

**PEMODELAN PEMBANGKIT LISTRIK HYBRID FLASH-BINARY
PADA LAPANGAN PANAS BUMI ADN
SUMUR GN-01, GN-02, GN-03**

TESIS



Disusun Oleh:

ACHMAT ADNAN GANES

213190015

**PROGRAM STUDI MAGISTER TEKNIK PERMINYAKAN
FAKULTAS TEKNOLOGI MINERAL
UNIVERSITAS PEMBANGUNAN NASIONAL "VETERAN"
YOGYAKARTA**

2022

**PEMODELAN PEMBANGKIT LISTRIK HYBRID FLASH-BINARY PADA
LAPANGAN PANAS BUMI ADN
SUMUR GN-01, GN-02, GN-03**

TESIS

**Diajukan sebagai salah satu syarat untuk memperoleh gelar Magister Teknik
Pada Program Studi Magister Teknik Perminyakan UPN “Veteran”
Yogyakarta**

**Disusun Oleh :
ACHMAT ADNAN GANES
213190015**

Menyetujui

Pembimbing I

**Dr. Ir. Drs. H. Herianto, MT
NIP. 19590621 198603 1 001**

Pembimbing II

**Dr. Ir. Harry Budiharjo, M.T
NIP. 19630904 199203 1 001**

Mengetahui

Koordinator Program Studi Magister Teknik Perminyakan

**Dr. Ir. Hj. Dyah Rini Ratnaningsih, M.T
NIP. 19600129 198503 2 001**

LEMBAR PERSETUJUAN

Tesis Berjudul :

**PEMODELAN PEMBANGKIT LISTRIK HYBRID FLASH-BINARY
PADA LAPANGAN PANAS BUMI ADN
SUMUR GN-01, GN-02, GN-03**

ACHMAT ADNAN GANES

213190015

Mengetahui :

Pembimbing I

Dr. Ir. Drs. Herianto, M.T
NIP. 19590621 198603 1 001

Pembimbing II

Dr. Ir. Harry Budiharjo, M.T
NIP. 19630904 199203 1 001

Penguji I

Dr. Ir. Dedy Kristanto, M.T
NIP. 19651229 199003 1 001

Penguji II

Dr. Ir. Dyah Rini Ratnaningsih M.T
NIP. 19600129 198503 2 001

Menyetujui,

Ketua Jurusan Teknik Perminyakan

Dr. Boni Swadesi, S.T, M.T
NIP. 1971 1207 202121 2 003

HALAMAN PERNYATAAN KEASLIAN KARYA ILMIAH

Dengan ini saya,

Nama : ACHMAT ADNAN GANES

NIM : 213190015

Judul : PEMODELAN PEMBANGKIT LISTRIK HYBRID FLASH-BINARY PADA LAPANGAN PANAS BUMI ADN SUMUR GN-01, GN-02, GN-03

Menyatakan keseluruhan isinya Tesis yang saya buat sebagai karya saya sendiri dan semua sumber baik yang dikutip maupun dirujuk telah saya nyatakan dengan benar serta saya menyatakan bahwa dalam rangka Menyusun, konsultasi dengan dosen pembimbing hingga menyelesaikan Tesis ini tidak melakukan penjiplakan terhadap karya orang atau pihak lain baik secara lisan maupun tertulis, baik secara sengaja maupun tidak disengaja.

Saya menyatakan bahwa apabila dikemudian hari terbukti bahwa Tesis saya ini mengandung unsur penjiplakan dari pihak lain, maka sepenuhnya menjadi tanggung jawab saya, di luar tanggung jawab dosen pembimbing saya. Saya sanggup bertanggung jawab secara hukum dan bersedia dibatalkan atau dicabut gelar saya oleh otoritas atau Rektor Universitas Pembangunan Nasional “Veteran” Yogyakarta, dan diumumkan kepada khalayak ramai.

Yogyakarta, 10 Juli 2022



ACHMAT ADNAN GANES
NIM. 213190015

HALAMAN PERSEMBAHAN

Tesis ini saya persembahkan untuk :

1. Putri saya Keysha Filzah Shaqueena
2. Keluarga besar, Ibu dan Bapak atas doa dan dukungan tiada hentinya

KATA PENGANTAR

Assalaamualaikum warrahmatullahi wabarakatuh

Puji dan syukur kami panjatkan kepada Allah SWT atas segala rahmat-Nya sehingga penulis mampu menyelesaikan tesis ini. Penulis mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah memberikan dukungan baik secara moral maupun material, sehingga penyusunan tesis ini dapat selesai dengan baik.

1. Prof. Dr. Mohammad Irhas Effendi, SE, M.Si selaku Rektor UPN “Veteran” Yogyakarta.
2. Dr. Ir. Sutarto, MT selaku Dekan Fakultas Teknologi Mineral UPN “Veteran” Yogyakarta.
3. Dr. Boni Swadesi, ST, MT selaku Ketua Jurusan Teknik Perminyakan UPN “Veteran” Yogyakarta.
4. Dr. Ir. Hj. Dyah Rini Ratnaningsih, MT selaku Koordinator Program Studi Magister Teknik Perminyakan.
5. Dr. Ir. Drs. Herianto, MT. PhD, selaku Dosen Pembimbing I.
6. Dr. Ir. Harry Budiharjo, MT., selaku Dosen Pembimbing II..
7. Jawon squad mahasiswa bimbingan S1.
8. Sahabat teman seperjuangan Magister Perminyakan angkatan 3.
9. Seluruh pegawai MTM UPN, terima kasih atas segala pelayanannya yang memudahkan penulis dalam menyelesaikan tesis ini.
10. Semua pihak yang telah membantu penulis dalam menyelesaikan tesis ini yang tidak bisa disebutkan satu per satu. Semoga Allah membalas kebaikan kepada kalian semua.

Wassalamualaikum Warahmatullahi Wabarakatuh.

Yogyakarta, 10 Juli 2022

Penulis

RINGKASAN

Lapangan ADN memiliki 3 sumur yang menghasilkan fluida panas bumi 2 fasa, yaitu steam/fasa uap dan brine/fasa cair. Dari fluida panas bumi tersebut lebih di dominasi oleh uap atau vapor dominated yang dapat menggerakkan turbin uap sehingga menghasilkan energy listrik. Untuk lebih mengoptimalkan produksi energy listrik maka dimanfaatkan kembali air dari buangan separator yang masih bersuhu tinggi untuk memanaskan fluida kerja dengan system binary cycle yang akan menggerakkan turbin gas sehingga diperoleh energy listrik tambahan. Sumur GN-01 mempunyai tekanan sebesar 1118 kPa, temperature sebesar 185°C, laju alir sebesar 10,8 kg/s atau 38880 kg/jam, fasa uap 75% dan fasa liquid 25%. Untuk sumur GN-02 mempunyai tekanan sebesar 1195 kPa, temperature sebesar 188°C, laju alir sebesar 10 kg/s atau 36000 kg/jam, fasa uap 60%, dan fasa liquid 40%. Sedangkan sumur GN-03 mempunyai tekanan kepala sumur sebesar 1195 kPa, temperature sebesar 188°C laju alir sebesar 6,8 kg/s atau 24880 kg/jam, fasa uap 55%, dan fasa liquid 45%.

Metodologi dalam melakukan perencanaan pembangkit *binary cycle* skala kecil pada sumur eksplorasi panas bumi yang pertama dengan Pengumpulan data produksi fluida brine berupa tekanan, temperature, laju alir massa, dan fasa. Selanjutnya mencari P, T, Laju alir massa, dan Fasa secara konvensional di flowline, manifold, separator, turbin uap. Sedangkan untuk *binary cycle* berupa heat exchanger, dan sumur injeksi. Setekah itu Menghitung besarnya energy listrik yang dihasilkan secara konvensional. Dan Menghitung besarnya energy listrik yang dihasilkan secara *binary cycle*. Dan Melakukan pemilihan peralatan yang akan digunakan secara konvensional Melakukan pemilihan peralatan yang akan digunakan agar siklus *binary cycle* ini dapat beroperasi dengan baik

Analisa pembangkit listrik metode *binary cycle* menghasilkan energi listrik sebesar 3516 kW atau 3,516 MW. dengan memanfaatkan brine keluaran separator menghasilkan besarnya energi listrik dengan Fluida kerja *iso-butane* energi listrik yang dihasilkan sebesar 344,4 kW atau 0,3444 MW. Jumlah total elektrik power yang dihasilkan dari hybrid flash binary sebesar 3,860 MW dan Pemanfaatan sumur GN-01, GN-02, dan GN-03 sebagai pembangkit listrik hybrid dengan metode konvensional dan binary cycle menggunakan fluida kerja *iso-butane* diharapkan untuk dilakukan. Hal ini dikarenakan dapat menambah pasokan energi listrik

Keyword : *Steam, Brine, Vapor Dominated, Binary Cycle.*

DAFTAR ISI

	Halaman
HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN	ii
HALAMAN PERNYATAAN KEASLIAN KARYA ILMIAH	iii
HALAMAN PERSEMBAHAN	iv
KATA PENGANTAR	v
RINGKASAN	vi
ABSTRACT	vii
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR TABEL	xi
BAB I. PENDAHULUAN	1
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	2
1.3. Batasan Masalah	2
1.4. Maksud Penulisan	2
1.5. Sistematika Penulisan.....	3
BAB II. TINJAUAN UMUM SUMUR “X”	4
2.1. Letak Geografis	4
2.2. Struktur Geologi	5
2.3. Stratigrafi.....	6
2.4. Data Sumur	8
BAB III. STUDI PUSTAKA (<i>LITERATURE REVIEW</i>).....	9
BAB IV. DASAR TEORI DAN METODOLOGI PENELITIAN....	12
BAB V. ANALISA DAN HASIL	57
BAB VI. PEMBAHASAN	130
BAB VII. KESIMPULAN.....	141
DAFTAR PUSTAKA	142

DAFTAR GAMBAR

Gambar	Halaman
Gambar 2.1. Letak Geografis Lapangan ADN.....	4
Gambar 2.2. Struktur Geologi Lapangan ADN.....	5
Gambar 2.3. Lithologi Lapangan ADN.....	6
Gambar 2.4. Distribusi Panas Pada Lapangan ADN.....	7
Gambar 4.1. Skema Pembangkitan Separated Geothermal Steam.....	11
Gambar 4.2. Kelarutan Quartz (kiri) dan Silika Amorphous (kanan) Terhadap Fungsi Temperatur di Air Murni.....	16
Gambar 4.3. Konfigurasi Pembangkitan Tipe Single Flash Steam.....	19
Gambar 4.4. Hasil Perhitungan Biaya Steam Turbin	19
Gambar 4.5. Skema Binary Cycle.....	20
Gambar 4.6. Skema Organic Rankine Cycle.....	22
Gambar 4.7. Skema Kalina Cycle.....	23
Gambar 4.8. Diagram T-s Binary Cycle Menggunakan hidrokarbon sebagai Fluida Kerja.....	29
Gambar 4.9. Diagram P-h Binary Cycle Menggunakan hidrokarbon sebagai Fluida Kerja.....	30
Gambar 4.10. Skema Diagram Komponen Dasar Pembangkit Binary Cycle	33
Gambar 4.11. Pump Housing.....	35
Gambar 4.12. Bagian-Bagian Plate Heat exchanger	39
Gambar 4.13. Skema Aliran pada Heat exchanger.....	40
Gambar 4.14. Grafik Performa Plate Heat exchanger.....	42
Gambar 4.15. Diagram Heat Transfer Antara Brine Dengan Fluida Kerja	43
Gambar 4.16. Komponen Turbin Binary Cycle.....	45
Gambar 4.17. Siklus Turbine Gas.....	46
Gambar 4.18. Diagram Skema Untuk Turbin.....	47

DAFTAR GAMBAR (lanjutan)

Gambar	Halaman
Gambar 4.19. Shell and Tube Kondensor.....	49
Gambar 4.20. Diagram Alir Perencanaan Pembangkit Listrik Pada Lapangan Panas Bumi ADN.....	52
Gambar 5.1. Simulasi Pipa Transport pada Sumur GN-01 hingga Inlet Manifold.....	58
Gambar 5.2. Simulasi Pipa Transport pada Sumur GN-02 hingga Inlet Manifold.....	61
Gambar 5.3. Simulasi Pipa Transport pada Sumur GN-03 hingga Inlet Manifold.....	63
Gambar 5.4. Dimensi Separator.....	66
Gambar 5.5. Pemodelan Separator.....	66
Gambar 5.7. Pemodelan Aliran Steam dari Separator melalui Pipa ke Inlet Turbin.....	68
Gambar 5.8. Analisa Turbin.....	69
Gambar 5.9. Pemodelan Turbin.....	69
Gambar 5.10. Pemodelan Pipa Transport dari Outlet Turbin Menuju Inlet Kondensor.....	72
Gambar 5.11. Analisa Udara Pada Kondensor.....	73
Gambar 5.12. Pemodelan Pipa Proses Dari Outlet Separator Menuju Inlet Heat Exchanger.....	75
Gambar 5.13. Pemodelan Pipa Proses Dari Outlet Feed Pump Menuju Inlet Heat Exchanger.....	77
Gambar 5.14. Pemodelan Heat Exchanger.....	78
Gambar 5.15. Pemodelan Pipa Proses Dari Outlet Heat Exchanger Menuju Inlet Turbin Gas.....	80
Gambar 5.16. Analisa Turbin Gas Propane.....	81

DAFTAR GAMBAR (lanjutan)

Gambar	Halaman
Gambar 5.17. Pemodelan Turbin Gas Propane.....	81
Gambar 5.18. Pemodelan Pipa Proses.....	83
Gambar 5.19. Analisa Udara Pada Kondensor.....	84
Gambar 5.20. Pemodelan Kondensor.....	85
Gambar 5.21. Pemodelan Pipa Proses.....	86
Gambar 5.22. Pemodelan Siklus Binary Cycle Fluida Propane.....	86
Gambar 5.23. Grafik Termodinamika Fluida Kerja Propane.....	88
Gambar 5.24. Pemodelan Pipa Proses Dari Outlet Feed Pump Menuju Inlet Heat Exchanger.....	90
Gambar 5.25. Permodelan Heat Exchanger.....	91
Gambar 5.26. Pemodelan Pipa Proses Dari Outlet Heat Exchanger Menuju Inlet Turbin Gas.....	93
Gambar 5.27. Analisa Turbin Gas Iso-Butane.....	94
Gambar 5.28. Pemodelan Turbin Gas Iso-butane.....	94
Gambar 5.29. Pemodelan Pipa Proses.....	96
Gambar 5.30. Analisa Udara Pada Kondensor.....	96
Gambar 5.31. Pemodelan Kondensor	96
Gambar 5.32. Pemodelan Pipa Proses.....	99

DAFTAR GAMBAR (lanjutan)

Gambar	Halaman
Gambar 5.33. Pemodelan Siklus Binary Cycle Fluida Iso-butane.....	99
Gambar 5.34. Grafik Termodinamika Fluida Kerja Iso-butane.....	100
Gambar 5.35. Pemodelan Pipa Proses Dari Outlet Feed Pump Menuju Inlet Heat Exchanger.....	102
Gambar 5.36. Permodelan Heat Exchanger.....	103
Gambar 5.37. Pemodelan Pipa Proses Dari Outlet Heat Exchanger Menuju Inlet Turbin Gas.....	105
Gambar 5.38. Analisa Turbin Gas Butane.....	106
Gambar 5.39. Pemodelan Turbin Gas Butane.....	106
Gambar 5.40. Pemodelan Pipa Pr oses.....	108
Gambar 5.41. Analisa Udara Pada Kondensor.....	109
Gambar 5.42. Pemodelan Kondensor.....	110
Gambar 5.43. Pemodelan Pipa Proses.....	111
Gambar 5.44. Pemodelan Siklus Binary Cycle Fluida Butane.....	111
Gambar 5.45. Grafik Termodinamika Fluida Kerja Butane.....	113
Gambar 5.46. Pemodelan Pipa Proses Dari Outlet Feed Pump Menuju Inlet Heat Exchanger.....	115
Gambar 5.47. Pemodelan Heat Exchanger.....	116
Gambar 5.48. Pemodelan Pipa Proses Dari Outlet Heat Exchanger Menuju Inlet Turbin Gas.....	118
Gambar 5.49. Analisa Turbin Gas-IsoPentane.....	119
Gambar 5.50. Pemodelan Turbin Gas Iso-Pentane.....	119

DAFTAR GAMBAR (lanjutan)

Gambar	Halaman
Gambar 5.51. Pemodelan Pipa roses Menggunakan Software Aspen.....	121
Gambar 5.52. Analisa Udara Pada Kondensor.....	122
Gambar 5.53. Pemodelan Kondensor.....	123
Gambar 5.54. Pemodelan Pipa Proses	124
Gambar 5.55. Pemodelan Siklus Binary Cycle Fluida Iso-Pentane.....	125
Gambar 5.56. Grafik Termodinamika Fluida Kerja Iso-Pentane.....	126
Gambar 5.57. Alur Pemodelan Pembangkit Listrik Lapangan ADN.....	129

DAFTAR TABEL

	Halaman
Tabel IV-1. Kecepatan Aliran Fluida yang Direkomendasikan.....	15
Tabel IV-2. Termodinamika Fluida Kerja untuk Binary Cycle.....	28
Tabel IV-3. Asumsi Siklus Binary Cycle.....	31
Tabel IV-4 Spesifikasi Setiap Produk Untuk Feed Pump.....	37
Tabel IV-5 Harga <i>Fouling Factor Plate Heat exchanger</i>	42
Tabel IV-6 Koefisien U Fluida Kerja.....	43
Tabel IV-7 Spesifikasi <i>Plate Heat exchanger</i> Untuk Setiap Produknya..	45
Tabel IV-8 Spesifikasi Gas Turbin Untuk Setiap Produk.....	49
Tabel IV-9 Spesifikasi Setiap Produk Untuk Kondensor.....	54
Tabel V-1 Analisa <i>Wellhead</i> GN-01.....	57
Tabel V-2 Pipa Transport dari Sumur GN-01 hingga Inlet Manifold	58
Tabel V-3 Analisa Pipa Transport dari Sumur GN-01 hingga Inlet Manifold.....	58
Tabel V-4 Analisa <i>Wellhead</i> GN-02.....	59
Tabel V-5 Pipa Transport dari Sumur GN-02 hingga Inlet Manifold.....	60
Tabel V-6 Analisa Pipa Transport dari Sumur GN-02 hingga Inlet Manifold.....	60
Tabel V-7 Analisa <i>Wellhead</i> GN-03.....	61
Tabel V-8 Pipa Transport dari Sumur GN-03 hingga Inlet Manifold.....	62
Tabel V-9 Analisa Pipa Transport dari Sumur GN-03 hingga Inlet Manifold.....	62
Tabel V-10 Analisa Inlet Manifold.....	63
Tabel V-11 Manifold.....	64
Tabel V-12 Analisa Fluida dari Inlet Manifold hingga Inlet Separator....	65
Tabel V-13 Analisa Separator.....	65

DAFTAR TABEL (lanjutan)

	Halaman
Tabel V-14 Pipa Proses Dari Separator Ke Turbin.....	67
Tabel V-15 Analisa Fluida dari Outlet Separator Menuju Inlet Turbin....	67
Tabel V-16 Analisa Brine Inlet Turbin dan Outlet Turbin.....	68
Tabel V-17 Pipa Transport dari Outlet Turbin Menuju Inlet Kondensor...	70
Tabel V-18 Analisa Fluida dari Outlet Turbin Menuju Inlet Kondensor...	70
Tabel V-19 Analisa <i>Brine</i> Pada Kondensor.....	72
Tabel V-20 Pipa Proses Dari Outlet Separator Menuju Inlet Heat Exchanger.....	74
Tabel V-21 Analisa Brine dari Outlet Separator Menuju Inlet Heat Exchanger.....	74
Tabel V-22 Analisa <i>Feed Pump</i>	71
Tabel V-23 Pipa Proses Dari Outlet Feed Pump Menuju Inlet Heat Exchanger.....	76
Tabel V-24 Analisa Pipa Proses Dari Outlet Feed Pump Menuju Inlet Heat Exchanger.....	77
Tabel V-25 Analisa <i>Heat Exchanger</i>	78
Tabel V-26 Pipa Proses Dari Outlet Heat Exchanger Menuju Inlet Turbin Gas.....	79
Tabel V-27 Analisa Pipa Proses Dari Outlet Heat Exchanger Menuju Inlet Turbin Gas.....	79
Tabel V-28 Analisa Propane Inlet Turbin dan Outlet Turbin.....	80
Tabel V-29 Pipa Proses Dari Outlet Turbin Gas Menuju Inlet Kondensor.	82
Tabel V-30 Analisa Pipa Proses Dari Outlet Turbin Gas Menuju Inlet Kondensor.....	82
Tabel V-31 Analisa Fluida Propane Kondensor.....	84
Tabel V-32 Pipa Proses Dari Outlet Kondensor Menuju Inlet Feed Pump .	85
Tabel V-33 Data Tekanan dan Temperatur di Setiap Peralatan	

DAFTAR TABEL (lanjutan)

	Halaman
Menggunakan Fluida kerja Propane.....	86
Tabel V-34 Analisa <i>Feed Pump</i>	88
Tabel V-35 Pipa Proses Dari Outlet Feed Pump Menuju Inlet Heat Excahnger	89
Tabel V-36 Analisa Pipa Proses Dari Outlet Feed Pump Menuju Inlet Heat Exchanger.....	90
Tabel V-37 Analisa Heat Exchanger.....	90
Tabel V-38 Pipa Proses Dari Outlet Heat Exchanger Menuju Inlet Turbin Gas.....	92
Tabel V-39 Analisa Pipa Proses Dari Outlet Heat Exchanger Menuju Inlet Turbin Gas.....	92
Tabel V-40 Analisa Iso-butane Inlet Turbin dan Outlet Turbin.....	93
Tabel V-41 Pipa Proses Dari Outlet Turbin Gas Menuju Inlet Kondensor	95
Tabel V-42 Analisa Pipa Proses Dari Outlet Turbin Gas Menuju Inlet Kondensor	95
Tabel V-43 Analisa Fluida Iso-butane Kondensor.....	97
Tabel V-44 Pipa Proses Dari Outlet Kondensor Menuju Inlet Feed Pump	98
Tabel V-45 Analisa Pipa Proses Dari Outlet Kondensor Menuju Inlet Feed Pump.....	98
Tabel V-46 Data Tekanan dan Temperatur di Setiap Peralatan Menggunakan Fluida kerja Iso-Butane.....	100
Tabel V-47 Analisa Feed Pump	101
Tabel V-48 Pipa Proses Dari Outlet Feed Pump Menuju Inlet Heat Excahnger.....	102
Tabel V-49 Analisa Pipa Proses Dari Outlet Feed Pump Menuju Inlet Heat Exchanger.....	102
Tabel V-50 Analisa Heat Exchanger.....	103

DAFTAR TABEL (lanjutan)

	Halaman
Tabel V-51 Pipa Proses Dari Outlet Heat Exchanger Menuju Inlet Turbin Gas	104
Tabel V-52 Analisa Pipa Proses Dari Outlet Heat Exchanger Menuju Inlet Turbin Gas	105
Tabel V-53 Analisa Butane Inlet Turbin dan Outlet Turbin	106
Tabel V-54 Pipa Proses Dari Outlet Turbin Gas Menuju Inlet Kondensor	107
Tabel V-55 Analisa Pipa Proses Dari Outlet Turbin Gas Menuju Inlet Kondensor.....	108
Tabel V-56 Analisa Fluida Butane Kondensor	109
Tabel V-57 Pipa Proses Dari Outlet Kondensor Menuju Inlet Feed Pump	110
Tabel V-58 Analisa Pipa Proses Dari Outlet Kondensor Menuju Inlet Feed Pump	111
Tabel V-59 Data Tekanan dan Temperatur di Setiap Peralatan Menggunakan Fluida kerja Butane	112
Tabel V-60 Analisa Feed Pump	113
Tabel V-61 Pipa Proses Dari Outlet Feed Pump Menuju Inlet Heat Exchanger	114
Tabel V-62 Analisa Pipa Proses Dari Outlet Feed Pump Menuju Inlet Heat Exchanger	115
Tabel V-63 Analisa Heat Exchanger.....	116
Tabel V-64 Pipa Proses Dari Outlet Heat Exchanger Menuju Inlet Turbin Gas	117
Tabel V-65 Analisa Pipa Proses Dari Outlet Heat Exchanger Menuju Inlet Turbin Gas	117
Tabel V-66 Analisa Iso-Pentane Inlet Turbin dan Outlet Turbin	118
Tabel V-67 Pipa Proses Dari Outlet Turbin Gas Menuju Inlet Kondensor	120
Tabel V-68 Analisa Pipa Proses Dari Outlet Turbin Gas Menuju	

DAFTAR TABEL
(lanjutan)

	Halaman
Inlet Kondensor.....	120
Tabel V-69 Analisa Fluida Iso-Pentane Kondensor.....	122
Tabel V-70 Pipa Proses Dari Outlet Kondensor Menuju Inlet Feed Pump	123
Tabel V-71 Analisa Pipa Proses Dari Outlet Kondensor Menuju Inlet Feed Pump	124
Tabel V-72 Data Tekanan dan Temperatur di Setiap Peralatan Menggunakan Fluida kerja Iso-Pentane.....	125
Tabel V-73 Electric Power yang Dihasilkan Secara Konvensional.....	126
Tabel V-74 Electric Power yang Dihasilkan Menggunakan Metode Binary Cycle	127

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Sumber daya energi yang begitu besar dan beraneka ragam selain dari energi fosil, potensi energi terbarukan juga tersebar di seluruh wilayah Indonesia diantaranya yaitu energi panas bumi. Potensi panas bumi di Indonesia termasuk yang terbesar di dunia dengan potensi sumber daya sebesar 28,579 MWe dari total potensi panas bumi yang dimiliki oleh Indonesia, baru sebesar 2,130 MWe atau sekitar 8% pemanfaatan energi panas bumi sebagai pembangkit tenaga listrik. Dengan potensi yang dimiliki Indonesia tersebut, pemanfaatan panas bumi bisa lebih ditingkatkan agar lebih bermanfaat. Ketergantungan terhadap energi fosil saat ini masih relatif tinggi, lebih dari 90% penggunaan energi nasional berasal dari sumber energi fosil. Energi fosil merupakan energi yang tidak terbarukan sehingga cadangannya semakin lama semakin menipis. Panas bumi sebagai sumber daya alam yang ramah lingkungan dan terbarukan merupakan salah satu sumber energi alternatif yang dapat dikembangkan untuk menghasilkan listrik dan mendukung pertumbuhan pembangunan ketenagalistrikan di Indonesia. Indonesia memiliki potensi panas bumi yang melimpah dengan 331 titik potensi yang tersebar dari Sabang sampai Merauke (ESDM,2017).

Pada umumnya fluida panas bumi yang dihasilkan mengandung 2 fasa, yaitu steam/fasa uap dan brine/fasa cair. Pada umumnya konfigurasi pembangkit listrik secara konvensional mengalirkan fasa uap yang terpisahkan dari separator menuju ke turbin uap, sementara fasa cair akan di dinginkan dan di ijeaksikan kembali kedalam sumur ijeksi, yang mana masih terdapat potensi energy panas pada fasa cair yang dapat dimanfaatkan kembali, pada penulisan ini akan memanfaatkan energy panas dari fasa cair yang telah terpisahkan dari separator untuk memanaskan fluida kerja sebagai pembangkit listrik turbin gas. Fasa uap dari fluida produksi digunakan untuk pembangkit listrik secara konvensional dengan mengalirkan uap yang telah dipisahkan pada separator menuju ke turbin uap.

Sementara itu, fasa air akan dimanfaatkan sebagai sebagai fluida pemanas pada *binary cycle* untuk menghasilkan energy listrik tambahan. *Binary cycle* adalah suatu metode yang dapat memungkinkan pemanfaatan brine, sistem *binary cycle* merupakan salah satu metode pembangkit listrik dimana yang bertindak sebagai penggerak turbin adalah uap dari fluida kerja dan bukan dari fluida sumur (brine). Brine hanya akan berfungsi sebagai pemanas fluida kerja tersebut. Fluida kerja yang dimaksud adalah senyawa kimia yang mempunyai titik didih lebih rendah dari titik didih air. Suatu lapangan dapat dilaksanakan penerapan *binary cycle* apabila temperatur, tekanan, dan laju alir massa brine masih cukup tinggi.

1.2. Rumusan Penulisan

1. Jumlah energi listrik yang dihasilkan secara konvensional
2. Fluida kerja yang digunakan untuk *binary cycle*
3. Jumlah energi listrik yang dihasilkan menggunakan metode *binary cycle*
4. Jumlah total energi listrik *hybrid flash binary*

1.3. Batasan Penulisan

Terdapat beberapa batasan masalah pada penulisan tesis ini adalah:

1. Tidak memperhitungkan kandungan silica
2. Perancangan alat tidak medetail, sehingga hanya berkenaan dengan kapasitas yang menunjang system pembangkit listrik ini
3. Perhitungan kehilangan tekanan dan temperature sepanjang pipa dianggap tidak ada belokkan dan elevasi,

1.4. Maksud Penulisan

1. Maksud dari tesis ini adalah mengetahui kelayaan pembangunan pembangkit listrik tenaga panas bumi di lapangan ADN.

1.5. Tujuan Penulisan

1. Mengetahui besarnya energy listrik yang dihasilkan dari sumur lapangan ADN secara konvensional
2. Mengetahui fluida kerja yang digunakan dalam *binary cycle*
3. Mengetahui besarnya energy listrik yang dihasilkan dari sumur lapangan ADN secara *binary cycle*
4. Mengetahui jumlah total energy listrik *hybrid flash binary*

1.6. Sistematika Penulisan

Secara garis besar, sistematika penulisan Tesis ini dibagi menjadi enam bab, yaitu :

- **BAB I Pendahuluan**

Mencakup latar belakang penelitian, rumusan masalah, asumsi dan batasan masalah, maksud dan tujuan penelitian, hipotesa, dan sistematika penulisan

- **BAB II Tinjauan Umum Lapangan ADN**

Mencakup lokasi penelitian, geologi dan stratigrafi regional lokasi penelitian, serta sejarah pemboran dan produksi lapangan yang digunakan dalam penelitian.

- **BAB III Tinjauan Pustaka**

Mencakup *review* dari penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan dengan ruang lingkup penelitian yang telah dikaji, meliputi *review* dari penelitian terdahulu terhadap analisa Geomekanika

- **BAB IV Dasar Teori dan Metodologi Penelitian**

Mencakup diagram alir penelitian dan menjelaskan teori berserta konsep dasar, proses dari penelitian.

- **BAB V Analisa Data dan Studi Kasus**

Bab ini akan menjelaskan bagaimana analisa dan pembahasan hasil yang didapatkan berdasarkan metode yang telah digunakan pada analisa ini.

- **BAB VI Hasil dan Pembahasan**

Mencakup rangkuman penjelasan dari metodologi yang diggunakan, proses pengolahan data serta hasil akhir yang diperoleh.

- **BAB VII Kesimpulan**

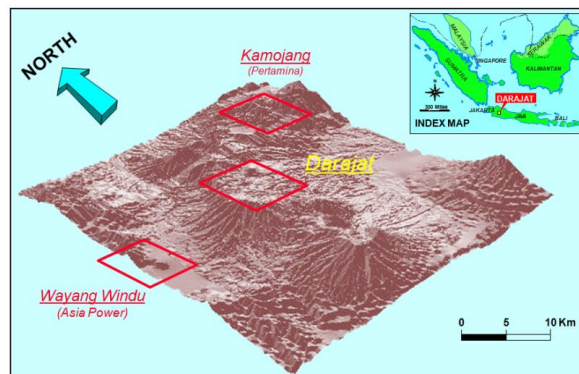
Memberikan kesimpulan hasil Analisa yang telah dilakukan, dan memberikan saran untuk melakukan pengembangan selanjutnya.

BAB II

TINJAUAN UMUM SUMUR

2.1. Letak Geografis

Lapangan ADN terletak di sepanjang sisi timur dari berbagai pusat vulkanik sepanjang hampir 30 km yang meliputi gunung berapi aktif Gunung Papandayan (terakhir meletus pada November 2002) dan Gunung Guntur (terakhir meletus pada tahun 1840). Lapangan ADN berada pada ketinggian 1750–2000 meter di atas permukaan laut, dan terletak sekitar 9 kilometer barat daya lapangan panas bumi Kamojang yang memproduksi dan 10 km timur lapangan panas bumi Wayang Windu (Gambar 2.1).



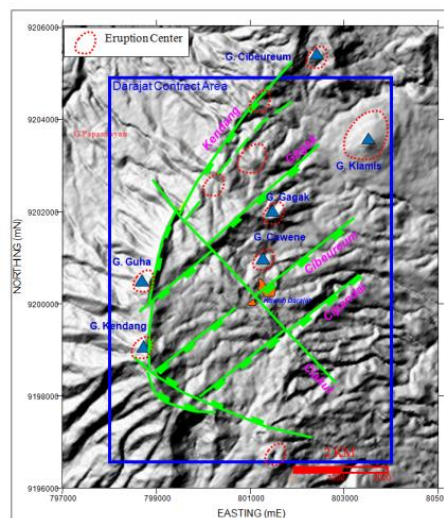
Gambar 2.1.
Letak Geografis Lapangan ADN
(Rejeki, Sri., dkk. 2010)

Lapangan ADN secara spasial berasosiasi dengan stratovolcano andesit yang tererosi, Gunung Kendang. Vulkanik yang ditemukan di bagian reservoir sebagian besar berkomposisi menengah hingga mafik, tetapi formasi yang lebih muda yang ditemukan di bagian tengah daerah terdiri dari lava andesit hornblende, riolit obsidian, dan tufa abu terkait. Struktur geologi utama, yang diidentifikasi sebagai kelurusan pada citra penginderaan jauh dan foto udara, termasuk patahan Kendang, Gagak, Cibeureum, Cipanday dan Ciakut. Struktur geologi lainnya terutama disimpulkan dari keselarasan peristiwa MEQ dan

distribusi masuk. Tren struktur terutama di arah NE-SW dan NW-SE (Gambar 2.2.).

2.2. Struktur Geologi

Model geologi dibangun dengan menggabungkan informasi litologi dari data permukaan dan sumur bersama dengan interpretasi data resistivitas dan gravitasi. Model geologi awalnya dikembangkan untuk mendukung penilaian Unit 2. Model tersebut telah diperbarui dengan mengintegrasikan informasi baru yang diperoleh dari kampanye pengeboran 2007-2008, data MT 2004, gempa mikro, geokimia dan data kinerja reservoir. Studi terpadu ini digunakan sebagai dasar dalam mengembangkan model geologi 3D yang diperbarui, termasuk penyempurnaan stratigrafi reservoir, sifat petrofisika dan batas reservoir.



Gambar 2.2.
Struktur Geologi Lapangan ADN
(Rejeki, Sri., dkk. 2010)

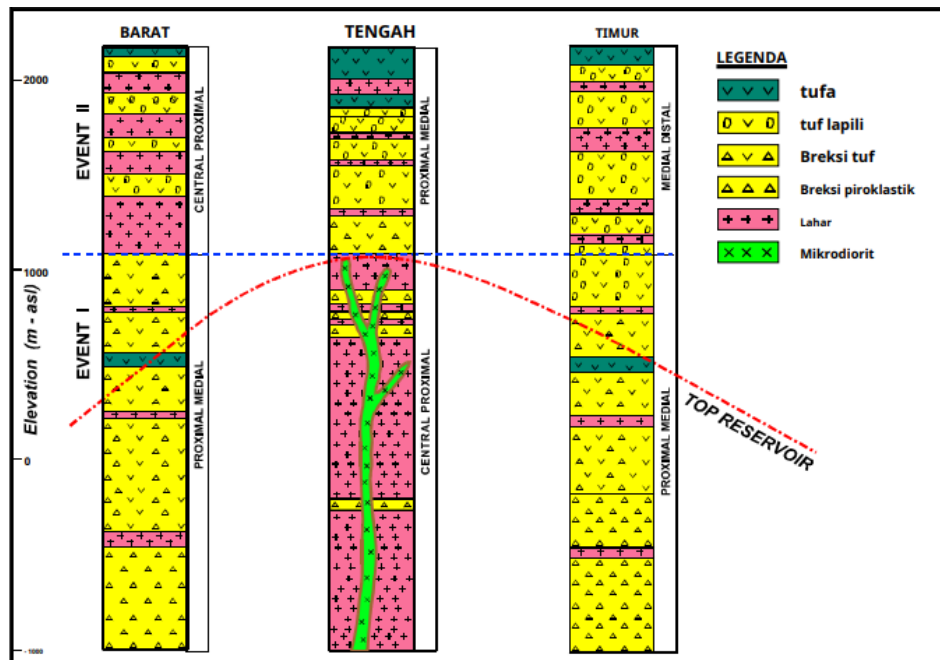
Studi fasies vulkanik permukaan dan bawah permukaan menunjukkan bahwa Lapangan ADN merupakan bagian dari stratovolcano andesit tua yang telah runtuh ke timur dan ditindih oleh material vulkanik yang diendapkan dari letusan yang lebih muda. Fasies litologi telah diklasifikasikan menurut model fasies vulkanik yang disajikan oleh Bogie dan McKenzie (1998). Distribusi jenis batuan menunjukkan bahwa lapangan ADN dilatarbelakangi oleh tumpang tindih produk vulkanik yang berasal dari beberapa sumber vulkanik. Tiga belas unit

vulkanik yang berbeda telah diidentifikasi berdasarkan komposisi litotipe yang sama. Di bagian reservoir yang lebih rendah, lava tebal dan intrusi dari magma tholeiitik hingga kalk alkali mendominasi bagian tengah lapangan. Ini mewakili fasies pusat dari stratovolcano basaltik-andesit. Piroklastik tebal mendominasi margin reservoir, mewakili fasies proksimal-medial. Reservoir terdiri dari dua sekuen utama ini (Gambar 2.3.). Sekuen tersebut ditumbuhi oleh interbedded lava piroklastik dan andesit, dengan aliran lava yang lebih tebal di bagian barat dibandingkan bagian tengah dan timur. Urutan ini mungkin berasal dari sumber vulkanik yang berbeda (Peristiwa II) (Gambar 2.3.).

