

## **Konservasi Energi Panas Sisa Proses Geothermal Power Plant**

Hanif D. Putera<sup>1</sup>, Harun Al Rosyid<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Program Pasca Sarjana Teknik Mesin, Fakultas Teknik Industri, Institut Sains dan Teknologi Nasional

<sup>2</sup> Program Pasca Sarjana Teknik Mesin, Fakultas Teknik Industri, Institut Sains dan Teknologi Nasional

Email: hanif.dwihartia@yahoo.com

---

<b>Informasi Artikel:</b>	<b>ABSTRAK</b>
<i>Received:</i> 25 Agustus 2020	Kemajuan pesat teknologi berbanding lurus dengan kebutuhan akan energi listrik namun tidak sejalan dengan ketersediaan sumberdaya penghasil energi listrik tersebut, untuk itu diperlukan konservasi energi untuk meningkatkan efisiensi dan optimalisasi dari sebuah pembangkit listrik sehingga dapat menunjang peningkatan kebutuhan akan energi listrik. jurnal ini memberikan analisa kelayakan pemanfaatan energi panas sisa proses dari pembangkit listrik geothermal yang menjadi pembangkit utama, Dengan menggunakan System Organic Rankine Cycle (ORC) dengan fluida kerja Iso-Butene, dengan cara menghitung heat balance dari siklus ORC, hingga didapatkan nilai enthalpi dan entropy dari system tersebut sehingga dapat dihitung energi yang dapat dihasilkan oleh turbin ekspansi yang menggerakkan Generator, dengan hasil akhir ini tambahan energi yang dihasilkan oleh system ORC.
<i>Accepted:</i> 27 November 2021	
<i>Available:</i> 15 Desember 2021	
<b>Kata Kunci:</b>	<b>ABSTRACT</b>
ORC Enthalpi Entropy Efisiensi siklus	<i>Current technology advances situation are inline with electrical energy demand, but this is not inline with the availability of resources that produces electrical energy, in order to that it requires an energy conservation to increase efficiency and optimization of a power plant so it can support increasing of electricity demand. This paper gives a feasibility analysis of heat energy conservation from geothermal power plant waste heat as a main power plant. With using Organic Rankine Cycle(ORC) System with Iso-Butene as a working fluid, by calculating heat balance of the ORC cycle, until getting enthalpy and entropy value of the system, thus we can calculating the energy can produce by expansion turbine which drive the generator, with result of this paper is the additional energy produce by ORC system.</i>

