organic Rankine Cycle (ORC)

. ORC adalah sistem yang menjanjikan untuk konversi sumber panas bumi bersuhu rendah menjadi listrik. Untuk meningkatkan kinerja ORC, banyak penelitian tentang pemilihan fluida kerja, perangkat utama ORC, konfigurasi sistem dan optimasi parametrik sistem ORC telah diselidiki dalam beberapa tahun terakhir. Pemilihan jenis siklus juga penting untuk pembangkit listrik tenaga panas bumi. Jenis siklus yang tepat dapat meningkatkan kinerja sistem ORC. Ditemukan bahwa siklus subkritis transkritis dan multi-tekanan adalah pilihan terbaik untuk sumber panas bumi suhu rendah

Organic rankine cycle merupakan sistem *binary cycle* dimana fluida kerja yang digunakan merupakan senyawa hidrokarbon. Peralatan utama untuk *binary cycle* adalah *feed pump*, *heat exchanger*, turbin dan kondensor. Senyawa hidrokarbon ini nantinya akan dipompa menggunakan *feed pump* dan mengasumsikan pada diagram termodinamika untuk tekanan *outlet feed pump* (1B) = tekanan *inlet heat exchanger* (2B) = tekanan *outlet heat exchanger* (3B) = tekanan inlet turbin (4B) = 10 bar. Kemudian mengasumsikan tekanan didalam turbin = tekanan *outlet* turbin (5B) = tekanan *inlet* kondensor (6B) = tekanan *outlet* kondensor (7B) = tekanan *inlet feed pump* (8B) = 1.1 bar. Sedangkan, untuk asumsi temperatur dari *feed pump* ke *inlet heat exchanger* diasumsikan berbeda ($T_{1B} \neq T_{2B}$), walaupun pada kenyataannya sama. Untuk menentukan siklus termodinamika diperlukan grafik termodinamika fluida kerja seperti yang terlihat pada **Gambar 3.1**.



Gambar 3. 1 Diagram Termodinamika Fluida n-Pentana

Dari diagram termodinamika tersebut kita dapat menentukan tekanan (P), temperature (T), laju alir (m), entalpi (h), dan entropinya (s) dititik *outlet feed pump*, *inlet heat exchanger*, *outlet heat exchanger*, *inlet turbin*, *outlet turbin*, *inlet kondensor*, *outlet kondensor*, dan *inlet feed pump*. Pada penelitian ini, untuk *state* pada diagram termodinamika dan siklus *binary cycle* dimulai dari *outlet feedpump*.

Fluida panas bumi memiliki sifat-sifat air murni. Aliran uap dan cairan yang keluar dari separator masing-masing

adalah uap jenuh dan cairan jenuh, dan aliran keluar dari kondensor diasumsikan sebagai aliran cairan jenuh. Kehilangan tekanan melalui pipa dan penukar panas diabaikan. Sifat fluida kerja memiliki peran penting terhadap kinerja ORC.

Sistem ORC terdiri dari preheater, evaporator, pompa siklus dan kondensor. ketika superheater termasuk dalam sistem ORC. Panas dari sumber panas bumi diserap oleh fluida kerja di preheater, evaporator dan superheater, kemudian fluida kerja tersebut menggerakkan turbin radial inflow untuk menghasilkan daya perubahan efisiensi isentropik dari pompa siklus dan turbin aliran radial pada kinerja sistem ORC tidak dipertimbangkan dalam analisis parametrik dan optimasi sistem ORC

Menambahkan penukar panas internal ke dalam sistem ORC tidak dapat meningkatkan kinerja di bawah kondisi limbah panas yang diberikan. Meskipun banyak penelitian telah dilakukan pada sistem ORC, parameter sistem ORC yang tepat untuk kondisi spesifik sumber panas masih perlu ditentukan. Salah satu alasannya adalah bahwa fluida kerja yang sesuai, parameter perangkat dan konfigurasi sistem selalu bervariasi

dengan kondisi sumber panas dan persyaratan kinerja sistem ORC.

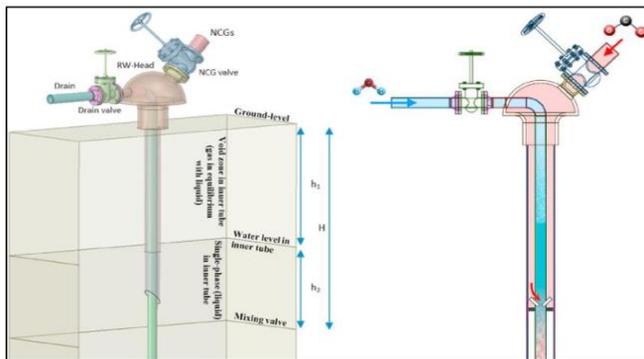
3.1.2. Net Condensate Gas (NCG)

NCG gas non-condensable net pembangkit listrik tenaga listrik dari pembangkit listrik tenaga panas bumi. Pendugaan potensi pembangkit listrik seketika di pembangkit listrik tenaga panas bumi sangat penting untuk menentukan status kinerja operasi pembangkit. Dalam literatur, ada banyak penelitian tentang investigasi kinerja pembangkit listrik tenaga panas bumi. Pembangkit listrik panas bumi siklus biner berpendingin udara umumnya merupakan pilihan yang paling tepat untuk sumber daya panas bumi yang kekurangan pasokan air.

Perawatan *Non Condensate Gas* menjadi topik penting dalam penelitian dan dunia industri, karena masalah lingkungan mendominasi. Injeksi ulang cairan panas bumi (setelah penghapusan NCG) ke dalam reservoir adalah desain yang telah terbukti di pembangkit listrik tenaga panas bumi, tetapi injeksi ulang NCG adalah teknologi baru, yang masih dalam

pengembangan untuk mengurangi dampak lingkungan, mengatasi emisi CO₂ dan H₂S.

Sebagian besar studi optimasi untuk pembangkit listrik tenaga panas bumi dilakukan dengan asumsi bahwa fluida panas bumi adalah air murni. Sumur injeksi ulang terdiri dari pipa pusat dan casing (**Gambar 3.2**).



Gambar 3. 2 Konfigurasi NCG/drain reinjection well (RW)

Seiring dengan pipa bagian dalam, beberapa titik injeksi (menggunakan katup injeksi ulang khusus) dipasang untuk menghubungkan ruang annular dan pipa. Air disuntikkan ke dalam pipa, sedangkan gas di bagian annular akan mengalir di dalam aliran air utama melalui katup pengangkat gas [30] ditempatkan pada kedalaman tergantung pada kolom air

praktis, dan akhirnya akan membentuk aliran campuran. Sebuah simulasi khusus disusun untuk menentukan perilaku dinamis fluida dari katup pembuangan ke katup pencampur (MV). Hal ini dilakukan untuk menentukan bagaimana cairan turun melalui sumur injeksi ulang (RW) di bawah semua kondisi operasi yang mungkin dan memverifikasi ukuran komponen.

Sebelum membahas skema perangkat lunak simulasi, perlu ditinjau kembali prinsip proses reinjeksi. Proses reinjeksi bekerja sesuai dengan prinsip keseimbangan tekanan antara jumlah semua komponen tekanan (P_{total}) dan tekanan di dasar sumur. Titik bawah dapat didefinisikan sebagai tekanan reservoir atau tekanan titik di mana NCG dicampur dengan air oleh katup pencampur (MV). Oleh karena itu, tekanan total harus setidaknya sama dengan tekanan katup pencampur (PMV), yang merupakan salah satu input yang diperlukan dari simulasi.

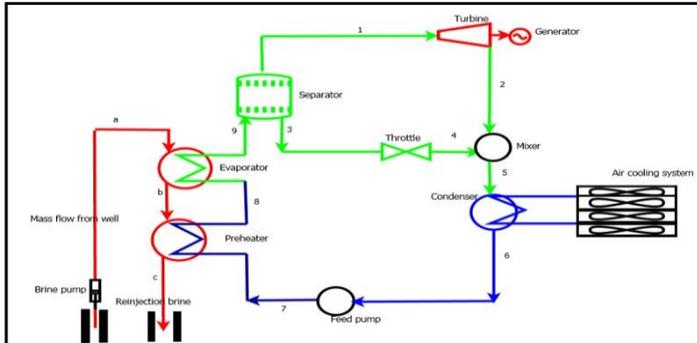
Pembangkit listrik tenaga panas bumi menghasilkan listrik dengan menggunakan panas fluida panas bumi yang berasal dari bawah tanah melalui sumur panas bumi. Sejumlah kecil NCG dan uap yang berasal dari air asin dari sumur panas

bumi digunakan sebagai sumber tambahan untuk produksi listrik. Air garam pertama memasuki alat penguap Level 1, memanaskan fluida kerja. Kemudian, memasuki *vaporizer* Level 2 dan sebagian panas air garam dipindahkan ke fluida kerja di penukar panas ini. Setelah itu, suhu brine turun dan brine dibagi rata untuk masuk ke preheater Level 1 dan 2. Pada *preheater*, suhu brine turun sedikit dan akhirnya meninggalkan siklus pembangkit listrik dan masuk ke sumur reinjeksi. Kedua level memiliki siklus tertutup dan independen satu sama lain. Pembangkit listrik terutama tergantung pada kisaran suhu sumber pemanas dan pendingin di pembangkit listrik

3.1.3. 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°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 3.3**. di bawah ini.



Gambar 3. 3 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 at 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 kondenser dimana temperatur diturunkan sehingga fluida kerja kembali menjadi *saturated liquid*. Pada keadaan 6, *saturated liquid* meninggalkan kondenser. 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.

3.2. Pemilihan Fluida Kerja

Bahwa temperature fluida pemanas mempengaruhi pemilihan jenis fluida kerja yang akan menentukan siklus termodinamika dan akan menentukan besarnya entalpi yang masuk ke turbin. Bertambah besar entalpi yang masuk ke turbin akan semakin besar elektrik *power* yang dihasilkan dengan laju alir fluida yang sama. Dari tabel sifat fisik fluida kerja dapat dipilih jenis fluida kerja yang akan digunakan dengan yang memenuhi beberapa syarat seperti:

1. Temperatur kritis fluida kerja pada *heat exchanger* tidak melebihi temperature fluida pemanas di *inlet heat exchanger*.
2. ΔT fluida Pemanas di *heat exchanger* tidak melebihi ΔT fluida pemanas di *heat exchanger*
3. m fluida kerja tidak melebihi m fluida pemanasnya

Kemudian memilih fluida kerja yang memenuhi syarat-syarat yang ada untuk digunakan pada siklus *binary cycle* sesuai dengan karakteristik fluida pemanas.