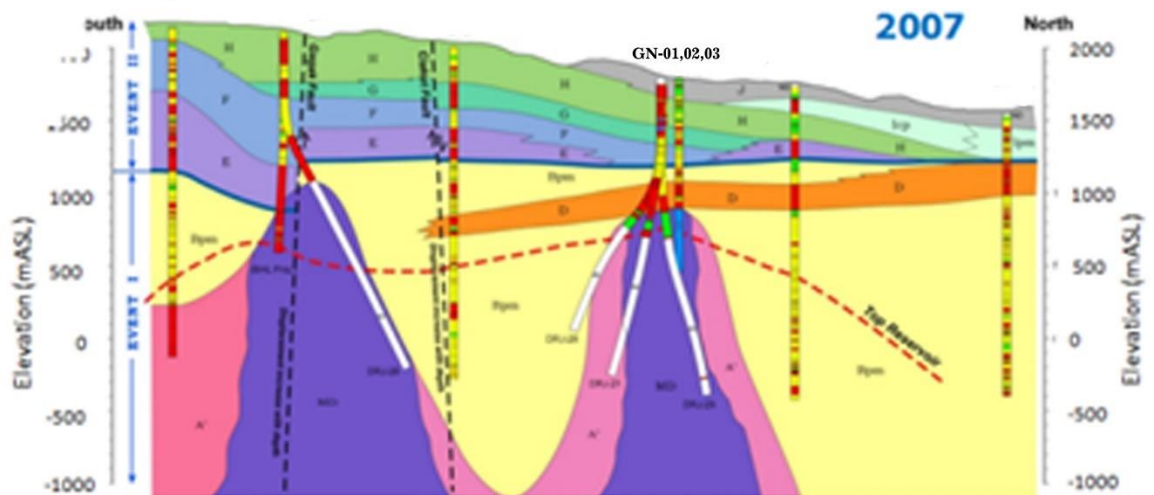
2.3. Stratigrafi

Litologi dominan dalam reservoir diidentifikasi sebagai Fasies A, yang mewakili kompleks tebal yang terdiri dari:

lava dan batuan intrusi. Fasies A didominasi oleh batuan piroklastik dengan lava subordinat. Distribusi permeabilitas dan porositas sangat dikendalikan oleh litologi, dan dengan demikian pemetaan distribusi lava/kompleks intrusi merupakan aspek penting dari model geologi. Tujuh sumur baru yang dibor pada tahun 2007-2008 memberikan informasi litologi penting di bagian barat daya dan barat laut lapangan mengenai luasan lava/kompleks intrusi. Seperti yang ditunjukkan pada (Gambar 4).



Gambar 2.3.
Lithology di Lapangan ADN
 (Rejeki, Sri., dkk. 2010)



Gambar 2.4.
Distribusi Panas Pada Lapangan ADN
 (Rejeki, Sri., dkk. 2010)

Untuk lebih mendefinisikan dimensi Fasies A, data sumur baru diintegrasikan dengan interpretasi gravitasi baru. Data gravitasi menunjukkan

tinggi gravitasi yang berarah N-NE. Bidang produksi terletak di sepanjang puncak gravitasi tinggi ini.

2.4. Data Sumur

1. Nama Sumur : GN-01
 Tekanan kepala sumur : 1118 kPa
 Temperatur kepala sumur : 185 °C
 Laju alir kepala sumur : 10,8 kg/s
 : 38880 kg/jam
 Fasa uap : 75 %
 Fasa liquid : 25 %

2. Nama Sumur : GN-02
 Tekanan kepala sumur : 1195 kPa
 Temperatur kepala sumur : 188 °C
 Laju alir kepala sumur : 10 kg/s
 : 36000 kg/jam
 Fasa uap : 60 %
 Fasa liquid : 40 %

3. Nama Sumur : GN-03
 Tekanan kepala sumur : 1195 kPa
 Temperatur kepala sumur : 188 °C
 Laju alir kepala sumur : 6,8 kg/s
 : 24880 kg/jam
 Fasa uap : 55 %
 Fasa liquid : 45 %

BAB III

STUDI PUSTAKA (*LITERATURE REVIEW*)

Energi panas bumi (*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 Dieng mulai dikembangkan pada tahun 1990 (KESDM, 2017). Indonesia masuk dalam tiga besar negara yang memproduksi listrik dengan energi panas bumi (Bertani, 2011). Untuk mengkonversikan energi panas bumi menjadi energi listrik bukanlah hal yang mudah dan murah untuk dilakukan, sehingga diperlukan cara yang efisien untuk dapat memanfaatkan energy yang tersedia. Saat ini, terdapat tiga jenis pembangkit listrik tenaga panas bumi yaitu flash steam, dry steam, dan binary ORC (*Organic Rankine Cycle*) (Dipippo, 2007). Fluida panas bumi yang digunakan untuk pembangkit listrik *system single flash steam* memerlukan temperature diatas 182oC (Assad, 2013). 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 (Caceres, 2017). Saat ini, pembangkit biner adalah jenis pembangkit listrik jenis panas bumi yang paling banyak digunakan deengan 203 unit yang beroperasi pada desember 2004, menghasilkan 1245 MW di 15 negara. Mereka mendirikan lebih dari 35% unit geothermal, namun hanya menyumbang 10.4% dari total daya yang dihasilkan. Jadi, rata-rata unit hanya menyumbang 6 MW, namun untuk desain lanjutan dapat menyumbang daya sebesar 15-22 MW (Dipippo, 2012). Contohnya, perencanaan fluida kerja n-butana dengan temperature kepala sumur sebesar 120oC dapat menghasilkan energi listrik sebesar 141 kW (Teguh, 2012). Contoh lainnya, digunakan n-pentana untuk melakukan simulasi pada temperature sumur sekitar 165 C dan tekanan 8.001 bar menghasilkan elektrik power sebesar

1173 kW (Nurhilal, 2015). Selain itu, unit 5 yang berada di lapangan geothermal Miravalles dengan mendisain ulang rate pada fluida pemanasnya memberikan kenaikan efisiensi termal sebesar 13% (Moya, 2006). *Binary plant* dengan *dry cooling system* untuk sumur dengan temperatur yang rendah dengan dominasi air cocok digunakan karena tidak memerlukan air tambahan. Sehingga, polutan dan efek rumah kaca hamper tidak terjadi (Franco, 2009).

Prinsip kerja dari binary cycle adalah brine dari sumur produksi akan dialirkan kesalah 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. Pada proses ini diperlukan heat exchanger dengan efisiensi yang bagus agar tidak terjadi pembuangan termal yang terlalu besar (Mota, 2015). 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 (Frick et.al, 2015). Dalam kenyataannya perencanaan binary cycle tidak selalu dilakukan sama seperti perencanaannya karena perlu mempertimbangkan kareakteristik dan perilaku desain peralatan pabriknya (Frick et.al, 2010).

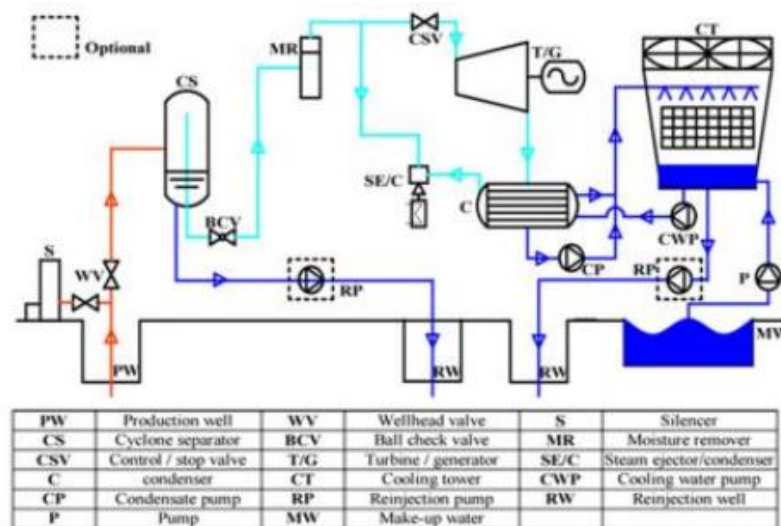
Binary cycle adalah sebuah proses termodinamika dimana sumber utamanya adalah fluida panas yang digunakan untuk memanaskan fluida kerja melalui heat exchanger (Dippippo, 2012). Umumnya, lapangan bertemperatur tinggi dieksploitasi untuk menghasilkan listrik, menggunakan teknologi dry steam dan flash steam.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

BAB IV

DASAR TEORI DAN METODOLOGI PENELITIAN

Pembangkit Listrik Tenaga Panas Bumi (PLTP) pada prinsipnya sama seperti Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU). Hanya pada PLTU, uap dibuat di permukaan menggunakan boiler, sedangkan pada PLTP uap berasal dari bawah permukaan bumi, yaitu dari reservoir panas bumi yang diproduksi melalui sejumlah sumur yang dibor hingga kedalaman 2-3 km di bawah permukaan bumi. Apabila fluida di kepala sumur berupa fasa uap, uap tersebut dapat dialirkan langsung ke turbin, dan kemudian turbin akan mengubah energi panas bumi menjadi energi gerak yang akan memutar generator sehingga menghasilkan energi listrik. Apabila fluida panas bumi keluar dari kepala sumur berupa campuran fluida dua fasa (fasa uap dan fasa cair), terlebih dahulu dilakukan proses pemisahan pada fluida. Hal ini dimungkinkan dengan melewati fluida ke dalam separator sehingga fasa uap akan terpisah dengan fasa cair.



Gambar 4.1.
Skema Pembangkitan Separated Geothermal Steam
(Moon and Zarrouk, 2012)

Fraksi uap yang dihasilkan dari separator inilah yang kemudian dialirkan ke turbin. Apabila fluida panas bumi keluar dari kepala sumur sebagai campuran

fluida dua fasa (fasa uap dan fasa cair), maka terlebih dahulu dilakukan proses pemisahan pada fluida. Hal ini dimungkinkan dengan melewati fluida ke dalam separator sehingga fasa uap akan terpisahkan dari fasa cairnya. Fraksi uap yang dihasilkan dari separator inilah yang kemudian dialirkan ke turbin. Karena uap yang digunakan adalah hasil pemisahan, maka system konversi energi ini dinamakan siklus uap hasil pemisahan.

Proses pembangkitan listrik seperti pada Gambar 4.2. memperlihatkan dari lapangan panas bumi yang menghasilkan fluida dua fasa, yaitu campuran uap dan air beserta fasilitas permukaannya. Fluida dari sumur dipisahkan menjadi fasa uap dan air di dalam separator kemudian uapnya dialirkan ke turbin. Uap dari turbin setelah dimanfaatkan untuk menghasilkan listrik kemudian dialirkan ke menara pendingin atau *cooling tower*. Kondensat dari *cooling tower* selanjutnya ada yang diinjeksikan kembali ke bawah permukaan melalui sumur injeksi kondensat (*condensate injection wells*) dan ada pula yang dipompakan kembali ke kondensor untuk meng-kondensasikan uap yang keluar dari turbin.

4.1. Analisa Kehilangan Tekanan dan Temperatur

Agar dapat mengoptimalkan kualitas brine yang keluar dari separator, maka diperlukan adanya analisa mengenai kehilangan temperatur dan tekanan pada pipa dan valve. Perhitungan tersebut 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. Sedangkan kehilangan tekanan pada valve dihitung menggunakan persamaan E.S.D.U. (Saptadji, 2001):

$$\Delta PTP = \phi_2 \times \Delta PLO \dots\dots\dots(4-1)$$

Dimana ϕ_2 adalah faktor pengali dua fasa dan ΔPLO adalah kehilangan tekanan satu fasa untuk fasa cair yang mengalir pada laju alir massa yang sama dengan laju alir massa pada campuran dua fasanya. ΔPLO dapat dihitung menggunakan persamaan berikut (Saptadji, 2001):

$$\Delta P_{LO} = \frac{G_1^2 \times C_k}{2\rho_L}$$

Dengan anggapan bahwa valve yang digunakan bertipe gate dan berdiameter 25.4 mm, maka harga C_k sebesar 0.8 dan $\phi 2$ dapat dihitung menggunakan persamaan (Saptadji, 2001):

$$\phi_{LO}^2 = \left[1 + x \left\{ \frac{\rho_L}{\rho_G} \right\}^{1/6} - 1 \right] \times \left[1 + x \left\{ \frac{\rho_L}{\rho_G} \right\}^{5/6} - 1 \right]$$

Dimana:

ρ_L = Densitas cairan (kg/m³)

ρ_G = Densitas uap (kg/m³)

G = Flux massa (kg/s.m²)

ΔP_{LO} = Kehilangan tekanan (N/m² atau Pa)

C_k = koefisien *valve*

Sebelum menghitung besarnya kehilangan tekanan dan temperatur pipa dua fasa, maka diperlukan untuk menentukan besarnya diameter pipa yang akan digunakan. Untuk menentukan besarnya diameter yang digunakan, dapat dilakukan dengan mengasumsikan diameter pipa sementara untuk mendapatkan kecepatan brine yang sesuai. Untuk aliran dua fasa, kecepatan aliran yang ideal adalah 20-30 m/s (Nugroho, 2019). Sedangkan, untuk aliran satu fasa, maksimum kecepatan aliran untuk air sebesar 3 m/s, agar mencegah erosi pada pipa (IPS, 1996). Kecepatan fluida didalam pipa dan tubing lainnya yang direkomendasikan dapat dilihat pada Tabel III-1.

Tabel IV-1. Kecepatan Aliran Fluida yang Direkomendasikan
(Ludwig, E. E., 1999)

Suggested Fluid Velocities in Pipe and Tubing (Liquids, Gases, and Vapors at Low Pressures to 50 psig and 50°F–100°F)					
The velocities are suggestive only and are to be used to approximate line size as a starting point for pressure drop calculations.			The final line size should be such as to give an economical balance between pressure drop and reasonable velocity.		
Fluid	Suggested Trial Velocity	Pipe Material	Fluid	Suggested Trial Velocity	Pipe Material
Acetylene (Observe pressure limitations)	4000 fpm	Steel	Sodium Hydroxide 0–30 Percent	6 fps	Steel
Air, 0 to 30 psig	4000 fpm	Steel	30–50 Percent	5 fps	Steel and Nickel
Ammonia			50–73 Percent	4	
Liquid	6 fps	Steel	Sodium Chloride Sol'n.		
Gas	6000 fpm	Steel	No Solids	5 fps	Steel
Benzene	6 fps	Steel	With Solids	(6 Min.–15 Max.)	Monel or nickel
Bromine				7.5 fps	
Liquid	4 fps	Glass	Perchloroethylene	6 fps	Steel
Gas	2000 fpm	Glass	Steam		
Calcium Chloride	4 fps	Steel	0–30 psi Saturated*	4000–6000 fpm	Steel
Carbon Tetrachloride	6 fps	Steel	30–150 psi Saturated or superheated*		
Chlorine (Dry)			150 psi up superheated	6000–10000 fpm	
Liquid	5 fps	Steel, Sch. 80	*Short lines	6500–15000 fpm	
Gas	2000–5000 fpm	Steel, Sch. 80		15,000 fpm (max.)	
Chloroform			Sulfuric Acid 88–93 Percent	4 fps	S. S.–316, Lead
Liquid	6 fps	Copper & Steel	93–100 Percent	4 fps	Cast Iron & Steel, Sch. 80
Gas	2000 fpm	Copper & Steel			
Ethylene Gas	6000 fpm	Steel	Sulfur Dioxide	4000 fpm	Steel
Ethylene Dibromide	4 fps	Glass	Styrene	6 fps	Steel
Ethylene Dichloride	6 fps	Steel	Trichloroethylene	6 fps	Steel
Ethylene Glycol	6 fps	Steel	Vinyl Chloride	6 fps	Steel
Hydrogen	4000 fpm	Steel	Vinylidene Chloride	6 fps	Steel
Hydrochloric Acid			Water		
Liquid	5 fps	Rubber Lined	Average service	3–8 (avg. 6) fps	Steel
Gas	4000 fpm	R. L., Saran, Havg	Boiler feed	4–12 fps	Steel
Methyl Chloride			Pump suction lines	1–5 fps	Steel
Liquid	6 fps	Steel	Maximum economical (usual)	7–10 fps	Steel
Gas	4000 fpm	Steel	Sea and brackish water, lined pipe	5–8 fps } 3 (Min.)	R. L., concrete, asphalt-line, saran-lined, transite
Natural Gas	6000 fpm	Steel	Concrete	5–12 fps }	
Oils, lubricating	6 fps	Steel			
Oxygen (ambient temp.)	1800 fpm Max.	Steel (300 psig Max.)			
(Low temp.)	4000 fpm	Type 304 SS			
Propylene Glycol	5 fps	Steel			

Note: R. L. = Rubber-lined steel.

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):

$$V_m = x \times V_v + (1 - x) \times V_l \quad \dots\dots\dots$$

2. Menentukan D_i (diameter dalam) sementara. Kecepatan aliran dalam pipa tergantung pada ukuran diameter pipa, laju alir massa, tekanan, dan

karakteristik fluida. Untuk menghitung kecepatan, dapat digunakan persamaan berikut (Menon, 2005):

$$V = \frac{\text{mass flow}}{\text{area} \times \text{density}}$$

Karena area aliran dalam pipa adalah lingkaran, maka persamaannya menjadi:

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

Untuk mencari Di sementara, maka persamaannya diubah menjadi:

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

Keterangan:

V = Velocity (m/s)

m = Massa fluida (kg/s)

Vm = Volume spesifik campuran (m³/kg)

Di = Diameter dalam (m)

3. Menentukan dimensi atau schedule pipa berdasarkan Di sementara yang telah dihitung. Berdasarkan ASME B36.10M, pipa jenis XS (Xtra Strong) cocok digunakan untuk pembangkit panas bumi karena dapat digunakan pada kondisi temperatur dan tekanan tinggi.
4. Menghitung tebal minimum kemudian divalidasi dengan schedule pipa yang telah didapat. Menurut ASME 31.1, ketebalan dinding minimum yang diperlukan untuk tekanan desain dan suhu tidak boleh melebihi tegangan yang diperbolehkan dari bahan yang digunakan. Tebal minimum dapat dihitung menggunakan (ASME, 2018):

$$t_m = \frac{P \times Do}{2 ((Sh \times E \times W) + (P \times Y))}$$

Keterangan:

t_m = Ketebalan pipa yang diperlukan P = Tekanan (psig)

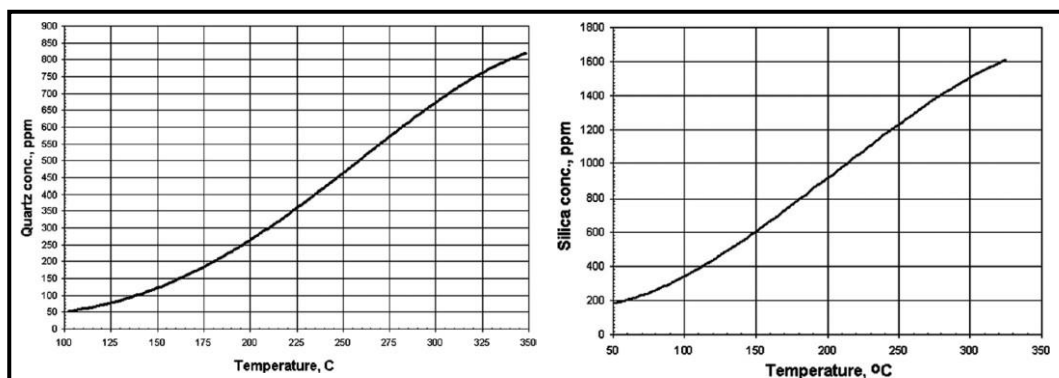
Do = Diameter luar pipa (m)

S_h	= tegangan material yang diizinkan pada suhu desain (psi)
W	= Faktor berkurangnya kekuatan sambungan las
E	= Faktor pengelasan
Y	= Koefisien untuk pipa $T < 482^\circ\text{C}$ menggunakan 0.4

5. Menghitung kecepatan aliran fluida dalam pipa menggunakan persamaan (3-6)

Analisa Silica Scaling Index (SSI)

Hampir semua mineral mempunyai kelarutan yang tinggi di dalam air karena temperatur air meningkat. Sebaliknya, ketika temperatur air menurun, mineral yang terlarut menjadi kurang terlarut dan mengendap di larutan. Pengendapan kalsium karbonat dapat menjadi masalah di sumur produksi panas bumi. Salah satu mineral yang selalu ditemui dalam fluida panas bumi adalah silika, SiO_2 . Silika memiliki banyak bentuk struktur, dari amorphous hingga kristalin tinggi, seperti quartz. Masing-masing bentuknya punya sifat kelarutannya sendiri dan semuanya menunjukkan peningkatan kelarutan karena adanya peningkatan temperatur, seperti yang terlihat pada **Gambar 3.2**.



Gambar 4.2.
Kelarutan Quartz (kiri) dan Silika Amorphous (kanan)
Terhadap Fungsi Temperatur di Air Murni
(DiPippo, 2012)

Kelarutan silika tidak hanya berupa fungsi terhadap temperatur fluida, tetapi juga terhadap salinitas dan pH. Secara kualitatif, untuk temperatur dan pH tertentu, semakin besar salinitasnya (contohnya molalitas tinggi), maka semakin rendah kelarutannya untuk quartz dan silika amorphous dalam larutan. Kinetika pengendapan berperan penting dalam potensi pengendapan scaling di pembangkit panas bumi. Jika pengendapan bisa diperlambat, maka memungkinkan untuk menggunakan fluida dan menghentikannya sebelum scaling terjadi. Jika pengendapan bisa dipercepat, memungkinkan untuk memaksa fluida melepaskan mineral penyebab scaling dan mengontrolnya sebelum masuk ke pembangkit, sehingga dapat membersihkan fluida tanpa perlu khawatir terjadi pengendapan lebih jauh. Terdapat lima parameter yang mempengaruhi laju pengendapan silika, antara lain (Ellis, A.J and W.A.J. Mahon, 1977):

1. Derajat inisial supersaturasi (contohnya konsentrasi actual SiO₂).
2. Temperatur
3. Salinitas atau molalitas larutan
4. pH larutan
5. Keberadaan atau ketidakberadaan material koloid atau partikel yang mengandung silika.

Pada power plant, pengendapan silika sangat mungkin terjadi. Dapat dihitung dengan memperkirakan konsentrasi quartz berdasarkan temperatur reservoir menggunakan persamaan (DiPippo, 2012):

$$Qc(t) = 41.598 + 0.23932t_{res} - 0.011172t_{res}^2 + 1.1713 \times 10^{-4}t_{res}^3 - 1.9708 \times 10^{-7}t_{res}^4 \dots\dots\dots(3-9)$$

Dimana, temperatur t dalam oC dan konsentrasi quartz Q dalam mg/kg atau ppm. Pada separator, dengan mengasumsikan sisa silika dalam fasa liquid, konsentrasi silika di brine akan meningkat berdasarkan:

$$SI = \frac{Qc(t)}{1-x}$$

Dimana, T adalah temperatur reservoir dalam oC dan x adalah kualitas dari fluida panas bumi di separator. Untuk kelarutan silika amorphous dapat digunakan korelasi Fournier dan Marshall, sebagai berikut:

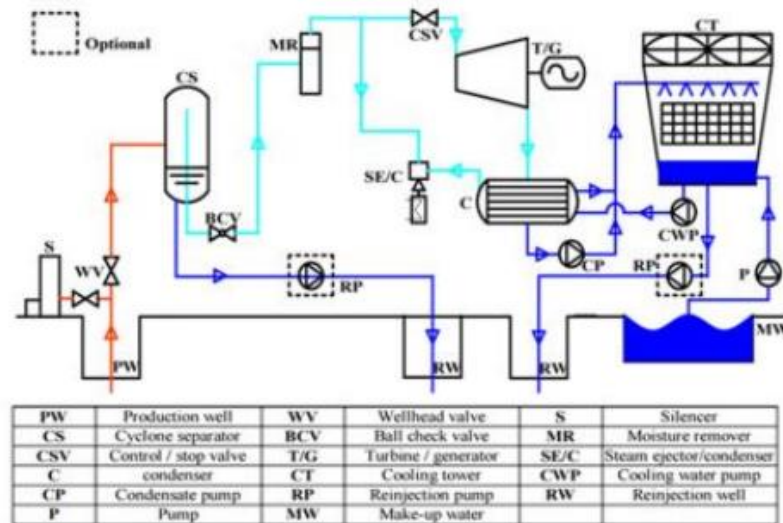
$$\log_{10}s = -6.116 + 0.01625T - 1.758 \times 10^{-5}T^2 + 5.257 \times 10^{-9}T^3 \dots\dots\dots$$

Dimana T adalah outlet temperatur brine dalam Kelvin dan s adalah kelarutan silika dan harus dikali oleh 58400 untuk merubahnya menjadi ppm. SSI adalah perbandingan konsentrasi silika di brine dan kelarutan silika, jika $SSI > 1$, yang brine terpisahkan dalam kondisi supersaturated terhadap silika amorphous (scaling silika terbentuk). Untuk binary cycle power plant, digunakan persamaan berikut:

$$SSI = \frac{S_I}{s}$$

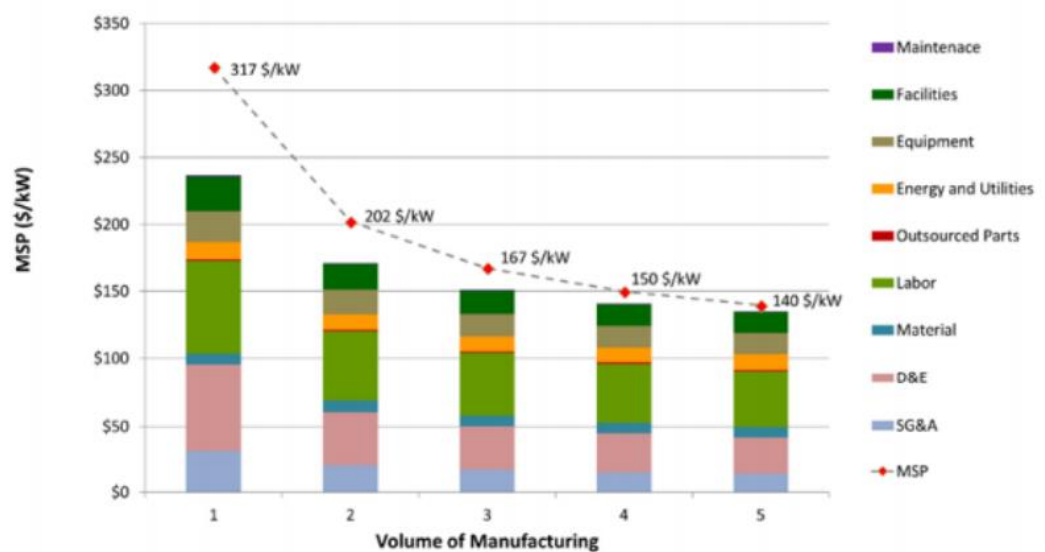
4.2. *Single Flash Steam*

Siklus *single flash* steam memiliki kemiripan dengan siklus separated steam cycle. Perbedaan pada system ini adalah fluida di kepala sumur dalam kondisi air jenuh (saturated liquid) sehingga digunakanlah flasher agar fluida dalam kondisi air jenuh menguap pada tekanan yang lebih rendah di flasher. Banyaknya uap yang dihasilkan bergantung pada tekanan flasher. Semakin rendah tekanan flasher, maka fraksi uap akan semakin tinggi. Fraksi uap yang dihasilkan kemudian dialirkan ke turbin, sedangkan brine dialirkan ke sumur injeksi. Skema diagram pembangkitan single flash plant dapat dilihat pada **Gambar 4. 3**.



Gambar 4.3.
Konfigurasi Pembangkitan Tipe Single Flash Steam
 (Moon and Zarrouk, 2012)

Estimasi harga steam turbine untuk kapasitas pembangkit 20 MW akan semakin ekonomis apabila jumlah unit yang dipesan lebih banyak. Harga per 1 kW untuk 1-unit steam turbine 20 MW adalah USD 317/kW. Sedangkan untuk harga untuk 2-unit steam turbine 20 MW (2x20 MW) sebesar USD 202/kW (NREL, 2018).



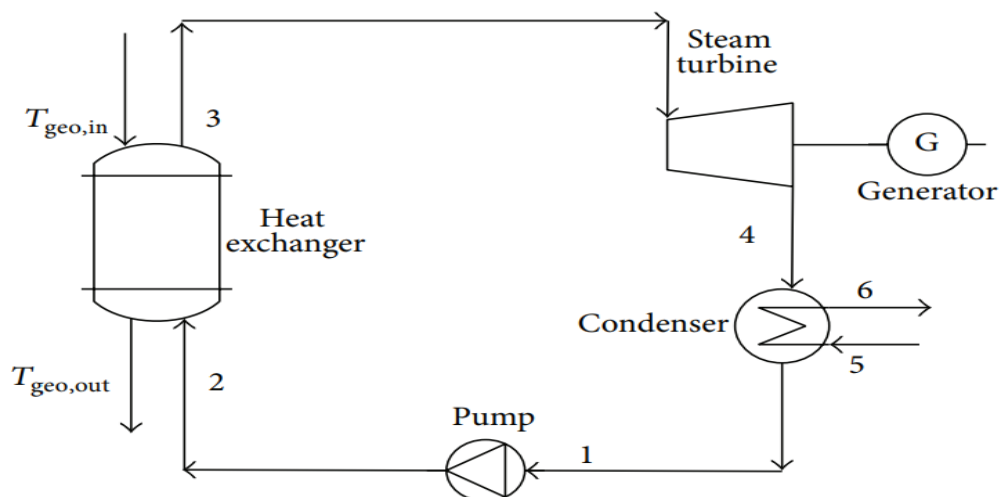
Gambar 4.4.
Hasil Perhitungan Biaya Steam Turbin Kapasitas 20 MW

(NREL, 2018)

Investasi modal hulu dibagi menjadi dua investasi modal tangible dan intangible. Danar (2010) mengasumsikan bahwa modal investasi tidak berwujud adalah 30% dari biaya sumur, tanah, akses jalan, dan pekerjaan lapangan sedangkan sisanya adalah modal investasi berwujud. Modal investasi hilir terdiri dari: 1. Biaya Rekayasa Detail Pembangkit Listrik, 2. Biaya Pengadaan / Konstruksi Pembangkit Listrik, 3. Biaya Komisioning

4.3. Binary Cycle

Binary cycle adalah sebuah proses termodinamika dimana sumber utamanya adalah fluida panas yang digunakan untuk memanaskan fluida kerja melalui *heat exchanger* (DiPippo, 2007). *Binary cycle* adalah pembangkit tenaga listrik sistem tertutup yang sesuai untuk lapangan panas bumi yang bertemperatur rendah hingga sedang. Dalam *binary cycle*, fluida produksi tidak digunakan untuk menggerakkan turbin, melainkan menggunakan fluida organik yang memiliki temperatur didih di bawah temperatur kritis air yang dipanaskan dengan fluida pemanas menggunakan *heat exchanger* sehingga fluida kerja akan menguap dan digunakan untuk menggerakkan turbin. Berikut ini merupakan skema proses yang terjadi pada *binary cycle*.



Gambar 4.5.
Skema Binary Cycle
(Ahmet, Mustafa, & Tugrul, 2014)

Binary cycle pada panas bumi terdiri atas dua siklus, yaitu siklus primer yang terdiri dari fluida panas bumi, dan siklus sekunder dimana fluida kerja organik bersirkulasi. Pengembangan dari jenis *binary cycle* adalah dengan menggunakan *heat exchanger*. Fungsi dari alat ini adalah untuk meningkatkan temperatur fluida kerja ketika akan memasuki turbin. Selain itu, fluida kerja yang keluar dari *heat exchanger* akan memiliki temperatur yang lebih tinggi dibandingkan *brine* yang keluar dari sumur produksi. *Brine* dari sumur produksi dialirkan menuju *heat exchanger* dan digunakan sebagai pemanas untuk menguapkan fluida kerja organik dan keluar menuju sumur injeksi. Pada saat yang bersamaan, fluida kerja organik memasuki *heat exchanger* dan fasenya berubah akibat terjadinya pertukaran panas antara fluida kerja dan *brine*.

Fluida kerja yang keluar dari turbin mengalami penurunan tekanan namun masih memiliki temperatur yang cukup tinggi dan dialirkan ke kondensor sehingga berubah fase menjadi fluida cair. Selanjutnya fluida kerja cair dialirkan menggunakan pompa menuju *heat exchanger*. Fluida kerja pada bagian ini akan bertukar panas dengan fluida pemanas yang keluar dari separator. Pada titik ini fluida kerja telah mengalami peningkatan temperatur dan tekanan yang selanjutnya diuapkan kembali menuju turbin.

Dasar-dasar perhitungan dalam perencanaan *binary cycle* adalah menentukan fluida kerja, menganalisis siklus termodinamika fluida kerja, menentukan laju alir massa fluida kerja, laju alir massa *cooling water*, menghitung luas permukaan *plate* untuk *heat exchanger* dan kondensor, menghitung spesifik kerja pompa, dan menentukan besarnya energi yang dihasilkan serta menghitung efisiensi termal siklus. Data-data yang diperlukan dalam menganalisis penerapan *binary cycle* pada lapangan panasbumi, data yang diperlukan, yaitu:

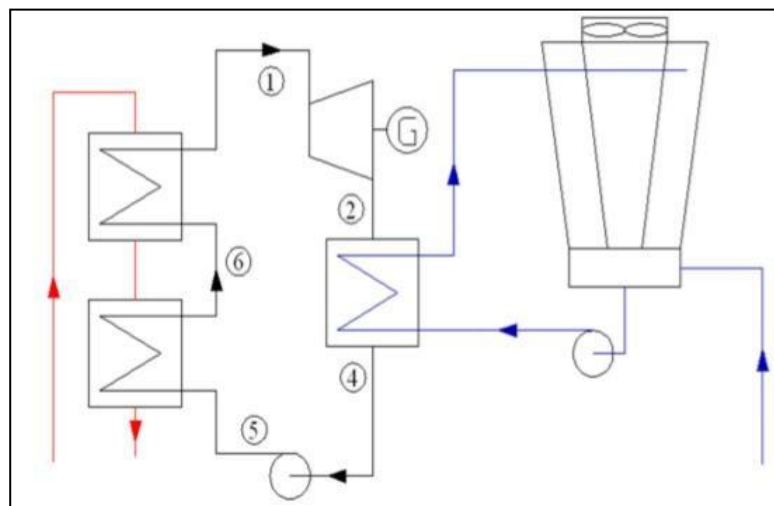
1. Tekanan *brine* keluaran separator
2. Temperatur *brine* keluaran separator
3. Massa alir *brine* keluaran separator

4.3.1. Jenis *Binary Cycle*

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

4.3.1.1. *Organic Rankine Cycle (ORC)*

Organic rankine cycle merupakan sistem *binary cycle* dengan 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 4.2.** berikut ini:



Gambar 4.6.
Skema *Organic Rankine Cycle*
(Dipippo, 2008)

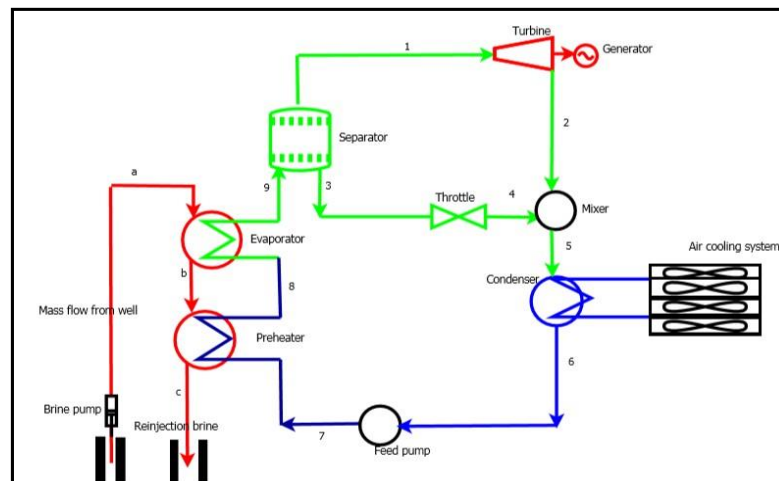
Dari skema proses *Organic Rankine Cycle*, dapat dilihat fluida kerja menerima panas dari *heat exchanger* (5-6) dan akhirnya menguap setelah dipanaskan (6-1) sebelum memasuki turbin dan generator untuk menghasilkan energi listrik. Setelah panas dari fluida kerja meningkat, sehingga terjadi di antara 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.

Siklus binary cycle mengasumsikan tekanan dari *outlet feed pump* hingga *inlet* turbin memiliki nilai sama dan tekanan dari *outlet* turbin hingga *inlet feed pump* memiliki nilai yang sama. Sedangkan *temperature* dari *outlet heat exchanger* hingga *inlet* turbin memiliki nilai yang sama, *temperature outlet* turbin hingga *inlet* kondensor memiliki nilai yang sama, dan *temperature* dari *outlet* kondensor = hingga *inlet heat exchanger* memiliki nilai yang sama.

4.3.1.2. Kalina Cycle

Kalina cycle merupakan sistem *binary cycle* dengan 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, maksud dari penggunaan air dan ammonia yaitu percampuran tersebut dipercaya dapat memiliki temperatur yang mirip dengan fluida panasbumi. Proses yang terjadi pada *kalina cycle* dapat dilihat pada **Gambar 4.3.** di bawah ini



Gambar 4.7.
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 yang mengalami ekspansi isentropik dan 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 *condenser* dan 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

4.3.2. 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:

$$P_{IBHE} = P_{separator} - \Delta P_{separator - HE}$$

$$T_{IBHE} = T_{separator} - \Delta T_{separator - HE}$$

Keterangan :

$$P_{IBHE} = \text{Tekanan brine pada inlet } heat\ exchanger$$

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 outlet *heat exchanger* dengan persamaan:

$$\Delta P_{HE} = P_{\text{inlet HE}} - P_{\text{outlet HE}}$$

$$\Delta T_{HE} = T_{\text{inlet HE}} - T_{\text{outlet HE}}$$

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 kedalam *heat exchanger*, sehingga peneliti dapat menentukan fluida kerja yang memiliki temperature kritis dibawah temperature fluida pemanas.