---

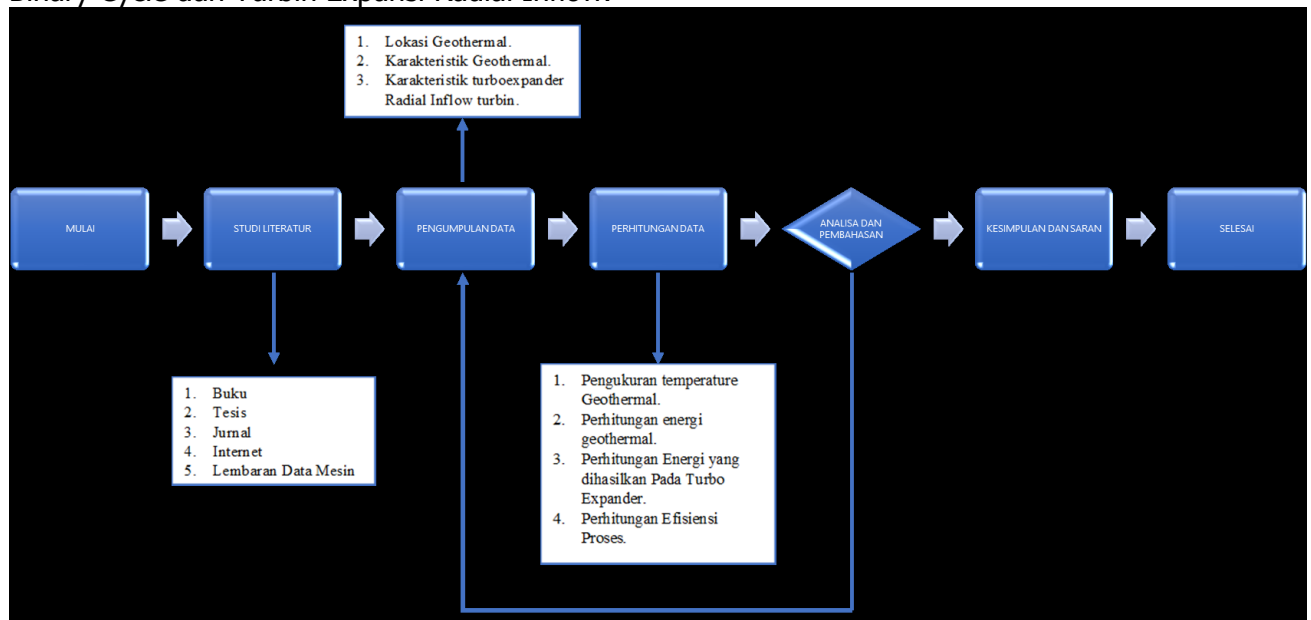
## 1 PENDAHULUAN

Sebagaimana diketahui dalam sumber panas bumi yang belum banyak dimanfaatkan secara optimal. Suhu rata-rata panas bumi adalah berkisar dari 150 °C. Pada temperature proses geothermal berkisar antara 50°C hingga 250°C, dan pada umumnya temperature tersebut dimanfaatkan untuk menggerakkan turbin uap sebagai penggerak generator yang menghasilkan energi listrik.

Teknologi Organic Rankine Cycle (ORC) pertama kali disebarluaskan pada awal abad ke 19 dan mulai menjadi sesuatu yang substansial di industry pembangkit pada abad ke-20 (Bronicki, 1988). Bagaimanapun banyak variasi dari sumber energi baik itu gas ataupun siklus uap yang menawarkan secara teknis maupun ekonomis menjadi solusi yang layak untuk menghasilkan energi listrik. Pada Gambar 1.1 merupakan Gambaran aplikasi ORC. [1] Kelebihan dari sistem Organic Rankine Cycle(ORC) sejauh ini ORC adalah solusi teknis yang terbaik untuk menghasilkan listrik dari sumber panas bersuhu rendah-menengah dengan kapasitas terbatas. Dengan adanya energi konservasi untuk menghasilkan listrik menggunakan siklus ORC ini diharapkan dapat menambahkan optimalisasi dari pembangkit listrik yang sudah ada sehingga dapat mengurangi beban kerja dari unit pembangkit utama untuk mencapai target produksi listrik yang sama dan berpengaruh terhadap perawatan unit pembangkit utama..

## 2 METODA PENELITIAN

Penelitian ini didasari dari 3 langkah, pengambilan data, pengolahan data, dan perhitungan estimasi energi yang dapat dihasilkan oleh system yang dirancang berdasarkan prinsip kerja Binary Cycle dan Turbin Expansi Radial Inflow.