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. Kihara dan Fukunaga (1975) dan West, dkk. (1979) merekomendasikan beberapa kriteria minimal yang dapat digunakan untuk menseleksi fluida kerja, antara lain :

a) Ketersediaan Properti Fluida

Fluida kerja bisa berupa senyawa non organik (air, ammonia, 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 temperature kritisnya kurang dari minimum temperature 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 *super heated* 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 vertical 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 *super heated* (pada bagian kanan kurva saturasi uap) akan menaikkan pelepasan kalor pada kondensor.

Untuk memprediksi kondisi –kondisi tersebut diatas, Kihara dan Fukunaga membuat suatu parameter yaitu *I-factor* dengan menggubakan persamaan:

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

Keterangan :

T_{cond} = Temperatur saturasi sesuai dengan tekanan kondensasi

C = *Specific heat* pada tekanankonstan

$(dT/ds)_{\text{sat.vap}}$ = Gradien temperatur pada temperature 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 *super heated*, $I > 1$. *I-factor* pada range $0.65 \leq I \leq 1.50$ disarankan sebagai batas dalam *screening* awal.

f) Stabilitas Termal

Stabilitas termokimia diindikasikan oleh temperature penguraian, dimana fluida melebihi batas *temperature* 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.

Selain itu, besarnya *rate* fluida kerja sangat tergantung dengan rate fluida pemanasnya. Bertambah besar rate fluida kerja pada entalpi yang sama akan menghasilkan *elektrik power* yang lebih besar. Sehingga, semakin tinggi temperature dan rate fluida pemanas akan menghasilkan *elektrik power* yang tinggi. Dalam studi siklus biner-flash, ada empat jenis fluida kerja organik yang dipertimbangkan untuk siklus biner, yaitu i-pentana, n-pentana, i-butana, dan n-butana. Terdapat beberapa kandidat yang dapat dilihat pada **Tabel III-1**.

Tabel III. 1 *Physical Properties of Hydrocarbon Working Fluid Rankine Cycle*

Fluida	Molekular Weight	Critical Temperature (°C)	Critical Pressure (bar abs)	Condensing Pressure (bar abs)	I-Factor	Heat Transfer Coefficient (W/m ² K)
Propane	44	96.7	42.36	12.76	0.89	3821
n-Butane	58	152.2	37.18	3.59	0.75	3441
n-Pentane	72	196.7	32.4	1.1	0.78	3452
Isobutane	58	135	36.85	5.03	0.83	3350
Isopentane	72	187.2	34.09	1.45	0.71	3214

Penggunaan hidrokarbon sebagai fluida kerja lebih menguntungkan dari pada 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 relative aman bagi lingkungan.
- Stabilitas termal dari senyawa alifatik hidrokarbon adalah pada 149°C , pada kondisi fluida kerja 37.8 bar abs. Sedangkan halocarbon akan terurai pada kondisi ini.
- Dari segi ekonomi, hidrokarbon lebih murah dari pada halocarbon.

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.

3.3. Siklus Kerja dan Termodinamika Fluida Kerja

Untuk siklus fluida pemanas perlu diperhatikan besarnya kehilangan tekanan dan tempratur sepanjang pipa dari

kepala sumur hingga ke *inlet heat exchanger* dan dari *inlet heat exchanger* dengan *outlet heat exchanger* dengan *temperature* kepala sumur sebesar 150°C, tekanan kepala sumur sebesar 10.5 bar, dan laju alir sebesar 3 kg/s. Sedangkan untuk fluida kerja dimulai dari *outlet feed pump* (1B) menuju *inlet heat exchanger* (2B), dari *inlet heat exchanger* (2B) menuju ke *outlet heat exchanger* (3B), dari *outlet heat exchanger*(3B) menuju ke *inlet turbin* (4B), dari *inlet turbin* (4B) menuju *outlet turbin* (5B), dari *outlet turbin* (5B) menuju ke *inlet kondensor* (6B), dari *inlet kondensor* (6B) menuju ke *outlet kondensor* (7B) dan dari *outlet kondensor* menuju ke *inlet feed pump* (8B). Untuk menghitung besarnya panas yang dapat dipindahkan dari fluida pemanas ke fluida kerja pertama-tama mengitung ΔT antara *inlet heat exchanger* dengan *outlet heat exchanger* dengan persamaan (Mota et al. 2015):

$$\Delta P_{HE} = T_{b \text{ InletHE}} - T_{b \text{ outletHE}} \dots\dots\dots (3-$$

2)

Selanjutnya, perlu diketahui efisiensi *heat exchanger* dalam mentransfer panas (Mota et al. 2015):

$$T_{\text{transfer}} = \Delta T_{\text{HE}} \times \text{Effisiensi Heat Transfer} \quad (3-3)$$

Kemudian, menghitung *temperature* fluida kerja pada *outlet heat exchanger* dengan persamaan (Mota et al. 2015):

$$T_{\text{Outlet HE Wf}} = T_{\text{Inlet HE fluida kerja}} + T_{\text{transfer}} \quad (3-4)$$

Setelah itu, mencari besarnya harga entalpi pada inlet turbin dengan menggunakan diagram termodinamika n-pentana seperti pada **Gambar 3.1**. Sehingga dapat ditentukan besarnya tekanan (P), temperature (T), entalpi (h), entropi (s), dan fasa fluida kerjanya. Kemudian menghitung *power* yang dihasilkan dapat menggunakan persamaan (DiPippo, 2012):

$$W_t = m_{\text{wf}} \times (h_{4B} - h_{5B}) \quad (3-5)$$

Keterangan:

W_t = tenaga yang dihasilkan, kWe

m_{wf} = laju alir fluida kerja, kg/s

η_p = efisiensi turbin. %

h_{4B} = entalpi pada inlet turbin, kJ/kg

h_{5B} = entalpi pada outlet turbin, kJ/kg

Dari persamaan (3-5) akan didapat besarnya energi listrik yang dihasilkan dari siklus ini.

BAB IV

PERALATAN BINARY CYCLE

Untuk membuat siklus *binary cycle* diperlukannya perencanaan peralatan dengan baik agar pada siklus ini tidak terjadi masalah. Terdapat empat peralatan utama yang menunjang *binary cycle* antara lain, *Heat Exchanger*, Turbin gas, kondensor, dan *feed pump*.

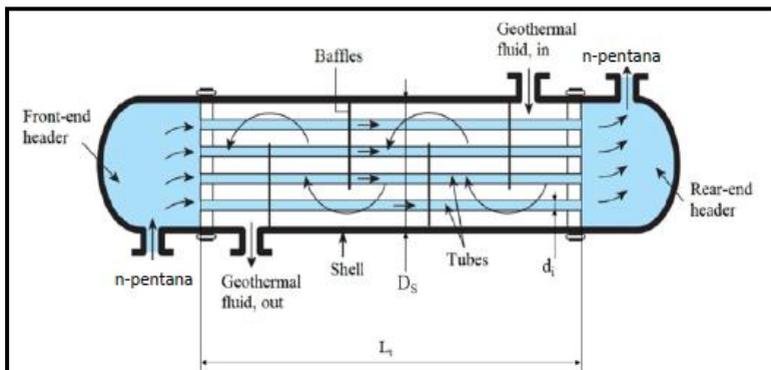
4.1. Heat Exchanger

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. Secara umum, heat exchanger pada siklus *binary cycle* digunakan untuk memanaskan fluida kerja dari temperature rendah ke temperature tinggi dan bekerja pada tekanan yang tinggi. Proses perpindahan panas tersebut dapat dilakukan secara langsung atau tidak. Maksudnya adalah:

*Dr. Herianto, dkk: Teori dan Aplikasi Binary Cycle Pembangkit Listrik
Skala Kecil Dengan Pemanfaatan Fluida Panas Bumi*

1. *Heat exchanger* yang langsung, ialah dimana fluida yang panas akan bercampur langsung dengan fluida dingin (tanpa ada pemisah) dalam suatu bejana atau ruangan tertentu.
2. *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.

Untuk *shell and tube heat exchanger* dapat dilihat pada **Gambar 4.1.**



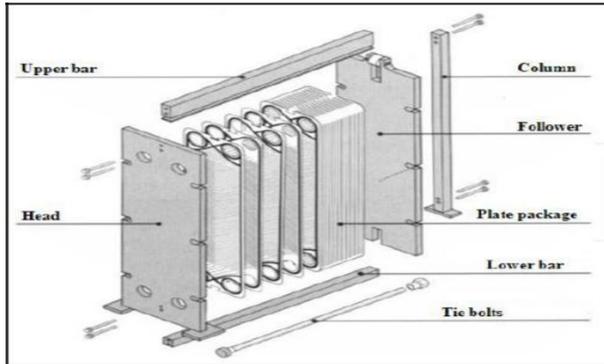
Gambar 4. 1 *Shell and Tube heat exchanger* (Cegalia et al. 2020)

Dari **Gambar 4.1**, diatas, terlihat fluida pemanas masuk kedalam *heat exchanger* dan mengisi *heat exchanger*, sedangkan untuk fluida kerja mengalir melalui pipa didalam *heat exchanger*. Salah satu jenis *heat exchanger* yang sering dipakai pada dunia panas bumi adalah *plate heat exchanger*. Ada beberapa faktor yang menjadi kelebihan dari jenis ini jika dibandingkan dengan *shell-and-tube heat exchanger* (mota et al. 2015) yaitu:

1. Performa termal yang bagus
Plate heat exchanger mempunyai kemampuan pada temperatur *approach* sebesar 10 °F, dibandingkan dengan jenis *shell and tube* yaitu 20°F. Sebagai tambahan, koefisien *heat transferred* secara keseluruhan (U) untuk jenis PHE adalah sampai dengan tiga kali lipat jenis *shell and tube*.
2. Tersedianya variasi bahan *alloy* yang tahan korosi
Berdasarkan konstruksi dari *heat exchanger* terdiri dari lempeng yang tipis, konstruksi *stainless steel* atau *high alloy*, secara signifikan lebih murah daripada jenis *shell and tube* dengan material yang sama.