4.3.3. 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. 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

Tekanan kondensasi pada titik kondensasi awal dalam kondenser harus seminimal mungkin untuk meminimalisir harga kondenser per unit permukaan transfer panas, akan tetapi harus lebih besar dari pada tekanan atmosfer. Fluida dengan tekanan kondensasi kurang dari tekanan atmosfer akan beroperasi pada kondisi vakum sehingga menyebabkan kemungkinan terjadinya kebocoran udara masuk ke dalam sistem. Oleh karena itu fluida dengan tekanan kondensasi di bawah 1 bar abs, akan dieliminasi dari pemilihan fluida kerja.

c. Temperatur Kritis

Semua fluida yang mempunyai temperatur kritis kurang dari temperatur kondensasi terendah 37°C (dengan asumsi depresi temperatur 27°C dan selisih temperature yang dapat diserap 10°C) akan dieliminasi dari pemilihan fluida kerja. Selain itu, fluida yang selalu berada pada kondisi fase uap superheated akan dieliminasi karena fluida ini akan relatif memerlukan pompa dengan daya tinggi.

d. Berat Molekul

Berat molekul fluida akan mempengaruhi desain turbin. Hasil eksperimen oleh para ahli turbin menunjukkan bahwa untuk menghasilkan power output yang sama, meningkatnya berat molekul akan meningkatkan mass flowrate (laju alir) yang diperlukan, menurunkan tip speed turbin dan menurunkan kecepatan suara di dalam fluida.

e. Bentuk Kurva Uap Jenuh

Untuk menghindari superheat yang berlebihan dalam kondenser dan kondensasi pada saat keluar turbin, uap jenuh fluida kerja harus berada hampir vertikal pada diagram suhu-entropi. Superheat tidak diinginkan karena koefisien

transfer panas pada daerah superheat lebih kecil dari pada daerah penguapan dan kondensasi. Kondisi fluida kerja pada saat keluar dari turbin ditentukan oleh kemiringan kurva uap jenuh pada diagram T-s (temperatur – entropi). Fluida yang mempunyai kurva vertikal pada uap jenuhnya cenderung akan mempunyai efisiensi tinggi. Fluida yang berada pada kondisi campuran cair dan uap (yaitu berada di sebelah kiri kurva uap jenuh) akan menyebabkan masalah korosi, sedangkan uap superheated (yaitu berada di sebelah kanan kurva uap jenuh) akan menyebabkan naiknya heat rejection di dalam kondenser.

f. Stabilitas Termal

Stabilitas termokimia diindikasikan 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.

Dalam hal temperatur kritis, fluida kerja yang digunakan harus memiliki temperatur kritis di bawah temperatur kritis air. Dalam memilih fluida kerja yang tepat, dapat dilihat pada **Tabel IV-1** berikut ini.

Tabel IV-2
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	-

Berdasarkan dari kriteria – kriteria tersebut, telah banyak fluida kerja yang telah diuji. Dan hasilnya, fluida tersebut dapat dikelompokkan menjadi 4 grup: Karbondioksida, Amonia, Halokarbon, dan Hidrokarbon (Zeyghami, 2015). Dalam proses *screening* awal, penggunaan Karbondioksida dan Ammonia diabaikan, karena:

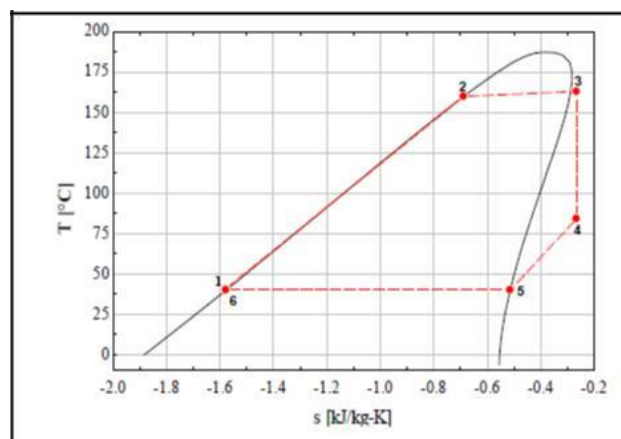
- Walaupun secara termal stabil, namun Ammonia beracun dan mudah terbakar.
- Temperatur kritis dari Karbondioksida sangat rendah (31°C)
 Penggunaan hidrokarbon sebagai fluida kerja lebih menguntungkan daripada halokarbon. Keuntungannya yaitu:
 - Dibandingkan hidrokarbon, sifat termodinamika halokarbon 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.

Pada studi ini, fluida kerja yang digunakan yaitu *Propane*. Hal ini dikarenakan *Propane* mempunyai temperatur kritis dan tekanan kritis yang tinggi (di atas tekanan dan temperatur *brine*) sehingga masih aman untuk digunakan. Selain itu, *Propane* mempunyai tekanan kondensasi yang tinggi, sehingga tidak membutuhkan waktu yang lama untuk proses kondensasi setelah keluar dari turbin. Penggunaan fluida kerja hidrokarbon lebih aman dan ramah lingkungan dibandingkan dengan halocarbon.

4.3.4. Termodinamika Fluida Kerja

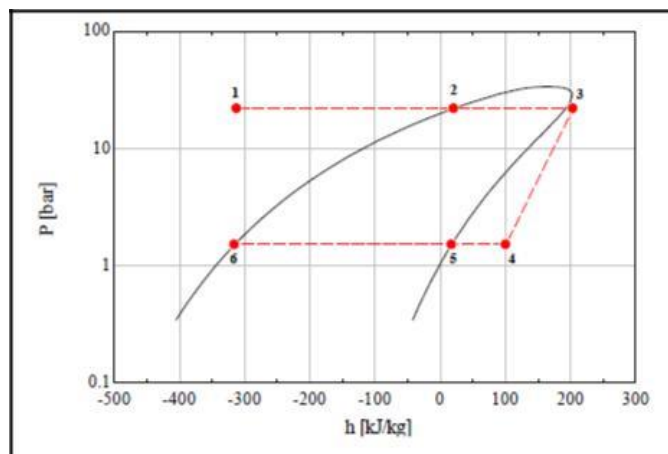
Metode sederhana untuk menjelaskan *binary cycle* adalah dengan mengikuti diagram T-s dan diagram P-h. untuk diagram T-s dapat dilihat pada **Gambar 4.4.**



Gambar 4.8.

Diagram T-s *Binary Cycle* Menggunakan hidrokarbon sebagai Fluida Kerja
(Parada, 2013)

Dari gambar diatas dapat dilihat grafik hubungan antara temperatur dengan entropi. Pada titik 1 ke titik 2 terjadi kenaikan temperature 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 kan 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 pointnya 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 4.5**.



Gambar 4.9.

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*.

Kedua gambar tersebut menunjukkan bahwa *binary cycle* terdiri dari empat proses (Parada, 2013), seperti ditunjukkan pada **Tabel IV-2**.

Tabel IV-3
Asumsi Siklus *Binary Cycle* (Parada, 2013)

No	Asumsi
6 – 1	Isentropik pada <i>feed pump</i> pada P_{pompa} sebesar 10 bar
1 – 2 – 3	Tekanan konstan dan terjadi penambahan panas di <i>heat exchanger</i>
3 – 4 - 5	Ekspansi isentropic pada turbin, yaitu terjadi penekanan pada turbin
4 – 5 – 6	Tekanan konstan reinjeksi pada kondensor sebesar 1.1 bar

Keterangan:

- 1 = *Feed pump*
- 2 = *Inlet heat exchanger*
- 3 = *outlet heat exchanger*
- 4 = *inlet turbin*
- 5 = *outlet turbin*
- 6 = *inlet condensor*

Pada siklus kedua, fluida kerja masuk ke pompa pada *state* 6 sebagai *saturated liquid* dan secara isentropik pada tekanan *operating evaporator*. Temperatur fluida kerja meningkat selama proses kompresi isentropik, karena adanya sedikit penurunan pada spesifik volume fluida kerja. Fluida kerja masuk ke *preheater* sebagai *compressed liquid* dan meninggalkan *evaporator* sebagai *saturated vapour* pada *state* 3. Pada proses pemanasan-penguapan, dalam *preheater* fluida kerja dibuat hingga mencapai titik didihnya. *Preheater* dan *evaporator* adalah *heat exchanger* panas yang datang dari fluida panasbumi ditransfer ke fluida kerja pada tekanan konstan. *Evaporator* adalah bagian fluida kerja menguap pada temperatur konstan. Kondisi *saturated* ini memastikan bahwa tidak ada tetesan *liquid* yang masuk ke turbin. *Saturated vapor* pada *state* 3 masuk ke turbin, *vapor* tersebut akan berekspansi secara isentropik dan menghasilkan kerja dengan cara memutar turbin yang menyambung dengan generator listrik. Tekanan dan temperatur dari *vapor* yang turun akibat proses ini digambarkan

pada *state* 4, *vapor* masuk ke kondensor. Pada *state* ini, *vapor* biasanya *superheated*. Pada kondensor, *vapor* terkondensasi sebagai *saturated liquid* dan masuk ke *feed pump*. Efisiensi turbin dan *feed pump* digunakan untuk menentukan kerja pada kedua komponen

Dalam menentukan sifat termodinamika fluida kerja, perlu ditentukan *state* fluida kerja dengan menggunakan diagram termodinamika *Propane*. Pada penulisan ini, ada enam *state* yang menggambarkan tiap alat pada *binary cycle*.

Adapun *state* tersebut terperinci sebagai berikut:

1 : *State* turbin

Mencari entalpi dan entropi berdasarkan tekanan outlet turbin.

2s : Isentropik State I

$$S_{2s} = S_1, P = P_{\text{cond}}$$

2 : *State* keluaran turbin

$$\text{Efisiensi turbin, } h_2 = h_1 - \eta_t (h_1 - h_2) \quad (1)$$

3 : *State* Masukan Turbin

Saturasi uap pada P_{cond}

4 : *State* Heat Exchanger

Pada P_{cond} , saturasi liquid

5s : Isentropik State 4

$$S_{5s} = S_4, P_{5s} = 2.75 \text{ MPa,}$$

$$h_{5s} \approx h_4 + v_4 (P_{5s} - P_4) \quad (2)$$

5 : *State* Pompa

$$h_5 = h_4 + \frac{(h_{5s} - h_4)}{\eta_p} \quad (3)$$

6 : *State* Saturasi Liquid

Saturasi liquid pada $P = 2.75 \text{ MPa}$

4.3.5. Massa Aliran Fluida

Dalam penentuan komponen *binary cycle*, perlu untuk mengetahui massa alir fluida kerja yang dibutuhkan terlebih dahulu. Banyaknya fluida kerja yang

dibutuhkan bergantung pada massa alir *brine* dari separator dan kapasitas panas yang terkandung. Adapun rumus untuk mendapatkan massa alir fluida kerja yaitu:

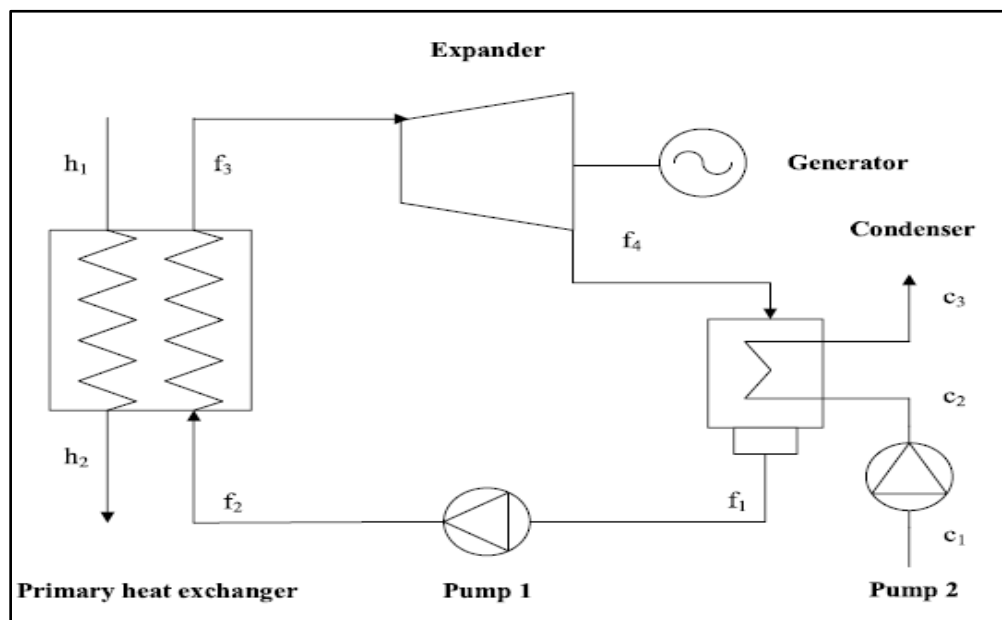
$$M_{wf} = \frac{m_b \cdot c_b (T_a - T_b)}{h_1 - h_6} \quad (4)$$

Keterangan:

- M_{wf} = massa Alir Fluida Kerja (kg/s)
- C_b = koefisien panas (kJ/kg K)
- T_a = Temperatur *Brine* Masuk *Heat Exchanger* (K)
- T_b = Temperatur *Brine* Keluar *Heat Exchanger* (K)
- h_1 = Enthalpi Fluida Kerja Masuk *Heat Exchanger* (kJ/kg)
- h_6 = Enthalpi Fluida Kerja Keluar *Heat Exchanger* (kJ/kg)

4.3.6. Komponen *Binary Cycle*

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



Gambar 4.10.

Skema Diagram Komponen Dasar Pembangkit *Binary Cycle*
(Nord O.L., dkk. 2017)

Untuk membuat siklus binary cycle diperlukannya perencanaan peralatan dengan baik agar pada siklus ini tidak terjadi masalah.

4.3.6.1 Pipa Alir

Untuk menentukan besarnya diameter yang digunakan, dicoba dengan beberapa diameter pipa alir untuk mendapatkan kecepatan brine yang sesuai.

Lyle membuat suatu rekomendasi kecepatan fluida yang mengalir dalam pipa alir. Besarnya pemuaian panjang pipa bergantung pada koefisien muai panjang material pipa, diameter pipa dan panjang pipa. Untuk menghitung besarnya pemuaian panjang pipa alir yang terjadi digunakan persamaan seperti penentuan panjang liner akibat panas. Persamaan yang digunakan untuk menentukan diameter dalam pipa yang diperlukan yaitu:

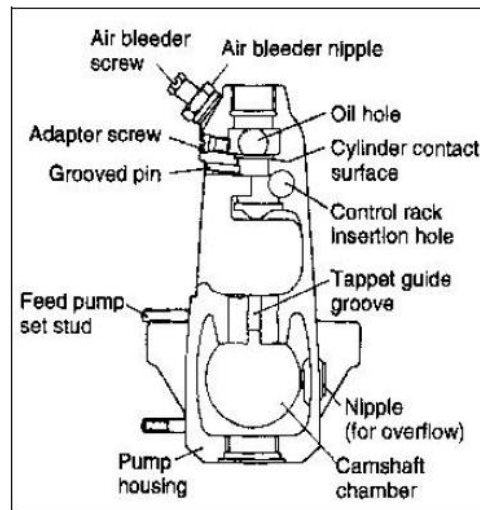
$$V = \frac{m \cdot v_m}{\frac{1}{4} \pi D_i^2} \quad (5)$$

Keterangan:

- V = Velocity Fluida, m/s
- m = massa aliran fluida, kg/s
- vm = viscosity, cp
- Di = Diameter dalam pipa, inch
- A = penambahan ketebalan sebagai keamanan, mm

4.3.6.2 Feed Pump

Pada sistem *binary cycle*, pompa dibutuhkan untuk memompa fluida kerja masuk ke *heat exchanger*. Feed pump merupakan salah satu jenis pompa sentrifugal. Fungsinya adalah menghisap fluida kerja hasil kondensasi kemudian didorong ke *heat exchanger* untuk diuapkan kembali. feed pump 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 3.15**.



Gambar 4.11.
Pump housing
(DENSO, 2008)

Dari gambar diatas terlihat komponen utama dari pompa berupa air bleeder screw, airbleeder nipple, oil hole, adapter screw, cylinder contact surface, grooved pin, control rack insertion hole, tappet guide grove, feed pump set stud, nipple (for over flow), chamber, pump housing

Kerja *feed pump* yang digunakan dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$W_p = m_{wf} (h_5 - h_4) = m_{wf} (h_{5s} - h_4) / \eta_p \quad (6)$$

Keterangan:

M_{wf} = massa aliran fluida kerja, kg/s

h_5 = entalpi fluida kerja pada state 5, kJ/kg

h_4 = entalpi fluida kerja pada state 4, kJ/kg

Spesifik kerja yang digunakan *feed pump* ditentukan dengan persamaan:

$$w_p = h_5 - h_4 \quad (7)$$

Keterangan:

h_5 = entalpi fluida kerja pada state 5, kJ/kg

h_4 = entalpi fluida kerja pada state 4, kJ/kg

Menggunakan tipe pompa sentrifugal, pompa ini dapat digunakan pada aliran 25 – 160 m³/h dan total *head* hingga 270 m. Horsepower yang dibutuhkan untuk

mengalirkan fluida kerja ditentukan dengan menggunakan persamaan:

$$HP = \frac{Q \times P}{1714 \times \eta_p} \quad (8)$$

Keterangan:

Q = Laju alir fluida kerja (gpm)

P = Kehilangan tekanan (psi)

η_p = Efisiensi pompa = 75%

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 **Table IV-7**.

Table 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.

4.3.6.3 Heat Exchanger

Heat exchanger merupakan alat penukar kalor dari fluida panas bumi ke fluida kerja. Dimana pada *heat exchanger* ini, terdiri dari *preheater*, *evaporator*, *recuperator*, dan *condenser*. Namun terdapat pula *heat exchanger* yang merupakan

suatu gabungan dari *preheater*, *evaporator*, *recuperator*, dan *condenser*. Alat penukar kalor adalah alat yang digunakan untuk memindahkan energi termal (enthalpy) antara dua fluida atau lebih, antara permukaan solid dan fluida, atau antara partikel solid dan fluida, pada kondisi temperatur yang berbeda dalam keadaan kontak thermal. Prinsip kerja *heat exchanger* ada dua yaitu memanaskan suatu fluida dingin atau mendinginkan fluida yang panas. Proses perpindahan panas tersebut dapat dilakukan secara langsung atau tidak. Maksudnya adalah:

1. *Heat exchanger* yang langsung, ialah 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 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.

Salah satu jenis *heat exchanger* yang sering dipakai pada dunia panasbumi 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*

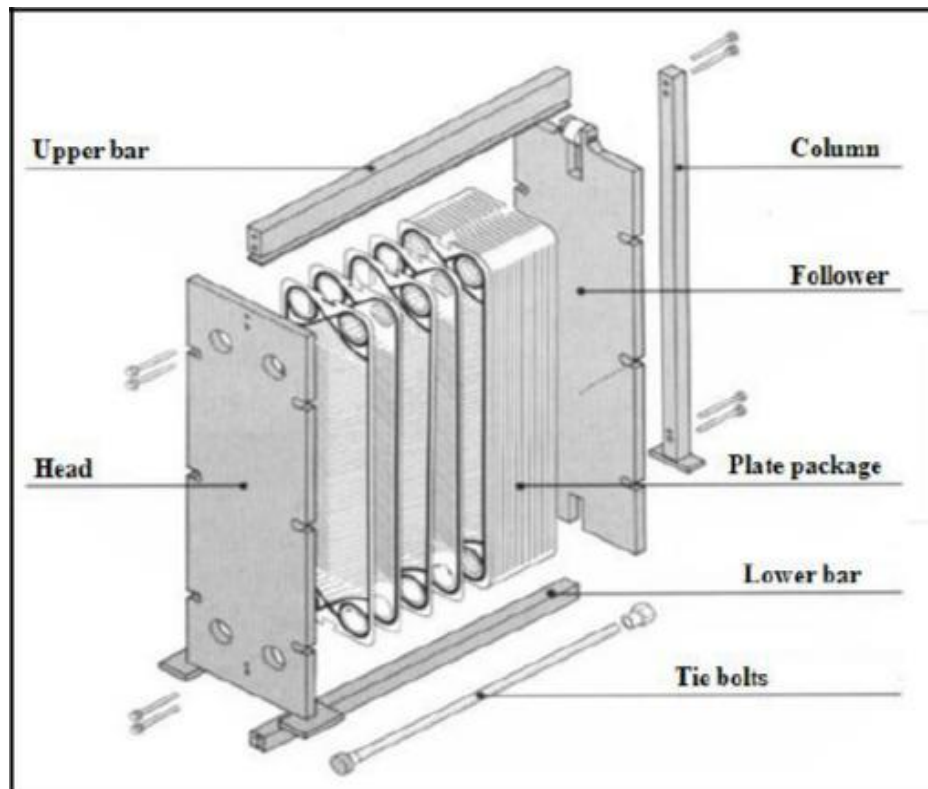
Bentuk mula dari *heat exchanger* dapat dikembangkan. Dua atau lebih *heat exchanger* dapat digabungkan dalam satu *frame*, dengan demikian dapat meminimalkan tempat yang digunakan dan menekan biaya.

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

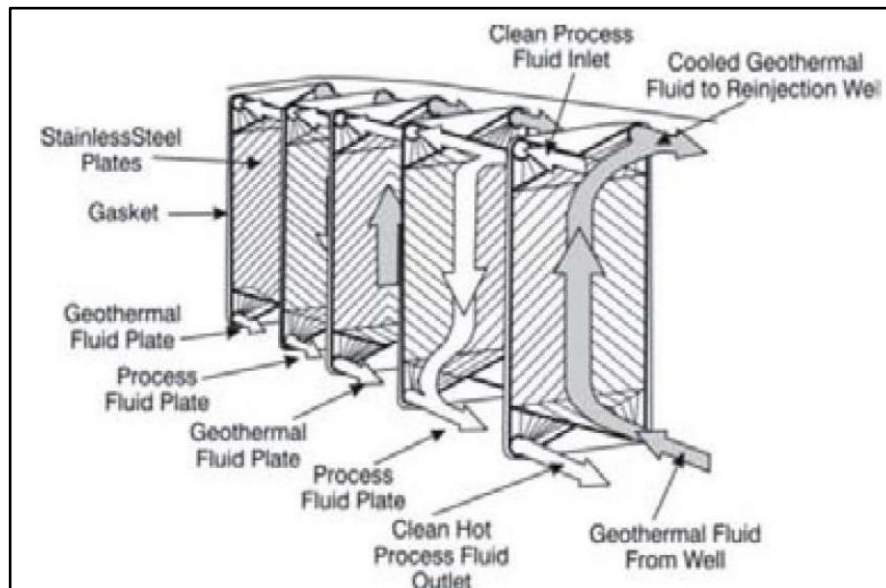
Binary cycle dalam panas bumi membutuhkan ukuran *heat exchanger* yang berbeda sesuai dengan karakteristik setiap lapangan. Setiap *heat exchanger* mempunyai kapabilitas yang berbeda dalam kemampuan memanaskan fluida kerja dan jumlah pertukaran panas yang menggambarkan ukuran peralatan di dalam *heat exchanger*.

Pada **Gambar 4.7.** menunjukkan bagian-bagian dari *plate heat exchanger*. Dari gambar tersebut, pada dasarnya PHE 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 penunjan bawah. Untuk *single pass*, penghubung sisi fluida dingin dan panas ditempatkan pada *fixed end cover*.



Gambar 4.12.
Bagian-Bagian *Plate Heat exchanger*
 (Mota et al., 2015)

Pada **Gambar 4.8**. Menunjukkan skema aliran fluida saat melewati *heat exchanger*. 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.



Gambar 4.13.
Skema Aliran pada *Heat exchanger*
 (Franco & Vaccaro, 2017)

Sebagai perbandingan dengan *shell and tube unit*, *plate heat exchanger* adalah peralatan yang relatif *low pressure and temperature*. Saat ini, kebanyakan design dari pabrikan mempunyai batas $T = 400^{\circ}\text{F}$ dan $P = 300 \text{ psig}$. Diatas harga tersebut, kita harus mendesain alternatif *heat exchanger* yang sesuai. Sebenarnya, yang menjadi pembatas dari *heat exchanger* merupakan fungsi dari material yang dipilih untuk *gasket* dan *plates*. Masing-masing *plate area* bervariasi, mulai dari 0.3 sampai 21.5 ft^2 dengan maksimum *heat transfer area* untuk *single heat exchanger* saat ini, sekitar 13,000 ft^2 . Ukuran minimum *plate* menempatkan batas lebih rendah pada aplikasi *plate heat exchanger*. Pada unit terbesar, mampu mengalirkan sebanyak 600 gpm dan unit terkecil dapat dipakai dengan laju kurang lebih 5 gpm. Ukuran dari lubang berkisar dari $\frac{3}{4}$ sampai 4 inch.

Heat exchanger jenis *plate*, menunjukkan superioritas *thermal performance* dalam perbandingannya dengan *shell and tubes heat exchanger*. *Plate heat exchanger* mampu bekerja pada air ke air sampai pada beda temperatur terendah 2°F dan secara keseluruhan juga, *heat transfer coefficient* tertinggi 1200 $\text{Btu/h ft}^2 ^{\circ}\text{F}$. Sebagai perbandingan, *shell and tube heat exchanger* hanya mampu

kurang lebih sebesar 10^0F dan *heat transfer coefficient*-nya dibatasi kira-kira $150 - 275 \text{ Btu/h ft}^2\text{F}$.

Tabel IV-3. menunjukkan harga *fouling factor* pada *plate heat exchanger*. Pada fluida panasbumi biasanya digunakan jenis *sea water – ocean* senilai 0.00015. Fouling factor adalah hambatan perpindahan panas karena adanya endapan-endapan didalam HE sehingga perlu untuk dibersihkan secara teratur.

Tabel IV-5.

Harga Fouling Factor Plate Heat exchanger (Lineau, Paul J. et. al, 1989)

<i>Fluid</i>	<i>Fouling Factor (ft.²F.hr/Btu)</i>
<i>Distilled water</i>	0,00005
<i>Soft water</i>	0,0001
<i>Hard water</i>	0,00025
<i>Treated cooling tower water</i>	0,0002
<i>Sea water – ocean</i>	0,00015
<i>River water</i>	0,00025
<i>Engine Jacket</i>	0,0003

Dua fluida yang masuk dalam *heat exchanger* mengalir secara berlawanan arah. Hasilnya hampir mendekati kondisi *counterflow* sempurna. 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):

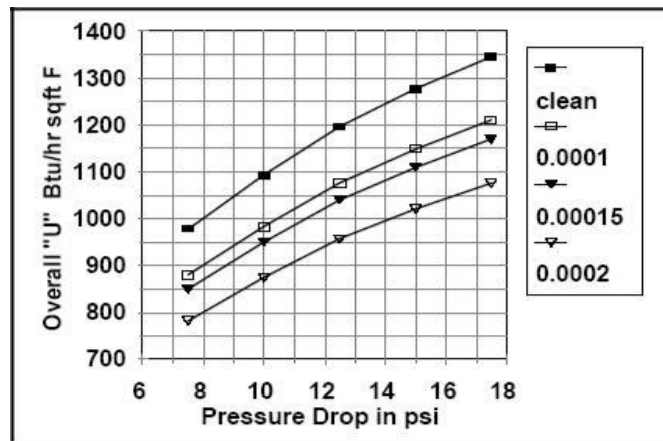
$$LTMD = \frac{(T_a - T_1) - (T_b - T_5)}{\ln\left(\frac{T_a - T_1}{T_b - T_5}\right)} \dots\dots\dots(3-6)$$

Keterangan:

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

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

Secara keseluruhan *heat transferred coefficient* dapat ditentukan dari grafik pada **Gambar 4.9**.



Gambar 4.14.
Grafik Performa Plate Heat exchanger
 (Lineau, Paul J. et. al, 1989)

Nilai koefisien panas yang terhantar (U) berbeda untuk setiap fluida kerja.
 Nilai U untuk setiap fluida kerja tertera pada tabel dibawah :

Tabel IV-6
Koefisien U Fluida Kerja
 (DiPippo, 2012)

Fluids	Overall heat transfer coefficient $\bar{U}$	
	Btu/h · ft ² · °F	W/m ² · K
Ammonia (condensing) – Water	150–250	850–1400
Propane or Butane (condensing) – Water	125–135	700–765
Refrigerant (condensing) – Water	80–150	450–850
Refrigerant (evaporating) – Brine	30–150	170–850
Refrigerant (evaporating) – Water	30–150	170–850
Steam – Gases	5–50	30–285
Steam – Water	175–600	1000–3400
Steam (condensing) – Water	175–1050	1000–6000
Water – Air	5–10	25–50
Water – Brine	100–200	570–1135
Water – Water	180–200	1020–1140

Dengan mengasumsi $\Delta T_{pp} = 5$ K (spesifikasi alat yang umum digunakan),
 maka:

$$T_B = T_6 + 5 \text{ K} \dots\dots\dots(3-10)$$

Keterangan:

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

A = luas permukaan *heat exchanger*, ft^2

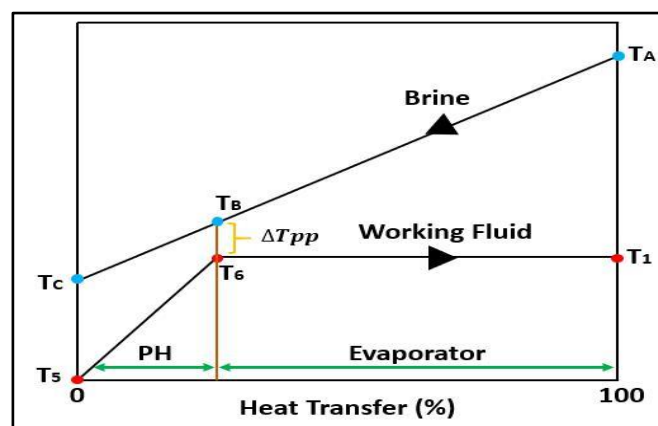
$C_{\min}$ = *Minimum heat capacity rate*

ΔT_m = *Larger temperature change*, $^{\circ}\text{F}$

ΔT_{lm} = LMTD, $^{\circ}\text{F}$

ΔT_{pp} = temperature pinch point, $^{\circ}\text{F}$

Diagram *heat transfer* antara *brine* dengan fluida kerja dapat dilihat pada **Gambar 4.15**.



Gambar 4.15.
Diagram Heat Transfer Antara Brine Dengan Fluida Kerja
(DiPippo, 2012)

Untuk mengetahui besarnya temperatur *brine* yang keluar dari *heat exchanger*, dapat dilakukan dengan melakukan interpolasi dari **Gambar 4.10**. Sehingga didapatkan persamaannya, sebagai berikut (DiPippo, 2012):

$$T_C = T_A - (T_A - T_B) \left[\frac{h_1 - h_5}{h_2 - h_6} \right] \dots\dots\dots (3-12)$$

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 (Holman, 2010):

$$NTU = \frac{U \times A}{C_{\min}} = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{lm}} \dots\dots\dots(3-7)$$

7)

Diperlukan perhitungan besarnya kerja yang dilakukan oleh *heat exchanger* dengan menggunakan persamaan ini (AIHTI, 2017)

$$Q = 500 \times (T_A - T_B) \dots\dots\dots(3-8)$$

Sehingga dengan memodifikasi persamaan (3-14), maka luas penampang *heat exchanger* dapat diketahui.

$$A = \frac{Q}{U \times LMTD \times C_f} \dots\dots\dots(3-9)$$

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 **Table IV-4**.

Table IV-7

Spesifikasi *Plate Heat exchanger* Untuk Setiap Produknya (PT. Metalindo Prima Engineering)

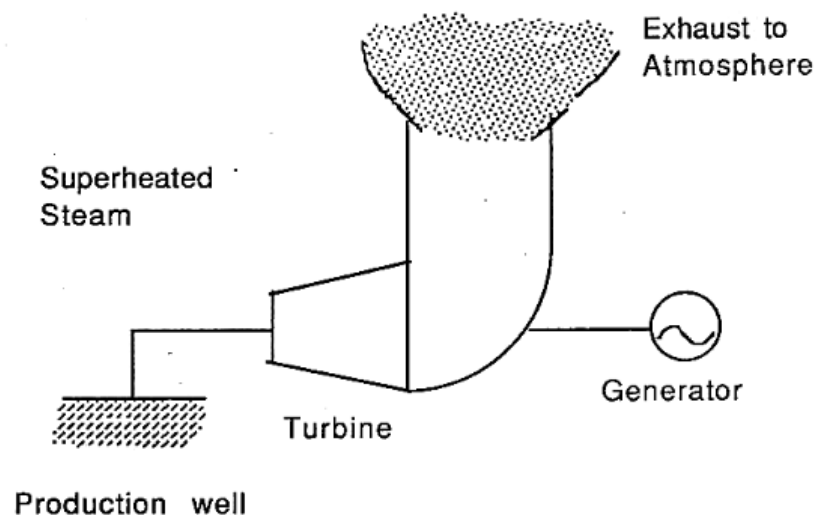
Model	BH30	BH60B	BS60H	BH100B
Type	M3	M6	TS6M	M10M
Vertical port distance (mm)	357	640	380	719
Horizontal port distance (mm)	60	140	203	225
Max. T (°C)	180	180	180	180
Max. P (bar)	16	16	16	16
Max q (kg/s)	4	16	20	50

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.

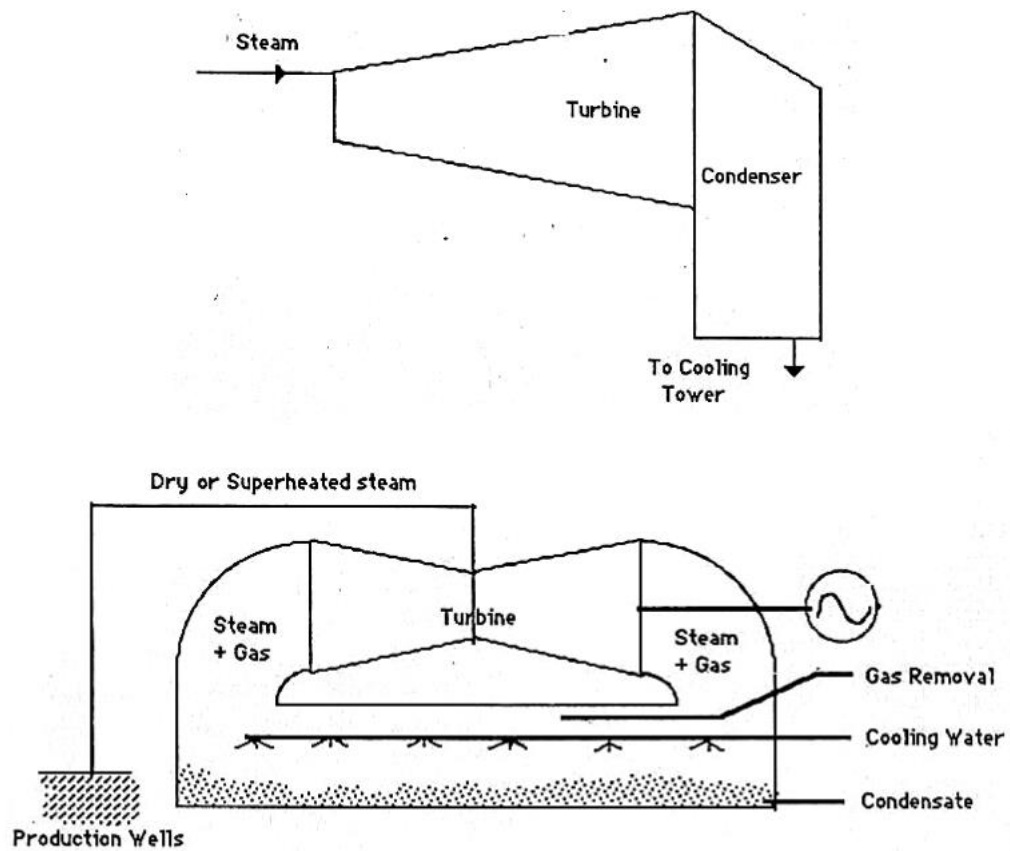
4.3.6.4 Turbin Uap

Turbin adalah suatu mesin penggerak dimana energi fluida kerja, dalam hal ini adalah uap, dipergunakan langsung untuk memutar roda turbin. Bagian turbin yang berputar dinamakan roda turbin. Roda turbin ini terletak didalam rumah turbin. Roda turbin memutar poros yang menggerakkan atau memutar bebannya, yang dalam hal ini adalah generator listrik.

Pada dasarnya, dikenal dua jenis turbin : turbin dengan tekanan keluaran sama dengan tekanan udara luar (*Atmospheric Exhaust/Back Pressure Turbine*) selanjutnya disebut turbin tanpa kondenser dan turbin dengan kondenser (*Condensing Unit Turbine*).