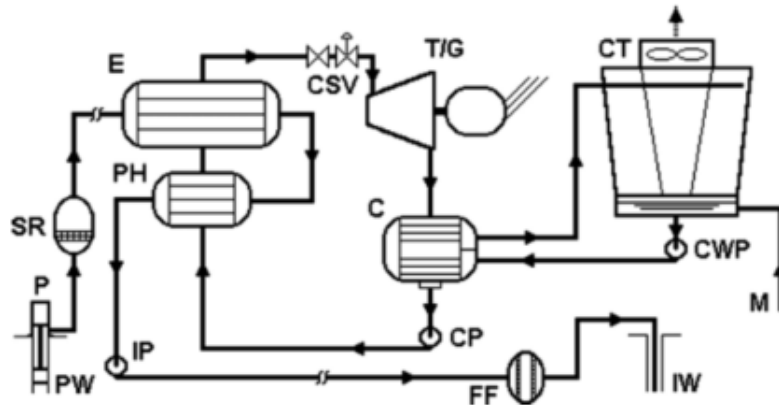


Gambar 1. Flow chart Penelitian

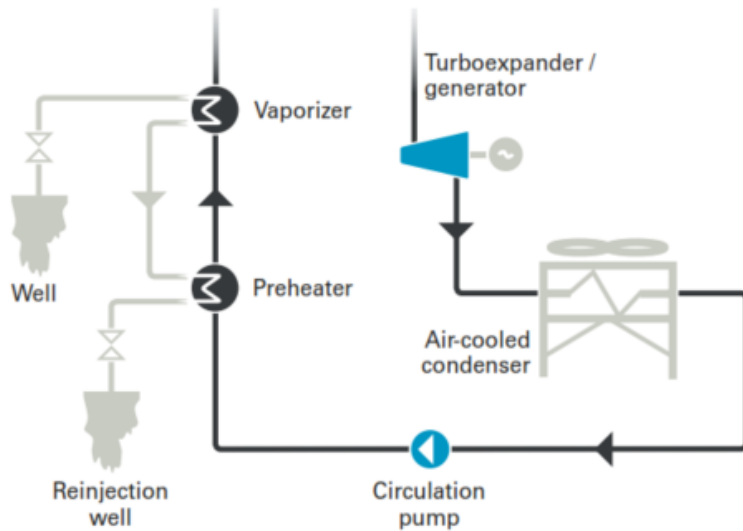
## 3 SISTEM PEMBANGKIT LISTRIK BINARY CYCLE

Penelitian terkait dengan pemanfaatan energi panas bumi yang digunakan untuk menghasilkan energi listrik ini adalah menggunakan prinsip binary cycle yang menggunakan energi panas bumi untuk memanaskan fluida process untuk menggerakkan turbin expander dan energi putar yang dihasilkan oleh turbin expander akan digunakan untuk menggerakkan

Generator yang akan menghasilkan energi listrik. Pada Gambar 2 dan 3 menunjukkan diagram sederhana untuk pembangkit listrik yang menggunakan Binary Cycle.



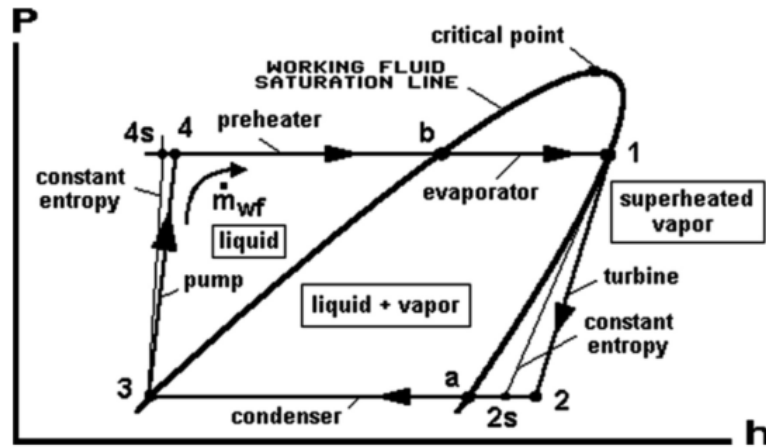
Gambar 2. Diagram Sederhana binary cycle pembangkit listrik geothermal (Ronald DiPippo, 2016).



Gambar 3. Binary Cycle system diagram (Atlas Copco Turbo Expander)

Pada Gambar 2 sumur produksi digambarkan oleh kode PH yang dilengkapi dengan pompa P yang diatur dibawah kedalaman semburan yang ditentukan oleh reservoir properties dan laju aliran yang diinginkan. Sand Remover(SR) atau pemisah butiran pasir diperlukan untuk mencegah pengikisan atau erosi pada pipa dan Heat Exchanger Tube. Biasanya ada dua langkah dalam proses pemanasan-pendidihan yang dilakukan pada Preheater(PH) dimana fluida kerja dibawa menuju ke Boiling Point dan pada evaporator(E) dimana fluida kerja berubah menjadi uap jenuh.

Geofluid atau yang biasa dikenal sebagai uap geothermal disimpan pada tekanan diatas titik nyala atau flash point untuk mencegah pelepasan uap dan gas-gas yang tidak terkondensasi yang dapat menyebabkan pembentukan scaling kalsit dalam pipa. Selanjutnya temperature fluida tidak dibolehkan untuk turun ke titik dimana scaling silica dapat menjadi masalah di preheater dan di dalam piping dan juga didalam downstream sumur injeksi. Proses termodinamika yang terjadi melalui fluida kerja dapat ditunjukkan pada Gambar 4 pada sebuah pressure-enthalpy diagram. P-H diagram.



Gambar 4 Pressure-Enthalpy Diagram (Ronald DiPippo, 2016).

#### 4 KARAKTERISTIK SUMBER PANAS

Penelitian yang dilakukan akan mengacu kepada data dari sumber panas yang telah di eksplorasi sebelumnya dengan data yang ditunjukkan pada Tabel 1.