3. Mudah perawatannya (*flexibility*)
Konstruksi dari *heat exchanger* mudah dibongkar, dan seluruh areanya bisa di inspeksi dan dibersihkan. Terdapat banyak jenis pola *plate*, sehingga memungkinkan kombinasi yang banyak sehingga didapatkan *heat exchanger* yang optimum.
4. Ekspandabilitas dan *multiplex capability*
Bentuk mula dari *heat exchanger* dapat dikembangkan. Dua atau lebih *heat exchanger* dapat digabungkan dalam satu *frame*, dengan demikian dapat meminimalkan tempat yang digunakan dan menekan biaya.
5. Design kompak (*Compactness*)
Performa termal yang baik dari *heat exchanger* dan desain ruangnya menghasilkan sistem peralatan yang kompak. Ruang yang disediakan pada *plate heat exchanger* secara umum dapat bekerja 10 – 50 % lebih baik dari pada jenis *shell and tube* pada kerja yang sama.

Untuk bagian-bagian plate heat exchanger pemilihan heat exchanger dapat dilihat **Gambar 4.2.**



Gambar 4. 2 *Plate Heat Exchanger* (Mota et al. 2015)

Untuk perencanaan *heat exchanger* perlu menghitung *Log mean temperature difference* dihitung dari beda temperatur antara masuk dan keluar dari dua fluida yang mengalir di *heat exchanger*. Persamaannya yaitu (Mota et al. 2015):

$$LTMD = \frac{(T_a - T_1) - (T_b - T_5)}{\ln\left(\frac{T_a - T_1}{T_b - T_5}\right)} \quad (4-1)$$

Keterangan:

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

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

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 (*Number of Transfer Units*). NTU adalah sebuah parameter tanpa satuan, yang umum dipakai dalam merancang *heat exchanger*, dan didefinisikan dalam persamaan (Mota et al. 2015):

$$NTU = \frac{U \times A}{C_{\min}} = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{lm}} \quad \dots\dots (4-2)$$

Keterangan:

- U = overall heat transfer coefficient, Btu/h ft² °F
- A = luas permukaan heat exchanger, ft²
- C_{min} = Minimum heat capacity rate
- ΔT_m = Larger temperature change, °F
- ΔT_{lm} = LMTD, °F

Diperlukan perhitungan besarnya kerja yang dilakukan oleh *heat exchanger* dengan menggunakan persamaan ini (Mota et al. 2015):

$$Q = 500 \times (T_A - T_B) \dots\dots\dots (4-3)$$

Maka luas penampang *heat exchanger* dapat diketahui (Mota et al. 2015):

$$A = \frac{Q}{U \times LMTD \times C_f} \dots\dots\dots (4-4)$$

Kemudian, memilih *heat exchanger* yang sesuai dengan laju alir. Untuk *heat exchanger* menggunakan model plate karena lebih unggul dari pada model *shell-and-tube*. Terdapat bebrbagai model plate *heat exchanger* yang dipasarkan, dapat dilihat pada **Tabel IV-1**.

Tabel IV. 1 Spesifikasi *Plate Heat Exchanger* untuk setiap Model (PT. Metalindo Prima Engineering)

Model	BH30	BH60B	BS60H	BH100B
Type	M3	M6	TS6M	M10M
Height (mm)	480	920	704	1084
Width (mm)	180	320	400	470
Max length (mm)	650	1500	1430	2300
Vertical port distance (mm)	357	640	380	719
Horizontal port distance (mm)	60	140	203	225
Max. T (°C)	180	180	180	180
Max. P (bar)	16	16	16	16
Max q (kg/s)	4	16	20	50

Dari tabel diatas terlihat berbagai model dan spesifikasi *heat exchanger* yang ditawarkan oleh pasar. Untuk itu dipilih spesifikasi pada *heat exchanger* yang cocok untuk digunakan pada siklus *binary cycle* ini.

4.2. Perhitungan P dan T Fluida Pemanas pada Heat Exchanger

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:

$$P_{IBHE} = P_{\text{wellhead}} - \Delta P_{\text{wellhead} - HE}$$

$$T_{IBHE} = T_{\text{wellhead}} - \Delta T_{\text{wellhead} - HE}$$

Keterangan:

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

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

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

$\Delta T_{\text{wellhead-HE}}$ = 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 outle heat exchanger dengan persamaan:

$$\Delta P_{HE} = P_{inletHE} - P_{outletHE}$$

$$\Delta T_{HE} = T_{inletHE} - T_{outletHE}$$

Keterangan:

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

$T_{InletHE}$ = Temperatur *brine* pada *inlet heat exchanger*

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

$T_{outletHE}$ = Temperatur *brine* pada *inlet heat exchanger*

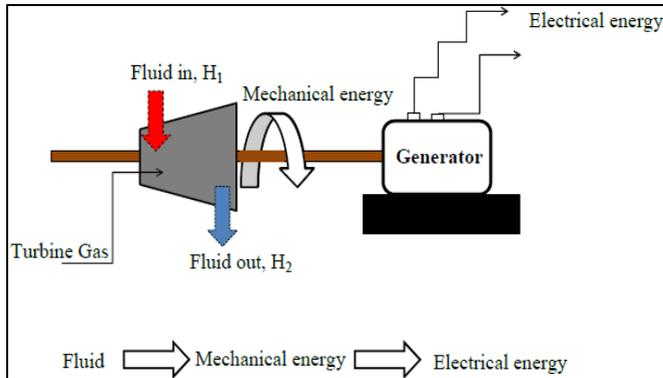
ΔP_{HE} = Kehilangan tekanan pada *inlet heat exchanger* -
outlet heat exchanger

ΔT_{HE} = Kehilangan temperatur pada *inlet heat exchanger* -
outlet heat exchanger

Setelah mengetahui besarnya temperature yang masuk ke dalam *heat exchanger*, sehingga kita dapat menentukan fluida kerja yang memiliki temperature di bawah *temperature* fluida pemanas.

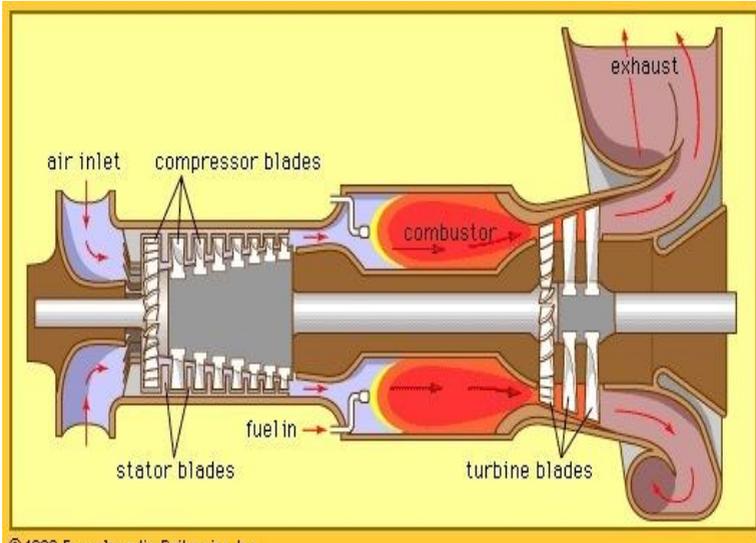
4.3. Turbin Gas

Turbin berfungsi mengubah energi termodinamika uap dari fluida kerja ke energi mekanik melalui *turbin shaft*, *shaft* akan disambungkan dengan generator dimana listrik diproduksi. 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). Untuk lebih jelasnya dapat melihat **Gambar 4.3.**



Gambar 4. 3 Siklus Turbine Gas (Herianto, 2021)

Badan Pengkajian dan Penerapan Teknologi (BPPT) telah berhasil mengembangkan model pembangkit *binary cycle* 2kW menggunakan brine dan fluida kerja n-pentana. Dengan menggunakan jenis turbin *single stage axial flow* di lapangan panas bumi Wayang Windu (Bambang, T. 2010). Untuk meningkatkan daya listrik yang dihasilkan dengan menaikkan tekanan yang masuk pada turbin, walaupun menggunakan fluida kerja yang ringan. Untuk komponen turbin gas dapat dilihat pada **Gambar 4.4**.



Gambar 4. 4 Komponen Turbin Gas (Encyclopedia Britannica, inc.1999)

Untuk merencanakan turbin perlu menghitung elektrik power agar kapasitas turbin cukup untuk menampung power yang dihasilkan oleh system binary cycle menggunakan persamaan (DiPippo. 2012):

$$W_t = m_{wf} \times (h_{3B} - h_{5B}) \dots\dots\dots (4-5)$$

Keterangan:

W_t = tenaga yang dihasilkan, kWe

m_{wf} = laju alir fluida kerja, kg/s

Dr. Herianto, dkk: Teori dan Aplikasi Binary Cycle Pembangkit Listrik Skala Kecil Dengan Pemanfaatan Fluida Panas Bumi

h_{4B} = entalpi pada inlet turbin, kJ/kg

h_{5B} = entalpi pada outlet turbin, kJ/kg

Komponen utama dari turbin terdiri dari *shaft*, *disc*, *blade*, *nozzle*, *stator*, dan *exhaust pipe*. Turbin yang umum digunakan adalah *isentropic turbine*. Untuk spesifikasi pada setiap jenis turbin dapat dilihat pada **Tabel IV-2**.