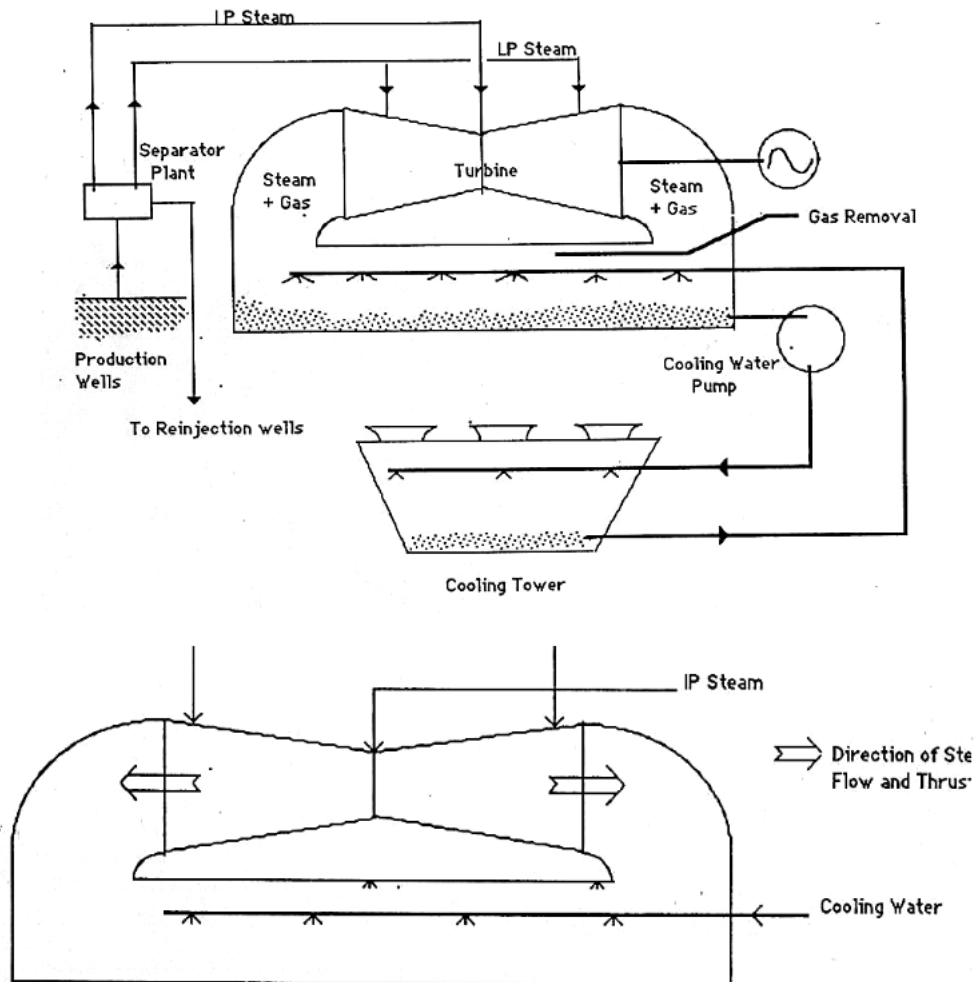


Gambar 4.16.
Atmospheric Exhaust/Back Pressure Turbine
 (Nenny, 2012)



Gambar 4.17.
Condensing Unit Turbine
 (Nenny, 2012)

Pada turbin tanpa kondenser fluida yang keluar dari turbin langsung dibuang ke udara, sedangkan pada turbin dengan kondenser fluida yang keluar dari turbin dialirkan ke kondenser untuk dikondensasikan.



Gambar 4.18.
Double Flow Turbine
 (Nenny, 2012)

Persamaan untuk menghitung daya turbin adalah sebagai berikut :

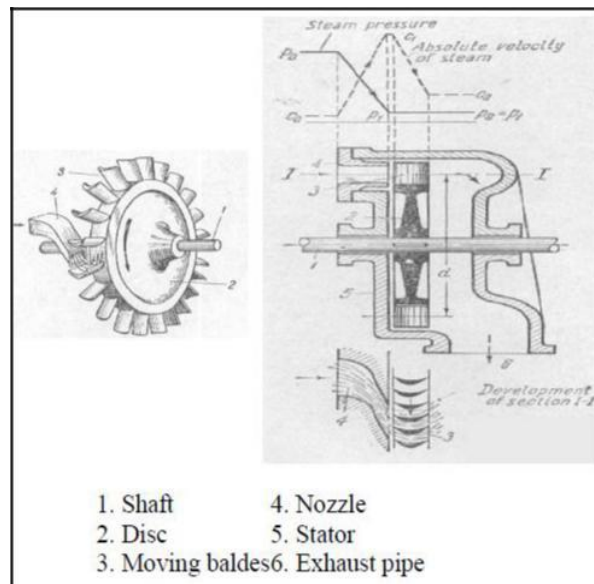
$$W = \eta m (h_1 - h_2) \dots\dots\dots(3-10)$$

Dimana :

- W = kerja/daya'turbiri (kW)
- m = massa (kg/s)
- h_1 = entalpi uap yang masuk kedalam turbin (kJ/kg)
- h_2 = entalpi uap yang meninggalkan turbin (kJ/kg)

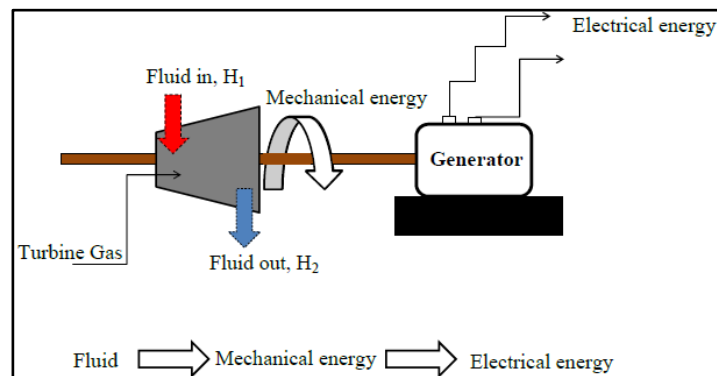
4.3.6.5 Turbin Gas

Turbin berfungsi mengubah energi termodinamika uap dari fluida kerja ke energi mekanik melalui turbin *shaft*, *shaft* akan disambungkan dengan generator sehingga listrik dapat diproduksi dapat dilihat pada **Gambar 4.19**.



Gambar 4.19.
Komponen Turbin *Binary Cycle*
(Teguh & Himawan, 2010)

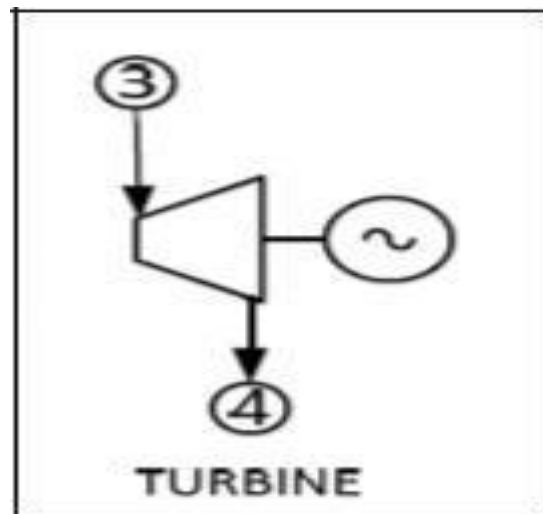
Prinsip kerja turbin gas fluida masuk kedalam turbin dan fluida keluar dari turbin terjadi kehilangan entalpi(Δh) yang dirubah oleh turbin untuk menjadi energi mekanik dengan memutar poros , selanjutnya energi mekanik dirubah oleh generator menjadi energi listrik. Semakin besar putaran turbin, maka semakin besar pula energi listrik yang dihasilkan generator, dengan mengalikan laju alir massa dengan entalpi yang hilang (Δh). Untuk lebih jelasnya dapat melihat **Gambar 4.20**.



Gambar 4.20.
Siklus Turbine Gas

Komponen utama dari turbin terdiri dari *shaft*, *disc*, *blade*, *nozzle*, *stator*, dan *exhaust pipe*. Ukuran turbin yang dipakai dalam *binary cycle* haruslah kecil untuk menekan biaya, karena jika tidak, akan membutuhkan *heat exchanger* tambahan dan akan berakibat biaya yang lebih besar dari pada sistem konvensional (*flashing steam*). Turbin yang umum digunakan adalah *isentropic turbine*.

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 berkaitan juga pemilihan fluida kerja yang tepat dengan karakteristik dari sumber panas. Untuk *inlet* turbin dan *outlet* turbin dapat dilihat pada **Gambar 4.21**.



Gambar 4.21.
Diagram Skema untuk Turbin
 (Parada, 2013)

Analisis termodinamika turbin *binary cycle* menggunakan asumsi yang sama dengan turbin *steam*. **Gambar 4.21.** 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.

Untuk menghitung *power* yang dihasilkan dapat menggunakan persamaan (DiPippo, 2012):

$$W_t = m_{wf} \times (h_3 - h_4) \dots\dots\dots(3-11)$$

Keterangan:

- W_t = tenaga yang dihasilkan, kWe
- m_{wf} = laju alir fluida kerja, kg/s
- h₃ = entalpi pada inlet turbin, kJ/kg
- h₄ = 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 **Table IV-5**.

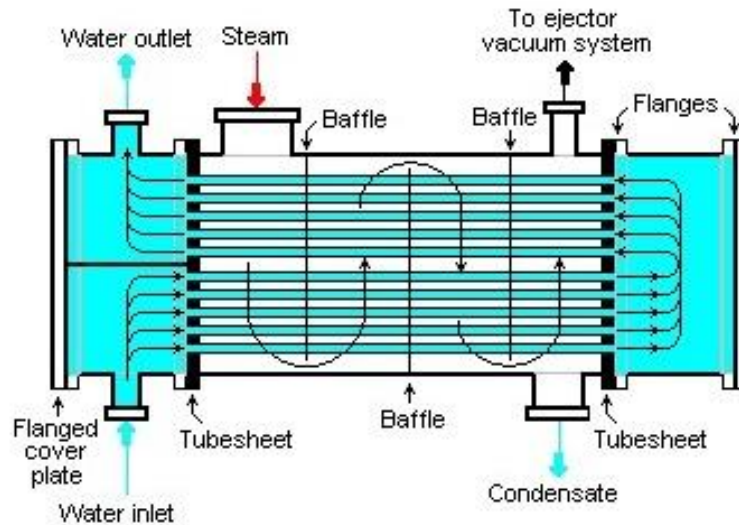
Table IV-8
Spesifikasi Gas Turbin Untuk Setiap Produk

Gas Turbin Model	LS-500FTD	LS-350GFT	YDNC-500	Saturn 20
Company	<u>Weifang</u> <u>Yidaneng</u> <u>Power Co., Ltd.</u>	<u>Weifang</u> <u>Yidaneng</u> <u>Power Co., Ltd.</u>	<u>Weifang</u> <u>Yidaneng</u> <u>Power Co., Ltd.</u>	Solar turbin Caterpillar Company
Merk	Ronsun	Ronsun	YDNPOWER	
Max.Nominal out put (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.

4.3.6.6 Kondensor

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 temperature tinggi (T_{kritis}) ke temperature rendah ($T_{boiling}$) pada fluida kerja. Untuk mendesain kondensor diperlukan temperature *inlet* dan temperatur *outlet* untuk fluida kerja dan fluida pemanasnya, untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Gambar 4.22**.



Gambar 4.22.
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 berikut :

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):

$$LTMD = \frac{(T_a - T_1) - (T_b - T_5)}{\ln \left(\frac{T_a - T_1}{T_b - T_5} \right)} \dots\dots\dots(3-12)$$

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 adalh sebuah parameter tanpa satuan, yang umum dipakai dalam merancang kondensor, dan didefinisikan dalam persamaan (Mota et al. 2015):

$$NTU = \frac{U \times A}{C_{\min}} = \frac{\Delta T_m}{\Delta T_{lm}} \dots\dots\dots(3-13)$$

Keterangan:

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

A = luas permukaan kondensor, ft²

Cmin = Minimum heat capacity rate

ΔTm = Larger temperature change, °F

ΔTlm = LMTD, °F

Maka luas penampang kondensor dapat diketahui (Mota et al. 2015):

$$A = \frac{Q}{U \times LMTD \times C_f} \dots\dots\dots(3-14)$$

Untuk spesifikasi setiap produknya dapat dilihat pada **Table IV-6**.

Table IV-9
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

4.2. Effisiensi Thermal

Energi thermal yang berasal dari fluida panas bumi akan diubah menjadi energi mekanik pada turbin untuk dijadikan energi listrik oleh generator. Besarnya

panas yang dapat dimanfaatkan pada suatu siklus merupakan pengertian dari efisiensi thermal.

Besarnya efisiensi thermal dapat diketahui dengan persamaan:

$$W = W_t - W_p / Q \dots\dots\dots(4-15)$$

Keterangan:

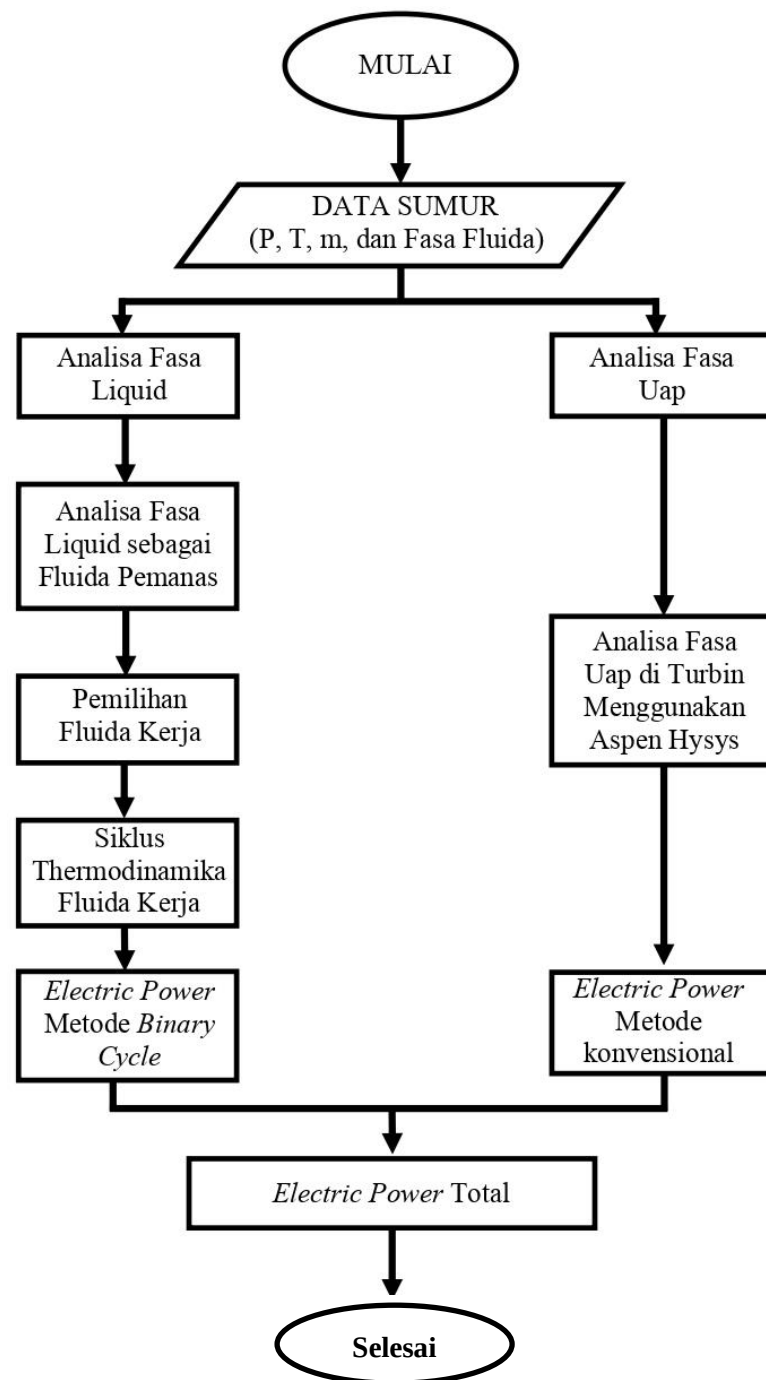
- W = Energi listrik (kW)
- W_t = Spesifik Kerja turbin (kW)
- W_p = Spesifik Kerja Pompa (kW)
- Q = Heat Transfer (kJ/kg)

4.8. Metodologi Penelitian

Metodologi dalam melakukan perencanaan pembangkit *binary cycle* skala kecil pada sumur eksplorasi panas bumi adalah sebagai berikut:

1. Pengumpulan data produksi fluida brine berupa tekanan, temperature, laju alir massa, dan fasa.
2. Analisa fluida brine
Mencari P, T, Laju alir massa, dan Fasa secara konvensional di flowline, manifold, separator, turbin uap. Sedangkan untuk *binary cycle* berupa heat exchanger, dan sumur injeksi.
3. Energi listrik yang dihasilkan
 - a. Menghitung besarnya energy listrik yang dihasilkan secara konvensional.
 - b. Menghitung besarnya energy listrik yang dihasilkan secara *binary cycle*.
4. Perencanaan peralatan
 - a. Melakukan pemilihan peralatan yang akan digunakan secara konvensional
 - b. Melakukan pemilihan peralatan yang akan digunakan agar siklus *binary cycle* ini dapat beroperasi dengan baik.

Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Gambar 4.23**.



Gambar 4.23. Diagram Alir Perencanaan Pembangkit Listrik Pada Lapangan Panas Bumi ADN

BAB V

ANALISA DAN HASIL

5.1. Analisa Sumur

Untuk perencanaan pembangkit listrik panas bumi diperlukan analisa setiap sumurnya, yang bermula di *wellhead* setiap sumur mengalir didalam pipa transport hingga *manifold*, dan dari *manifold* ke separator.

5.1.1. Analisa Sumur GN-01

Data *wellhead* GN-01 setelah di masukkan akan menunjukkan data-data lain seperti *molar flow*, *std. ideal liq. Vol. flow*, *Molar entalphy*, *Molar entrophy*, *Heat flow*, dan lainnya. Data-data yang dimaksud dapat dilihat pada **Tabel V-1**.

Tabel V-1. Analisa Wellhead GN-01

Stream Name	GN-01
Vapour / Phase Fraction	0,7500
Temperature [C]	185,0
Pressure [kPa]	1118
Molar Flow [kgmole/h]	2158
Mass Flow [kg/h]	3,888e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	38,96
Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	38,31
Fluid Package	Basis-1
Utility Type	

Selanjutnya melakukan pipa transport dari kepala sumur hingga *manifold*. Hal ini dilakukan karena adanya kehilangan tekanan dan temperature sepanjang pipa transport. Dalam analisa ini jarak antara *wellhead* hingga *inlet manifold* sejauh 300 m, dengan mengasumsikan tidak adanya belokkan maupun elevasi pada pipa transport. Pada **Tabel V-2** terdapat analisa pipa yang akan digunakan.

Tabel V-2. Pipa Transport dari Sumur GN-01 hingga *Inlet Manifold*

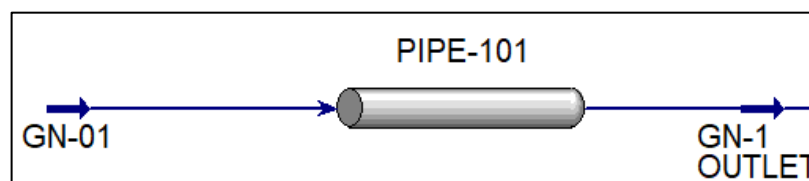
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	300,0
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	273,1
Inner Diameter	242,9
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Dari data pipa transport diatas, selanjutnya dianalisa besarnya kehilangan tekanan dan temperature pada *inlet manifold/outlet* pipa transport **Tabel V-3** dibawah ini.

Tabel V-3. Analisa Pipa Transport dari Sumur GN-01 hingga *Inlet Manifold*

Name	GN-01	GN-1 OUTLET
Vapour	0,7500	0,7500
Temperature [C]	185,0000	180,1459
Pressure [kPa]	1118	1002
Molar Flow [kgmole/h]	2158,1895	2158,1895
Mass Flow [kg/h]	38880,0000	38880,0000
LiqVol Flow [m3/h]	38,9585	38,9585

Dari tabel diatas terlihat adanya beberapa perubahan nilai parameter seperti tekanan dari 1118 kPa menjadi 1002 kPa dan temperature dari 185°C menjadi 180,1459°C. Namun, ada juga beberapa parameter yang konstan seperti *mass flow* dan fasa uap fluida. Pada **Gambar 5.1.** dibawah ini menunjukkan simulasi pipa transport.

**Gambar 5.1.**

Simulasi Pipa Transport pada Sumur GN-01 hingga *Inlet Manifold*

Dari gambar diatas, *Wellhead* GN-01 dilambangkan dengan tanda anak panah biru dengan nama GN-01. Sedangkan untuk *inlet manifold* dilambangkan dengan tanda anak panah biru dengan nama GN-1 OUTLET.

5.1.2. Analisa Sumur GN-02

Dengan memasukkan data yang ada pada *software*, kemudian didapatkan nilai-nilai untuk parameter lainnya yang dapat dilihat pada **Tabel V-4** dibawah ini.

Tabel V-4. Analisa *Wellhead* GN-02

Stream Name	GN-02
Vapour / Phase Fraction	0,6000
Temperature [C]	188,0
Pressure [kPa]	1195
Molar Flow [kgmole/h]	1998
Mass Flow [kg/h]	3,600e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	36,07
Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	35,47
Fluid Package	Basis-1
Utility Type	

Setelah menganalisa *wellhead* GN-02, selanjutnya melakukan perencanaan pipa transport menuju ke *inlet manifold*. Jarak pipa transport dari sumur GN-02 hingga ke *inlet manifold* sejauh 1000 m dan juga mengasumsikan tidak adanya elevasi maupun belokan sepanjang pipa. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat **Tabel V-5** dibawah ini.

Tabel V-5. Pipa Transport dari Sumur GN-02 hingga *Inlet Manifold*

Segment	1
Fitting/Pipe	<i>Pipe</i>
Length/Equivalent Length	1000
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	323,8
Inner Diameter	288,9
Material	<i>Mild Steel</i>
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

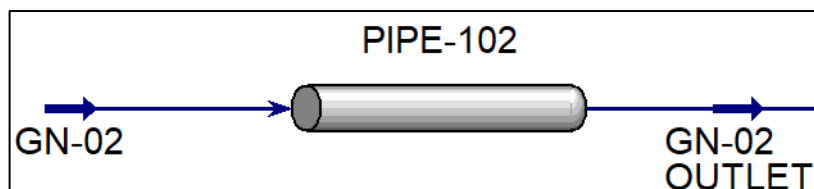
Dari data pipa diatas, terlihat diameter luar pipa sebesar 12,75” dan diameter dalam pipa sebesar 11,37”. Selanjutnya dilakukan simulasi untuk mengetahui besarnya perubahan parameter di *inlet manifold* yang dapat dilihat pada **Tabel V-6**.

Tabel V-6. Analisa Pipa Transport dari Sumur GN-02 hingga *Inlet Manifold*

Name	GN-02	GN-02 OUTLET
Vapour	0,6000	0,6000
Temperature [C]	188,0000	184,2828
Pressure [kPa]	1195	1101
Molar Flow [kgmole/h]	1998,3236	1998,3236
Mass Flow [kg/h]	36000,0000	36000,0000
LiqVol Flow [m3/h]	36,0726	36,0726

Dari tabel diatas, terlihat perubahan nilai tekanan dari 1195 kPa menjadi 1101 kPa dan temperature dari 188°C menjadi 184,2828°C. Namun, parameter

berupa fasa fluida dan *mass flow* konstan. Pada **Gambar 5.2.** menunjukkan simulasi pipa transport dari sumur GN-02 hingga *inlet manifold*.



Gambar 5.2.

Simulasi Pipa Transport pada Sumur GN-02 hingga *Inlet Manifold*

Dari gambar diatas, *Wellhead* GN-02 dilambangkan dengan tanda anak panah biru dengan nama GN-02. Sedangkan untuk *inlet manifold* dilambangkan dengan tanda anak panah biru dengan nama GN-02 OUTLET.

5.1.3. Analisa Sumur GN-03

Analisa sumur GN-03 dengan menggunakan *software Aspen Hysys* menghasilkan beberapa parameter yang dapat dilihat pada **Tabel V-7.** dibawah ini:

Tabel V-7. Analisa Wellhead GN-03

Stream Name	GN-03
Vapour / Phase Fraction	0,5500
Temperature [C]	188,0
Pressure [kPa]	1195
Molar Flow [kgmole/h]	1359
Mass Flow [kg/h]	2,448e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	24,53
Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	24,12
Fluid Package	Basis-1
Utility Type	

Dari tabel diatas, terlihat beberapa parameter seperti tekanan sebesar 1195 kPa, temperature sebesar 188°C, dan nilai *mass flow* sebesar 24480 kg/h atau 6,8 kg/s. Selanjutnya melakukan perencanaan pipa transport dari sumur GN-03 hingga *inlet manifold* dengan estimasi jarak sejauh 700 m dan mengasumsikan

tidak adanya elevasi maupun belokan sepanjang pipa. Pada **Tabel V-8** dapat menunjukkan perencanaan pipa transport yang akan digunakan.

Tabel V-8. Pipa Transport dari Sumur GN-03 hingga *Inlet Manifold*

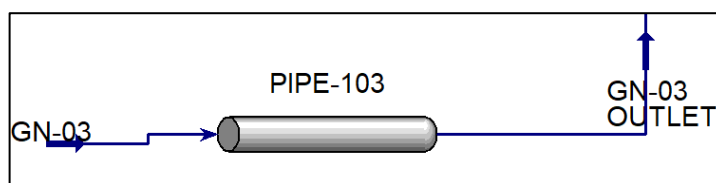
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	700,0
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	323,8
Inner Diameter	288,9
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Dari data diatas, terlihat nilai diameter dalam dari pipa sebesar 11,37” dan diameter luar pipa sebesar 12,75”. Kemudian, melakukan simulasi pada *software* untuk mengetahui perubahan parameter sepanjang pipa transport hingga *inlet manifold*. Ada beberapa parameter yang berubah maupun konstan, yang dapat dilihat pada **Tabel V-9** dibawah ini.

Tabel V-9. Analisa Pipa Transport dari Sumur GN-03 hingga *Inlet Manifold*

Name	GN-03	GN-03 OUTLET
Vapour	0,5500	0,5500
Temperature [C]	188,0000	187,0565
Pressure [kPa]	1195	1171
Molar Flow [kgmole/h]	1358,8600	1358,8600
Mass Flow [kg/h]	24480,0000	24480,0000
LiqVol Flow [m3/h]	24,5294	24,5294

Dari gambar diatas terlihat beberapa parameter yang berubah maupun konstan. Selain tabel diatas, terdapat **Gambar 5.3** yang menunjukkan simulasi pipa transport dari sumur ke *inlet manifold*.



Gambar 5.3.

Simulasi Pipa Transport pada Sumur GN-03 hingga *Inlet Manifold*

Dari gambar diatas, *wellhead* GN-02 dilambangkan dengan tanda anak panah biru dengan nama GN-02. Sedangkan untuk *inlet manifold* dilambangkan dengan tanda anak panah biru dengan nama GN-02 OUTLET.

5.1.4. Analisa *Inlet Manifold* hingga *Inlet Separator*

Selanjutnya menganalisa aliran fluida dari tiga pipa transport untuk dijadikan satu aliran pada manifold, yang selanjutnya dialirkan ke separator dua fasa. Pada **Tabel V-10** dibawah ini, terdapat parameter-parameter dari tiga pipa transport menjadi satu di manifold.

Tabel V-10. Analisa *Inlet Manifold*

Name	GN-1 OUTLET	GN-02 OUTLET	GN-03 OUTLET	INLET MANIFOLD
Vapour	0,7500	0,6000	0,5500	0,6548
Temperature [C]	180,1	184,3	187,1	180,1
Pressure [kPa]	1002	1101	1171	1002
Molar Flow [kgmole/h]	2158	1998	1359	5515
Mass Flow [kg/h]	3,888e+004	3,600e+004	2,448e+004	9,936e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	38,96	36,07	24,53	99,56

Dari tabel diatas terlihat, nilai parameter *inlet manifold* setelah aliran dijadikan satu berupa fasa fluida 65,48% berwujud uap, temperature sebesar 180,1°C, tekanan sebesar 1002 kPa, mass flow sebesar 99360 kg/jam atau 27,6 kg/s, dan parameter-parameter lainnya. Selanjutnya dari *inlet manifold*, dialirkan

ke inlet separator dengan jarak 100m dan mengasumsikan tidak adanya elevasi maupun belokan sepanjang pipa. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat **Tabel V-11** Dibawah ini.

Tabel V-11. Manifold

Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	100,0
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	406,4
Inner Diameter	363,5
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Dari tabel diatas menunjukkan diameter dalamnya sebesar 14,31” dan diameter luarnya sebesar 16” dengan bahan material *Mild Steel*. Selanjutnya, menganalisa aliran fluida dari *inlet manifold* hingga *inlet separator*, seperti yang terlihat pada **Tabel V-12** dibawah ini.

Tabel V-12. Analisa Fluida dari Inlet Manifold hingga Inlet Separator

Name	INLET MANIFOLD	INLET SEPARATOR
Vapour	0,6548	0,6551
Temperature [C]	180,1475	178,8963
Pressure [kPa]	1002	974,1
Molar Flow [kgmole/h]	5515,3731	5515,3731
Mass Flow [kg/h]	99360,0000	99360,0000
LiqVol Flow [m3/h]	99,5605	99,5605

Dari data diatas terlihat terjadinya penurunan tekanan dari 1002 kPa menjadi 974,1 kPa, penurunan temperature dari 180,1475 °C menjadi 178,8963

°C. Selain itu, ada pula parameter yang konstan seperti *mass flow*, *molar flow*, dan *Liq. Vol. Flow*.

5.2. Analisa Separator

Separator pada perencanaan ini digunakan untuk memisahkan fasa liquid dengan fasa uap dari fluida yang diproduksi. Fasa uap pada panasbumi seringkali disebut *steam*, sedangkan untuk fasa liquidnya adalah *brine*. Separator yang digunakan adalah *vertical separator*, untuk hasil keluaran dari separator dapat dilihat pada **Tabel V-13**.

Tabel V-13. Analisa Separator

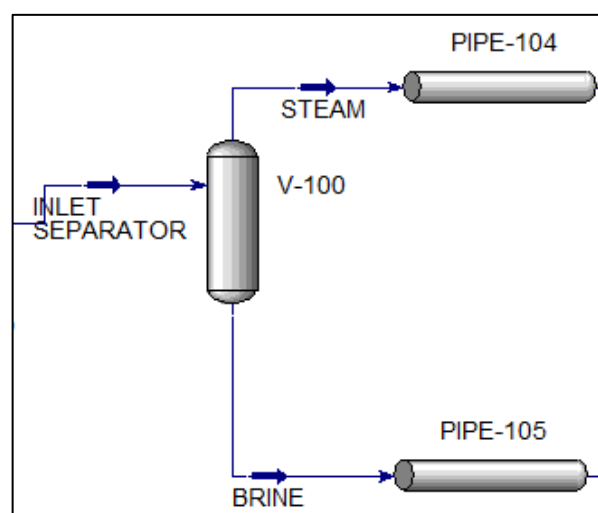
Name	INLET SEPARATO	BRINE	STEAM
Vapour	0,6551	0,0000	1,0000
Temperature [C]	178,9	176,6	175,8
Pressure [kPa]	974,1	924,1	874,1
Molar Flow [kgmole/h]	5515	1880	3635
Mass Flow [kg/h]	9,936e+004	3,387e+004	6,549e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	99,56	33,93	65,63

Dari tabel diatas, nilai keluaran separator ada dua berupa 100% *steam* dan 100% *brine*. Untuk beberapa parameter *steam* berupa tekanan sebesar 874,1 kPa, temperature sebesar 175,8 °C, dan *mass flow* sebesar 65493,76 kg/h atau 18.19 kg/s. sedangkan untuk beberapa parameter *brine* keluaran separator berupa tekanan sebesar 974,1 kPa, temperature 176,6°C, dan mass flow sebesar 33866,243 kg/h atau 9,407 kg/s. Pada simulator ini, total volume yang dapat ditampung sebesar 100 m³ atau 100.000 L, sehingga diperlukan desain separator seperti pada **Gambar 5.4**.

Vessel Dimensions	
Base Elevation Relative to Ground Level	0,0000 m
Diameter	4,395 m
Height/Length	6,592 m

Gambar 5.4.
Dimensi Separator

Dari gambar diatas, terlihat diameter dari separator sepanjang 4,395 m dan tinggi sebesar 6,592 m. Setelah dilakukan analisa separator, selanjutnya *steam* dialirkan melalui pipa ke turbin uap. Sedangkan untuk *brine* dialikan melalui pipa ke *heat exchanger*. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat **Gambar 5.5.**



Gambar 5.5.
Pemodelan Separator pada *Software Aspen Hysys*

5.3. Analisa Pembangkit Listrik Panas Bumi

Dalam analisa pembangkit listrik ini digunakan *steam* yang telah dipisahkan oleh separator yang kemudian dialirkan menuju turbin untuk menghasilkan energi listrik.

5.3.1. Analisa *Steam* pada Pipa Proses dari Separator menuju Turbin

Steam dialirkan melalui pipa sepanjang 50 m dengan diameter luar sebesar 10,75” dan diameter dalamnya 10,02”. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat **Tabel V-14** dibawah ini.

Tabel V-14. Pipa Proses dari Separator ke Turbin

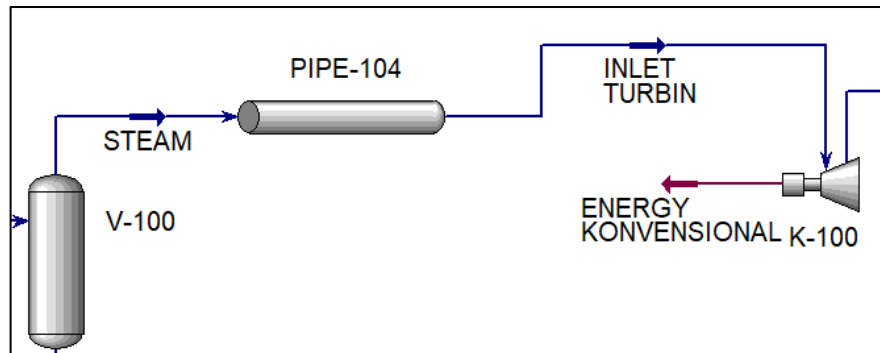
Length - Elevation Profile	
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	50,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	273,1
Inner Diameter	254,5
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Setelah dilakukan analisa pada pipa transport yang menghubungkan antara separator dan turbin. Maka dari *software* akan menghasilkan perubahan beberapa parameter, seperti tekanan dari 874,1 kPa menjadi 834,3 kPa, temperatur yang sebelumnya sebesar 175,8286 °C menjadi 175,2034 °C. namun ada juga beberapa parameter yang tidak mengalami perubahan seperti fasanya masih tetap 100% *steam* dan *mass flow* sebesar 65493,7568 kg/h. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-15**. dibawah ini.

Tabel V-15. Analisa Fluida dari Outlet Separator Menuju Inlet Turbin

Name	STEAM	INLET TURBIN
Vapour	1,0000	1,0000
Temperature [C]	175,8286	175,2034
Pressure [kPa]	874,1	834,3
Molar Flow [kgmole/h]	3635,4922	3635,4922
Mass Flow [kg/h]	65493,7568	65493,7568
LiqVol Flow [m3/h]	65,6259	65,6259

Selain analisa *steam*, dilakukan juga pemodelan menggunakan software yang dapat dilihat pada **Gambar 5.6.** dibawah ini.



Gambar 5.7.

Pemodelan Aliran *Steam* dari Separator melalui Pipa ke *Inlet* Turbin

Setelah dilakukan analisa sepanjang pipa yang menghubungkan separator dan turbin, selanjutnya melakukan analisa pada turbin.

5.3.2. Analisa Turbin dan Energi Listrik yang Dihasilkan

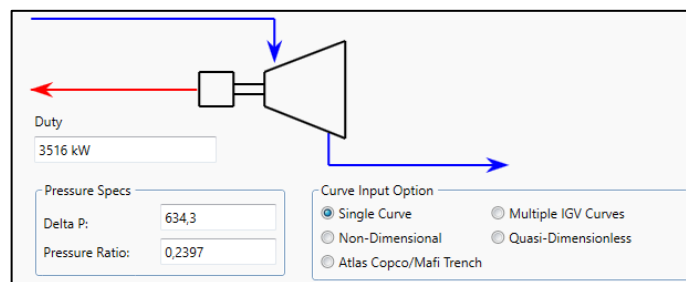
Analisa pada turbin dilakukan untuk mengetahui energi listrik yang dihasilkan. Dengan memasukkan data-data parameter yang telah dilakukan analisa sebelumnya seperti fasa, tekanan, temperature, dan *mass flow*. Kemudian, pada turbin di-*setting* agar keluaran tekanan pada software menjadi 200 kPa. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-16.** dibawah ini.

Tabel V-16. Analisa Brine Inlet Turbin dan Outlet Turbin

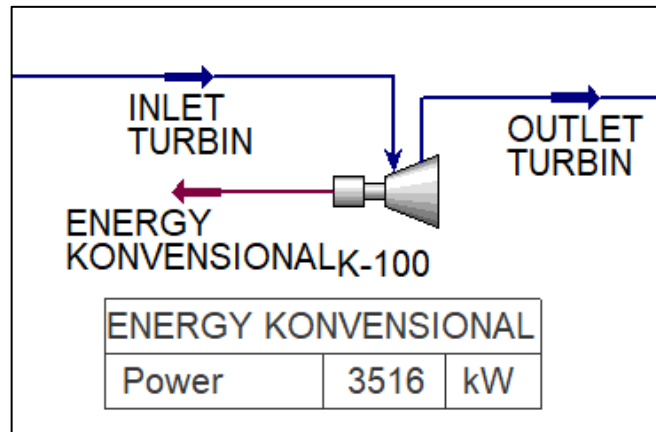
Name	INLET TURBIN	OUTLET TURBIN
Vapour	1,0000	0,9522
Temperature [C]	175,2	120,2
Pressure [kPa]	834,3	200,0
Molar Flow [kgmole/h]	3635	3635
Mass Flow [kg/h]	6,549e+004	6,549e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	65,63	65,63

Dari tabel diatas terlihat fasa yang sebelumnya 100% uap, setelah keluar dari turbin terdapat liquid yang dihasilkan sebesar 7,78%. Selain itu juga, terjadi penurunan seperti tekanan dan temperature yang sebelumnya sebesar 843,3 kPa dan 175,2 °C menjadi 200 kPa dan 120,2°C.

Sedangkan untuk energi listrik yang dihasilkan dari ini dapat dilihat dari **Gambar 5.8. dan Gambar 5.9.**



Gambar 5.8.
Analisa Turbin



Gambar 5.9.
Pemodelan Turbin

Dari gambar diatas, simulasi menghasilkan energi listrik sebesar 3516 kW dengan deltaP sebesar 634,3 kPa. Selanjutnya fluida mengalir dari *outlet* turbin menuju ke kondensor untuk didinginkan.