Tabel 1 Data teknis sumber panas Wayang Windu [1]

WAYANG WINDU STEAM PLANT	PLANT	
	UNIT 1	UNIT 2
Steam mass flow, kg/s	216.3	216.3
Res. temperature, °C	280	280

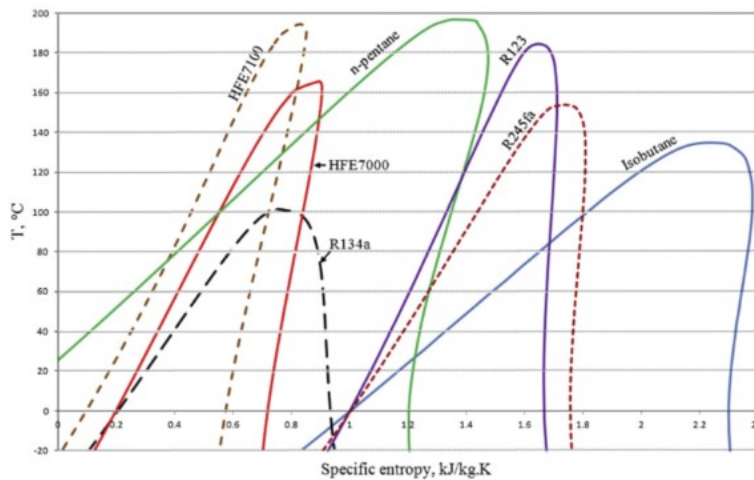
#### 5 PEMILIHAN FLUIDA KERJA

Ada banyak jenis fluida kerja yang ditawarkan di pasaran, dan pemilihan fluida kerja yang tepat akan sangat berpengaruh terhadap kinerja siklus sebuah binary plant. Ketika ada banyak pilihan untuk fluida kerja ada banyak pula pembatasan dalam pemilihan yang terkait dengan kandungan thermodynamika dari fluida tersebut seperti aspek Health, Safety, and Environment.

Pada table 2, menunjukan macam-macam fluida kerja dengan Thermodynamic Propertiesnya. Beserta dengan grafik perbandingan pada T-S Diagram yang diGambarkan pada Gambar 5.

Tabel 2 Fluida Kerja beserta Thermodynamic Properties [2]

Refrigerant number	Chemical formula	Molecular weight (kg kcal <sup>-1</sup> )	Boiling point (°C)	Critical temperature (°C)	Critical pressure (MPa)	Lower flammability limit (% volume in air)	ODP	GWP (100 years)
R12	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>	120.91	-29.8	112.0	4.14	None	0.820	8100
R125	CHF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>	120.02	-48.1	66.2	3.63	None	0.000	2800
R143a	CH <sub>3</sub> CF <sub>3</sub>	84.04	-47.2	72.9	3.78	7.1	0.000	3800
R134	CHF <sub>2</sub> CHF <sub>2</sub>	102.03	-23.0	119.0	4.62	None	0.000	1000
R134a	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>	102.03	-26.1	101.1	4.06	None	0.000	1300
R152a	CH <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub>	66.05	-24.0	113.3	4.52	3.1	0.000	140
R290	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub> /propane	44.10	-42.1	96.7	4.25	2.3	0.000	~20
R600	CH <sub>3</sub> -CH <sub>2</sub> -CH <sub>2</sub> -CH <sub>3</sub> /butane	58.12	-0.5	152.0	3.80	1.9	0.000	20
R600a	CH(CH <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> -CH <sub>3</sub> /isobutane	58.12	-11.6	134.7	3.64	1.8	0.000	~20
R630	CH <sub>3</sub> (NH <sub>2</sub> )/methylamine	31.06	-6.7	156.9	7.46	4.9	0.000	
R717	NH <sub>3</sub> /ammonia	17.03	-33.3	132.3	11.33	14.8	0.000	<1