Tabel IV. 2 Spesifikasi gas turbin untuk setiap Model

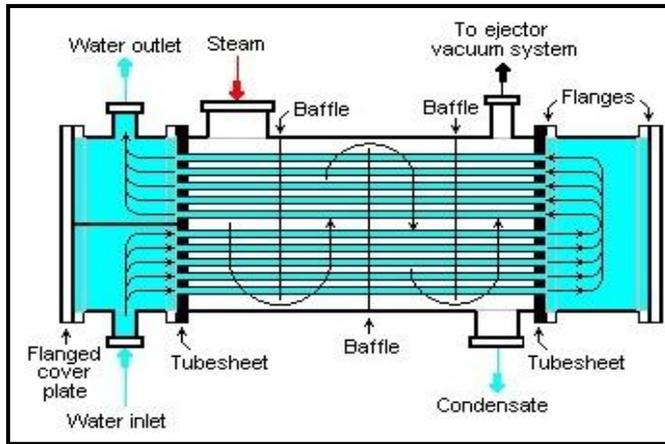
Gas Turbin Model	LS-500FTD	LS-350GFT	YDNC-500	Saturn 20
Company	Weifang Yidaneng Power Co., Ltd.	Weifang Yidaneng Power Co., Ltd.	Weifang Yidaneng Power Co., Ltd.	Solar turbin Caterpillar Company
Merk	Ronsun	Ronsun	YDNPOWER	
Max.Nominal output (kW)	560	280	500	1185
Max. Thermal efficiency (%)	22.5	21	23.4	24.6
Length (m)	4.015	4.1	5.1	4.7
Width (m)	1.45	1.55	2.5	1.9
Height (m)	2.435	2.1	2.3	2
Weight (kg)	7200	3550	7500	6805
Inlet Pressure (bar)	6.5	4.5	6	8.5

Dari tabel diatas terlihat berbagai model dan spesifikasi Turbin gas yang ditawarkan oleh pasar. Untuk itu dipilih

spesifikasi pada turbin gas yang cocok untuk digunakan pada siklus *binary cycle* ini.

4.4. Kondensor

Pada prinsipnya kondensor mempunyai prinsip kerja yang sama dengan heat exchanger, namun perbedaannya adalah yang dimanfaatkan dari *heat exchanger* merupakan fluida panas yang dihasilkan sedangkan pada kondensor tujuan utamanya adalah untuk menurunkan *temperature* tinggi (T_{kritis}) ke *temperature* rendah (T_{boiling}) pada fluida kerja. Untuk mendesain kondensor diperlukan *temperature inlet* dan *temperature outlet* untuk fluida kerja dan fluida pemanasnya, untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Gambar 4.5**.



Gambar 4. 5 *Shell-and-Tube Kondensor* (Cegalia et al.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 temperature pada *outlet* kondensor. Transfer panas kondensor antara fluida kerja dengan *cooling fluid* dapat dilihat dari persamaan 4-6. Menghitung *Log mean temperature difference* dihitung dari beda temperatur antara masuk dan keluar dari dua fluida yang mengalir di kondensor. Persamaannya yaitu (Mota et al. 2015):

$$LTMD = \frac{(T_a - T_1) - (T_b - T_5)}{\ln\left(\frac{T_a - T_1}{T_b - T_5}\right)} \dots\dots (4-6)$$

Keterangan:

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

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

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 (*Number of Transfer Units*). NTU adalah sebuah parameter tanpa satuan, yang umum dipakai dalam merancang kondensor, dan didefinisikan dalam persamaan (Mota et al. 2015):

$$NTU = \frac{U \times A}{C_{min}} = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{lm}} \dots\dots (4-7)$$

Keterangan:

$$U = \text{overall heat transfer coefficient, Btu/h ft}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$A = \text{luas permukaan kondensor, ft}^2$$

$$C_{min} = \text{Minimum heat capacity rate}$$

$$\Delta T_m = \text{Larger temperature change, } ^\circ\text{F}$$

$$\Delta T_{lm} = LMTD, {}^{\circ}F$$

Luas penampang kondensor dapat dihitung dengan persamaan (4-8), sebagai berikut (Mota et al. 2015):

$$A = \frac{Q}{U \times LMTD \times C_f} \dots\dots\dots (4-8)$$

Nilai faktor eksergoekonomi yang relatif kecil yang diperoleh untuk kondensor menunjukkan bahwa biaya yang terkait dengan komponen ini terutama disebabkan oleh penghancuran eksergi di dalamnya. Dengan demikian, penghematan biaya di seluruh sistem dapat dicapai dengan meningkatkan efisiensi komponen ini bahkan jika biaya investasi untuk komponen akan meningkat. Mayoritas masalah optimasi untuk sistem energi berurusan dengan beberapa tujuan yang saling bertentangan. Dalam merancang sistem konversi energi, seringkali sistem yang lebih efisien membutuhkan biaya lebih untuk pembelian dan pemasangan daripada sistem dengan efisiensi yang lebih rendah.

Untuk spesifikasi setiap produknya dapat dilihat pada **Tabel IV-3**

Tabel IV. 3 Spesifikasi setiap produk untuk kondensor
(Shyam Engineering Work, Rohini Aircon Private Limited)

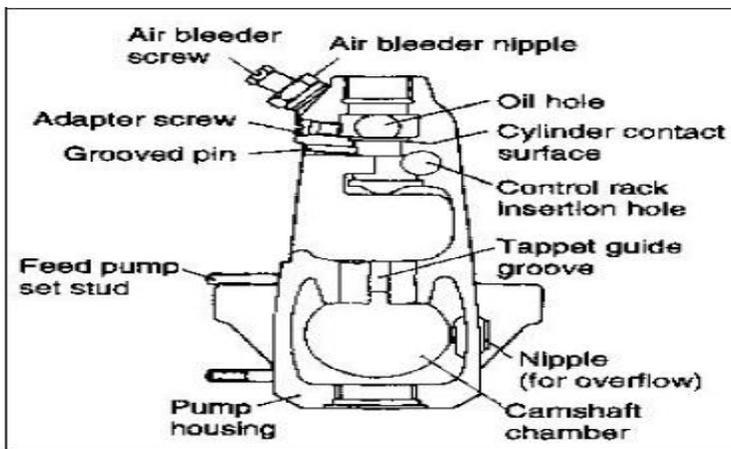
Model	SHE	WCC	WCC
Type	-	A10	A30
Fasa	Liquid	Liquid	Liquid
Power range(kW)	0.22	7.5	110
Max pressure (bar)	3.5	10	30
Liquid rate (kg/s)	10	10	10

Dari tabel diatas terlihat berbagai model dan spesifikasi kondensor yang ditawarkan oleh pasar. Untuk itu perlu dipilih spesifikasi kondensor yang cocok untuk digunakan pada siklus *binary cycle* ini.

4.5. 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. *Feedpump* telah banyak digunakan pada skala umum di bidang *industry* yang mana telah memenuhi kemampuan untuk memberikan tekanan tertentu dan pada kondisi *temperature* tertentu (Leith et al. 2015). Dapat dilihat komponen utama pada *feed pump* pada **Gambar 4.6**.



Gambar 4. 6 Pump Housing (DENSO, 2008)

Dari gambar diatas terlihat komponen utama dari pompa berupa *air bleeder screw*, *airbleeder nipple*, *oil hole*, *adapter screw*, *cylinder contack surface*, *grooved pin*, *control*

rack insertion hole, tappet guide grove, feed pump set stud, nipple (for over flow), chamber, pump housing. Untuk merencanakan *feedpump* perlu menentukan besarnya *horse power pompa*, dapat dihitung menggunakan persamaan (Mota et al. 2015):

$$HP = \frac{Q \times P}{1714 \times \eta_p} \dots\dots\dots (4-9)$$

Keterangan:

Q = Laju Alir Massa (GPM)

P = Tekanan (psi)

η_p = Efisiensi Pompa (%)

Sehingga, setelah mengetahui *horse power* yang dibutuhkan selanjutnya dapat menentukan *feed pump* yang akan dipilih.

Sedangkan untuk produk-produk *feed pump* dengan spesifikasi yang dipasarkan dapat dilihat pada **Tabel IV-4**.

Tabel IV. 4 Spesifikasi Setiap Produk untuk Feed Pump (Akshat Enterprise)

Brand	CRI	CRI
Model	Multistage pump	MVC-2/15T1
Type	High pressure	Boil feed pump
Head (meter)	200	300
Hp (HP)	Up to 5	Up to 20
Max laju alir (m ³ /hr)	10	90
Poewer range (kW)	0.22	45
Pressure (bar)	12.5	20
Max Temperature (°C)	100	150

Dari tabel diatas terlihat berbagai model dan spesifikasi kondensor yang ditawarkan oleh pasar. Untuk itu perlu dipilih spesifikasi kondensor yang cocok untuk digunakan pada siklus *binary cycle* ini.

Binary cycle adalah sebuah proses termodinamika dimana sumber utamanya adalah fluida panas yang digunakan untuk memanaskan fluida kerja melalui *heat exchanger*. (Dipipo Ronald, 2015). Proses penguapan fluida kerja,

biasanya disebut siklus tertutup, tersambung langsung dengan turbin sebagai pembangkit tenaga listrik. 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 seperti *i-Butana*, *n-Pentana*, dan *i-Pentana*. Uap yang dihasilkan akibat pemanasan fluida kerja oleh *heat exchanger* dialirkan untuk memutar turbin dan selanjutnya menggerakkan generator untuk menghasilkan listrik. Pemilihan fluida kerja yang tepat harus dilakukan agar menghasilkan energi yang optimum. Analisa termodinamika fluida kerja juga dilakukan agar dapat mengetahui proses yang terjadi terhadap fluida kerja selama *binary cycle* berlangsung. Umumnya terdapat empat proses pada *binary cycle*, yaitu isentropic pada *feed pump*, tekanan konstan penambahan panas pada *heat exchanger*, ekspansi isentropic pada turbin, dan tekanan konstan reinjeksi panas pada kondensor.

Setelah diketahui siklus termodinamikanya, maka selanjutnya melakukan perancangan *binary cycle*.

a) Analisa Kehilangan Tekanan dan Temperatur

Perhitungan pada pipa dua fasa diperlukan karena dapat terjadi kehilangan tekanan yang cukup besar. Nantinya, penggunaan aplikasi *Pipesim* diperlukan untuk menghitung kehilangan tekanan, temperatur, dan kualitas uap fluida dalam pipa. Sebelum menghitung besarnya kehilangan tekanan dan temperatur pipa dua fasa, maka diperlukan untuk menentukan besarnya diameter pipa yang akan digunakan.