5.3.3. Analisa Fluida Pada Pipa Transport dari *Outlet* Turbin Menuju Inlet Kondensor

Fluida dialirkan dari melalui pipa transport menuju kondensor sejauh 100 m dengan diameter luar pipa sebesar 20” dan diameter dalam pipa sebesar 17,94”. Untuk lebih jelasnya dapat melihat **Tabel V-17**.

Tabel V-17. Pipa Transport dari *Outlet* Turbin Menuju *Inlet* Kondensor

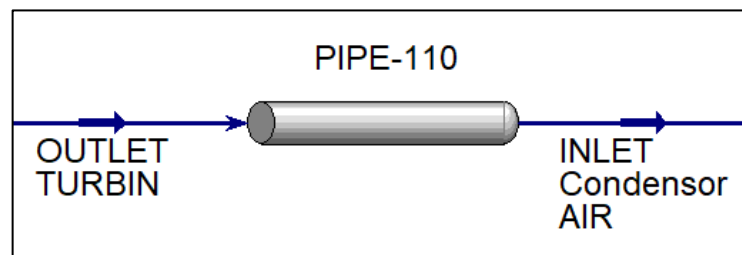
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	100,0
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	508,0
Inner Diameter	455,6
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Setelah membuat pemodelan, maka analisa pipa transport dengan menggunakan *software* dapat dilakukan dan menghasilkan nilai parameter fluida pada *inlet* kondensor. Analisa fluida menghasilkan beberapa parameter berubah seperti, fasa fluida, tekanan, dan temperature. Sedangkan untuk parameter yang tidak berubah berupa *molar flow* dan *mass flow*. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-18**. dibawah ini.

Tabel V-18. Analisa Fluida dari *Outlet* Turbin Menuju *Inlet* Kondensor

Name	OUTLET TURBIN	INLET Condensor
Vapour	0,9522	0,9574
Temperature [C]	120,1717	113,8522
Pressure [kPa]	200,0	163,1
Molar Flow [kgmole/h]	3635,4922	3635,4922
Mass Flow [kg/h]	65493,7568	65493,7568
LiqVol Flow [m3/h]	65,6259	65,6259

Dari tabel diatas terlihat adanya pengurangan tekanan dari 200 kPa menjadi 163,1 kPa dan temperature dari 120,1717 °C menjadi 113,8522 °C. Sedangkan untuk parameter yang konstan berupa *mass flow* dan *molar flow*. Untuk pemodelan pipa dapat dilihat pada **Gambar 5.10**.



Gambar 5.10.

Pemodelan Pipa Transport dari *Outlet* Turbin Menuju *Inlet* Kondensor

Setelah dilakukan analisa dan pemodelan pipa transport, selanjutnya menganalisa kondensor pada pembangkit listrik ini.

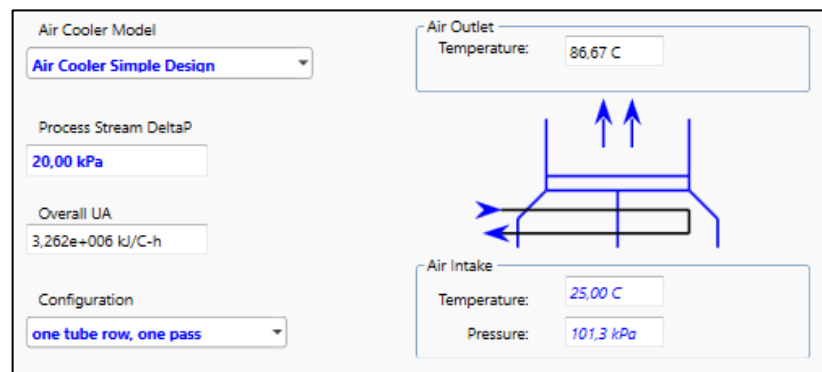
5.3.4. Analisa Kondensor

Kondensor berfungsi untuk mendinginkan fluida keluaran turbin untuk menurunkan temperaturnya, sehingga merubah fasa menjadi liquid yang akan diinjeksikan kembali. Kondensor yang digunakan pada perencanaan ini berupa *fan*/kipas, dimana media pendinginnya menggunakan udara sekitar dengan temperature rata-rata di daerah gunung darajat sebesar 25 °C. Hasil simulasi dari *software* ini dapat dilihat pada **Tabel V-19**.

Tabel V-19. Analisa *Brine* pada Kondensor

Name	INLET Condensor	OUTLET KONDEN
Vapour	0,9574	0,0000
Temperature [C]	113,9	100,0
Pressure [kPa]	163,1	143,1
Molar Flow [kgmole/h]	3635	3635
Mass Flow [kg/h]	6,549e+004	6,549e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	65,63	65,63

Dari simulasi ini diharapkan agar temperature keluaran dari kondensor sebesar 100°C dengan fasa 100% liquid. Selain penurunan temperature, terjadi penurunan tekanan sebesar 20 kPa menjadi 143,1 kPa pada keluaran kondensor. Temperature udara pendingin yang masuk mengalami kenaikan menjadi 86,67°C, seperti yang terlihat pada **Gambar 5.11**.



Gambar 5.11.
Analisa Udara Pada Kondensor

5.4. Analisa Binary Cycle

Penulisan ini melakukan analisa *binary cycle* untuk memanfaatkan panas fluida buangan separator agar menghasilkan energi listrik tambahan di lapangan Darajat. *Brine* yang dihasilkan dari proses pemisahan pada separator memiliki temperature yang cukup untuk memanaskan fluida kerja di *heat exchanger*. Fluida kerja yang semula berwujud liquid berubah menjadi gas setelah dilakukan transfer panas, kemudian dialirkan menuju turbin untuk menghasilkan energi listrik. Langkah pertama yang perlu dilakukan untuk analisa *binary cycle* yaitu menganalisa *brine*.

5.4.1. Analisa Brine Keluaran Separator

Fluida brine keluaran separator dialirkan melalui pipa proses menuju ke *heat exchanger* untuk dilakukan transfer panas. Ukuran pipa yang digunakan memiliki diameter dalam sebesar 2,9" dan diameter luar sebesar 3,5" dengan jarak 20 m seperti yang terlihat pada **Tabel V-20**.

Tabel V-20. Pipa Proses Dari Outlet Separator Menuju Inlet Heat Exchanger

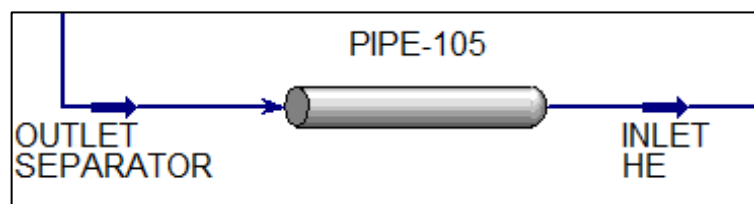
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	20,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	88,90
Inner Diameter	73,66
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Setelah mengetahui spesifikasi pipa yang akan digunakan, selanjutnya melakukan analisa brine. Data parameter analisa dapat dilihat pada **Tabel V-21.** dibawah ini.

Tabel V-21. Analisa Brine dari Outlet Separator Menuju Inlet Heat Exchanger

Name	OUTLET SEPARATOR	INLET HE
Vapour	0,0000	0,0023
Temperature [C]	176,6147	175,6102
Pressure [kPa]	924,1	902,7
Molar Flow [kgmole/h]	1879,8809	1879,8809
Mass Flow [kg/h]	33866,2432	33866,2432
LiqVol Flow [m3/h]	33,9346	33,9346

Dari tabel diatas terjadi penurunan tekanan dan temperature yang awalnya sebesar 924,1 kPa dan 176,6147°C menjadi 902 kPa dan 175,6102 °C. Sedangkan, untuk parameter seperti *mass flow* tidak terjadi perubahan (konstan) sebesar 33866,24 kg/h atau 9,41 kg/s. Untuk pemodelan pipa proses dapat dilihat **Gambar 5.12.**



Gambar 5.12.

Pemodelan Pipa Proses Dari *Outlet Separator* Menuju *Inlet Heat Exchanger*

Setelah melakukan analisa brine buangan separator yang dapat dimanfaatkan, selanjutnya melakukan simulasi dengan menggunakan beberapa fluida kerja. Fluida kerja yang dianalisis adalah *propane*, *iso-butane*, *butane*, *iso-pentane*, dan *pentane*.

5.4.2. Analisa Fluida Kerja *Propane*

5.4.2.1. Analisa Feed Pump

Simulasi dimulai dengan menentukan nilai parameter awal propane dengan tekanan sebesar 1266 kPa, temperatur sebesar 29°C, laju alir sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s dan fasa sepenuhnya liquid untuk diberikan tekanan menggunakan *feed pump* menjadi 4000 kPa. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-22**. dibawah ini.

Tabel V-22. Analisa Feed Pump

Name	INLET FEEDPUMI	OUTLET FEED PU
Vapour	0,0000	0,0000
Temperature [C]	29,00	32,20
Pressure [kPa]	1266	4000
Molar Flow [kgmole/h]	734,7	734,7
Mass Flow [kg/h]	3,240e+004	3,240e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	63,95	63,95

Dari tabel diatas terlihat selain adanya penambahan tekanan, terdapat kenaikan temperatur dari 29°C menjadi 32,2°C. Namun, terdapat beberapa parameter yang tidak mengalami perubahan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Selanjutnya *propane* dialirkan menuju *heat exchanger*.

5.4.2.2. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet Feed Pump* Menuju *Inlet Heat Exchanger*

Fluida *propane* dialirkan menggunakan pipa proses sejauh 10 m dengan diameter dalam sebesar 5,761” dan diameter luar sebesar 6,625”. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-23**.

Tabel V-23. Pipa Proses Dari *Outlet Feed Pump* Menuju *Inlet Heat Exchanger*

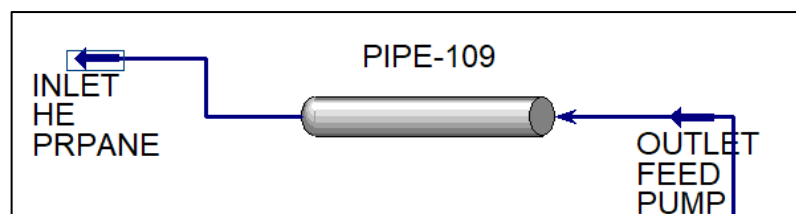
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	10,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	168,3
Inner Diameter	146,3
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Dari data pipa proses diatas, terjadi kehilangan tekanan sebesar 0,3191 kPa dan temperature sebesar 0,0000507 °C. Dikarenakan kehilangan tekanan dan temperature yang terlalu kecil, pada **Tabel V-24** dituliskan seolah-olah diabaikan.

Tabel V-24. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet Feed Pump* Menuju *Inlet Heat Exchanger*

Name	OUTLET FEED PUM	INLET HE PRPANE
Vapour	0,0000	0,0000
Temperature [C]	32,1954	32,1954
Pressure [kPa]	4000	4000
Molar Flow [kgmole/h]	734,7439	734,7439
Mass Flow [kg/h]	32400,0000	32400,0000
LiqVol Flow [m3/h]	63,9459	63,9459

Untuk pemodelan dapat dilihat pada **Gambar 5.13.** dibawah ini.



Gambar 5.13.

Pemodelan Pipa Proses Dari *Outlet Feed Pump* Menuju *Inlet Heat Exchanger*

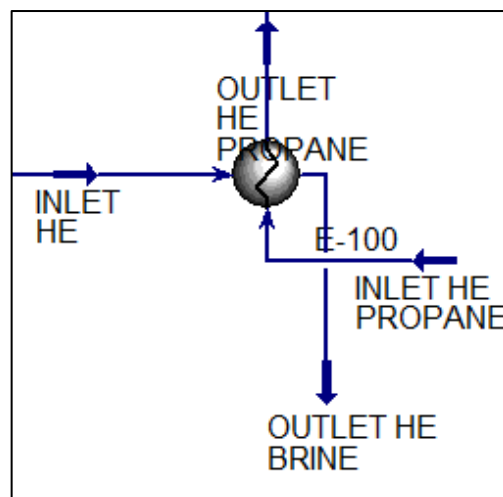
5.4.2.3. Analisa *Heat Exchanger*

Heat exchanger berfungsi sebagai media penukar panas antara fluida *brine* dengan fluida kerja. Sehingga fluida kerja dapat berubah fasa dari liquid menjadi 100% gas. Dengan data-data *inlet HE propane* dan *inlet HE brine* yang telah dilakukan analisa sebelumnya. **Tabel V-25.** menunjukkan adanya transfer panas antara *propane* dengan *brine*.

Tabel V-25. Analisa Heat Exchanger

Name	INLET HE PROPANE	OUTLET HE PROPANE	INLET HE BRINE	OUTLET HE BRINE
Vapour	0,0000	1,0000	0,0023	0,0000
Temperature [C]	32,19	95,00	175,6	101,4
Pressure [kPa]	4000	3900	902,7	802,7
Molar Flow [kgmole/h]	734,7	734,7	1880	1880
Mass Flow [kg/h]	3,240e+004	3,240e+004	3,387e+004	3,387e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	63,95	63,95	33,93	33,93

Dari tabel diatas terlihat terjadinya perubahan fasa fluida *propane* yang sebelumnya liquid menjadi gas seutuhnya, penurunan tekanan dari 4000 kPa menjadi 3900 kPa, dan kenaikan temperature dari 32,2°C menjadi 95°C. Sedangkan untuk fasa fluida brine tetap liquid, tekanan berubah dari 902,7 kPa menjadi 802,7 kPa, dan temperature menurun dari 175,6°C menjadi 101,4°C. namun, terdapat parameter yang tidak mengalami perubahan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Pemodelan heat exchanger dapat dilihat pada **Gambar 5.14.** dibawah ini.



Gambar 5.14
Pemodelan Heat Exchanger

Dari gambar diatas, fluida propane keluar melalui HE dan kemudian akan dialirkan menuju turbin melalui pipa proses. Sedangkan untuk fluida brine akan diinjeksikan kembali melalui sumur injeksi.

5.4.2.4. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet Heat Exchanger* Menuju *Inlet Turbin Gas*

Fluida kerja selanjutnya dialirkan ke turbin gas melalui pipa proses dengan mengabaikan elevasi dan belokkan pada pipa. Jarak antara *heat exchanger* dengan turbin adalah 10 m, sedangkan diameter dalam pipa 5,671” dan diameter luarnya 6,625”. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-26**.

Tabel V-26. Pipa Proses Dari *Outlet Heat Exchanger* Menuju *Inlet Turbin Gas*

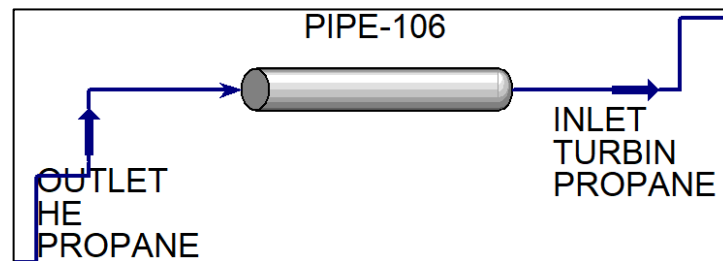
Length - Elevation Profile	
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	10,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	168,3
Inner Diameter	146,3
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Dari data pipa proses yang ada, kemudian dilakukan analisa sehingga menghasilkan keluaran data yang terlihat pada **Tabel V-27**.

Tabel V-27. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet Heat Exchanger* Menuju *Inlet Turbin Gas*

Name	OUTLET HE PROP,	INLET TURBIN PR
Vapour	1,0000	1,0000
Temperature [C]	95,0000	94,9779
Pressure [kPa]	3900	3898
Molar Flow [kgmole/h]	734,7439	734,7439
Mass Flow [kg/h]	32400,0000	32400,0000
LiqVol Flow [m3/h]	63,9459	63,9459

Dari tabel terdapat penurunan beberapa parameter seperti tekanan sebelumnya 3900 kPa menjadi 3898 kPa dan temperature dari 95°C menjadi 94,9779°C. Ada juga parameter yang tidak mengalami perubahan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Sedangkan, untuk pemodelan pipa proses menuju turbin gas dapat dilihat pada **Gambar 5.15.** dibawah ini.



Gambar 5.15.

Pemodelan Pipa Proses Dari *Outlet Heat Exchanger* Menuju *Inlet Turbin Gas*

5.4.2.5. Analisa Turbin Gas dan Energi Listrik yang Dihasilkan

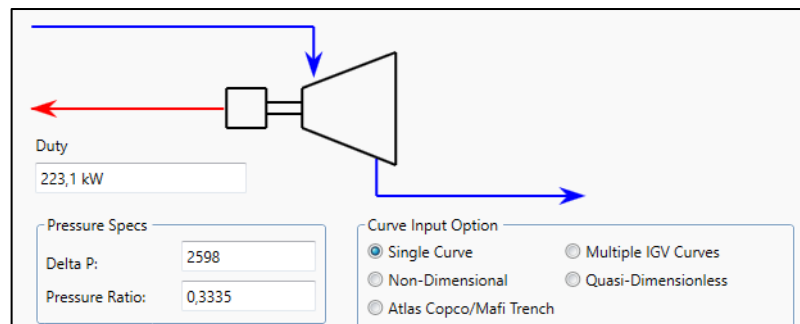
Analisa turbin dilakukan untuk mengetahui besarnya energi listrik yang dihasilkan menggunakan metode *binary cycle*. Fluida *propane* dengan data parameter berupa fasa sepenuhnya gas, tekanan sebesar 3808 kPa , dan temperature sebesar 94,9779°C memasuki turbin untuk menghasilkan energi listrik. sehingga menghasilkan data-data keluaran turbin yang dapat dilihat pada **Tabel V-28.**

Tabel V-28. Analisa Propane *Inlet Turbin* dan *Outlet Turbin*

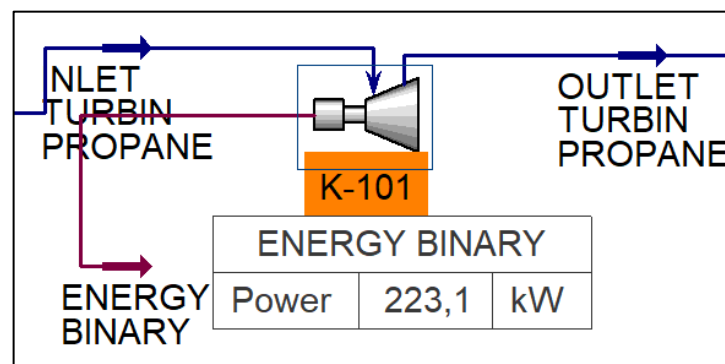
Name	INLET TURBIN PI	OUTLET TURBIN
Vapour	1,0000	1,0000
Temperature [C]	94,98	37,67
Pressure [kPa]	3898	1300
Molar Flow [kgmole/h]	734,7	734,7
Mass Flow [kg/h]	3,240e+004	3,240e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	63,95	63,95

Data keluaran turbin untuk fluida propane adalah tekanan menurun dari 3898 kPa menjadi 1300 kPa, temperature menurun dari 94,98°C menjadi 37,67°C, fasa tetap 100% uap. Selain data tersebut, diketahui besarnya energi listrik yang

dihasilkan yaitu sebesar 223,1 kW seperti yang terlihat pada **Gambar 5.16.** Sedangkan untuk pemodelan turbin dapat dilihat pada **Gambar 5.17.**



Gambar 5.16.
Analisa Turbin Gas Propane



Gambar 5.17.
Pemodelan Turbin Gas Propane

5.4.2.6. Analisa Pipa Proses Dari Outlet Turbin Gas Menuju Inlet Kondensor

Fluida propane keluaran dari turbin, selanjutnya dialirkan melalui pipa proses menuju ke kondensor untuk menurunkan temperaturnya. Sepanjang pipa proses tidak memperhitungkan belokan maupun elevasi dari pipa. Jarak antara outlet turbin dengan inlet kondensor sejauh 20 m dengan diameter dalam pipa sebesar 7,625" dan diameter luar sebesar 8,625". Untuk lebih jelasnya dapat dilihat **Tabel V-29.** dibawah ini.

Tabel V-29. Pipa Proses Dari *Outlet* Turbin Gas Menuju *Inlet* Kondensor

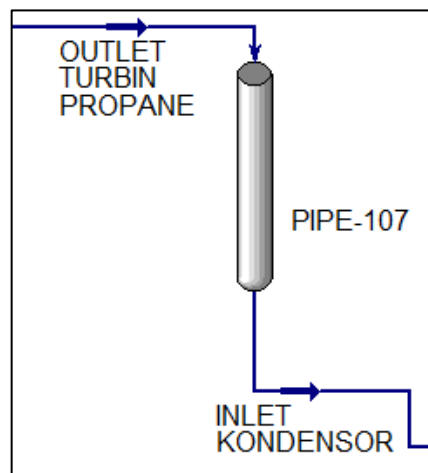
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	20,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	219,1
Inner Diameter	193,7
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Dari data pipa proses diatas, selanjutnya dilakukan analisa untuk mengetahui besarnya perubahan tekanan dan temperatur sepanjang pipa proses. Setelah dilakukan simulasi keluar data perubahan tekanan yang awalnya sebesar 1300 kPa menjadi 1298 kPa. Dan perubahan temperature dengan nilai awal 37,6712°C menjadi 37,6269°C. Sedangkan data parameter-parameter lainnya dapat dilihat **Tabel V-30**.

Tabel V-30. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet* Turbin Gas Menuju *Inlet* Kondensor

Name	OUTLET TURBIN F	INLET KONDENSOR
Vapour	1,0000	1,0000
Temperature [C]	37,6712	37,6269
Pressure [kPa]	1300	1298
Molar Flow [kgmole/h]	734,7439	734,7439
Mass Flow [kg/h]	32400,0000	32400,0000
LiqVol Flow [m3/h]	63,9459	63,9459

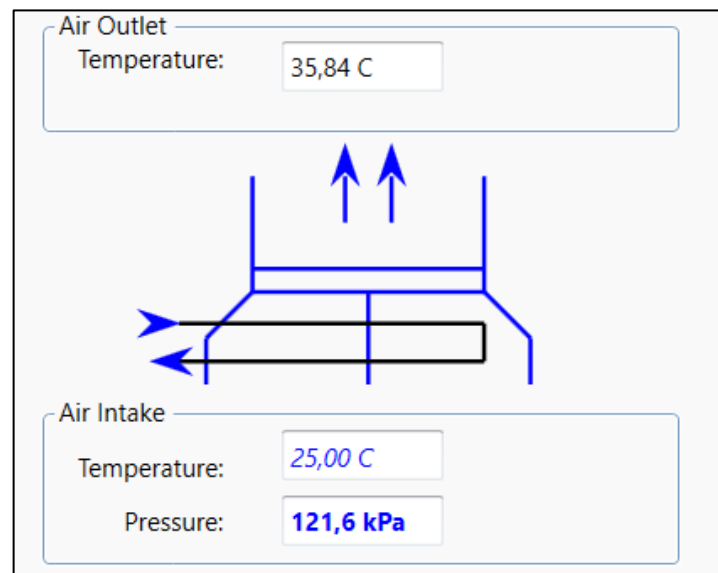
Dari tabel terlihat beberapa parameter yang tidak mengalami perubahan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Terdapat pemodelan untuk pipa proses dari turbin menuju kondensor yang tampak pada **Gambar 5.18**.



Gambar 5.18
Pemodelan Pipa Proses

5.4.2.7. Analisa Kondensor

Kondensor berfungsi untuk menurunkan temperature fluida propane dan mengubah fasanya dari gas menjadi liquid sepenuhnya. Media pendingin yang digunakan berupa udara. Dengan mengasumsikan temperature udara sebesar 25°C dengan tekanan 121,6 kPa. Dengan memasukkan data fluida propane yang telah dianalisa sebelumnya. Selanjutnya, mengolah data yang ada menghasilkan udara keluaran kondensor naik menjadi 35,84°C. Nilai udara masuk dan udara keluar dari kondensor dapat dilihat pada **Gambar 5.19**. Selain itu nilai parameter propane di outlet kondensor mengalami perubahan, seperti fasa yang sebelumnya gas menjadi liquid, penurunan tekanan dari 1298 kPa menjadi 1278 kPa dan temperature awalnya 37,63°C menjadi 29°C. Untuk data parameter fluida propane lainnya dapat dilihat pada **Tabel V-31**.

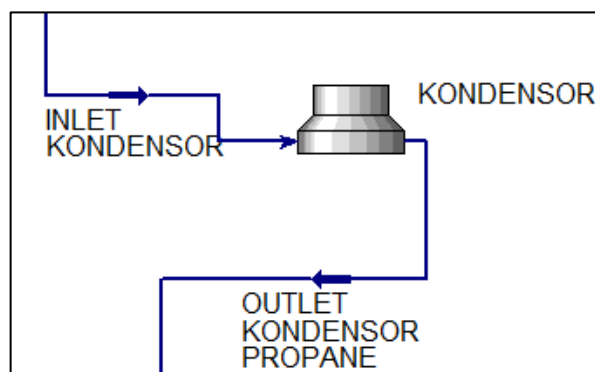


Gambar 5.19
Analisa Udara Pada Kondensor

Tabel V-31. Analisa Fluida *Propane* Kondensor

Name	INLET KONDENS	OUTLET KONDEN
Vapour	1,0000	0,0000
Temperature [C]	37,63	29,00
Pressure [kPa]	1298	1278
Molar Flow [kgmole/h]	734,7	734,7
Mass Flow [kg/h]	3,240e+004	3,240e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	63,95	63,95

Dari gambar dan tabel diatas, terlihat nilai parameter baik itu fluida propane maupun udara pendingin pada kondensor. Terdapat parameter fluida propane yang mengalami perubahan, namun ada pula parameter yang konstan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Pemodelan *binary cycle* untuk kondensor dapat dilihat pada **Gambar 5.20**.



Gambar 5.20
Pemodelan Kondensor

5.4.2.8. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet Kondensor Menuju Inlet Feed Pump*

Setelah didinginkan dari kondensor, fluida propane dialirkan menggunakan pipa proses menuju *inlet feed pump* untuk diberikan tekanan dan siklus binary cycle dapat dimulai kembali. Jarak antara kondensor dengan *feed pump* sejauh 10 m dengan mengasumsikan tidak adanya belokan dan elevasi sepanjang pipa proses. Digunakan pipa yang memiliki diameter dalam sebesar 2,9” dan diameter luarnya sebesar 3,5”. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-32.**

Tabel V-32. Pipa Proses Dari *Outlet Kondensor Menuju Inlet Feed Pump*

Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	10,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	88,90
Inner Diameter	73,66
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

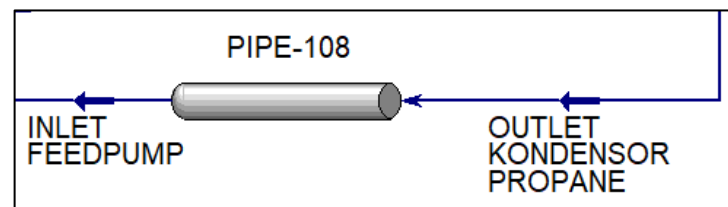
Dari data pipa yang digunakan, terjadi perubahan nilai parameter seperti tekanan yang awalnya 1278 kPa menjadi 1266 kPa dan temperatur dari 29°C menjadi 28,997°C. Terdapat juga beberapa parameter yang konstan seperti *mass*

flow dan molar flow. Untuk data parameter yang lebih lengkap dapat dilihat pada **Tabel V-32**. dibawah ini.

Tabel V-32. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet* Kondensor Menuju *Inlet Feed Pump*

Name	OUTLET KONDEN	INLET FEEDPUMP
Vapour	0,0000	0,0000
Temperature [C]	29,0000	28,9971
Pressure [kPa]	1278	1266
Molar Flow [kgmole/h]	734,7439	734,7439
Mass Flow [kg/h]	32400,0000	32400,0000
LiqVol Flow [m3/h]	63,9459	63,9459

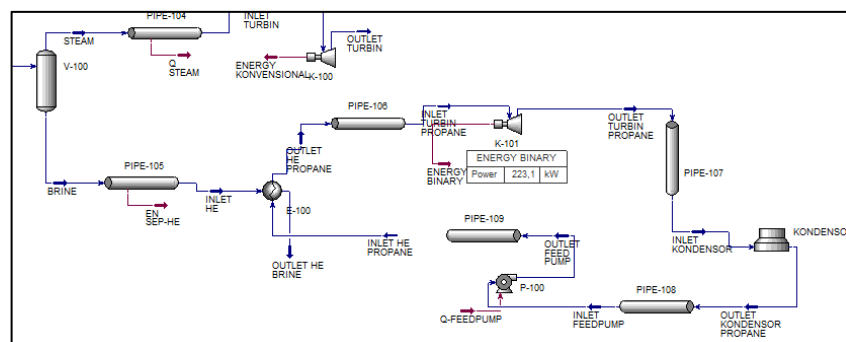
Sedangkan pemodelan pipa dengan dapat dilihat pada **Gambar 5.21**.



Gambar 5.21.
Pemodelan Pipa Proses

5.4.2.9. Siklus *Binary Cycle* Dan Analisa *Thermodinamika Fluida Propane*

Setelah dilakukan analisa menggunakan fluida kerja *propane* pada setiap bagian peralatan *binary cycle*. Selanjutnya, siklus *binary cycle* secara keseluruhan dapat dilihat pada **Gambar 5.22**.



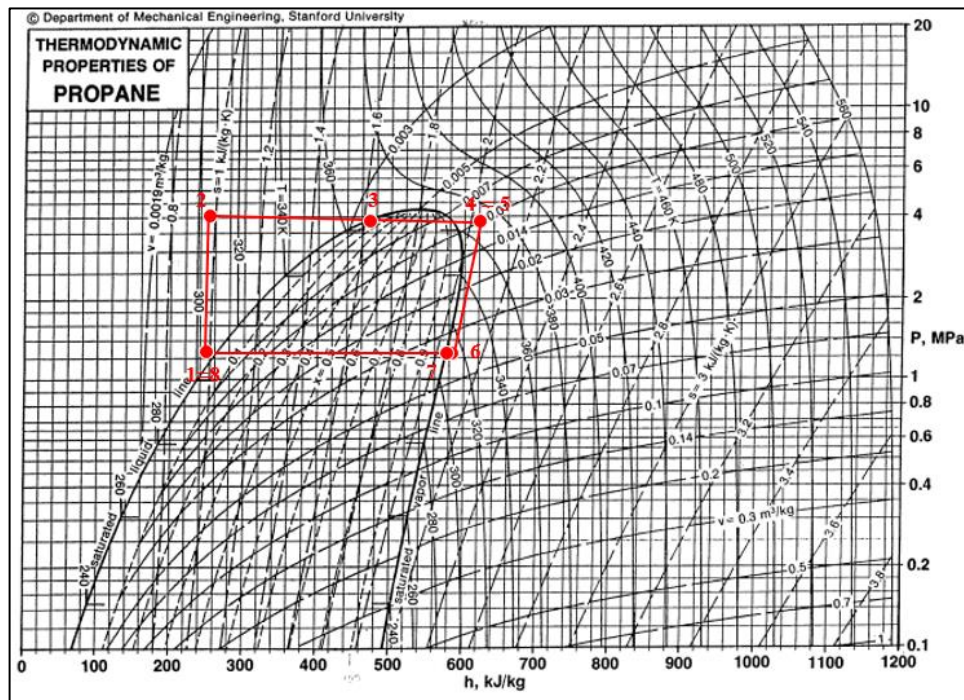
Gambar 5.22
Pemodelan Siklus *Binary Cycle* Fluida *Propane*

Selanjutnya membuat grafik termodinamika fluida *propane* berdasarkan data tekanan dan temperature dari inlet dan outlet setiap peralatan. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-33**.

Tabel V- 33. Data Tekanan dan Temperatur di Setiap Peralatan Menggunakan Fluida kerja Propane

No.	Letak	Tekanan (kPa)	Tekanan (MPa)	Temperatur (°C)	Temperatur (°K)
1	Inlet feed pump	1266	1,266	29	302,15
2	Outlet feedpump	4000	4	32,2	305,35
3	Inlet HE	4000	4	32,19	305,34
4	Outlet HE	3900	3,9	95	368,15
5	Inlet turbin	3898	3,898	94,98	368,13
6	Outlet turbin	1300	1,3	37,67	310,82
7	Inlet kondensor	1298	1,298	37,63	310, 78
8	Outlet kondensor	1278	1,278	29	302,15

Kemudian, melakukan plot pada grafik thermodinamika *propane* dengan mengasumsikan terjadinya pertambahan temperature dari outlet feed pump menuju inlet *heat exchanger* dan outlet turbin ke inlet kondensor. Sedangkan, titik untuk outlet *heat exchanger* (4) = inlet turbin (5) dan inlet feed pump (1) = outlet kondensor (8) memiliki titik yang sama dikarenakan perubahan tekanan dan temperature yang kecil. Pada **Gambar 5.23** , terlihat siklus *binary cycle* fluida kerja *propane* pada setiap peralatan.



Gambar 5.23 .
Grafik Termodinamika Fluida Kerja *Propane*

5.4.3. Analisa Fluida Kerja Iso-butane

5.4.3.1. Analisa Feed Pump

Simulasi dimulai dengan menentukan nilai parameter awal iso-butane dengan tekanan sebesar 403,3 kPa, temperatur sebesar 29°C, laju alir sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s dan fasa sepenuhnya liquid untuk diberikan tekanan menggunakan *feed pump* menjadi 1700 kPa. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-34.** dibawah ini.

Tabel V-34. Analisa Feed Pump

Name	INLET FEEDPUMI	OUTLET FEED PU
Vapour	0,0000	0,0000
Temperature [C]	29,00	30,15
Pressure [kPa]	403,3	1700
Molar Flow [kgmole/h]	557,4	557,4
Mass Flow [kg/h]	3,240e+004	3,240e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	57,65	57,65

Dari tabel diatas terlihat selain adanya penambahan tekanan, terdapat kenaikan temperatur dari 29°C menjadi 30,15°C. Namun, terdapat beberapa parameter yang tidak mengalami perubahan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Selanjutnya *iso-butane* dialirkan menuju *heat exchanger*.

5.4.3.2. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet Feed Pump* Menuju *Inlet Heat Exchanger*

Fluida *iso-butane* dialirkan menggunakan pipa proses sejauh 10 m dengan diameter dalam sebesar 3,826” dan diameter luar sebesar 4,5”. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-35**.

Tabel V-35. Pipa Proses Dari *Outlet Feed Pump* Menuju *Inlet Heat Exchanger*

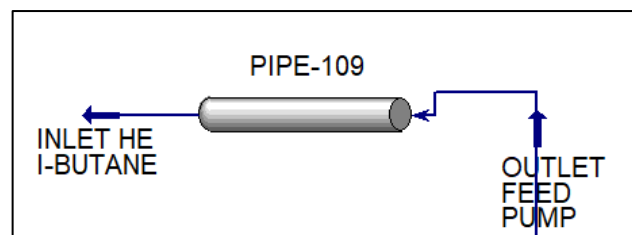
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	10,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	114,3
Inner Diameter	97,18
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Dari data pipa proses diatas, terjadi perubahan tekanan sebesar 2,39 kPa dan temperature sebesar 0,0001 °C. Dikarenakan kehilangan tekanan dan temperature yang terlalu kecil, pada **Tabel V-36** dituliskan seolah-olah diabaikan.

Tabel V-36. Analisa Pipa Proses Dari Outlet Feed Pump Menuju Inlet Heat Exchanger

Name	OUTLET FEED PUM	INLET HE I-BUTAN
Vapour	0,0000	0,0000
Temperature [C]	30,1453	30,1456
Pressure [kPa]	1700	1698
Molar Flow [kgmole/h]	557,4289	557,4289
Mass Flow [kg/h]	32400,0000	32400,0000
LiqVol Flow [m3/h]	57,6547	57,6547

Pemodelan dapat dilihat pada **Gambar 5.24.** dibawah ini.



Gambar 5.24.

Pemodelan Pipa Proses Dari *Outlet Feed Pump* Menuju *Inlet Heat Exchanger*

5.4.3.3. Analisa *Heat Exchanger*

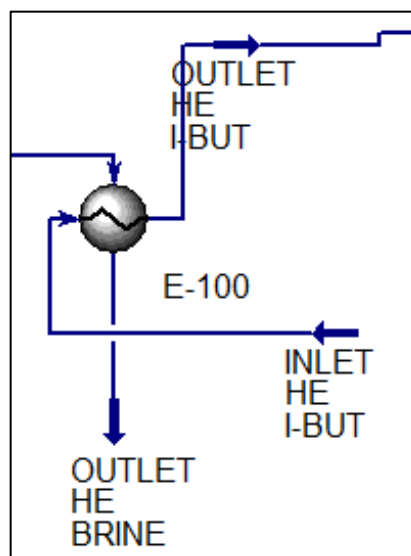
Heat exchanger berfungsi sebagai media penukar panas antara fluida *brine* dengan fluida kerja. Sehingga fluida kerja dapat berubah fasa dari liquid menjadi 100% gas. Dengan data-data *inlet HE iso-butane* dan *inlet HE brine* yang telah dilakukan analisa sebelumnya. **Tabel V-37.** menunjukkan adanya transfer panas antara *iso-butane* dengan *brine*.

Tabel V-37. Analisa *Heat Exchanger*

Name	INLET HE I-BUT	OUTLET HE I-BUT	INLET HE	OUTLET HE BRINE
Vapour	0,0000	1,0000	0,0023	0,0000
Temperature [C]	30,15	89,00	175,6	91,77
Pressure [kPa]	1698	1598	902,7	802,7
Molar Flow [kgmole/h]	557,4	557,4	1880	1880
Mass Flow [kg/h]	3,240e+004	3,240e+004	3,387e+004	3,387e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	57,65	57,65	33,93	33,93

Dari tabel diatas terlihat terjadinya perubahan fasa fluida *iso-butane* yang sebelumnya liquid menjadi gas seutuhnya, penurunan tekanan dari 1698 kPa

menjadi 1598 kPa, dan menaikkan temperature dari 30,15°C menjadi 89°C. Sedangkan untuk fasa fluida brine tetap liquid, tekanan berubah dari 902,7 kPa menjadi 802,7 kPa, dan temperature menurun dari 175,6°C menjadi 91,77°C. namun, terdapat parameter yang tidak mengalami perubahan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Pemodelan heat exchanger dapat dilihat pada **Gambar 5.25** dibawah ini.