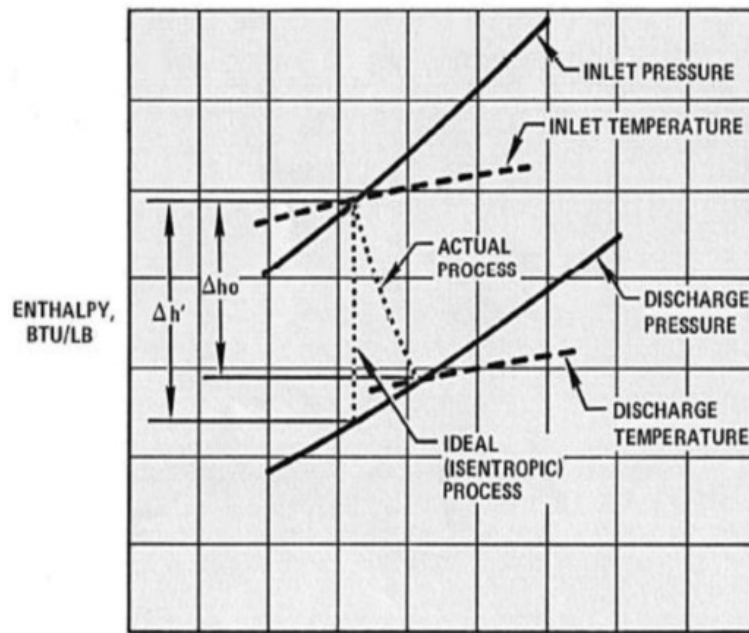


Gambar 5 T-S curves Perbandingan Fluida Kerja. (data from EES).

Yang perlu diperhatikan dalam memilih fluida kerja adalah karakteristik dari masing-masing fluida kerja terutama bentuk dari kurva uap jenuh seperti yang dapat dilihat pada koordinat Temperatur-entropy pada Gambar 3.7, selain itu ada beberapa factor lain seperti Relative exit area yang akan menentukan ukuran dari turbin yang mana akan berpengaruh terhadap biaya investasi dari power plant tersebut serta biaya pembuatan, biaya perawatan dan juga biaya operasi dari pembangkit tersebut.

## 6 PERHITUNGAN DAYA POROS TURBIN EKSPANSI

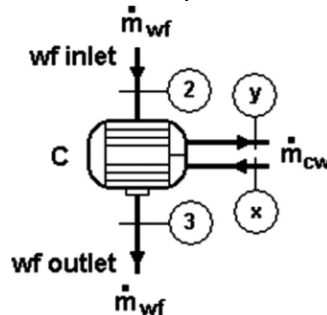
Untuk menghitung daya yang dapat dihasilkan oleh Turbin Expander yang akan dijadikan sebagai patokan energy yang akan menggerakkan generator untuk menghasilkan listrik adalah dengan mengikuti referensi yang ditunjukkan pada Gambar 6 dari grafik tersebut kita dapat melihat proses dalam bentuk perubahan energi atau  $\Delta h$  dengan unit btu/lb, baik dalam Proses Ideal (Isentropik, atau 100% efisien) dan dalam Proses Aktual, atau istilah nyata.



Gambar 6 Proses Expansi [3]

## 7 ANALISA KONDENSER

Pada system binary cycle fungsi dari condenser yang ditunjukkan pada Gambar 7 ini adalah untuk mengkondensasi fluida kerja. Sisa energi panas yang terdapat pada fluida kerja harus dibuang melalui media pendingin, dalam hal ini pada umumnya yang digunakan adalah air.



Gambar 7 Condenser dengan media Pendingin Air [1]

Persamaan dasar yang digunakan pada condenser adalah yang ditunjukkan pada Persamaan (10).

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_3) \tag{10}$$

Hubungan antara laju alir dari fluida kerja dengan air pendingin ditunjukkan pada Persamaan (11) atau Persamaan (12)

$$\dot{m}_{cw}(h_y - h_x) = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_3) \tag{11}$$

$$\dot{m}_{cw}\bar{C}(h_y - h_x) = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_3) \tag{12}$$

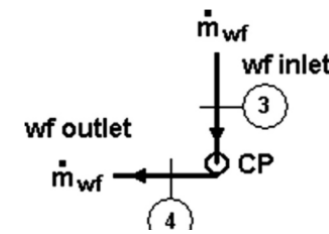
Jika Air pendingin dianggap memiliki konstanta specific heat  $\bar{C}$  untuk rentang suhu yang kecil dari inlet dan outlet. Untuk membuang panas yang tidak terpakai maka diperlukan

cooling tower dengan rentang yang spesifik,  $T_x - T_y$  akan diperlukan massa laju alir yang ditentukan oleh Persamaan (12). [1]