Perhitungan dimensi pipa ini menggunakan standar ASME. Tahapan dalam menentukan dimensi pipa adalah sebagai berikut:

1. Menghitung volume spesifik campuran (V_m) antara *steam* dengan *brine* dengan menggunakan persamaan (Saptadji, 2001):

$$Vm = x \times Vv + (1 - x) \times Vl$$

2. Menentukan D_i (diameter dalam) sementara.

$$D_i^2 = \frac{m \times Vm}{\frac{1}{4} \times \pi \times V}$$

Keterangan:

V = Velocity (m/s)

m = Massa fluida (kg/s)

V_m = Volume spesifik campuran
(m^3/kg)

D_i = Diameter dalam (m)

3. Menentukan dimensi atau *schedule* pipa berdasarkan D_i sementara yang telah dihitung.
 4. Menghitung tebal minimum kemudian divalidasi dengan *schedule* pipa yang telah didapat.
 5. Menghitung kecepatan aliran fluida dalam pipa.
 6. Menganalisa kehilangan tekanan dan temperatur menggunakan simulator Pipesim.
- b) Menentukan Siklus Termodinamika Fluida Kerja

Umumnya terdapat empat proses pada *binary cycle*, yaitu isentropic pada *feed pump*, tekanan konstan penambahan panas pada *heat exchanger*, ekspansi isentropic pada turbin, dan tekanan konstan reinjeksi panas pada kondensor.

- c) Menghitung Besarnya Energi Listrik yang Dihasilkan

Untuk menghitung *power* yang dihasilkan dapat menggunakan persamaan (DiPippo, 2015):

$$\dot{W}_t = \dot{m}_{wf} \times \eta_t \times (h_3 - h_{4s})$$

Dimana W_t adalah tenaga yang dihasilkan dan η_t adalah efisiensi turbin.

d) Efisiensi Termal Siklus

Nilai efisiensi termal menunjukkan seberapa besar daya yang dapat dihasilkan dengan masukan panas tertentu. Efisiensi termal dapat dinilai menggunakan *First Law Thermodynamics*, sebagai berikut (DiPippo, 2015):

$$\eta_{th} = \frac{[W_t - W_p]}{q_{in}}$$

Karena total daya siklus merupakan perbedaan antara daya termal masuk dan daya termal yang dikeluarkan, maka rumus efisiensi termal dapat ditulis sebagai berikut:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_c}{Q_{PH}} = 1 - \frac{h_2 - h_4}{h_1 - h_5}$$

Perencanaan Konsep Binary pada lapangan LHD Unit III dilakukan beberapa tahapan

1. Memprediksi penurunan temperatur kepala sumur setiap tahunnya.

2. Menentukan siklus termodinamika masing-masing fluida kerja sesuai dengan temperatur kepala sumurnya, sehingga dapat diketahui temperatur, tekanan, entropi, dan entalpi yang masuk ke setiap rancangan peralatan.
3. Menghitung energi yang dihasilkan oleh turbin
4. Memilih fluida kerja yang optimum berdasarkan temperatur kepala sumur.

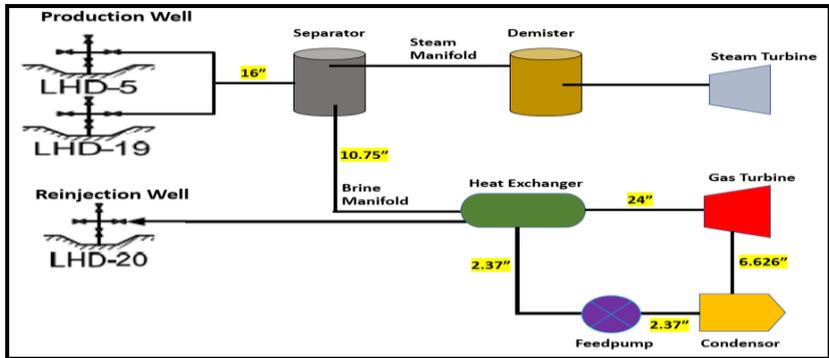
BAB V

STUDI KASUS PERENCANAAN BYNARY CYCLE DI LAPANGAN PANAS BUMI

5.1. Lapangan Panasbumi LHD Unit III

Pada awalnya, Lapangan LHD Unit III hanya akan memanfaatkan *steam* yang dihasilkan saja. Namun, melihat potensi yang dimiliki oleh *brine* yang cukup besar dilihat dari P, T, dan m nya, maka Lapangan LHD Unit III sangat berpotensi untuk dilakukan perencanaan *binary cycle*. Skema *binary cycle* yang direncanakan terlihat pada **Gambar 5- 1**.

Pada **Tabel V-1**. terlampir data *brine* total kedua sumur, LHD-5 dan LHD-19. Terlampir data *brine* outlet sumur, *brine inlet separator*, dan *brine outlet separator*. Data *brine* yang digunakan sebagai dasar perhitungan pada penelitian ini adalah data *brine outlet separator*



Gambar 5. 1 LHD Unit III Binary Cycle Scheme

Tabel V. 1 Total Data Fluid

Data	Well Output	Inlet Separator	Outlet Separator
Fluid	2 Phase	2 Phase	1 Phase (<i>Brine</i>)
Temperature (°C)	193	192.9	180.8
Pressure (bar)	13.4	11.83	10.23
Mass Flow (kg/s)	100.798	100.798	82.05
Steam Quality (%)	20	18.6	100
Entalphi (kJ/kg)	1214.7	1187.92	768.41

Pada perencanaan ini, tipe yang digunakan adalah tipe *carbon steel A106 Grade B*, jenis *XS (Xtra Strong)* karena tipe ini dapat digunakan pada kondisi *high temperature* dan *high pressure*, sehingga cocok digunakan pada lapangan panas bumi. Berikut pada **Tabel V-2**. adalah perhitungan pada setiap

segmen pipa untuk mengetahui *pipe schedule* menurut standar ASME B36.10M dan kecepatan aliran didalam pipa.

Tabel V. 2 Pipe Schedule and Fluid Velocity

Pipe	Well to Separator	Separator to Heat Exchanger	Heat Exchanger to Turbine	Turbine to Condenser	Condenser to Feed Pump	Feed Pump to Heat Exchanger
Di (inch)	15	9.748	23	5.762	1.938	1.938
Do (inch)	16	10.748	24	6.626	2.374	2.374
s (inch)	0.5	0.5	0.5	0.432	0.218	0.218
Fluid Velocity (m/s)	26.79	1.92	27.67	21.68	20.35	19.7

Tabel V. 3 Working Fluid Properties

Working Fluid	Boiling Point (°C)	Pcond (bar)	Tmax (°C)	Pmax (bar)	Tc (°C)	Pc (bar)
iso-butane	-11.7	5.03	125	28.9	134.7	3.505
iso-pentane	27.8	1.45	177	28.87	187.2	0.918
n-pentane	36.1	1.1	186	28.65	196.5	0.683

Penelitian ini akan menggunakan 3 fluida kerja agar dapat dilakukan optimisasi fluida kerja berdasarkan temperatur kepala sumur. Temperatur kepala sumur akan turun 3%/tahun sehingga diperlukan perubahan fluida kerja agar energi listrik yang dihasilkan tetap optimum. Karakteristik masing-masing fluida yang menjadi indikator dalam penelitian ini terlampir pada **Tabel V- 3**.

5.2 Perencanaan Binary Cycle

a) Analisa kehilangan tekanan dan temperatur dalam pipa 2 fasa

Adanya aliran dari sumur ke separator dalam pipa 2 fasa, menyebabkan terjadinya kehilangan tekanan dan temperatur yang akan mempengaruhi kualitas uap, entalpi, dan kecepatan fluida dalam pipa. Perhitungan ini akan dilakukan dengan menggunakan simulator Pipesim.

Dari hasil perhitungan penurunan tekanan dari sumur hingga ke inlet separator sebesar 1.57 bar, penurunan temperatur sebesar 0.1 °C, Dilain hal, terjadi pula penurunan

tekanan didalam separator sebesar 1.6 bar dan penurunan temperatur didalam separator sebesar 12.1 °C.

b) Analisa termodinamika masing-masing fluida kerja.

Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya, bahwa pada penelitian ini digunakan tiga fluida kerja. Penentuan siklus termodinamika ini diperlukan untuk merencanakan peralatan yang akan digunakan. Penentuan ini dilakukan menggunakan *steam tabel* masing-masing fluida kerja, atau menggunakan diagram termodinamika fluida kerja berdasarkan siklus Rankine. Data tekanan, temperature, entalpi dan entropi dari fluida kerja terukur terhadap perubahan fasa akibat perubahan tekanan dan *temperature*. Sebagai contoh analisa termodinamika fluida kerja dari hidrokarbon ringan n-Pentana dapat dilihat pada **Tabel V-4**, berikut.

Tabel V. 4 Thermodynamics State of n-Pentane

<i>State</i>	P (MPa)	T (K)	v (m ³ /kg)	s (kJ/kg K)	h (kJ/kg)
1	2	436.24		1.899	689.935
2	0.11			1.899	592.413
2s	0.11				575.22
3	0.11				499.353
4	0.11		0.001655		145.923
5	2	311.32			145.927
5s	2				145.9265
6	2	436.24			489.245

Analisa state termodinamika untuk n-Pentane tertera pada **Tabel V- 4**, sebagai berikut:

Pada *State* 1 ditandai dengan fluida kerja berfasa uap (*saturated vapor*) dengan kondisi tidak ada tetesan fluida yang masuk kedalam turbin dengan tekanan sebesar 2 Mpa dan entalpi sebesar 689.935 kJ/kg. Uap tersebut akan berekspansi secara isentropik dan memproduksi kerja dengan memutar *shaft* turbin yang terhubung dengan *generator* listrik.

Tekanan dan temperatur akan turun selama proses ini dan masuk ke kondensor pada *state* 2, yaitu keadaan nyata keluaran turbin dengan tekanan 0.11 Mpa dan entalpi 592.413 kJ/kg. Sedangkan *state* 2s adalah *state* isentropik

keluaran turbin, dimana uap masuk dengan tekanan 0.11 Mpa dan entalpi 575.22 kJ/kg.