Gambar 5.25
Pemodelan Heat Exchanger

Dari gambar diatas, fluida iso-butane keluar melalui HE dan kemudian akan dialirkan menuju turbin melalui pipa proses. Sedangkan untuk fluida brine akan diinjeksikan kembali melalui sumur injeksi.

5.4.3.4. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet Heat Exchanger* Menuju *Inlet Turbin Gas*

Fluida kerja selanjutnya dialirkan ke turbin gas melalui pipa proses dengan mengabaikan elevasi dan belokkan pada pipa. Jarak antara *heat exchanger* dengan turbin adalah 10 m, sedangkan diameter dalam pipa 5,671” dan diameter luarnya 6,625”. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-38**.

Tabel V-38. Pipa Proses Dari *Outlet Heat Exchanger* Menuju *Inlet Turbin Gas*

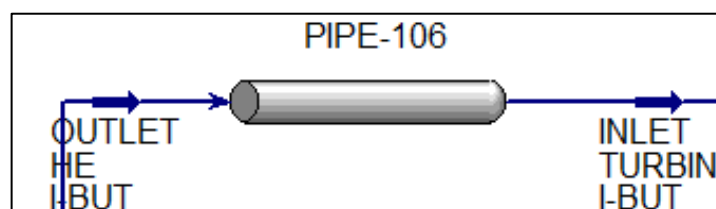
Length - Elevation Profile	
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	10,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	168,3
Inner Diameter	146,3
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Dari data pipa proses yang ada, kemudian dilakukan analisa sehingga menghasilkan keluaran data yang terlihat pada **Tabel V-39**.

Tabel V-39. Analisa Pipa Proses Dari Outlet Heat Exchanger Menuju Inlet Turbin Gas

Name	OUTLET HE I-BUT	INLET TURBIN I-B
Vapour	1,0000	1,0000
Temperature [C]	89,0000	88,9401
Pressure [kPa]	1598	1594
Molar Flow [kgmole/h]	557,4289	557,4289
Mass Flow [kg/h]	32400,0000	32400,0000
LiqVol Flow [m3/h]	57,6547	57,6547

Dari tabel terdapat penurunan beberapa parameter seperti tekanan sebelumnya 1598 kPa menjadi 1594 kPa dan temperature dari 89°C menjadi 88,9401°C. Ada juga parameter yang tidak mengalami perubahan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Sedangkan, untuk pemodelan pipa proses menuju turbin gas dapat dilihat pada **Gambar 5.26**. dibawah ini.



Gambar 5.26.

Pemodelan Pipa Proses Dari *Outlet Heat Exchanger* Menuju *Inlet Turbin Gas*

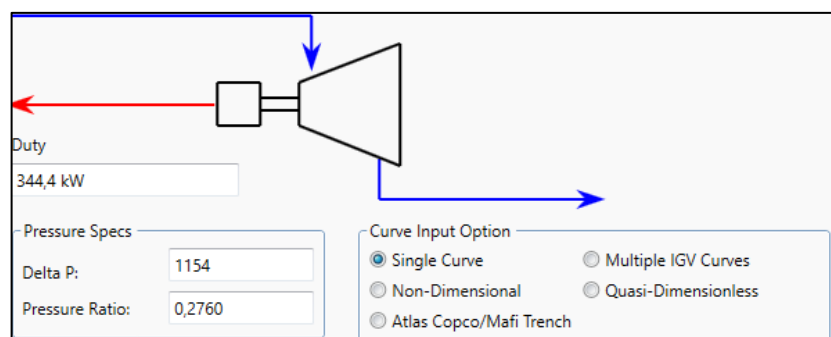
5.4.3.5. Analisa Turbin Gas dan Energi Listrik yang Dihasilkan

Analisa turbin dilakukan untuk mengetahui besarnya energi listrik yang dihasilkan menggunakan metode *binary cycle*. Fluida iso-butane dengan data-data fasa sepenuhnya gas, tekanan sebesar 1594 kPa , dan temperature sebesar 88,9401°C memasuki turbin untuk menghasilkan energi listrik. sehingga menghasilkan data-data keluaran turbin yang dapat dilihat pada **Tabel V-40**.

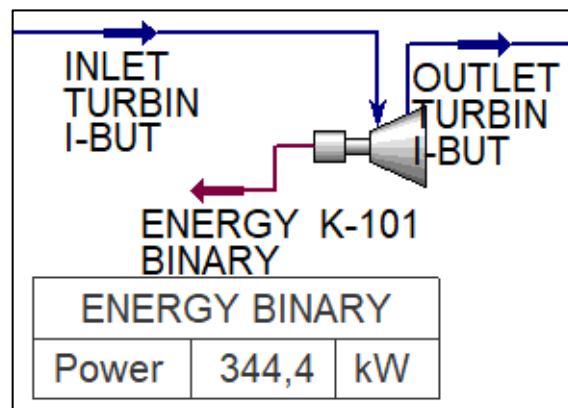
Tabel V-40. Analisa Iso-butane Inlet Turbin dan Outlet Turbin

Name	INLET TURBIN I-I	OUTLET TURBIN
Vapour	1,0000	1,0000
Temperature [C]	88,94	51,06
Pressure [kPa]	1594	440,0
Molar Flow [kgmole/h]	557,4	557,4
Mass Flow [kg/h]	3,240e+004	3,240e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	57,65	57,65

Data keluaran turbin untuk fluida *iso-butane* adalah fasa tetap 100% uap, tekanan menurun dari 1594 kPa menjadi 440 kPa, temperature menurun dari 88,9401 °C menjadi 55,06°C. Selain data tersebut, diketahui besarnya energi listrik yang dihasilkan yaitu sebesar 344,4 kW seperti yang terlihat pada **Gambar 5.27**.. Sedangkan untuk pemodelan turbin dapat dilihat pada **Gambar 5.28**.



Gambar 5.27.
Analisa Turbin Gas *Iso-butane*



Gambar 5.28.
Pemodelan Turbin Gas *Iso-butane*

5.4.3.6. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet* Turbin Gas Menuju *Inlet* Kondensor

Fluida iso-butane keluaran dari turbin, selanjutnya dialirkan melalui pipa proses menuju ke kondensor untuk menurunkan temperaturnya. Sepanjang pipa proses tidak memperhitungkan belokan maupun elevasi dari pipa. Jarak antara outlet turbin dengan inlet kondensor sejauh 20 m dengan diameter dalam pipa sebesar 7,625" dan diameter luar sebesar 8,625". Untuk lebih jelasnya dapat dilihat **Tabel V-41.** dibawah ini.

Tabel V-41. Pipa Proses Dari *Outlet* Turbin Gas Menuju *Inlet* Kondensor

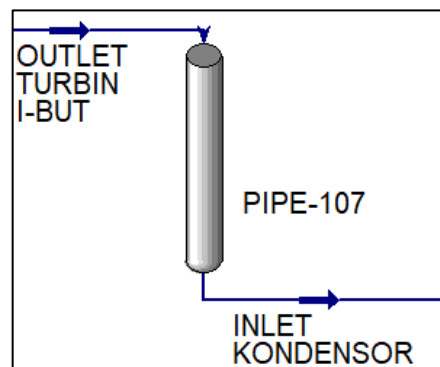
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	20,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	219,1
Inner Diameter	193,7
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Dari data pipa proses diatas, selanjutnya dilakukan analisa untuk mengetahui besarnya perubahan tekanan dan temperatur sepanjang pipa proses. Setelah dilakukan simulasi keluar data perubahan tekanan yang awalnya sebesar 440 kPa menjadi 433,3 kPa. Dan perubahan temperature dengan nilai awal 51,06°C menjadi 50,9519°C. Sedangkan data parameter-parameter lainnya dapat dilihat **Tabel V-42**.

Tabel V-42. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet* Turbin Gas Menuju *Inlet* Kondensor

Name	OUTLET TURBIN I	INLET KONDENS
Vapour	1,0000	1,0000
Temperature [C]	51,0600	50,9519
Pressure [kPa]	440,0	433,3
Molar Flow [kgmole/h]	557,4289	557,4289
Mass Flow [kg/h]	32400,0000	32400,0000
LiqVol Flow [m3/h]	57,6547	57,6547

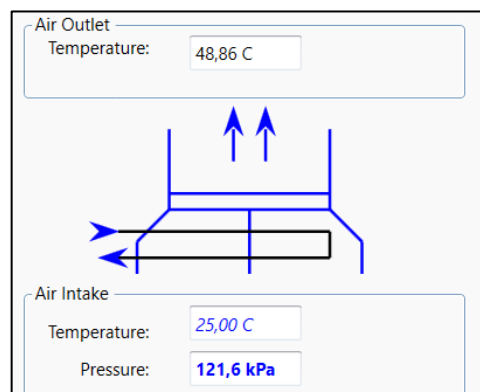
Dari tabel terlihat beberapa parameter yang tidak mengalami perubahan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Terdapat pemodelan untuk pipa proses dari turbin menuju kondensor yang tampak pada **Gambar 5.29**.



Gambar 5.29
Pemodelan Pipa Proses

5.4.3.7. Analisa Kondensor

Kondensor berfungsi untuk menurunkan temperature fluida *iso-butane* dan mengubah fasanya dari gas menjadi liquid sepenuhnya. Media pendingin yang digunakan berupa udara. Dengan mengasumsikan temperature udara sebesar 25°C dengan tekanan 121,6 kPa. Dengan memasukkan data fluida *iso-butane* yang telah dianalisa sebelumnya. Selanjutnya, mengolah data yang ada menghasilkan udara keluaran kondensor naik menjadi 48,86°C. Nilai udara masuk dan udara keluar dari kondensor dapat dilihat pada **Gambar 5.29**. Selain itu nilai parameter *iso-butane* di outlet kondensor mengalami perubahan, seperti fasa yang sebelumnya gas menjadi liquid, penurunan tekanan dari 433,3 kPa menjadi 413,3 kPa dan temperature awalnya 50,95°C menjadi 29°C. Untuk data parameter fluida *iso-butane* lainnya dapat dilihat pada **Tabel V-43**.

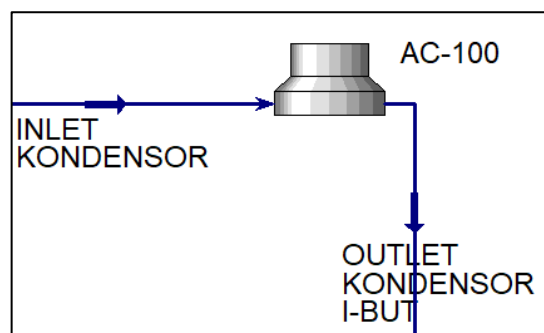


Gambar 5.30
Analisa Udara Pada Kondensor

Tabel V-43. Analisa Fluida *Iso-butane* Kondensor

Name	INLET KONDENS	OUTLET KONDEN:
Vapour	1,0000	0,0000
Temperature [C]	50,95	29,00
Pressure [kPa]	433,3	413,3
Molar Flow [kgmole/h]	557,4	557,4
Mass Flow [kg/h]	3,240e+004	3,240e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	57,65	57,65

Dari gambar dan tabel diatas, terlihat nilai parameter baik itu fluida *iso-butane* maupun udara pendingin pada kondensor. Terdapat parameter fluida *iso-butane* yang mengalami perubahan, namun ada pula parameter yang konstan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Pemodelan *binary cycle* untuk kondensor dapat dilihat pada **Gambar 5.31**.



Gambar 5.31
Pemodelan Kondensor

5.4.3.8. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet Kondensor* Menuju *Inlet Feed Pump*

Setelah didinginkan dari kondensor, fluida *iso-butane* dialirkan menggunakan pipa proses menuju *inlet feed pump* untuk diberikan tekanan dan siklus *binary cycle* dapat dimulai kembali. Jarak antara kondensor dengan *feed pump* sejauh 10 m dengan mengasumsikan tidak adanya belokan dan elevasi sepanjang pipa proses. Digunakan pipa yang memiliki diameter dalam sebesar 2,9” dan diameter luarnya sebesar 3,5”. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-44**.

Tabel V-44. Pipa Proses Dari *Outlet* Kondensor Menuju *Inlet Feed Pump*

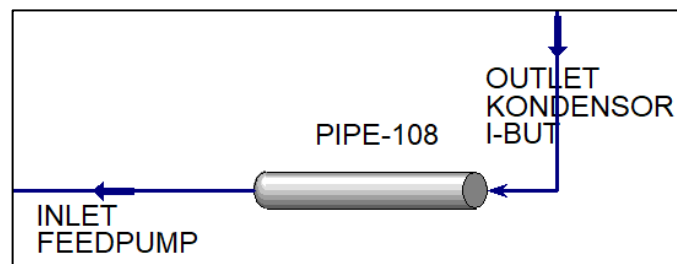
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	10,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	88,90
Inner Diameter	73,66
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Dari data pipa yang digunakan, terjadi perubahan nilai parameter seperti tekanan yang awalnya 413,3 kPa menjadi 413 kPa dan temperatur dari 29°C menjadi 28,997°C. Terdapat juga beberapa parameter yang konstan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Untuk data parameter yang lebih lengkap dapat dilihat pada **Tabel V-45.** dibawah ini.

Tabel V-45. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet* Kondensor Menuju *Inlet Feed Pump*

Name	OUTLET KONDEN	INLET FEEDPUMP
Vapour	0,0000	0,0000
Temperature [C]	29,0000	29,0010
Pressure [kPa]	413,3	403,3
Molar Flow [kgmole/h]	557,4289	557,4289
Mass Flow [kg/h]	32400,0000	32400,0000
LiqVol Flow [m3/h]	57,6547	57,6547

Sedangkan pemodelan pipa dengan menggunakan dapat dilihat pada **Gambar 5.32.**

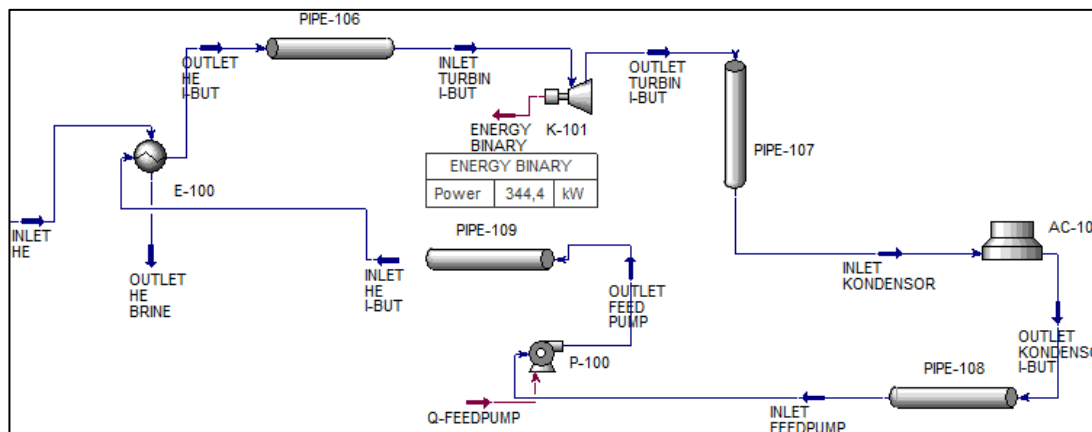


Gambar 5.32.

Pemodelan Pipa Proses Menggunakan *Software Aspen Hysys*

5.4.3.9. Siklus *Binary Cycle* Fluida *Iso-butane*

Setelah dilakukan analisa menggunakan fluida kerja *iso-butane* pada setiap bagian peralatan *binary cycle*. Selanjutnya, siklus *binary cycle* secara keseluruhan dapat dilihat pada **Gambar 5.33**.



Gambar 5.33.

Pemodelan Siklus *Binary Cycle* Fluida *Iso-butane*

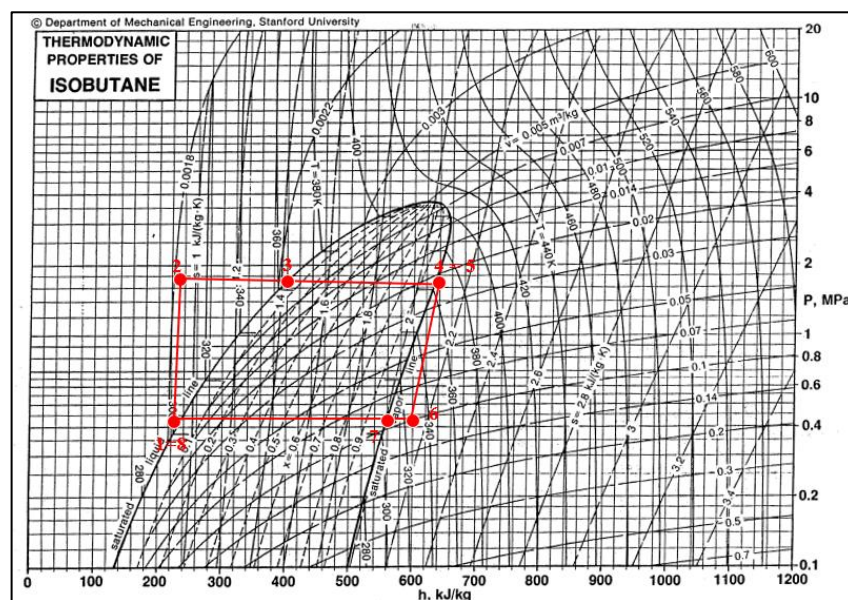
Selanjutnya membuat grafik termodinamika fluida *iso-butane* berdasarkan data tekanan dan temperature dari inlet dan outlet setiap peralatan. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V- 46**.

Tabel V- 46. Data Tekanan dan Temperatur di Setiap Peralatan Menggunakan Fluida kerja Iso-Butane

No.	Letak	Tekanan (kPa)	Tekanan (MPa)	Temperatur (°C)	Temperatur (°K)
1	Inlet feed pump	403,3	0,4033	29	302,15
2	Outlet	1700	1,7	30,15	303,3

	feedpump				
3	Inlet HE	1698	1,698	30,15	303,3
4	Outlet HE	1598	1,598	89	362,09
5	Inlet turbin	1594	1,594	88,94	362,09
6	Outlet turbin	440	0,44	51,06	324,21
7	Inlet kondensor	433,3	0,4333	50,95	324,1
8	Outlet kondensor	413,3	0,4133	29	302,15

Kemudian, melakukan plot pada grafik termodinamika *iso-butane* dengan mengasumsikan terjadinya pertambahan temperature dari outlet feed pump menuju inlet heat exchanger dan outlet turbin ke inlet kondensor. Sedangkan, titik untuk outlet heat exchanger (4) = inlet turbin (5) dan inlet feed pump (1) = outlet kondensor (8) memiliki titik yang sama dikarenakan perubahan tekanan dan temperature yang kecil. Pada **Gambar 5.** , terlihat siklus *binary cycle* fluida kerja *propane* pada setiap peralatan.



Gambar 5.34 .
Grafik Termodinamika Fluida Kerja *Iso-butane*

5.4.4. Analisa Fluida Kerja *Butane*

5.4.4.1. Analisa Feed Pump

Simulasi dimulai dengan menentukan nilai parameter awal butane dengan tekanan sebesar 291,2 kPa, temperatur sebesar 29°C, laju alir sebesar 28800 kg/h atau 8 kg/s dan fasa sepenuhnya liquid untuk diberikan tekanan menggunakan *feed pump* menjadi 1300 kPa. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-47**. dibawah ini.

Tabel V-47. Analisa Feed Pump

Name	INLET FEEDPUMI	OUTLET FEED PU
Vapour	0,0000	0,0000
Temperature [C]	29,00	29,77
Pressure [kPa]	295,1	1300
Molar Flow [kgmole/h]	495,5	495,5
Mass Flow [kg/h]	2,880e+004	2,880e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	49,38	49,38

Dari tabel diatas terlihat selain adanya penambahan tekanan, terdapat kenaikan temperatur dari 29°C menjadi 29,77 °C. Namun, terdapat beberapa parameter yang tidak mengalami perubahan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Selanjutnya *butane* dialirkan menuju *heat exchanger*.

5.4.4.2. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet Feed Pump* Menuju *Inlet Heat Exchanger*

Fluida butane dialirkan menggunakan pipa proses sejauh 10 m dengan diameter dalam sebesar 3,826” dan diameter luar sebesar 4,5”. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-48**.

Tabel V-48. Pipa Proses Dari Outlet Feed Pump Menuju Inlet Heat Exchanger

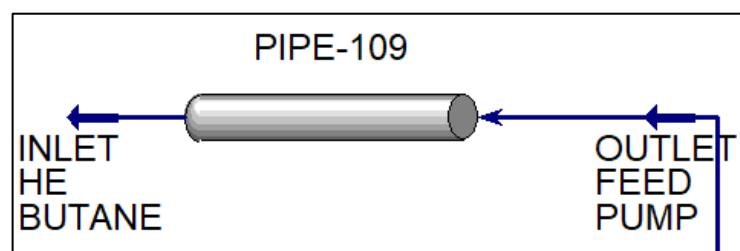
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	10,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	114,3
Inner Diameter	97,18
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Dari data pipa proses diatas, terjadi perubahan tekanan sebesar 2,298 kPa dan temperature sebesar 0,00005 °C. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada Tabel V-49.

Tabel V-49. Analisa Pipa Proses Dari Outlet Feed Pump Menuju Inlet Heat Exchanger

Name	OUTLET FEED PUM	INLET HE BUTANE
Vapour	0,0000	0,0000
Temperature [C]	29,7677	29,7681
Pressure [kPa]	1300	1298
Molar Flow [kgmole/h]	495,4924	495,4924
Mass Flow [kg/h]	28800,0000	28800,0000
LiqVol Flow [m3/h]	49,3808	49,3808

Sedangkan untuk pemodelan dapat dilihat pada Gambar 5.35.



Gambar 5.35.

Pemodelan Pipa Proses Dari Outlet Feed Pump Menuju Inlet Heat Exchanger

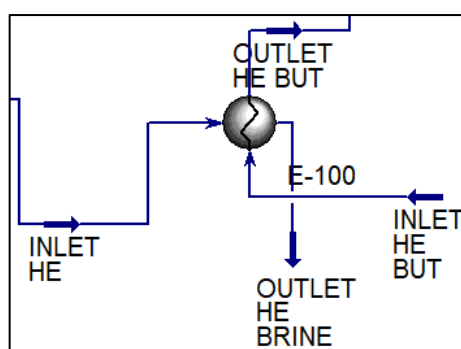
5.4.4.3. Analisa *Heat Exchanger*

Heat exchanger berfungsi sebagai media penukar panas antara fluida *brine* dengan fluida kerja. Sehingga fluida kerja dapat berubah fasa dari liquid menjadi 100% gas. Dengan data-data *inlet HE butane* dan *inlet HE brine* yang telah dilakukan analisa sebelumnya. **Tabel V-50.** menunjukkan adanya transfer panas antara *butane* dengan *brine*.

Tabel V-50. Analisa *Heat Exchanger*

Name	INLET HE BUT	OUTLET HE BUT	INLET HE	OUTLET HE BRINE
Vapour	0,0000	1,0000	0,0023	0,0000
Temperature [C]	29,77	88,00	175,6	93,68
Pressure [kPa]	1298	1198	902,7	802,7
Molar Flow [kgmole/h]	495,5	495,5	1880	1880
Mass Flow [kg/h]	2,880e+004	2,880e+004	3,387e+004	3,387e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	49,38	49,38	33,93	33,93

Dari tabel diatas terlihat terjadinya perubahan fasa fluida *butane* yang sebelumnya liquid menjadi gas seutuhnya, penurunan tekanan dari 1298 kPa menjadi 1198 kPa, dan kenaikan temperature dari 29,77°C menjadi 88°C. Sedangkan untuk fasa fluida *brine* tetap liquid, tekanan berubah dari 902,7 kPa menjadi 802,7 kPa, dan temperature menurun dari 175,6°C menjadi 93,68°C. namun, terdapat parameter yang tidak mengalami perubahan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Pemodelan *heat exchanger* dapat dilihat pada **Gambar 5.36.** dibawah ini.



Gambar 5.36
Pemodelan *Heat Exchanger*

Dari gambar diatas, fluida butane keluar melalui HE dan kemudian akan dialirkan menuju turbin melalui pipa proses. Sedangkan untuk fluida brine akan diinjeksikan kembali melalui sumur injeksi.

5.4.4.4. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet Heat Exchanger* Menuju *Inlet Turbin Gas*

Fluida kerja selanjutnya dialirkan ke turbin gas melalui pipa proses dengan mengabaikan elevasi dan belokkan pada pipa. Jarak antara *heat exchanger* dengan turbin adalah 10 m, sedangkan diameter dalam pipa 5,671” dan diameter luarnya 6,625”. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-51**.

Tabel V-51. Pipa Proses Dari *Outlet Heat Exchanger* Menuju *Inlet Turbin Gas*

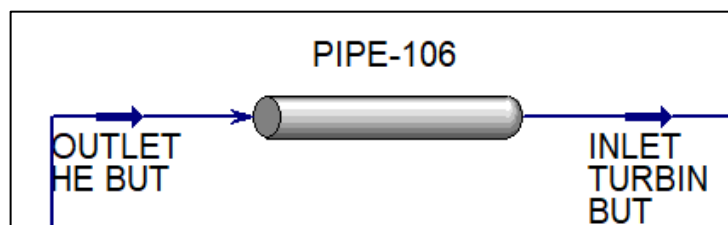
Length - Elevation Profile	
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	10,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	168,3
Inner Diameter	146,3
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Dari data pipa proses yang ada, kemudian dilakukan analisa sehingga menghasilkan keluaran data yang terlihat pada **Tabel V-52**.

Tabel V-52. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet Heat Exchanger* Menuju *Inlet Turbin Gas*

Name	OUTLET HE BUT	INLET TURBIN BU
Vapour	1,0000	1,0000
Temperature [C]	88,0000	87,9335
Pressure [kPa]	1198	1194
Molar Flow [kgmole/h]	495,4924	495,4924
Mass Flow [kg/h]	28800,0000	28800,0000
LiqVol Flow [m3/h]	49,3808	49,3808

Dari tabel terdapat penurunan beberapa parameter seperti tekanan sebelumnya 1198 kPa menjadi 1194kPa dan temperature dari 88°C menjadi 87,93°C. Ada juga parameter yang tidak mengalami perubahan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Sedangkan, untuk pemodelan pipa proses menuju turbin gas dapat dilihat pada **Gambar 5.37.** dibawah ini.



Gambar 5.37.

Pemodelan Pipa Proses Dari *Outlet Heat Exchanger* Menuju *Inlet Turbin Gas*

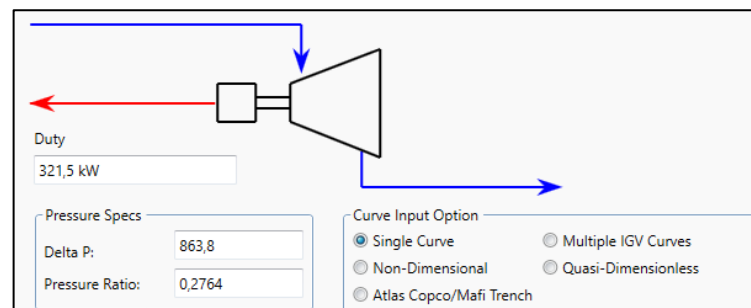
5.4.4.5. Analisa Turbin Gas dan Energi Listrik yang Dihasilkan

Analisa turbin dilakukan untuk mengetahui besarnya energi listrik yang dihasilkan menggunakan metode *binary cycle*. Fluida *butane* dengan data-data fasa sepenuhnya gas, tekanan sebesar 1194 kPa , dan temperature sebesar 87,93°C memasuki turbin untuk menghasilkan energi listrik. sehingga menghasilkan data-data keluaran turbin yang dapat dilihat pada **Tabel V-53.**

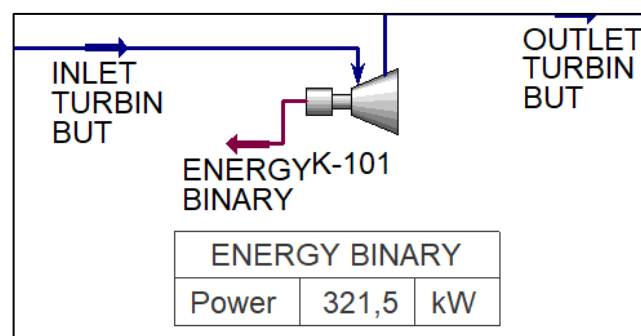
Tabel V-53. Analisa Butane Inlet Turbin dan Outlet Turbin

Name	INLET TURBIN BI	OUTLET TURBIN
Vapour	1,0000	1,0000
Temperature [C]	87,93	53,63
Pressure [kPa]	1194	330,0
Molar Flow [kgmole/h]	495,5	495,5
Mass Flow [kg/h]	2,880e+004	2,880e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	49,38	49,38

Data keluaran turbin untuk fluida *butane* adalah fasa tetap 100% uap, tekanan menurun dari 1194 kPa menjadi 330 kPa, temperature menurun dari 87,93°C menjadi 53,63°C. Selain data tersebut, diketahui besarnya energi listrik yang dihasilkan yaitu sebesar 321,5 kW seperti yang terlihat pada **Gambar 5.38..** Sedangkan untuk pemodelan turbin dapat dilihat pada **Gambar 5.39.**



Gambar 5.38.
Analisa Turbin Gas *Butane*



Gambar 5.39.
Pemodelan Turbin Gas *Butane*

5.4.4.6. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet* Turbin Gas Menuju *Inlet* Kondensor

Fluida *butane* keluaran dari turbin, selanjutnya dialirkan melalui pipa proses menuju ke kondensor untuk menurunkan temperaturnya. Sepanjang pipa proses tidak memperhitungkan belokan maupun elevasi dari pipa. Jarak antara outlet turbin dengan inlet kondensor sejauh 20 m dengan diameter dalam pipa sebesar 7,625” dan diameter luar sebesar 8,625”. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat **Tabel V-54.** dibawah ini.

Tabel V-54. Pipa Proses Dari *Outlet* Turbin Gas Menuju *Inlet* Kondensor

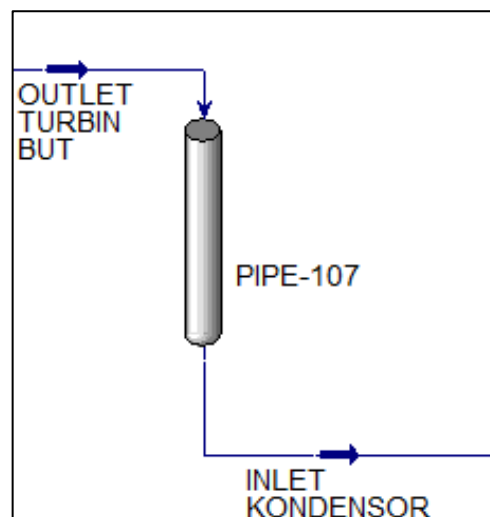
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	20,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	219,1
Inner Diameter	193,7
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Dari data pipa proses diatas, selanjutnya dilakukan analisa untuk mengetahui besarnya perubahan tekanan dan temperatur sepanjang pipa proses. Setelah dilakukan simulasi keluar data perubahan tekanan yang awalnya sebesar 330 kPa menjadi 322,7 kPa. Dan perubahan temperature dengan nilai awal 53,6252°C menjadi 53,5046°C. Sedangkan data parameter-parameter lainnya dapat dilihat **Tabel V-55.**

Tabel V-55. Analisa Pipa Proses Dari Outlet Turbin Gas Menuju Inlet Kondensor

Name	OUTLET TURBIN E	INLET KONDENS
Vapour	1,0000	1,0000
Temperature [C]	53,6252	53,5046
Pressure [kPa]	330,0	322,7
Molar Flow [kgmole/h]	495,4924	495,4924
Mass Flow [kg/h]	28800,0000	28800,0000
LiqVol Flow [m3/h]	49,3808	49,3808

Dari tabel terlihat beberapa parameter yang tidak mengalami perubahan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Terdapat pemodelan untuk pipa proses dari turbin menuju kondensor yang tampak pada **Gambar 5.40**.

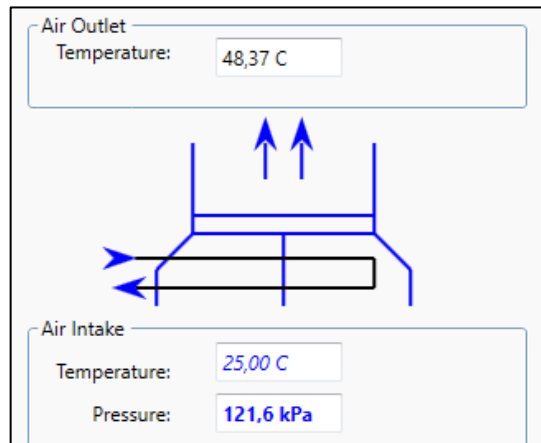


Gambar 5.40.
Pemodelan Pipa Proses

5.4.4.7. Analisa Kondensor

Kondensor berfungsi untuk menurunkan temperature fluida butane dan mengubah fasanya dari gas menjadi liquid sepenuhnya. Media pendingin yang digunakan berupa udara. Dengan mengasumsikan temperature udara sebesar 25°C dengan tekanan 121,6 kPa. Dengan memasukkan data fluida butane yang telah dianalisa sebelumnya. Selanjutnya, mengolah data yang ada menghasilkan udara keluaran kondensor naik menjadi 48,37°C. Nilai udara masuk dan udara keluar dari kondensor dapat dilihat pada **Gambar 5.41**. Selain itu nilai parameter *butane*

di outlet kondensor mengalami perubahan, seperti fasa yang sebelumnya gas menjadi liquid, penurunan tekanan dari 322,7 kPa menjadi 302,7 kPa dan temperature awalnya 50,95°C menjadi 29°C. Untuk data parameter fluida *butane* lainnya dapat dilihat pada **Tabel V-56**.

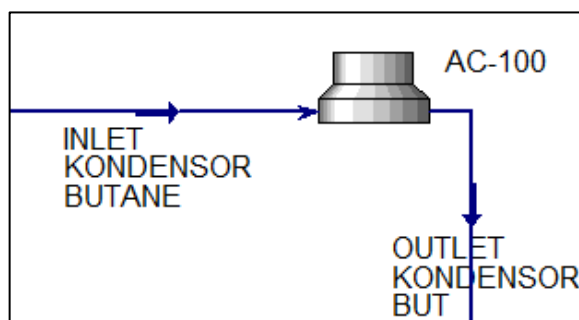


Gambar 5.41
Analisa Udara Pada Kondensor

Tabel V-56. Analisa Fluida *Butane* Kondensor

Name	INLET KONDENS	OUTLET KONDEN
Vapour	1,0000	0,0000
Temperature [C]	53,50	29,00
Pressure [kPa]	322,7	302,7
Molar Flow [kgmole/h]	495,5	495,5
Mass Flow [kg/h]	2,880e+004	2,880e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	49,38	49,38

Dari gambar dan tabel diatas, terlihat nilai parameter baik itu fluida *butane* maupun udara pendingin pada kondensor. Terdapat parameter fluida *butane* yang mengalami perubahan, namun ada pula parameter yang konstan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Pemodelan *binary cycle* untuk kondensor dapat dilihat pada **Gambar 5.42**.



Gambar 5.42
Pemodelan Kondensor

5.4.4.8. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet* Kondensor Menuju *Inlet Feed Pump*

Setelah didinginkan dari kondensor, fluida butane dialirkan menggunakan pipa proses menuju *inlet feed pump* untuk diberikan tekanan dan *siklus binary cycle* dapat dimulai kembali. Jarak antara kondensor dengan *feed pump* sejauh 10 m dengan mengasumsikan tidak adanya belokan dan elevasi sepanjang pipa proses. Digunakan pipa yang memiliki diameter dalam sebesar 2,9” dan diameter luarnya sebesar 3,5”. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-57**.

Tabel V-57. Pipa Proses Dari *Outlet* Kondensor Menuju *Inlet Feed Pump*

Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	10,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	88,90
Inner Diameter	73,66
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

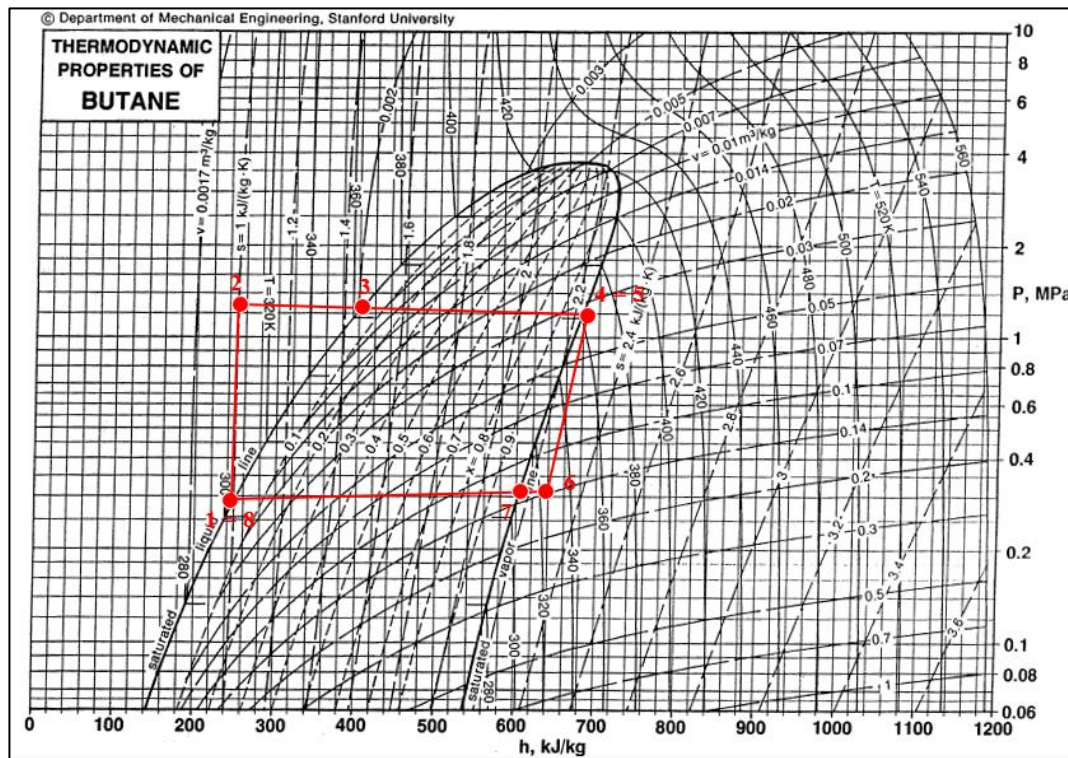
Dari data pipa yang digunakan, terjadi perubahan nilai parameter seperti tekanan yang awalnya 302,7 kPa menjadi 295,1 kPa dan temperatur dari 29°C menjadi 29,001°C. Terdapat juga beberapa parameter yang konstan seperti *mass*

Selanjutnya membuat grafik termodinamika fluida *butane* berdasarkan data tekanan dan temperature dari inlet dan outlet setiap peralatan. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-59**.