Pada *state* 3, fluida kerja masih dalam keadaan *saturated vapor* dengan tekanan 0.11 Mpa dan entalpi 499.353 kJ/kg. Didalam kondensor, uap terkondensasi pada tekanan konstan dengan membuang panas ke lingkungan.

Fluida kerja meninggalkan kondensor dan masuk ke *feedpump* dalam keadaan *saturated liquid* seperti terlihat pada *state* 4 dengan tekanan 0.11 Mpa dan entalpi 145.923 kJ/kg.

Fluida didalam *feedpump* kemudian terkompresi secara isentropik hingga mencapai tekanan *operating heat exchanger* pada *state* 5s dengan tekanan 2 Mpa dan entalpi 145.9265 kJ/kg.

Pada *state* 5 yaitu keadaan nyata keluaran *feedpump* dan fluida kerja masuk kedalam *heat exchanger* dengan tekanan fluida kerja sebesar 2 Mpa dan entalpi 145.927 kJ/kg. Temperatur fluida kerja akan meningkat selama proses kompresi secara isentropik, karena adanya sedikit penurunan volume spesifik fluida kerja.

Pada *State* 6 menunjukkan fluida kerja masih dalam keadaan *saturated liquid* dengan tekanan sebesar 2 Mpa dan entalpi 489.245 kJ/kg. Temperatur fluida kerja terus meningkat hingga fluida kerja menjadi uap pada temperatur konstan. Kemudian uap tersebut masuk kembali ke turbin pada *state* 1. Siklus ini terus terjadi pada *binary cycle power plant*.

Tabel V. 5 Thermodynamics State of iso-Pentane

<i>State</i>	P (MPa)	T (K)	v (m ³ /kg)	s (kJ/kg K)	h (kJ/kg)
1	2	436.98		2.2	740.75
2	0.145				654.21
2s	0.145			2.2	638.94
3	0.145				565.28
4	0.145		0.001662		229.74
5	2	311.68			229.744
5s	2				229.743
6	2	426.98			545.342

Analisa state termodinamika untuk iso-Pentane tertera pada **Tabel V- 5**. *State* 1 ditandai dengan fluida kerja berfasa uap (*saturated vapor*) dengan kondisi tidak ada tetesan fluida yang masuk kedalam turbin dengan

tekanan sebesar 2 Mpa dan entalpi sebesar 740.75 kJ/kg. Uap tersebut akan berekspansi secara isentropik dan memproduksi kerja dengan memutar *shaft* turbin yang terhubung dengan generator listrik.

Tekanan dan temperatur akan turun selama proses ini dan masuk ke kondensor pada *state* 2, yaitu keadaan nyata keluaran turbin dengan tekanan 0.145 Mpa dan entalpi 654.21 kJ/kg. Sedangkan *state* 2s adalah *state* isentropik keluaran turbin, dimana uap masuk dengan tekanan 0.145 Mpa dan entalpi 638.94 kJ/kg K.

Pada *state* 3, fluida kerja masih dalam keadaan *saturated vapor* dengan tekanan 0.145 Mpa dan entalpi 565.28 kJ/kg. Didalam kondensor, uap terkondensasi pada tekanan konstan dengan membuang panas ke lingkungan. Fluida kerja meninggalkan kondensor dan masuk ke *feedpump* dalam keadaan *saturated liquid* seperti terlihat pada *state* 4 dengan tekanan 0.145 Mpa dan entalpi 229.74 kJ/kg. Fluida didalam *feedpump* kemudian terkompresi secara isentropik hingga mencapai tekanan

operating heat exchanger pada *state 5s* dengan tekanan 2 Mpa dan entalpi 249.593 kJ/kg.

Pada *state 5* yaitu keadaan nyata keluaran *feedpump* dan fluida kerja masuk kedalam *heat exchanger* dengan tekanan fluida kerja sebesar 2 Mpa dan entalpi 229.743 kJ/kg. Temperatur fluida kerja akan meningkat selama proses kompresi secara isentropik, karena adanya sedikit penurunan volume spesifik fluida kerja.

Pada *State 6* menunjukkan fluida kerja masih dalam keadaan *saturated liquid* dengan tekanan sebesar 2 Mpa dan entalpi 545.342 kJ/kg. Temperatur fluida kerja terus meningkat hingga fluida kerja menjadi uap pada temperatur konstan. Kemudian uap tersebut masuk kembali ke turbin pada *state 1*. Siklus ini terus terjadi pada *binary cycle power plant*

Tabel V. 6 Thermodynamics State of iso-Butane

<i>State</i>	P (MPa)	T (K)	v (m ³ /kg)	s (kJ/kg K)	h (kJ/kg)
1	2	372.585		2.0735	642.378
2s	0.53			2.0735	582.875
2	0.53				591.8
3	0.53				567.081
4	0.53		0.001858		249.59
5s	2				249.593
5	2	310.7			249.594
6	2	372.585			427.816

Analisa state termodinamika untuk iso-Butane tertera pada **Tabel V-6**. *State* 1 ditandai dengan fluida kerja berfasa uap (*saturated vapor*) dengan kondisi tidak ada tetesan fluida yang masuk kedalam turbin dengan tekanan sebesar 2 Mpa dan entalpi sebesar 642.378 kJ/kg. Uap tersebut akan berekspansi secara isentropik dan memproduksi kerja dengan memutar *shaft* turbin yang terhubung dengan generator listrik. Tekanan dan temperatur akan turun selama proses ini dan masuk ke kondensor pada *state* 2, yaitu keadaan nyata keluaran turbin dengan tekanan 0.503 Mpa dan entalpi 591.8 kJ/kg. Sedangkan *state* 2s adalah *state* isentropik keluaran turbin, dimana uap masuk dengan

tekanan 0.503 Mpa dan entalpi 582.875 kJ/kg K. Pada *state* 3, fluida kerja masih dalam keadaan *saturated vapor* dengan tekanan 0.503 Mpa dan entalpi 567.081 kJ/kg. Didalam kondensor, uap terkondensasi pada tekanan konstan dengan membuang panas ke lingkungan. Fluida kerja meninggalkan kondensor dan masuk ke *feedpump* dalam keadaan *saturated liquid* seperti terlihat pada *state* 4 dengan tekanan 0.503 Mpa dan entalpi 249.59 kJ/kg. Fluida didalam *feedpump* kemudian terkompresi secara isentropik hingga mencapai tekanan *operating heat exchanger* pada *state* 5s dengan tekanan 2 Mpa dan entalpi 249.593 kJ/kg. Pada *state* 5 yaitu keadaan nyata keluaran *feedpump* dan fluida kerja masuk kedalam *heat exchanger* dengan tekanan fluida kerja sebesar 2 Mpa dan entalpi 249.594 kJ/kg. Temperatur fluida kerja akan meningkat selama proses kompresi secara isentropik, karena adanya sedikit penurunan volume spesifik fluida kerja. *State* 6 menunjukkan fluida kerja masih dalam keadaan *saturated liquid* dengan tekanan sebesar 2 Mpa dan entalpi 427.816 kJ/kg. Temperatur fluida kerja terus meningkat hingga fluida kerja menjadi uap pada temperatur

konstan. Kemudian uap tersebut masuk kembali ke turbin pada *state* 1. Siklus ini terus terjadi pada *binary cycle power plant*.

- c) Menghitung energi yang dihasilkan masing-masing fluida kerja.

Dengan prediksi selama 17 tahun dan penurunan tekanan kepala sumur sebesar 3%/tahun, hasil energi listrik yang dihasilkan untuk n-Pentane tertera pada **Tabel V-7**, untuk isopentane tertera pada **Tabel V-8**, dan untuk isobutane tertera pada **Tabel V-9**. Terlihat bahwa, walaupun memiliki temperatur kepala sumur yang sama, namun menghasilkan energi listrik yang berbeda sesuai dengan fluida kerjanya. Setiap fluida kerja memiliki batas maksimum dan minimum temperatur serta tekanan fluida pemanas (*brine*) yang digunakan, agar kegunaannya tetap optimum. Selain itu, temperatur *brine* harus berada dibawah temperatur krisis fluida kerja.

Tabel V. 7 MW Using n-Pentane as Working Fluid

Year	Wellhead Temperature (°C)	Brine Temperature (°C)	MW
2020	193	180.8	1799.396754
2021	187.21	175.01	969.7376379
2022	181.5937	169.3937	164.968295

Fluida kerja N-Pentane hanya dapat maksimum digunakan pada temperatur 186 °C sehingga pada **Tabel 7** penggunaannya dapat digunakan pada rentang temperatur brine 180.8 °C hingga 169.4 °C. Di bawah temperatur 169.4 °C, sudah tidak optimum karena n-Pentane tidak bisa menghasilkan energi listrik kembali.

Tabel V. 8 MW Using iso-Pentane as Working Fluid

Year	Wellhead Temperature (°C)	Brine Temperature (°C)	MW
2020	193	180.8	2850.233707
2021	187.21	175.01	2093.755952
2022	181.5937	169.3937	1359.972531
2023	176.1459	163.9459	648.2026119

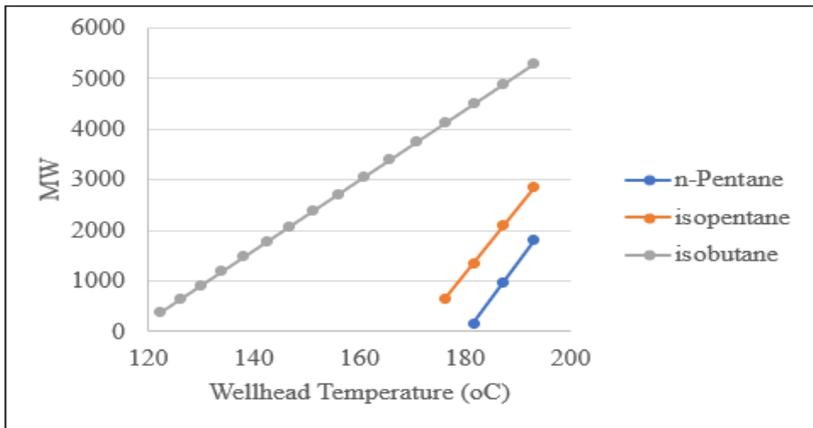
Fluida kerja iso-Pentane dapat digunakan pada temperatur maksimum 187.2 °C sehingga pada **Tabel V-8** penggunaannya dapat digunakan pada rentang temperatur brine sebesar 163.95 °C hingga 180.8 °C. Dibawah temperatur 163.95 °C, sudah tidak optimum karena isopentane tidak bisa menghasilkan energi listrik lagi.

Sedangkan jika dilihat dari **Tabel V- 9**, isobutane bisa menghasilkan listrik dari temperatur *brine* 106.35 °C hingga 180.8 °C. Namun dibawah 106.35 °C, isobutane sudah tidak bisa menghasilkan listrik lagi. Disisi lain, maksimum temperatur yang dapat digunakan pada isobutane adalah 125 °C dengan temperatur krisisnya 134.7 °C. Sehingga isobutane optimum digunakan pada rentang temperatur brine 106.35 °C hingga 134.5 °C.

Tabel V. 9 MW Using iso-Butane as Working Fluid

Year	Wellhead Temperature (°C)	Brine Temperature (°C)	MW
2020	193	180.8	5300.493481
2021	187.21	175.01	4897.819474
2022	181.5937	169.3937	4507.225688
2023	176.1459	163.9459	4128.349715
2024	170.8615	158.6615	3760.840021
2025	165.7357	153.5357	3404.355618
2026	160.7636	148.5636	3058.565747
2027	155.9407	143.7407	2723.149572
2028	151.2625	139.0625	2397.795883
2029	146.7246	134.5246	2082.202804
2030	142.3229	130.1229	1776.077517
2031	138.0532	125.8532	1479.135989
2032	133.9116	121.7116	1191.102707
2033	129.8942	117.6942	911.7104235
2034	125.9974	113.7974	640.6999084
2035	122.2175	110.0175	377.8197088
2036	118.551	106.3509551	122.8259

Untuk melihat sensitivitas temperatur kepala sumur setiap tahun terhadap fluida kerja dapat dilihat pada **Gambar 4-2**.



Gambar 5. 2 Wellhead Temperature Sensitivity for Each Working Fluid

5.3. Perencanaan Peralatan Binary Cycle

5.3.1. Perencanaan Turbin

Berikut merupakan perhitungan mengenai besarnya energi yang dihasilkan oleh pembangkit listrik *binary cycle* menggunakan fluida kerja n-Pentana dihasilkan energi listrik sebesar 135 kW atau setara dengan 0.135 MW. Dan spesifikasi turbin gas digunakan dengan model LS-350 GFT, dari perusahaan Weifang Yidaneng Power Co., Ltd., merk Ronsun,

maksimal output nya 280 kW, maksimal termal efisiensinya 21%, dengan panjang 4.1 m, lebar 1.55 m, tinggi 2.1 m, berat 3550 kg dan *inlet* pressure 4.5 bar.

5.3.2. Perencanaan Kondensor

Perhitungan Kondensor

Data:

$$T_{cw \text{ in}} (T_A) = 25 \quad C = 77 \quad F = 298.15 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_{cw \text{ out}} (T_B) = 62.67 \quad C = 144.8 \quad F = 335.82 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_{wf \text{ out}} (T_1) = 30 \quad C = 86 \quad F = 303.15 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$T_{wf \text{ in}} (T_2) = 71.85 \quad C = 161.33 \quad F = 345 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$m_{wf} = 1.5 \text{ kg/s} = 23.775 \text{ gpm } C_5H_{12}$$

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

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

Perhitungan:

- Menghitung LMTD (*Long Mean Temperature Different*)

$$\Delta T_o = T_1 - T_A$$

$$= 86 - 77$$

$$= 9 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$\begin{aligned}\Delta T_1 &= T_2 - T_B \\ &= 161.33 - 144.8 \\ &= 16.533 \text{ } ^\circ\text{F}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta \text{LMTD} &= \frac{\Delta T_o - \Delta T_1}{\left(\ln \frac{\Delta T_o}{\Delta T_1}\right)} \\ &= \frac{9 - 16.533}{\ln \left(\frac{9}{16.533}\right)} \\ &= 12.39 \text{ } ^\circ\text{F}\end{aligned}$$

Koreksi LMTD

$$\begin{aligned}\Delta \text{LMTD}_{\text{corr}} &= \Delta \text{LMTD} \times 0.90 \\ &= 12.39 \times 0.9 \\ &= 11.14 \text{ } ^\circ\text{F}\end{aligned}$$

- Menghitung NTU (*Number of Transfer Unit*)

$$\begin{aligned}\Delta T_M &= \text{large temperature change} \\ &= T_{\text{cw out}} - T_{\text{cw in}} \\ &= 144.8 - 77 \\ &= 67.78 \text{ } ^\circ\text{F}\end{aligned}$$

$$\text{NTU} = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{\text{LMTD}}}$$

$$= \frac{18}{11.14}$$

$$= 6.081$$

- Menghitung kerja (q)

$$q = 500 \times m_{wf} \times \Delta T$$

$$=$$

$$\left(500 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \text{ F} \right) \times \left(23.775 \frac{\text{gal}}{\text{min}} \right) \times (161.33 - 86)$$

$$= 895485.375 \text{ BTU/h}$$

- Menghitung luas permukaan *plate*

$$A = \frac{Q}{U \times \Delta T_{LTM D}}$$

$$= \frac{895485.375 \frac{\text{BTU}}{\text{h}}}{900 \frac{\text{BTU}}{\text{h.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}} \times 5.133 \text{ } ^\circ\text{F}}$$

$$= 89.25 \text{ ft}^2$$

Dari perencanaan diatas dipilihlah kondensor dengan model SHE, yang fluida pendinginnya menggunakan fasa liquid dengan power range sebesar 0.22 kW, tekanan maksimal 3.5 bar, liquid rate 10 kg/s, untuk luas plate sendiri dapat dilakukan pemesanan

5.3.3. Perencanaan Feed pump

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

Data

$$m_{wf} = 1.5 \text{ kg/s} = 23.775 \text{ gpm}$$

$$\eta_p = 75\%$$

$$P = 10 \text{ bar} = 145.038 \text{ psi}$$

Perhitungan:

Menentukan *Horse power* pompa

$$\begin{aligned} HP &= \frac{Q \times P}{1714 \times \eta_p} \\ &= \frac{1.5 \times 145.038}{1714 \times 0.75} \\ &= 2.68 \text{ HP} \end{aligned}$$

Dari HP yang diperlukan untuk melakukan pemompaan, dapat dipilih *feed pump* yang cocok. Maka, dipilihlah *feed pump* dengan brand CRI, modelnya multistage pump, dengan HP hingga 5 HP, maksimal laju alir sebesar 10 m³/hr, tekanan yang diberikan hingga 12.5 bar, power rangenya sebesar 0.22 kW, dan maksimal *temperature* sebesar 100 °C.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Assad, M. E. H., Hani, E. B., Khalil, M. Performance of geothermal powerplants (single, dual, and binary) to compensate for LHC-CERN power consumption: comparative study. *Geotherm Energy*.2017
- [2] Basaran, A., Orgener, L. Investigation of the effect of different refrigerants on performances of binary geothermal power plants. *Energy Conversion and Management*. 2013
- [3] Bemmelen. R. W. V., *The Geology of Indonesia*. Vol.1A *General Geology of Indonesia*. 1945
- [4] Cáceres, I. E., Agromayor, R., Nord, L.O. *Thermodynamic Optimization of an Organic Rankine Cycle for Power Generation from a Low Temperature Geothermal Heat Source*. Department of Energy and Process Engineering Norwegian University of Science and Technology (NTNU) Kolbjørn Hejes v.1B, NO-7491 Trondheim, Norway.2017

- [5] Cegalia, F., Macaluso, A., Marrasso, E., Sasso, M., and Vanoli, L., *Modelling ofn Polymeric Shell and Tube Heat exchangers for Low-Medium Temperature Geothermal Applications*.2020
- [6] DiPippo, R. *Geothermal Power Plants: Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact: Third Edition*. Chapter 8. Page 151-179. Elsevier Ltd. ISBN 978-0-08-098206-9. <https://doi.org/10.1016/C2014-0-02885-7>. 2012.
- [7] DENSO. 2008. *Service Manual in Line Pumps*. Jakarta: Denso Sales Indonesia., hal. 21
- [8] Frick S. at all. *Holistic Design Approach for Geothermal Binary Power Plants with Optimized Net Electricity Provision*. Helmholtz Centre Potsdam GFZ German Research Centre for Geosciences, Telegrafenberg, D-14473 Potsdam, Germany. 2010
- [9] Frick, S., Saadat, A., Surana, T., Siahaan, E. E., Kupfermann, G. A., Erbas, K., Huenges, E., & Gani, M. A. 2015. *Geothermal Binary Power Plant for Lahendong, Indonesia: A German-Indonesian Collaboration Project*. World Geothermal Congress 2015.

Dr. Herianto, dkk.:
Teori dan Aplikasi Binary Cycle Pembangkit Listrik Skala Kecil Dengan Pemanfaatan Flua Panas Bumi

- [10] Kartanegara, L., Uneputty, H., dan Asikin, S. (1987):
Tatanan Stratigrafi dan Posisi Tektonik Cekungan Jawa
Tengah Utara selama Jaman Tersier, PITIAGI ke-16,
Bandung.
- [11] KESDM. Potensi Panas Bumi Indonesia: Jilid 2.
Direktorat Panas Bumi, Direktorat Jendral EBTKE.
ISBN 978-602-50394-0-9. 2017.
- [12] Leith, T.O, McColl, J.R., Ryall, M. L. *Advanced-Class
Boiler Feed Pump For 660-MW Generators.*2015
- [13] Michel, J.W. and Murphy, R., W. Condenser Design for
binary cycle. Engineering Tecnology Division Oak
Ridge National Laboratory Oak Ridge, Tennessee 37819.
- [14] Mota, F. A. S., Carvalho, E. P., & Ravagnani, M. A. S.
S. Modeling and Design of Plate *Heat exchanger*. Heat
Transfer Studies and Applications. Chapter 7. Page 165-
194. July. 2015.
- [15] Mulyawan, Ricki *Fattah.* 2010. Karakteristik
Geokimia *Panas Bumi* Berdasarkan Data Air Panas
Gunung Welirang Provinsi Jawa Timur. UNPAD.
- [16] Nicholson, K. N., 1993. *Geothermal Fluids. Chemistry
and Exploration Techniques.* xv + 263 pp. Berlin,

Dr. Herianto, dkk.:
*Teori dan Aplikasi Binary Cycle Pembangkit Listrik Skala Kecil Dengan Pemanfaatan
Fluia Panas Bumi*

Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, Hong Kong: Springer-Verlag.