Tabel V-59. Data Tekanan dan Temperatur di Setiap Peralatan Menggunakan Fluida kerja *Butane*

No.	Letak	Tekanan (kPa)	Tekanan (MPa)	Temperatur (°C)	Temperatur (°K)
1	Inlet feed pump	295,1	0,2951	29	302,15
2	Outlet feedpump	1300	1,3	29,77	302,92
3	Inlet HE	1298	1,298	29,76	302,91
4	Outlet HE	1198	1,198	88	361,15
5	Inlet turbin	1194	1,194	87,93	361,08
6	Outlet turbin	330	0,33	53,63	326,78
7	Inlet kondensor	322,7	0,3227	53,5	326,65
8	Outlet kondensor	302,7	0,3027	29	302,15

Kemudian, melakukan plot pada grafik thermodinamika butane dengan mengasumsikan terjadinya pertambahan temperature dari outlet feed pump menuju inlet heat exchanger dan outlet turbin ke inlet kondensor. Sedangkan, titik untuk outlet heat exchanger (4) = inlet turbin (5) dan inlet feed pump (1) = outlet kondensor (8) memiliki titik yang sama dikarenakan perubahan tekanan dan temperature yang kecil. Pada **Gambar 5.45** , terlihat siklus *binary cycle* fluida kerja *butane* pada setiap peralatan.



Gambar 5.45 .
Grafik Termodinamika Fluida Kerja *Butane*

5.4.5. Analisa Fluida Kerja Iso-Pentane

5.4.5.1. Analisa Feed Pump

Simulasi dimulai dengan menentukan nilai parameter awal *Iso-Pentane* dengan tekanan sebesar 114,1 kPa, temperatur sebesar 29°C, laju alir sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s dan fasa sepenuhnya liquid untuk diberikan tekanan menggunakan *feed pump* menjadi 550 kPa. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-60**. Dibawah ini.

Tabel V-60. Analisa Feed Pump

Name	INLET FEEDPUMI	OUTLET FEED PU
Vapour	0,0000	0,0000
Temperature [C]	29,00	29,28
Pressure [kPa]	114,1	550,0
Molar Flow [kgmole/h]	449,1	449,1
Mass Flow [kg/h]	3,240e+004	3,240e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	51,97	51,97

Dari tabel diatas terlihat selain adanya penambahan tekanan, terdapat kenaikan temperatur dari 29°C menjadi 29,28 °C. Namun, terdapat beberapa parameter yang tidak mengalami perubahan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Selanjutnya *Iso-Pentane* dialirkan menuju *heat exchanger*.

5.4.5.2. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet Feed Pump* Menuju *Inlet Heat Exchanger*

Fluida *Iso-Pentane* dialirkan menggunakan pipa proses sejauh 10 m dengan diameter dalam sebesar 3,826” dan diameter luar sebesar 4,5”. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-61**.

Tabel V-61. Pipa Proses Dari *Outlet Feed Pump* Menuju *Inlet Heat Exchanger*

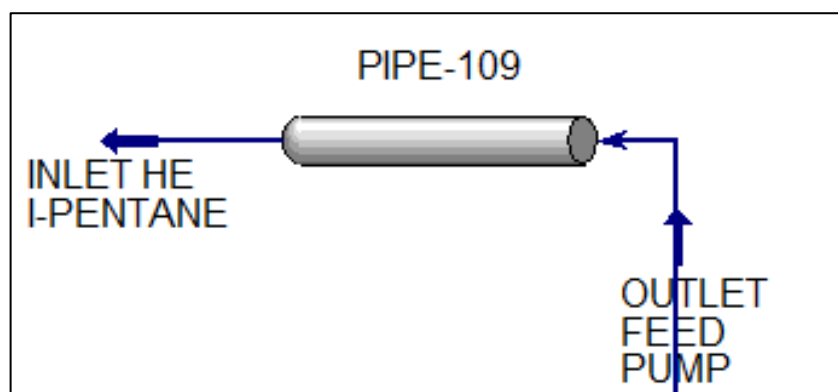
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	10,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	114,3
Inner Diameter	97,18
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Dari data pipa proses diatas, terjadi perubahan tekanan sebesar 9 kPa dan temperature sebesar 0,0029 °C. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-62**.

Tabel V-62. Analisa Pipa Proses Dari Outlet Feed Pump Menuju Inlet Heat Exchanger

Name	OUTLET FEED PUM	INLET HE I-PEN 2	Q FEEDPUMP-HE
Vapour	0,0000	0,0000	<empty>
Temperature [C]	29,2628	29,2659	<empty>
Pressure [kPa]	550,0	541,0	<empty>
Molar Flow [kgmole/h]	449,0582	449,0582	<empty>
Mass Flow [kg/h]	32400,0000	32400,0000	<empty>
LiqVol Flow [m3/h]	51,9695	51,9695	<empty>

Sedangkan untuk pemodelan menggunakan dapat dilihat pada **Gambar 5.46.** dibawah ini.



Gambar 5.46.

Pemodelan Pipa Proses Dari *Outlet Feed Pump* Menuju *Inlet Heat Exchanger*

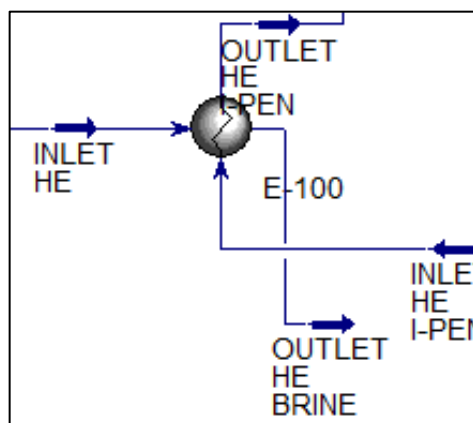
5.4.5.3. Analisa *Heat Exchanger*

Heat exchanger berfungsi sebagai media penukar panas antara fluida *brine* dengan fluida kerja. Sehingga fluida kerja dapat berubah fasa dari liquid menjadi 100% gas. Dengan data-data *inlet HE Iso-Pentane* dan *inlet HE brine* yang telah dilakukan analisa sebelumnya. **Tabel V-63.** Menunjukkan adanya transfer panas antara *Iso-Pentane* dengan *brine*.

Tabel V-63. Analisa Heat Exchanger

Name	INLET HE I-PEN	OUTLET HE I-PEN	INLET HE	OUTLET HE BRINE
Vapour	0,0000	1,0000	0,0024	0,0000
Temperature [C]	29,27	82,00	175,4	85,20
Pressure [kPa]	541,0	441,0	892,3	792,3
Molar Flow [kgmole/h]	449,1	449,1	1877	1877
Mass Flow [kg/h]	3,240e+004	3,240e+004	3,382e+004	3,382e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	51,97	51,97	33,89	33,89

Dari tabel diatas terlihat terjadinya perubahan fasa fluida *Iso-Pentane* yang sebelumnya liquid menjadi gas seutuhnya, penurunan tekanan dari 541 kPa menjadi 441 kPa, dan kenaikan temperature dari 29,28°C menjadi 82°C. Sedangkan untuk fasa fluida brine tetap liquid, tekanan berubah dari 902,7 kPa menjadi 802,7 kPa, dan temperature menurun dari 175,6°C menjadi 86,41°C. namun, terdapat parameter yang tidak mengalami perubahan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Pemodelan heat exchanger dapat dilihat pada **Gambar 5.47**. dibawah ini.



Gambar 5.47
Pemodelan Heat Exchanger

Dari gambar diatas, fluida *Iso-Pentane* keluar melalui HE dan kemudian akan dialirkan menuju turbin melalui pipa proses. Sedangkan untuk fluida brine akan diinjeksikan melalui sumur injeksi.

5.4.5.4. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet Heat Exchanger* Menuju *Inlet Turbin Gas*

Fluida kerja selanjutnya dialirkan ke turbin gas melalui pipa proses dengan mengabaikan elevasi dan belokkan pada pipa. Jarak antara *heat exchanger* dengan turbin adalah 10 m, sedangkan diameter dalam pipa 5,671” dan diameter luarnya 6,625”. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-64**.

Tabel V-64. Pipa Proses Dari *Outlet Heat Exchanger* Menuju *Inlet Turbin Gas*

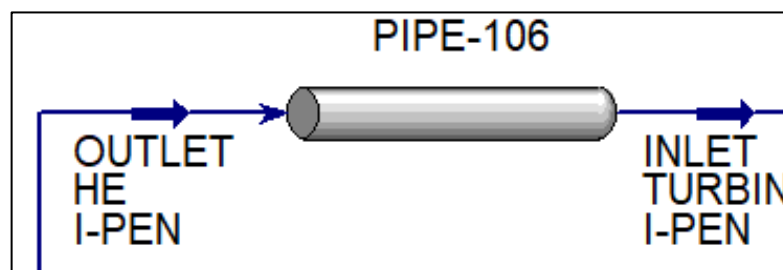
Length - Elevation Profile	
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	10,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	168,3
Inner Diameter	146,3
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Dari data pipa proses yang ada, kemudian dilakukan analisa sehingga menghasilkan keluaran data yang terlihat pada **Tabel V-65**.

Tabel V-65. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet Heat Exchanger* Menuju *Inlet Turbin Gas*

Name	OUTLET HE I-PEN	INLET TURBIN I-P
Vapour	1,0000	1,0000
Temperature [C]	82,0000	81,7877
Pressure [kPa]	441,0	428,6
Molar Flow [kgmole/h]	449,0582	449,0582
Mass Flow [kg/h]	32400,0000	32400,0000
LiqVol Flow [m3/h]	51,9695	51,9695

Dari tabel terdapat penurunan beberapa parameter seperti tekanan sebelumnya 441 kPa menjadi 428,6 kPa dan temperature dari 82°C menjadi 81,78°C. Ada juga parameter yang tidak mengalami perubahan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Sedangkan, untuk pemodelan pipa proses menuju turbin gas dapat dilihat pada **Gambar 5.45.** dibawah ini.



Gambar 5.48.

Pemodelan Pipa Proses Dari *Outlet Heat Exchanger* Menuju *Inlet Turbin Gas*

5.4.5.5. Analisa Turbin Gas dan Energi Listrik yang Dihasilkan

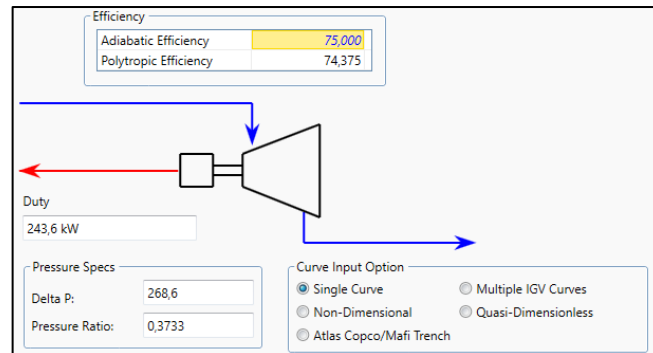
Analisa turbin dilakukan untuk mengetahui besarnya energi listrik yang dihasilkan menggunakan metode *binary cycle*. Fluida Iso-Pentane dengan data-data fasa sepenuhnya gas, tekanan sebesar 428,6 kPa , dan temperature sebesar 81,78 °C memasuki turbin untuk menghasilkan energi listrik, sehingga menghasilkan data-data keluaran turbin yang dapat dilihat pada **Tabel V-66.**

Tabel V-66. Analisa Iso-Pentane Inlet Turbin dan Outlet Turbin

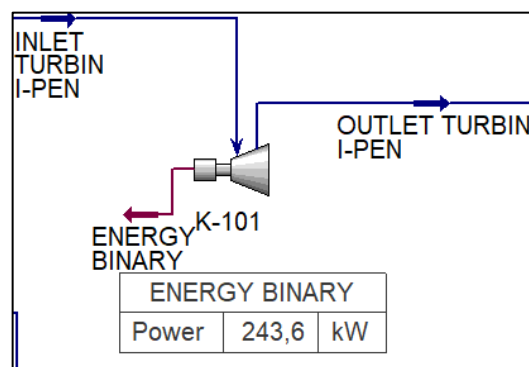
Name	INLET TURBIN I-I	OUTLET TURBIN
Vapour	1,0000	1,0000
Temperature [C]	81,79	63,11
Pressure [kPa]	428,6	160,0
Molar Flow [kgmole/h]	449,1	449,1
Mass Flow [kg/h]	3,240e+004	3,240e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	51,97	51,97

Data keluaran turbin untuk fluida *Iso-Pentane* adalah fasa tetap 100% uap, tekanan menurun dari 428,6 kPa menjadi 160 kPa, temperature menurun dari 81,79°C menjadi 63,11°C. Selain data tersebut, diketahui besarnya energi listrik

yang dihasilkan yaitu sebesar 268,6 kW seperti yang terlihat pada **Gambar 5.49.** Sedangkan untuk pemodelan turbin dapat dilihat pada **Gambar 5.50.**



Gambar 5.49.
Analisa Turbin Gas *Iso-Pentane*



Gambar 5.50.
Pemodelan Turbin Gas *Iso-Pentane*

5.4.5.6. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet* Turbin Gas Menuju *Inlet* Kondensor

Fluida *Iso-Pentane* keluaran dari turbin, selanjutnya dialirkan melalui pipa proses menuju ke kondensor untuk menurunkan temperaturnya. Sepanjang pipa proses tidak memperhitungkan belokan maupun elevasi dari pipa. Jarak antara outlet turbin dengan inlet kondensor sejauh 20 m dengan diameter dalam pipa sebesar 7,625" dan diameter luar sebesar 8,625". Untuk lebih jelasnya dapat dilihat **Tabel V-67**. Dibawah ini.

Tabel V-67. Pipa Proses Dari *Outlet* Turbin Gas Menuju *Inlet* Kondensor

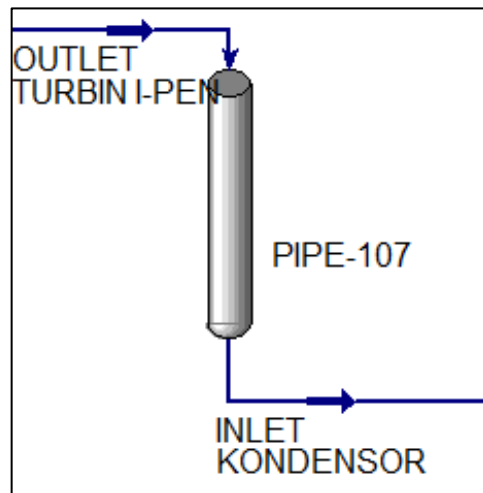
Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	20,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	219,1
Inner Diameter	193,7
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

Dari data pipa proses diatas, selanjutnya dilakukan analisa untuk mengetahui besarnya perubahan tekanan dan sepanjang pipa proses. Setelah dilakukan simulasi keluar data perubahan tekanan yang awalnya sebesar 160 kPa menjadi 143,1 kPa. Dan perubahan temperature dengan nilai awal 63,1°C menjadi 62,81°C. Sedangkan data parameter-parameter lainnya dapat dilihat **Tabel V-68**.

Tabel V-68. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet* Turbin Gas Menuju *Inlet* Kondensor

Name	OUTLET TURBIN I	INLET KONDENSOR
Vapour	1,0000	1,0000
Temperature [C]	63,1085	62,8151
Pressure [kPa]	160,0	143,1
Molar Flow [kgmole/h]	449,0582	449,0582
Mass Flow [kg/h]	32400,0000	32400,0000
LiqVol Flow [m3/h]	51,9695	51,9695

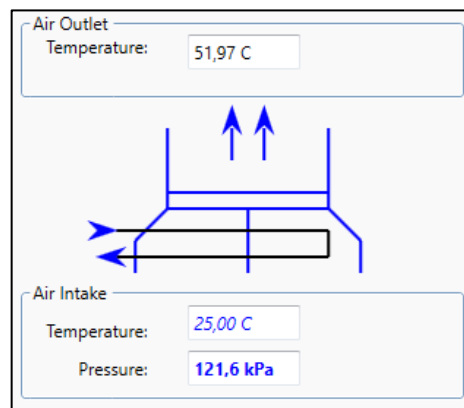
Dari tabel terlihat beberapa parameter yang tidak mengalami perubahan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Terdapat pemodelan untuk pipa proses dari turbin menuju kondensor yang tampak pada **Gambar 5.51**.



Gambar 5.51
Pemodelan Pipa 121

5.4.5.7. Analisa Kondensor

Kondensor berfungsi untuk menurunkan temperature fluida *Iso-Pentane* dan mengubah fasanya dari gas menjadi liquid sepenuhnya. Media pendingin yang digunakan berupa udara. Dengan mengasumsikan temperature udara sebesar 25°C dengan tekanan 121,6 kPa. Dengan memasukkan data fluida *Iso-Pentane* yang telah dianalisa sebelumnya. Selanjutnya mengolah data yang ada menghasilkan udara keluaran kondensor naik menjadi 51,97°C. Nilai udara masuk dan udara keluar dari kondensor dapat dilihat pada **Gambar 5.52**. Selain itu nilai parameter *Iso-Pentane* di outlet kondensor mengalami perubahan, seperti fasa yang sebelumnya gas menjadi liquid, penurunan tekanan dari 143,1 kPa menjadi 123.1 kPa dan temperature awalnya 62,81°C menjadi 29°C. Untuk data parameter fluida *Iso-Pentane* lainnya dapat dilihat pada **Tabel V-69**.

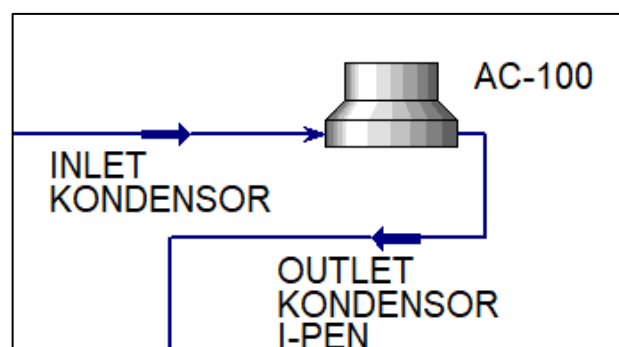


Gambar 5.52
Analisa Udara Pada Kondensor

Tabel V-69. Analisa Fluida *Iso-Pentane* Kondensor

Name	INLET KONDENSC	OUTLET KONDEN:
Vapour	1,0000	0,0000
Temperature [C]	62,82	29,00
Pressure [kPa]	143,1	123,1
Molar Flow [kgmole/h]	449,1	449,1
Mass Flow [kg/h]	3,240e+004	3,240e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	51,97	51,97

Dari gambar dan tabel diatas, terlihat nilai parameter baik itu fluida *Iso-Pentane* maupun udara pendingin pada kondensor. Terdapat parameter fluida *Iso-Pentane* yang mengalami perubahan, namun ada pula parameter yang konstan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Pemodelan *binary cycle* untuk kondensor dapat dilihat pada **Gambar 5.53**.



Gambar 5.53
Pemodelan Kondensor

5.4.5.8. Analisa Pipa Proses Dari *Outlet* Kondensor Menuju *Inlet Feed Pump*

Setelah didinginkan dari kondensor, fluida Iso-Pentane dialirkan menggunakan pipa proses menuju *inlet feed pump* untuk diberikan tekanan dan siklus binary cycle dapat dimulai kembali. Jarak antara kondensor dengan *feed pump* sejauh 10 m dengan mengasumsikan tidak adanya belokan dan elevasi sepanjang pipa proses. Digunakan pipa yang memiliki diameter dalam sebesar 2,9” dan diameter luarnya sebesar 3,5”. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V-70**.

Tabel V-70. Pipa Proses Dari *Outlet* Kondensor Menuju *Inlet Feed Pump*

Segment	1
Fitting/Pipe	Pipe
Length/Equivalent Length	10,00
Elevation Change	0,0000
Outer Diameter	88,90
Inner Diameter	73,66
Material	Mild Steel
Roughness	4,572e-005
Pipe Wall Conductivity	45,00
Increments	5
FittingNo	<empty>

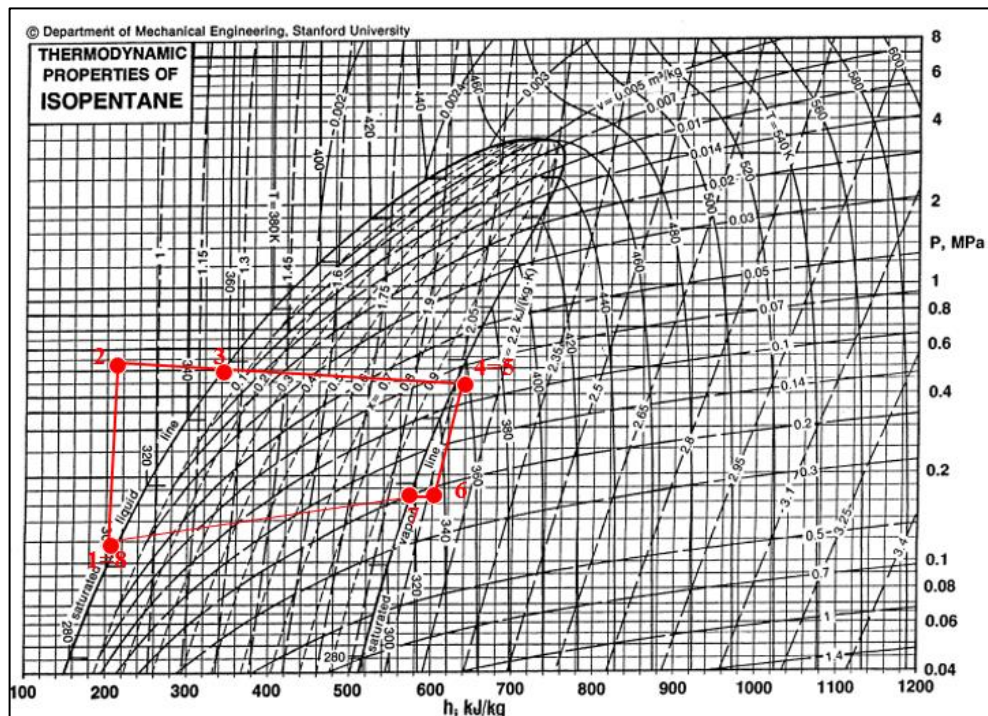
Dari data pipa yang digunakan, terjadi perubahan nilai parameter seperti tekanan yang awalnya 123,1 kPa menjadi 114,1 kPa dan temperatur dari 29°C menjadi 29,0029°C. Terdapat juga beberapa parameter yang konstan seperti *mass flow* dan *molar flow*. Untuk data parameter yang lebih lengkap dapat dilihat pada **Tabel V-71**. Dibawah ini.

Selanjutnya membuat grafik termodinamika fluida *iso-pentane* berdasarkan data tekanan dan temperature dari inlet dan outlet setiap peralatan. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada **Tabel V- 72**.

Tabel V- 72 Data Tekanan dan Temperatur di Setiap Peralatan Menggunakan Fluida kerja *Iso-Pentane*

No.	Letak	Tekanan (kPa)	Tekanan (MPa)	Temperatur (°C)	Temperatur (°K)
1	Inlet feed pump	114,1	0,1141	29	302,15
2	Outlet feedpump	550	0,55	29,28	302,43
3	Inlet HE	547,8	0,5478	29,28	302,43
4	Outlet HE	447,8	0,4478	82	355,15
5	Inlet turbin	435,7	0,4357	81,79	354,94
6	Outlet turbin	160	0,16	62,82	335,97
7	Inlet kondensor	143,1	0,1431	62,53	335,68
8	Outlet kondensor	123,1	0,1231	29	302,15

Kemudian, melakukan plot pada grafik thermodinamika *iso-pentane* dengan mengasumsikan terjadinya pertambahan temperature dari outlet feed pump menuju inlet heat exchanger dan outlet turbin ke inlet kondensor. Sedangkan, titik untuk outlet heat exchanger (4) = inlet turbin (5) dan inlet feed pump (1) = outlet kondensor (8) memiliki titik yang sama dikarenakan perubahan tekanan dan temperature yang kecil. Pada **Gambar 5.56**, terlihat siklus *binary cycle* fluida kerja *iso-pentana* pada setiap peralatan.



Gambar 5.56.
Grafik Termodinamika Fluida Kerja *Iso-Pentane*

5.5. *Electric Power* yang Dihasilkan

Pada analisa ini elektrik power yang dihasilkan baik secara konvensional maupun menggunakan metode *binary cycle* dengan analisa beberapa fluida kerja dihasilkan electric power seperti pada **Tabel V-73**. Dan **Tabel V-74**. Dibawah ini

Tabel V-73 . Electric Power yang Dihasilkan Secara Konvensional

Metode	Electric Power
Konvensional	3516 kW

Tabel V-74. Electric Power yang Dihasilkan Menggunakan Metode *Binary Cycle*

Fluida Kerja	Electric Power
<i>Propane</i>	223,1 kW
<i>Iso-Butane</i>	344,4 kW
<i>Butane</i>	321,5 kW
<i>Iso-Pentane</i>	268,6 kW

Dari kedua tabel diatas terlihat electric power yang dihasilkan secara konvensional sebesar 3516 kW atau setara dengan 3,516 MW. Sedangkan metode *binary cycle* menghasilkan electric power yang berbeda beda tergantung fluida kerja yang digunakan. Fluida kerja *propane* menghasilkan electric power yang paling rendah sebesar 223,1 kW. Untuk electric power terbesar menggunakan fluida kerja berupa *Iso-butane* sebesar 344,4 kW.

Dari analisa diatas, pemanfaatan sumur GN-01, GN-02, dan GN-03 sebagai pembangkit listrik hybrid dengan metode konvensional dan *binary cycle* menggunakan fluida kerja *iso-butane* diharapkan untuk segera dilakukan. Hal ini dikarenakan dapat menambah pasokan energi listrik dan terbilang ekonomis.

5.5.1. Perhitungan Energi Listrik Turbin Uap

Inlet Turbin :

T1 = 175 C

P1 = 834 kPa = 8,34 bara

M1 = 65490 kg/h = 18,19167 kg/s

h1 = 2769,995 KJ/kg

Outlet Turbin :

T2 = 120,2 C

P2 = 200 kPa = 2 bara

M2 = 65490 kg/h = 18,19167 kg/s

h2 = 2517,612

- $$W = \text{eff.turbin} \times m \times (h_1 - h_2)$$

$$= 0.765 \times 18,19167 \times (2769,995 - 2517,612)$$

$$= 3516 \text{ Kwatt}$$

$$= 3,516 \text{ Mwatt}$$

5.5.2. Perhitungan Energi Listrik Turbin Gas

1. Energi Listrik dengan Fluida Kerja *Propana*

Inlet Turbin :

$$M_{wf} = 32400 \text{ kg/h} = 9 \text{ kg/s}$$

$$T1 = 94,98 \text{ C} = 368,13 \text{ K}$$

$$P1 = 3,898 \text{ Mpa}$$

$$h1 = 570,889 \text{ KJ/Kg}$$

$$W = M_{wf} (h1 - h2)$$

$$= 9 (570,889 - 546,1)$$

$$= 223,1 \text{ KW}$$

Outlet Turbin :

$$T2 = 37,67 \text{ C} = 310,82 \text{ K}$$

$$P2 = 1,3 \text{ Mpa}$$

$$h2 = 546,1 \text{ KJ/Kg}$$

2. Energi Listrik dengan Fluida Kerja *Iso-Butana*

Inlet Turbin :

$$M_{wf} = 32400 \text{ kg/h} = 9 \text{ kg/s}$$

$$T1 = 88,94 \text{ C} = 362,09 \text{ K}$$

$$P1 = 1,594 \text{ Mpa}$$

$$h1 = 630,267 \text{ KJ/Kg}$$

$$W = M_{wf} (h1 - h2)$$

$$= 9 (630,267 - 592)$$

$$= 344,4 \text{ KW}$$

Outlet Turbin :

$$T2 = 51,06 \text{ C} = 324,21 \text{ K}$$

$$P2 = 0,44 \text{ Mpa}$$

$$h2 = 592 \text{ KJ/Kg}$$

3. Energi Listrik dengan Fluida Kerja *Butana*

Inlet Turbin :

$$M_{wf} = 28800 \text{ kg/h} = 8 \text{ kg/s}$$

$$T1 = 87,93 \text{ C} = 361,08 \text{ K}$$

$$P1 = 1,194 \text{ Mpa}$$

$$h1 = 680,1875 \text{ KJ/Kg}$$

$$W = M_{wf} (h1 - h2)$$

$$= 8 (680,1875 - 640)$$

$$= 321,5 \text{ KW}$$

Outlet Turbin :

$$T2 = 53,63 \text{ C} = 326,78 \text{ K}$$

$$P2 = 0,33 \text{ Mpa}$$

$$h2 = 640 \text{ KJ/Kg}$$

BAB VI

PEMBAHASAN

Lapangan panasbumi ADN memiliki beberapa sumur yang diproduksi seperti sumur GN-01, GN-02, dan GN-03. Sumur-sumur tersebut memproduksi dua fasa fluida berupa uap dan liquid. Selanjutnya dialirkan di pipa transport menuju manifold untuk dialirkan menuju separator dan dipisahkan antara fasa uap (*steam*) dengan fasa liquid (*brine*). fasa uap dari fluida produksi digunakan untuk pembangkit listrik secara konvensional dengan mengalirkan uap yang telah dipisahkan pada separator menuju ke turbin uap. Sementara itu, fasa air akan dimanfaatkan sebagai fluida pemanas pada *binary cycle* untuk menghasilkan listrik tambahan.

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 untuk dikondensasikan. Fluida kerja meninggalkan kondensor sebagai cairan jenuh dan memasuki *feed pump*, menyelesaikan siklus.

Lapangan ADN terletak di sepanjang sisi timur dari berbagai pusat vulkanik sepanjang hampir 30 km yang meliputi gunung berapi aktif Gunung Papandayan (terakhir meletus pada November 2002) dan Gunung Guntur (terakhir meletus pada tahun 1840). Lapangan ADN berada pada ketinggian 1750–2000 meter di atas permukaan laut, dan terletak sekitar 9 kilometer barat daya lapangan panas bumi Kamojang yang memproduksi dan 10 km timur lapangan panas bumi Wayang Windu. Data sumuran yang dibutuhkan berupa tekanan kepala sumur, temperature kepala sumur, laju alir, dan fasa fluida.

Sumur GN-01 mempunyai tekanan sebesar 1118 kPa, temperature sebesar 185°C, laju alir sebesar 10,8 kg/s atau 38880 kg/jam, fasa uap 75% dan fasa liquid 25%. Untuk sumur GN-02 mempunyai tekanan sebesar 1195 kPa, temperature sebesar 188°C, laju alir sebesar 10 kg/s atau 36000 kg/jam, fasa uap 60%, dan fasa liquid 40%. Sedangkan sumur GN-03 mempunyai tekanan kepala sumur sebesar 1195 kPa, temperature sebesar 188°C laju alir sebesar 6,8 kg/s atau 24880 kg/jam, fasa uap 55%, dan fasa liquid 45%.

Analisa dilakukan dengan memasukkan data-data parameter kepala sumuran untuk dialirkan menuju manifold hingga separator. sepanjang pipa diasumsikan tidak adanya belokkan maupun elevasi pada pipa transport. Sumur GN-01 dialirkan dari kepala sumur hingga inlet manifold sejauh 300 m dengan diameter luar pipa sebesar 273,1 mm atau 10,75” dan diameter dalam pipa sebesar 242,9 mm atau 9,56”. Pada inlet manifold terjadi penurunan tekanan mulanya 1118 kPa menjadi 1002 kPa dan penurunan temperature yang awalnya 185°C menjadi 180,1459°C. Sedangkan untuk laju alir konstan sebesar 10,8 kg/s atau 38880 kg/jam, fasa uap sebesar 75% dan fasa liquidnya sebesar 25%. Sumur GN-02 dialirkan dari kepala sumur hingga inlet manifold sejauh 1000 m dengan diameter luar pipa sebesar 323,8 mm atau 12,75” dan diameter dalam pipa sebesar 288,9 mm atau 11,374”. Pada inlet manifold terjadi penurunan tekanan mulanya 1195 kPa menjadi 1101 kPa dan penurunan temperature yang awalnya 188°C

menjadi 184,2828°C. Sedangkan untuk laju alir konstan sebesar 10 kg/s atau 36000 kg/jam, fasa uap sebesar 60% dan fasa liquidnya sebesar 40%. Sumur GN-03 dialirkan dari kepala sumur hingga inlet manifold sejauh 700 m dengan diameter luar pipa sebesar 323,8 mm atau 12,75” dan diameter dalam pipa sebesar 288,9mm atau 11,374”. Pada inlet manifold terjadi penurunan tekanan mulanya 1195 kPa menjadi 1171 kPa dan penurunan temperature yang awalnya 188°C menjadi 187,05°C. Sedangkan untuk laju alir konstan sebesar 6,8 kg/s atau 24480 kg/jam, fasa uap sebesar 55% dan fasa liquidnya sebesar 45%. Selanjutnya, menganalisa inlet manifold dengan menggabungkan tiga data aliran menjadi aliran tunggal.

Tekanan di inlet manifold sebesar 1002 kPa, temperature sebesar 180,1°C, laju alir sebesar 27,6 kg/s atau 99360 kg/jam, fasa uap 65,48%, dan fasa liquid 34,48%. Kemudian dari inlet manifold fluida dialirkan menuju ke inlet separator dengan jarak 100 m, diameter luar manifold 406,4 mm atau 16”, dan diameter luar sebesar 363,5 mm atau 14,31”. Pada inlet separato terjadi penurunan tekanan mulanya 1002 kPa menjadi 974,1 kPa, penurunan temperature dari 180,1475°C menjadi 178,8963°C, fasa uap sebesar 65,51%, fasa liquid sebesar 34,49% dan laju alir sebesar 27,6kg/s atau 99360 kg/jam. Kemudian, dari separator terjadi pemisahan antara fasa uap (steam) dan fasa liquid (brine) menggunakan jenis separator verikal. Besaran nilai parameter steam keluaran tekanan sebesar 874,1 kPa, temperature sebesar 175,8°C, dan laju alir sebesar 18,19 kg/s atau 65493,76 kg/jam. Sedangkan keluaran parameter brine berupa tekanan sebesar 924,1 kPa, temperature sebesar 176,6°C, dan laju alir sebesar 9,407 kg/s atau 33866,243 kg/h.

Analisa pembangkit listrik panasbumi secara konvensional menggunakan steam dari pemisahan separator untuk dilalirkan menuju turbin sehingga menghasilkan energi listrik. Steam keluaran separator dialirkan menuju inlet turbin menggunakan pipa proses dengan jarak 50 m, diameter luar pipa sebesar 273,1 mm atau 10,75” dan diameter dalam sebesar 254,5 mm atau 10,02”. Pada inlet trubi terjadi penurunan tekanan dari 874,1 kPa menjadi 834,3 kPa, penurunan temperature dari 175,8286°C menjadi 175,2034°C, laju alir sebesar 18,19 kg/s atau 65493,76 kg/jam dan fasa uap sebesar 100%. Kemudian, dilakukan analisa

pada turbin untuk mengetahui besarnya energi listrik yang dihasilkan dengan men-*setting* data tekanan keluaran turbin sebesar 200 kPa. Sehingga terjadi perubahan parameter pada keluaran turbin berupa tekanan sebesar 200 kPa, temperature sebesar 120,2°C, laju alir sebesar 18,19 kg/s atau 65493,76 kg/jam, fasa uap sebesar 95,22% dan fasa liquid sebesar 4,78%. Analisa pembangkit listrik secara konvensional menghasilkan energi listrik sebesar 3516 kW atau 3,516 MW. Selanjutnya fluida keluaran turbin didinginkan menggunakan kondensor untuk mengubah fasa uap menjadi liquid yang akan diinjeksikan kembali. Jarak antara turbin dan kondensor sejauh 100 m menggunakan pipa dengan diameter dalam sebesar 455,6 mm atau 17,94" dan diameter luarnya sebesar 508 mm atau 20". Selama transport terjadi perubahan tekanan di inlet kondensor yang sebelumnya sebesar 120,1717°C menjadi 113,8522°C, perubahan tekanan dari 200 kPa menjadi 163 kPa, laju alir tetap, perubahan fasa uap dari 95,22% menjadi 95,74%, dan perubahan fasa liquid dari 4,78% menjadi 4,26%. Terakhir menganalisa kondensor menggunakan dengan asumsi temperature sekitar gunung darajat sebesar 25°C. Sehingga menghasilkan data parameter keluaran kondensor berupa tekanan sebesar 143,1 kPa, temperature sebesar 100°C, laju alir sebesar 18,19 kg/s atau 65493,76 kg/jam, dan fasa 100% liquid.

Selain memanfaatkan steam dari separator, penulisan ini memanfaatkan brine keluaran separator untuk dijadikan fluida pemanas menggunakan metode *binary cycle* sehingga menghasilkan energi listrik tambahan. Pertama-tama dilakukan analisa brine keluaran separator dengan nilai tekanan sebesar 924,1 kPa, temperature sebesar 176,6147°C, laju alir sebesar 33866,24 kg/h atau 9,41 kg/s, dan fasa 100% liquid. Dari separator dialirkan menuju *heat exchanger* menggunakan pipa dengan diameter luar 88,9 mm atau 3,5", diameter luar sebesar 73,66 mm atau 2,9", dan jarak 20 m. Sehingga terjadi perubahan nilai parameter di inlet *heat exchanger* berupa tekanan sebesar 902 kPa, temperature sebesar 175,6102 °C, laju alir konstan sebesar 33866,24 kg/h atau 9,41 kg/s, dan fasa liquid sebesar 100%. Setelah dilakukan analisa brine di inlet *heat exchanger*, kemudian menganalisa fluida kerja yang akan digunakan berupa *propane*, *iso-butane*, *butane*, *iso-pentane*, dan *pentane*.

Analisa awal fluida kerja menggunakan *propane* yang dimasukkan ke inlet feedpump dengan tekanan sebesar 1266 kPa, temperature sebesar 29°C, laju alir sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s dan fasa sepenuhnya liquid. Kemudian dari inlet feedpump menuju outlet feedpump terjadi kenaikan tekanan menjadi 4000 kPa, temperature menjadi 32,2°C, laju alir konstan sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa sepenuhnya liquid. Selanjutnya, dari outlet *feed pump* menuju inlet *heat exchanger* menggunakan pipa dengan diameter luar sebesar 168,3 mm atau 6,625", diameter dalam sebesar 146,3 mm atau 5,761", dan jarak sejauh 10 m. Sehingga terjadi perubahan parameter berupa tekanan menjadi 3999,68 kPa = 4000 kPa, kehilangan temperature sebesar 0,0000507 °C, karena kehilangan temperature terlalu kecil sehingga dianggap masih konstan 32,2°C, laju alir konstan sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa 100% liquid.

Didalam *heat exchanger* terjadi transfer panas dari fluida brine ke fluida kerja *propane*, sehingga terjadi perubahan parameter di masing-masing outlet *heat exchanger*. Pada outlet brine tekanan menurun dari 902 kPa menjadi 802,7 kPa, temperature menurun dari 175,6°C menjadi 101,4°C, laju alir sebesar 33866,24 kg/h atau 9,41 kg/s, dan fasa liquid sebesar 100%. Sedangkan untuk fluida kerja *propane* terjadi penurunan tekanan dari 4000 kPa menjadi 3900 kPa, kenaikan temperature dari 32,2°C menjadi 95°C, laju alir konstan sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa menjadi 100% gas. Kemudian dari outlet *heat exchanger* fluida kerja dialirkan menuju inlet turbin gas menggunakan pipa proses sejauh 10 m, diameter luar pipa sebesar 168,3 mm atau 6,625", dan diameter dalam pipa sebesar 146,3 mm atau 5,671". Sehingga terjadi penurunan beberapa parameter seperti tekanan sebelumnya 3900 kPa menjadi 3898 kPa dan temperature dari 95°C menjadi 94,9779°C, laju alir konstan sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa 100% gas.

Selanjutnya menganalisa turbin gas untuk mengetahui besarnya energi listrik yang dihasilkan menggunakan fluida kerja *propane*. Energi listrik yang dihasilkan sebesar 223,1 kW atau 0,2231 MW dengan perubahan parameter pada outlet turbin gas berupa tekanan dari 3898 kPa menjadi 1300 kPa, temperature

dari 94,98°C menjadi 37,67°C, laju alir sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa 100% sepenuhnya gas.

Dari outlet turbin gas, fluida kerja dialirkan menuju kondensor untuk dikondensasikan menggunakan pipa proses yang berjarak 20 m, dengan diameter luar sebesar 219,1 mm atau 8,625", dan diameter dalam sebesar 193,7 mm atau 7,625". Analisa pipa, dari outlet turbin gas menuju inlet kondensor terjadi perubahan tekanan dari 1300 kPa menjadi 1298 kPa, perubahan temperatur dari 37,6712°C menjadi 37,6269°C, laju alir konstan 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa 100% sepenuhnya gas. Kemudian, didalam kondensor terjadi kondensasi fasa gas menjadi fasa liquid dengan asumsi temperature lapangan ADN sebesar 25°C. dari inlet kondensor menuju outlet kondensor, terjadi perubahan parameter berupa tekanan dari 1298 kPa menjadi 1278 kPa, temperature dari 37,63°C menjadi 29°C, laju alir sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa menjadi sepenuhnya liquid. Kemudian dari outlet kondensor, fluida kerja dialirkan menggunakan pipa proses menuju ke inlet *feedpump* dengan jarak sejauh 10 m, diameter luar pipa sebesar 88 mm atau 3,5", dan diameter dalam pipa sebesar 73,66 mm atau 2,9". Sehingga, terjadi perubahan nilai parameter seperti tekanan yang awalnya 1278 kPa menjadi 1266 kPa dan temperatur dari 29°C menjadi 28,997°C, laju alir sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, fasa 100% liquid. Dan fluida kerja *propane* menyelesaikan satu siklus *binary cycle*.

Analisa kedua menggunakan fluida kerja *iso-butane* yang dimasukkan ke inlet *feed pump* dengan tekanan sebesar 403,3 kPa, temperature sebesar 29°C, laju alir sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s dan fasa sepenuhnya liquid. Kemudian dari inlet feedpump menuju outlet *feed pump* terjadi kenaikan tekanan menjadi 1700 kPa, temperature menjadi 30,15°C, laju alir konstan sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa sepenuhnya liquid. Selanjutnya, dari outlet *feed pump* menuju inlet *heat exchanger* menggunakan pipa dengan diameter luar sebesar 114,3 mm atau 4,5", diameter dalam sebesar 97,18 mm atau 3,826", dan jarak sejauh 10 m. Sehingga terjadi perubahan parameter berupa tekanan menjadi 1698 kPa, kehilangan temperature sebesar 0,0001 °C, karena kehilangan temperature terlalu

kecil sehingga dianggap masih konstan $30,15^{\circ}\text{C}$, laju alir konstan sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa 100% liquid.

Didalam heat exchanger terjadi transfer panas dari fluida brine ke fluida kerja *iso-butane*, sehingga terjadi perubahan parameter di masing-masing outlet *heat exchanger*. Pada outlet brine tekanan menurun dari 902 kPa menjadi 802,7 kPa, temperature menurun dari $175,6^{\circ}\text{C}$ menjadi $91,77^{\circ}\text{C}$, laju alir sebesar 33866,24 kg/h atau 9,41 kg/s, dan fasa liquid sebesar 100%. Sedangkan untuk fluida kerja *iso-butane* terjadi penurunan tekanan dari 1698 kPa menjadi 1598 kPa, kenaikan temperature dari $30,15^{\circ}\text{C}$ menjadi 89°C , laju alir konstan sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa menjadi 100% gas. Kemudian dari outlet *heat exchanger* fluida kerja dialirkan menuju inlet turbin gas menggunakan pipa proses sejauh 10 m, diameter luar pipa sebesar 168,3 mm atau 6,625", dan diameter dalam pipa sebesar 146,3 mm atau 5,671". Sehingga terjadi penurunan beberapa parameter seperti tekanan sebelumnya 1598 kPa menjadi 1594 kPa dan temperature dari 89°C menjadi $88,94^{\circ}\text{C}$, laju alir konstan sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa 100% gas.

Selanjutnya menganalisa turbin gas untuk mengetahui besarnya energi listrik yang dihasilkan menggunakan fluida kerja *iso-butane*. Energi listrik yang dihasilkan sebesar 344,4 kW atau 0,3444 MW dengan perubahan parameter pada outlet turbin gas berupa tekanan dari 1594 kPa menjadi 440 kPa, temperature dari $88,94^{\circ}\text{C}$ menjadi $51,06^{\circ}\text{C}$, laju alir sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa 100% sepenuhnya gas.

Dari outlet turbin gas, fluida kerja dialirkan menuju kondensor untuk dikondensasikan menggunakan pipa proses yang berjarak 20 m, dengan diameter luar sebesar 219,1 mm atau 8,625", dan diameter dalam sebesar 193,7 mm atau 7,625". Analisa pipa, dari outlet turbin gas menuju inlet kondensor terjadi perubahan tekanan dari 440 kPa menjadi 433,3 kPa, perubahan temperatur dari $51,06^{\circ}\text{C}$ menjadi $50,95^{\circ}\text{C}$, laju alir konstan 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa 100% sepenuhnya gas. Kemudian, didalam kondensor terjadi kondensasi fasa gas menjadi fasa liquid dengan asumsi temperature lapangan ADN sebesar 25°C . dari inlet kondensor menuju outlet kondensor, terjadi perubahan parameter berupa

tekanan dari 433,3 kPa menjadi 413,3kPa, temperature dari 50,95°C menjadi 29°C, laju alir sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa menjadi sepenuhnya liquid. Kemudian dari outlet kondensor, fluida kerja dialirkan menggunakan pipa proses menuju ke inlet *feed pump* dengan jarak sejauh 10 m, diameter luar pipa sebesar 88 mm atau 3,5”, dan diameter dalam pipa sebesar 73,66 mm atau 2,9”. Sehingga, terjadi perubahan nilai parameter seperti tekanan yang awalnya 413,3 kPa menjadi 413 kPa dan temperatur dari 29°C menjadi 29,0001°C, laju alir sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, fasa 100% liquid. Dan fluida kerja *iso-butane* menyelesaikan satu siklus *binary cycle*.

Analisa ketiga menggunakan fluida kerja *butane* yang dimasukkan ke inlet *feedpump* dengan tekanan sebesar 291,2 kPa, temperature sebesar 29°C, laju alir sebesar 28800 kg/h atau 8 kg/s dan fasa sepenuhnya liquid. Kemudian dari inlet *feed pump* menuju outlet *feed pump* terjadi kenaikan tekanan menjadi 1300 kPa, temperature menjadi 29,77°C, laju alir konstan sebesar 28800 kg/h atau 8 kg/, dan fasa sepenuhnya liquid. Selanjutnya, dari outlet *feed pump* menuju inlet *heat exchanger* menggunakan pipa dengan diameter luar sebesar 114,3 mm atau 4,5”, diameter dalam sebesar 97,18 mm atau 3,826”, dan jarak sejauh 10 m. Sehingga terjadi perubahan parameter berupa tekanan menjadi 1298 kPa, kehilangan temperature sebesar 0,00005 °C, karena kehilangan temperature terlalu kecil sehingga dianggap masih konstan 29,77°C, laju alir konstan sebesar 28800 kg/h atau 8 kg/, dan fasa 100% liquid.

Didalam *heat exchanger* terjadi transfer panas dari fluida brine ke fluida kerja *butane*, sehingga terjadi perubahan parameter di masing-masing outlet *heat exchanger*. Pada outlet brine tekanan menurun dari 902 kPa menjadi 802,7 kPa, temperature menurun dari 175,6°C menjadi 93,68°C, laju alir sebesar 33866,24 kg/h atau 9,41 kg/s, dan fasa liquid sebesar 100%. Sedangkan untuk fluida kerja *butane* terjadi penurunan tekanan dari 1298 kPa menjadi 1198 kPa, kenaikan temperature dari 29,77°C menjadi 88°C, laju alir konstan sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa menjadi 100% gas. Kemudian dari outlet *heat exchanger* fluida kerja dialirkan menuju inlet turbin gas menggunakan pipa proses sejauh 10 m, diameter luar pipa sebesar 168,3 mm atau 6,625”, dan diameter dalam pipa

sebesar 146,3 mm atau 5,671". Sehingga terjadi penurunan beberapa parameter seperti tekanan sebelumnya 1198 kPa menjadi 1194 kPa dan temperature dari 88°C menjadi 87,93°C, laju alir konstan sebesar 28800 kg/h atau 8 kg/, dan fasa 100% gas.

Selanjutnya menganalisa turbin gas untuk mengetahui besarnya energi listrik yang dihasilkan menggunakan fluida kerja *butane*. Energi listrik yang dihasilkan sebesar 321,5 kW atau 0,3215 MW dengan perubahan parameter pada outlet turbin gas berupa tekanan dari 1194 kPa menjadi 330 kPa, temperature dari 88,94°C menjadi 53,63°C, laju alir sebesar 28800 kg/h atau 8 kg/, dan fasa 100% sepenuhnya gas.

Dari outlet turbin gas, fluida kerja dialirkan menuju kondensor untuk dikondensasikan menggunakan pipa proses yang berjarak 20 m, dengan diameter luar sebesar 219,1 mm atau 8,625", dan diameter dalam sebesar 193,7 mm atau 7,625". Analisa pipa, dari outlet turbin gas menuju inlet kondensor terjadi perubahan tekanan dari 330 kPa menjadi 322,7 kPa, perubahan temperatur dari 53,63°C menjadi 53,5°C, laju alir konstan 28800 kg/h atau 8 kg/, dan fasa 100% sepenuhnya gas. Kemudian, didalam kondensor terjadi kondensasi fasa gas menjadi fasa liquid dengan asumsi temperature lapangan ADN sebesar 25°C. dari inlet kondensor menuju outlet kondensor, terjadi perubahan parameter berupa tekanan dari 322,7 kPa menjadi 302,7 kPa, temperature dari 53,5°C menjadi 29°C, laju alir sebesar 28800 kg/h atau 8 kg/, dan fasa menjadi sepenuhnya liquid. Kemudian dari outlet kondensor, fluida kerja dialirkan menggunakan pipa proses menuju ke inlet feedpump dengan jarak sejauh 10 m, diameter luar pipa sebesar 88 mm atau 3,5", dan diameter dalam pipa sebesar 73,66 mm atau 2,9". Sehingga, terjadi perubahan nilai parameter seperti tekanan yang awalnya 302,7 kPa menjadi 295,1 kPa dan temperatur dari 29°C menjadi 29,0001°C, laju alir sebesar 28800 kg/h atau 8 kg/, fasa 100% liquid. Dan fluida kerja *butane* menyelesaikan satu siklus *binary cycle*.

Analisa keempat menggunakan fluida kerja *iso-pentane* yang dimasukkan ke inlet *feed pump* dengan tekanan sebesar 114,1 kPa, temperature sebesar 29°C, laju alir sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s dan fasa sepenuhnya liquid. Kemudian

dari inlet *feed pump* menuju outlet *feed pump* terjadi kenaikan tekanan menjadi 550 kPa, temperature menjadi 29,27 °C, laju alir konstan sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa sepenuhnya liquid. Selanjutnya, dari outlet *feed pump* menuju inlet *heat exchanger* menggunakan pipa dengan diameter luar sebesar 114,3 mm atau 4,5”, diameter dalam sebesar 97,18 mm atau 3,826”, dan jarak sejauh 10 m. Sehingga terjadi perubahan parameter berupa tekanan menjadi 541 kPa, kehilangan temperature sebesar 0,0020 °C, karena kehilangan temperature terlalu kecil sehingga dianggap masih konstan 29,27°C, laju alir konstan sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa 100% liquid.

Didalam *heat exchanger* terjadi transfer panas dari fluida brine ke fluida kerja *iso-pentane*, sehingga terjadi perubahan parameter di masing-masing outlet *heat exchanger*. Pada outlet brine tekanan menurun dari 902 kPa menjadi 802,7 kPa, temperature menurun dari 175,6°C menjadi 85,2°C, laju alir sebesar 33866,24 kg/h atau 9,41 kg/s, dan fasa liquid sebesar 100%. Sedangkan untuk fluida kerja *iso-pentane* terjadi penurunan tekanan dari 541 kPa menjadi 441 kPa, kenaikan temperature dari 29,27°C menjadi 82°C, laju alir konstan sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa menjadi 100% gas. Kemudian dari outlet *heat exchanger* fluida kerja dialirkan menuju inlet turbin gas menggunakan pipa proses sejauh 10 m, diameter luar pipa sebesar 168,3 mm atau 6,625”, dan diameter dalam pipa sebesar 146,3 mm atau 5,671”. Sehingga terjadi penurunan beberapa parameter seperti tekanan sebelumnya 441 kPa menjadi 428,6 kPa dan temperature dari 82°C menjadi 81,78°C, laju alir konstan sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa 100% gas.

Selanjutnya menganalisa turbin gas untuk mengetahui besarnya energi listrik yang dihasilkan menggunakan fluida kerja *iso-butane*. Energi listrik yang dihasilkan sebesar 268,6 kW atau 0,2686 MW dengan perubahan parameter pada outlet turbin gas berupa tekanan dari 428,6 kPa menjadi 160 kPa, temperature dari 81,78°C menjadi 63,11°C, laju alir sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa 100% sepenuhnya gas.

Dari outlet turbin gas, fluida kerja dialirkan menuju kondensor untuk dikondensasikan menggunakan pipa proses yang berjarak 20 m, dengan diameter

luar sebesar 219,1 mm atau 8,625", dan diameter dalam sebesar 193,7 mm atau 7,625". Analisa pipa, dari outlet turbin gas menuju inlet kondensor terjadi perubahan tekanan dari 160 kPa menjadi 143,1 kPa, perubahan temperatur dari 63,1°C menjadi 62,81°C, laju alir konstan 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa 100% sepenuhnya gas. Kemudian, didalam kondensor terjadi kondensasi fasa gas menjadi fasa liquid dengan asumsi temperature lapangan ADN sebesar 25°C. dari inlet kondensor menuju outlet kondensor, terjadi perubahan parameter berupa tekanan dari 143,1 kPa menjadi 123,1 kPa, temperature dari 62,81°C menjadi 29°C, laju alir sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, dan fasa menjadi sepenuhnya liquid. Kemudian dari outlet kondensor, fluida kerja dialirkan menggunakan pipa proses menuju ke inlet *feed pump* dengan jarak sejauh 10 m, diameter luar pipa sebesar 88 mm atau 3,5", dan diameter dalam pipa sebesar 73,66 mm atau 2,9". Sehingga, terjadi perubahan nilai parameter seperti tekanan yang awalnya 123,1 kPa menjadi 114,1 kPa dan temperatur dari 29°C menjadi 29,0001°C, laju alir sebesar 32400 kg/h atau 9 kg/s, fasa 100% liquid. Dan fluida kerja *iso-Pentane* menyelesaikan satu siklus *binary cycle*.

Analisa dari sumur GN-01, GN-02, GN-03 secara konvensional menghasilkan electric power sebesar 3516 kW atau 3,516 MW. Sedangkan, untuk metode *binary cycle* electric power terbesar dihasilkan menggunakan fluida kerja iso-butana sebesar 344,3 kW atau 0,3444 MW. Sehingga pemanfaatan sumur GN-01, GN-02, dan GN-03 sebagai pembangkit listrik hybrid dengan metode konvensional dan *binary cycle* menggunakan fluida kerja *iso-butane* diharapkan untuk segera dilakukan.

BAB VII

KESIMPULAN

Dari penulisan tesis ini dapat disimpulkan :

1. Pembangkit listrik secara konvensional dengan memanfaatkan steam keluaran separator menghasilkan energi listrik sebesar 3516 kW atau 3,516 MW.
2. Analisa pembangkit listrik metode *binary cycle* dengan memanfaatkan brine keluaran separator menghasilkan besarnya energi listrik :
 - Fluida kerja *propane* energi listrik yang dihasilkan sebesar 223,1 kW atau 0,2231 MW
 - Fluida kerja *iso-butane* energi listrik yang dihasilkan sebesar 344,4 kW atau 0,3444 MW
 - Fluida kerja *butane* energi listrik yang dihasilkan sebesar 321,5 kW atau 0,3215 MW
 - Fluida kerja *iso-pentane* energi listrik yang dihasilkan sebesar 268,6 kW atau 0,2686 MW
3. Jumlah total elektrik power yang dihasilkan dari *hybrid flash binary* sebesar 3,860 MW
4. Pemanfaatan sumur GN-01, GN-02, dan GN-03 sebagai pembangkit listrik *hybrid* dengan metode konvensional dan *binary cycle* menggunakan fluida kerja *iso-butane* diharapkan untuk dilakukan. Hal ini dikarenakan dapat menambah pasokan energi listrik.

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. Bambang Pramono, Bambang Pramono. Microearthquake Characteristics in Darajat Geothermal Field, Indonesia. Proceedings World Geothermal Congress 2005 Antalya, Turkey, 24-29 April 2005.
4. Bemmelen. R. W. V., *The Geology of Indonesia. Vol.1A General Geology of Indonesia*. 1945
5. 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
6. 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
7. 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.
8. DENSO. *Service Manual In Line Pumps*. Jakarta: Denso Sales Indonesia., hal. 21. 2008.
9. Frick,S. Kranz, S., Saadat, A *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.
10. 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.
 11. Juan Pablo Gutierrez, etc. *Thermodynamic Properties for the Simulation of Crude Oil Primary Refining*. Int. Journal of Engineering Research and Applications www.ijera.com. ISSN: 2248-9622, Vol. 4, Issue 4 (Version 1), April 2014, pp.190-194
 12. Kartanegara, L., Uneputty, H., dan Asikin, S. *Tatanan Stratigrafi dan Posisi Tektonik Cekungan Jawa Tengah Utara selama Jaman Tersier, PITIAGI ke-16*, Bandung.1987.
 13. KESDM. *Potensi Panasbumi Indonesia : Jilid 2*. Direktorat Panasbumi, Direktorat Jendral EBTKE. ISBN 978-602-50394-0-9. 2017.
 14. Leith, T.O, McColl, J.R., Ryall,M. L. *Advanced-Class Boiler Feed pump For 660-MW Generators*.2015
 15. Michel, J.W. and Murphy, R., W. *Condenser Design for binary cycle..* Engineering Tecnology Division Oak Ridge National Laboratory Oak Ridge, Tennessee 37819.1980.
 16. 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.
 17. Mulyawan, Ricki *Fattah*. *Karakteristik Geokimia Panasbumi Berdasarkan Data Air Panas Gunung Welirang Provinsi Jawa Timur*. UNPAD. 2010.
 18. Najafabadi, A. *Geothermal Power Plant Condensers in the World*. World Geothermal Congress : Melbourne, Australia. 2015.
 19. Nicholson, K. N., *Geothermal Fluids. Chemistry and Exploration Techniques*. xv + 263 pp. Berlin, Heidelberg, New York, London, Paris, Tokyo, Hong Kong: Springer-Verlag. 1993.

20. 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.
21. 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.
22. Pulunggono, A., dan S. Martodjojo. Perubahan tektonik Paleogen dan Neogen merupakan peristiwa tektonik terpenting di Jawa, Proceeding geologi dan geoteknik Pulau Jawa sejak akhir Mesozoik hingga Kuartar. 1994.
23. Reynolds, M., W. *Thermodynamic Properties In SI*. Departement of Mechanical Engineering Standford University, Stanford CA 94305. 1979.
24. Surana, Taufan. *Final Report: A Study of Binary Cycle and Kalina Cycle For Geothermal Power Generation. Geothermal Institute*. University of Auckland,N Auckland. 1995.
25. Sri Rejeki, , Julfi Hadi, Ilan Suhayati. Porosity Study for Detail Reservoir Characterization in Darajat Geothermal Field, West Java, Indonesia. Proceedings World Geothermal Congress 2005. Antalya, Turkey, 24-29 April 2005
26. Sri Rejeki, Dave Rohrs, , Gregg Nordquist, and Agus Fitriyanto. Geologic Conceptual Model Update of the Darajat Geothermal Field, Indonesia. Proceedings World Geothermal Congress 2010. Bali, Indonesia, 25-29 April 2010
27. Teguh, B.P. *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.
28. Teguh,B.P., Himawan, S., Suyanto., Taufan, S., Trisno, M.D. *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

</

aspentech

Company Name Not Available

Bedford, MA

USA

Case Name:2. DIPAKE YG KON, HYBRID I-BU TANE DONE.hsc

Unit Set:SI

Date/Time:Wed Mar 30 02:29:08 2022

Material Stream: GN-01 (continued)

Fluid Package:Basis-1

Property Package:Peng-Robinson

COMPOSITION

Aqueous Phase (continued)

Phase Fraction0.2500

Total539.54741.00009720.00001.0000973961.0000

K VALUE

COMPONENTS	MIXED	LIGHT	HEAVY
H2O	1.000	---	1.000
i-Butane	---	---	---
Propane	---	---	---
n-Butane	---	---	---
i-Pentane	---	---	---
n-Pentane	---	---	---

UNIT OPERATIONS

FEED TO	PRODUCT FROM	LOGICAL CONNECTION
Pipe Segment:PIPE-101		

UTILITIES

(No utilities reference this stream)

PROCESS UTILITY

DYNAMICS

Pressure Specification (inactive)	1118kPa
Flow Specification (Active)	Molar:2158 kgmole/hMass:3.888e+004 kg/h *Std Ideal Liq Volume:38.96 m3/h

User Variables

NOTES

Description

Aspen Technology Inc.

Aspen HYSYS Version 8.8 (34.0.0.8909)

Page 3 of 3

Company Name Not Available

Bedford, MA

USA

Case Name:

2. DIPAKE YG KON, HYBRID I-BUTANE DONE.hsc

Unit Set:

SI

Date/Time:

Wed Mar 30 02:29:58 2022

Material Stream: GN-02

Fluid Package: Base-1

Property Package: Peng-Robinson

CONDITIONS

	Overall	Vapour Phase	Aqueous Phase
Vapour / Phase Fraction	0.6000 *	0.6000	0.4000
Temperature: (C)	188.0 *	188.0	188.0
Pressure: (kPa)	1195	1195	1195
Molar Flow (kgmole/h)	1998	1199	799.3
Mass Flow (kg/h)	3.600e+004 *	2.160e+004	1.440e+004
Std Ideal Liq Vol Flow (m3/h)	36.07	21.64	14.43
Molar Enthalpy (kJ/kgmole)	-2.514e+005	-2.369e+005	-2.731e+005
Molar Entropy (kJ/kgmole-C)	135.7	167.1	88.58
Heat Flow (kJ/h)	-5.023e+008	-2.840e+008	-2.183e+008
Liq Vol Flow @Std Cond (m3/h)	35.47 *	21.28	14.19

PROPERTIES

	Overall	Vapour Phase	Aqueous Phase
Molecular Weight	18.02	18.02	18.02
Molar Density (kgmole/m3)	0.5500	0.3315	48.10
Mass Density (kg/m3)	9.909	5.973	866.5
Act. Volume Flow (m3/h)	36.33	36.16	16.62
Mass Enthalpy (kJ/kg)	-1.395e+004	-1.315e+004	-1.516e+004
Mass Entropy (kJ/kg-C)	7.534	9.278	4.917
Heat Capacity (kJ/kgmole-C)	56.88	37.20	86.40
Mass Heat Capacity (kJ/kg-C)	3.157	2.065	4.796
LHV Molar Basis (Std) (kJ/kgmole)	0.0000	0.0000	0.0000
HHV Molar Basis (Std) (kJ/kgmole)	4.101e+004	4.101e+004	4.101e+004
HHV Mass Basis (Std) (kJ/kg)	2276	2276	2276
CO2 Loading	---	---	---
CO2 App ML Con (kgmole/m3)	---	---	---
CO2 App WT Con (kgmol/kg)	---	---	---
LHV Mass Basis (Std) (kJ/kg)	0.0000	0.0000	0.0000
Phase Fraction (Vol. Basis)	0.6000	0.6000	0.4000
Phase Fraction (Mass Basis)	0.6000	0.6000	0.4000
Phase Fraction (Act. Vol. Basis)	0.9954	0.9954	4.574e-003
Mass Energy (kJ/kg)	576.9	---	---
Partial Pressure of CO2 (kPa)	0.0000	---	---
Cost Based on Flow (Cost/h)	0.0000	0.0000	0.0000
Act. Gas Flow (ACT m3/h)	36.16	36.16	---
Avg. Liq. Density (kgmole/m3)	55.40	55.40	55.40
Specific Heat (kJ/kgmole-C)	56.88	37.20	86.40
Std. Gas Flow (STD m3/h)	4.725e+004	2.835e+004	1.890e+004
Std. Ideal Liq. Mass Density (kg/m3)	998.0	998.0	998.0
Act. Liq. Flow (m3/h)	4.616e-003	---	4.616e-003
Z Factor	---	0.9403	6.481e-003
Watson K	---	---	---
User Property	---	---	---
Partial Pressure of H2S (kPa)	0.0000	---	---
Cp(Cp - R)	1.171	1.288	1.106
Cp/Cv	1.123	1.385	1.106
Heat of Vap. (kJ/kgmole)	3.623e+004	---	---
Kinematic Viscosity (cSt)	---	2.551	0.1647
Liq. Mass Density (Std. Cond) (kg/m3)	1015	1015	1015
Liq. Vol. Flow (Std. Cond) (m3/h)	35.47	21.28	14.19
Liquid Fraction	0.4000	0.0000	1.000

Aspen Technology Inc.

Aspen HYSYS Version 8.8 (34.0.0.8900)

Page 1 of 3

aspen

tech

Company Name Not Available
Bedford, MA
USA

Case Name:2. DPAKE YG KON. HYBRID I-BUTANED.CONE.hsc

Unit Set:SI

Date/Time:Wed Mar 30 02:29:58 2022

Material Stream: GN-02 (continued)

Fluid Package:Basis-1

Property Package:Peng-Robinson

PROPERTIES

	Overall	Vapour Phase	Aqueous Phase		
Molar Volume (m3/kgmole)	1.818	3.016	2.079e-002		
Mass Heat of Vap. (kJ/kg)	20.11	---	---		
Phase Fraction (Molar Basis)	0.6000	0.6000	0.4000		
Surface Tension (dynes/cm)	40.50	---	40.50		
Thermal Conductivity (W/m-K)	---	3.201e-002	0.6723		
Viscosity (cP)	---	1.523e-002	0.1407		
Cv (Semi-Ideal) (kJ/kgmole-C)	48.57	28.89	78.08		
Mass Cv (Semi-Ideal) (kJ/kg-C)	2.696	1.603	4.334		
Cv (kJ/kgmole-C)	50.65	28.87	78.08		
Mass Cv (kJ/kg-C)	2.812	1.491	4.334		
Cv (Ent. Method) (kJ/kgmole-C)	---	---	---		
Mass Cv (Ent. Method) (kJ/kg-C)	---	---	---		
Cp/Cv (Ent. Method)	---	---	---		
Reid VPat 37.8 C (kPa)	---	---	---		
True VPat 37.8 C (kPa)	---	---	---		
Liq. Vol. Flow - Sum(Std. Cond) (m3/h)	35.47	21.28	14.19		
Viscosity Index	---	---	---		

COMPOSITION

Overall Phase

Vapour Fraction0.6000

COMPONENTS	MOLAR FLOW (kgmole/h)	MOLE FRACTION	MASS FLOW (kg/h)	MASS FRACTION	LIQUID VOLUME FLOW (m3/h)	LIQUID VOLUME FRACTION
H2O	1998.3236 *	1.0000 *	3600.0000 *	1.0000 *	36.0726 *	1.0000 *
i-Butane	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *
Propane	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *
n-Butane	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *
i-Pentane	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *
n-Pentane	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *
Total	1998.3236	1.0000	3600.0000	1.0000	36.0726	1.0000

Vapour Phase

Phase Fraction0.6000

COMPONENTS	MOLAR FLOW (kgmole/h)	MOLE FRACTION	MASS FLOW (kg/h)	MASS FRACTION	LIQUID VOLUME FLOW (m3/h)	LIQUID VOLUME FRACTION
H2O	1198.9941	1.0000	2160.0000	1.0000	21.6436	1.0000
i-Butane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Propane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
n-Butane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
i-Pentane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
n-Pentane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Total	1198.9941	1.0000	2160.0000	1.0000	21.6436	1.0000

Aqueous Phase

Phase Fraction0.4000

COMPONENTS	MOLAR FLOW (kgmole/h)	MOLE FRACTION	MASS FLOW (kg/h)	MASS FRACTION	LIQUID VOLUME FLOW (m3/h)	LIQUID VOLUME FRACTION
H2O	799.3294	1.0000	1440.0000	1.0000	14.4291	1.0000
i-Butane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Propane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
n-Butane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
i-Pentane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
n-Pentane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000

Aspen Technology Inc. Aspen HYSYS Version 8.8 (34.0.0.8909)Page 2 of 2

 Company Name Not Available Bedford, MA USA		Case Name: 2. DIPAKE YG KON, HYBRID I-BUTANE DONE.hsc Unit Set: SI Date/Time: Wed Mar 30 02:29:58 2022	
Material Stream: GN-02 (continued)		Fluid Package: Basis-1 Property Package: Peng-Robinson	
COMPOSITION			
Aqueous Phase (continued)		Phase Fraction 0.4000	
Total	799.3294	1.0000	14400.0000 1.0000 14.4291 1.0000
K VALUE			
COMPONENTS	MIXED	LIGHT	HEAVY
H2O	1.000	---	1.000
i-Butane	---	---	---
Propane	---	---	---
n-Butane	---	---	---
i-Pentane	---	---	---
n-Pentane	---	---	---
UNIT OPERATIONS			
FEED TO	PRODUCT FROM	LOGICAL CONNECTION	
Pipe Segment: PIPE-102			
UTILITIES			
(No utilities reference this stream)			
PROCESS UTILITY			
DYNAMICS			
Pressure Specification (Inactive)	1195 kPa		
Flow Specification (Active)	Molar: 1998 kgmole/h	Mass: 3.600e+004 kg/h *	Std Ideal Liq Volume: 36.07 m3/h
User Variables			
NOTES			
Description			

</

aspentech

Company Name Not Available

Bedford, MA

USA

Case Name: 2. DIPAKE YG KON, HYBRID I-BUTANE DONE.hsc

Unit Set: SI

Date/Time: Wed Mar 30 02:30:15 2022

Material Stream: GN-03 (continued)

Fluid Package: Basis-1

Property Package: Peng-Robinson

PROPERTIES

	Overall	Vapour Phase	Aqueous Phase		
Molar Volume (m3/kgmole)	1.668	3.016	2.079e-002		
Mass Heat of Vap. (kJ/kg)	2011	---	---		
Phase Fraction [Molar Basis]	0.5500	0.5500	0.4500		
Surface Tension (dyne/cm)	40.50	---	40.50		
Thermal Conductivity (W/m-K)	---	3.201e-002	0.6723		
Viscosity (cP)	---	1.523e-002	0.1427		
Cv (Semi-Ideal) (kJ/kgmole-C)	51.03	28.89	78.08		
Mass Cv (Semi-Ideal) (kJ/kg-C)	2.832	1.603	4.334		
Cv (kJ/kgmole-C)	53.63	26.87	78.08		
Mass Cv (kJ/kg-C)	2.977	1.491	4.334		
Cv (Ent. Method) (kJ/kgmole-C)	---	---	---		
Mass Cv (Ent. Method) (kJ/kg-C)	---	---	---		
Cp/Cv (Ent. Method)	---	---	---		
Reid VP at 37.8 C (kPa)	---	---	---		
True VP at 37.8 C (kPa)	---	---	---		
Liq. Vol. Flow - Sum(Std. Cond) (m3/h)	24.12	13.27	10.86		
Viscosity Index	---	---	---		

COMPOSITION

Overall Phase

Vapour Fraction 0.5500 *

COMPONENTS	MOLAR FLOW (kgmole/h)	MOLE FRACTION	MASS FLOW (kg/h)	MASS FRACTION	LIQUID VOLUME FLOW (m3/h)	LIQUID VOLUME FRACTION
H2O	1358.8600 *	1.0000 *	24480.0000 *	1.0000 *	24.5294 *	1.0000 *
i-Eutane	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *
Propane	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *
n-Butane	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *
i-Pentane	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *
n-Pentane	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *	0.0000 *
Total	1358.8600	1.0000	24480.0000	1.0000	24.5294	1.0000

Vapour Phase

Phase Fraction 0.5500

COMPONENTS	MOLAR FLOW (kgmole/h)	MOLE FRACTION	MASS FLOW (kg/h)	MASS FRACTION	LIQUID VOLUME FLOW (m3/h)	LIQUID VOLUME FRACTION
H2O	747.3730	1.0000	13464.0000	1.0000	13.4912	1.0000
i-Eutane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Propane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
n-Butane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
i-Pentane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
n-Pentane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Total	747.3730	1.0000	13464.0000	1.0000	13.4912	1.0000

Aqueous Phase

Phase Fraction 0.4500

COMPONENTS	MOLAR FLOW (kgmole/h)	MOLE FRACTION	MASS FLOW (kg/h)	MASS FRACTION	LIQUID VOLUME FLOW (m3/h)	LIQUID VOLUME FRACTION
H2O	611.4870	1.0000	11016.0000	1.0000	11.0382	1.0000
i-Eutane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Propane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
n-Butane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
i-Pentane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
n-Pentane	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
Total	611.4870	1.0000	11016.0000	1.0000	11.0382	1.0000

Aspen Technology Inc.

Aspen HYSYS Version 8.8 (34.0.0.8909)

Page 2 of 3

aspentech

Company Name Not Available

Bedford, MA

USA

Case Name: 2. DIPAKE YG KON, HYBRID I-BUTANE DONE.hsc

Unit Set: SI

Date/Time: Wed Mar 30 02:30:15 2022

Material Stream: GN-03 (continued)

Fluid Package: Basis-1

Property Package: Peng-Robinson

COMPOSITION

Aqueous Phase (continued)

Phase Fraction0.4500

Total	611.4870	1.0000	11016.0000	1.0000	11.0382	1.0000
-------	----------	--------	------------	--------	---------	--------

K VALUE

COMPONENTS	MIXED	LIGHT	HEAVY
H2O	1.000	---	1.000
i-Butane	---	---	---
Propane	---	---	---
n-Butane	---	---	---
i-Pentane	---	---	---
n-Pentane	---	---	---

UNIT OPERATIONS

FEED TO	PRODUCT FROM	LOGICAL CONNECTION
Pipe Segment: PIPE-103		

UTILITIES

(No utilities reference this stream)

PROCESS UTILITY

DYNAMICS

Pressure Specification (inactive)	1195 kPa				
Flow Specification (Active)	Molar:	1359 kgmole/h	Mass:	2.448e+004 kg/h *	Std Ideal Liq Volume: 24.53 m3/h

User Variables

NOTES

Description

Aspen Technology Inc.

Aspen HYSYS Version 8.8 (34.0.0.8909)

Page 3 of 3