- [17] Nurhilal, O., Mulyana, C., Suhendi, N., and sapdiana, D. The simulation of organic rankine cycle power plant with n-pentane working fluid. American Institute of Physics. 2015
- [18] Parada, A. F. M. Geothermal Binary Cycle Power Plant Principles, Operation and Maintenance. Geothermal Training Programme Reports. Number 20. Page 443-476. Reykjavik, Iceland. 2013.
- [19] Pulunggono, A., dan S. Martodjojo, 1994, Perubahan tektonik Paleogen dan Neogen merupakan peristiwa tektonik terpenting di Jawa, Proceeding geologi dan geoteknik Pulau Jawa sejak akhir Mesozoik hingga Kuartar.,
- [20] Reynolds, M., W. Thermodynamic Properties In SI. Departement of Mechanical Engineering Standford University, Stanford CA 94305. 1979.
- [21] Surana, Taufan. 1995. Final Report: A Study of Binary Cycle and Kalina Cycle for Geothermal Power

Dr. Herianto, dkk.:
Teori dan Aplikasi Binary Cycle Pembangkit Listrik Skala Kecil Dengan Pemanfaatan Flua Panas Bumi

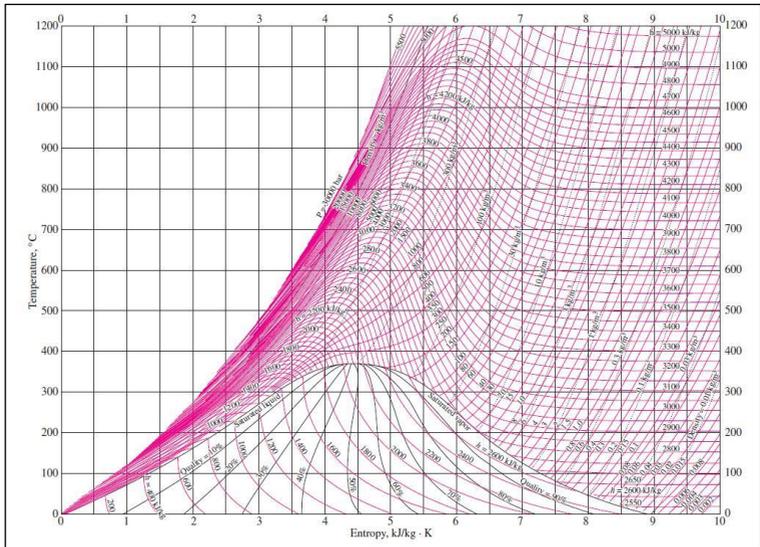
Generation. Geothermal Institute. University of Auckland, N Auckland.

- [22] Teguh, Bambang. Design of n-Butane Radial Inflow Turbine for 100 kW Binary Cycle Power Plant. International Journal of Engineering & Technology IJET-IJENS Vol: 11 No: 06. 2012.
- [23] Teguh, B.P. et. all, Design and Experimental Validation of *Heat exchangers* Equipment for 2 kW Model of Binary Cycle Power Plant, Proceedings World Geothermal Congress 2010, Bali, Indonesia, 25-29 April 2010

LAMPIRAN

Lampiran1 Siklus Rankine

I. Siklus Rankine



Dr. Herianto, dkk.:

Teori dan Aplikasi Binary Cycle Pembangkit Listrik Skala Kecil Dengan Pemanfaatan Fluida Panas Bumi

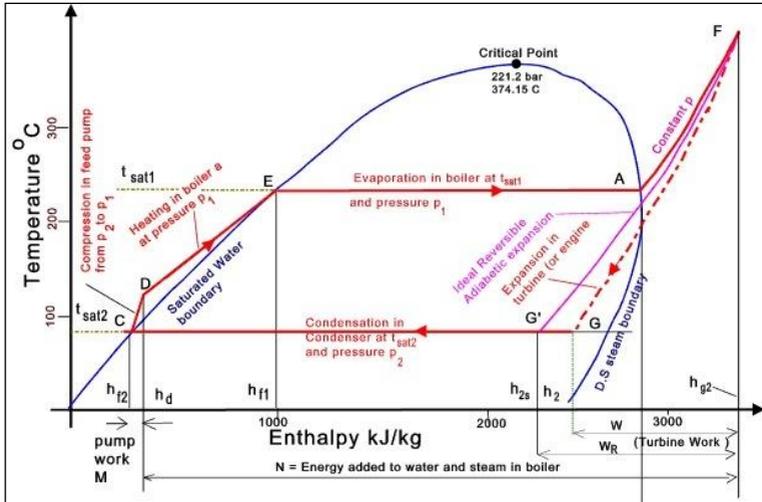


Diagram T-s *Binary Cycle* Menggunakan hidrokarbon sebagai Fluida Kerja

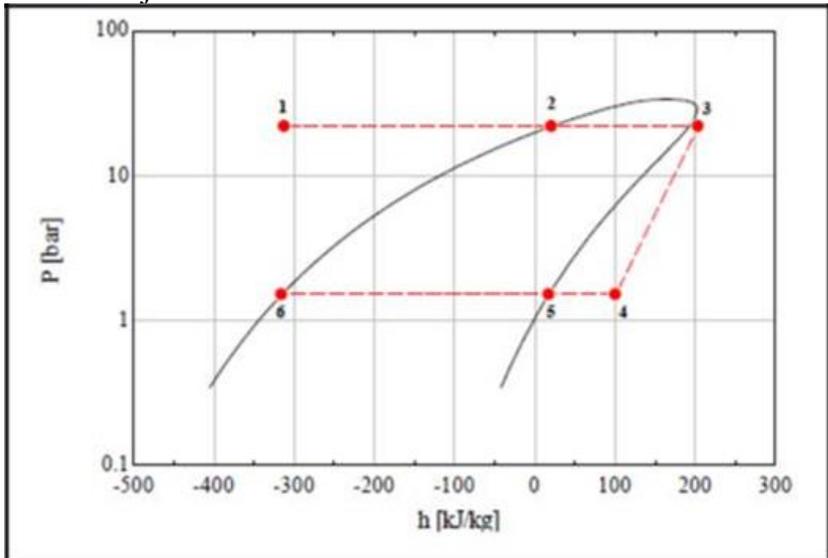
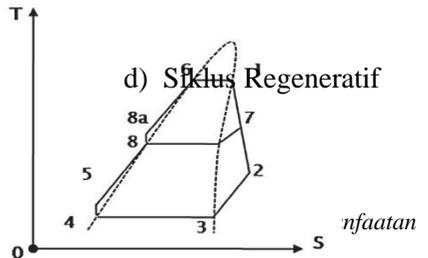
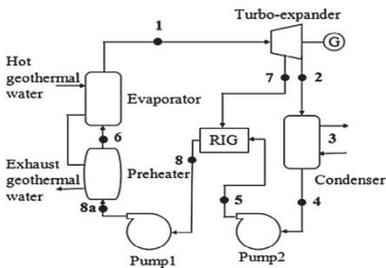
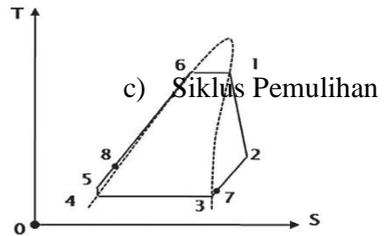
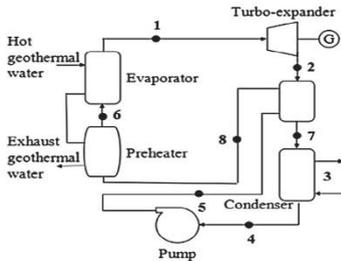
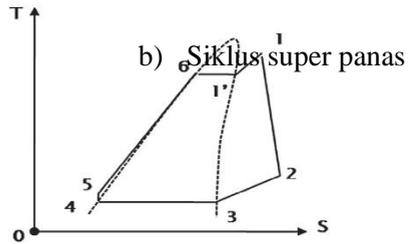
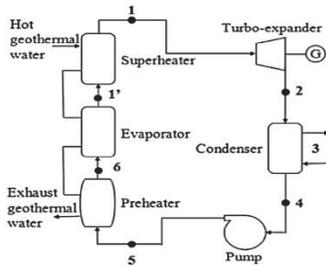
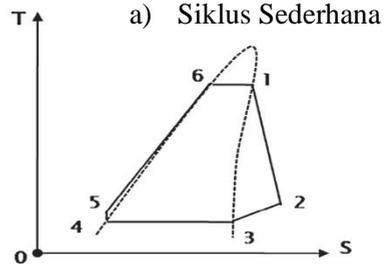
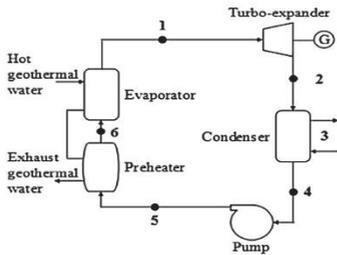


Diagram P-h *Binary Cycle* Menggunakan hidrokarbon sebagai Fluida Kerja

Dr. Herianto, dkk.:
Teori dan Aplikasi Binary Cycle Pembangkit Listrik Skala Kecil Dengan Pemanfaatan
Fluia Panas Bumi

II. Tata Letak ORC dan siklus termodinamika



BIOGRAFI PENULIS



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. Herianto, dkk.:
Teori dan Aplikasi Binary Cycle Pembangkit Listrik Skala Kecil Dengan Pemanfaatan
Fluia Panas Bumi



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 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.

Dr. Herianto, dkk.:

Teori dan Aplikasi Binary Cycle Pembangkit Listrik Skala Kecil Dengan Pemanfaatan Fluida Panas Bumi

ISBN 978-623-389-203-2



9

786233

892032