### 8 ANALISA POMPA

Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya, dalam penelitian ini diasumsikan kondisi system ideal dengan parameter yang masuk ke turbin expander dalam kondisi ideal tanpa mempertimbangkan kinerja bagian unit lain. Namun tetap perlu dibahas untuk pengembangan lebih lanjut dari tesis ini. Menggunakan asumsi yang sama pada proses sebelumnya untuk menghitung daya pompa pada Gambar 3.10 dapat menggunakan Persamaan (13). Dimana  $\eta_p$  adalah efisiensi isentropic pompa

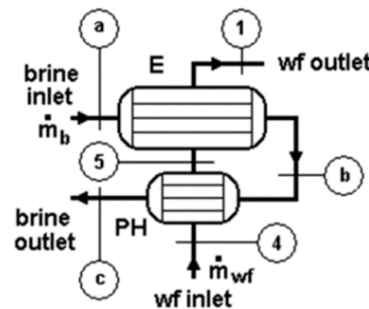
$$\dot{W}_p = \dot{m}_{wf}(h_4 - h_3) = \dot{m}_{wf}(h_{4s} - h_3)/\eta_p \tag{13}$$



Gambar 8 Pompa Kondensat

### 9 ANALISA HEAT EXCHANGER

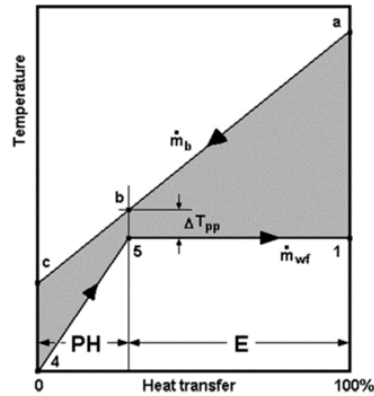
Analisis heat exchanger di mana uap panas bumi mentransfer sebagian energi panasnya ke fluida kerja adalah penerapan lain secara langsung dari prinsip-prinsip termodinamika dan konservasi massa yang di tunjukan pada Gambar 9, Diasumsikan bahwa heat exchanger ter-insulasi dengan baik sehingga semua perpindahan panas antara uap dan fluida kerja. Sesuai dengan asumsi keseluruhan.



Gambar 9 Preheater dan Evaporator (Ronald DiPippo, 2016)

Dan juga diasumsikan bahwa alirannya stabil, dan bahwa perbedaan energi potensial dan energi kinetik saat memasuki dan meninggalkan heat exchanger dapat diabaikan untuk itu Persamaan (14) mengatur termodinamika sistem tersebut. [1]

$$\dot{m}_b(h_a - h_c) = \dot{m}_{wf}(h_1 - h_4) \tag{14}$$



Gambar 10 Temperatur- Heat Transfer diagram untuk pre-heater dan Evaporator

*Pre-heater (PH)* memberikan panas yang cukup untuk menaikkan suhu fluida kerja menuju titik didih nya seperti yang ditunjukkan pada titik 5 di Gambar 10. evaporasi terjadi dari titik 5 ke titik 1 sepanjang isothermal untuk sebuah fluida kerja murni. Tempat pada heat exchanger dimana uap dan fluida kerja mengalami perbedaan suhu di sebut pinch point. dan nilai perbedaan itu ditetapkan sebagai perbedaan suhu *pinch point*, ( $\Delta T_{pp}$ ). kondisi pada titik 4,5, dan 1 harus diketahui dari spesifikasi siklus, keadaan 4 adalah cairan bertekanan, keluaran dari pompa pengumpan, Keadaan 5 adalah kondisi cairan jenuh.pada tekanan *boiler*, Dan keadaan pada titik 1 adalah uap jenuh yang sama dengan kondisi *inlet turbine*. Kemudian 2 heat exchanger dapat dianalisa secara terpisah dengan Persamaan (15) dan (6).

$$\text{Pre-Heater} : \dot{m}_b \bar{C}_b (T_b - T_c) = \dot{m}_{wf} (h_5 - h_4) \quad (15)$$

$$\text{Evaporator} : \dot{m}_b \bar{C}_b (T_a - T_b) = \dot{m}_{wf} (h_1 - h_5) \quad (16)$$

Temperatur inlet uap  $T_a$  selalu diketahui. Perbedaan temperature pinch point secara umum dari spesifikasi pabrik. Ini mengijinkan nilai  $T_b$  dapat di temukan dengan ditemukannya  $T_5$ . Meskipun secara teori pinch point mungkin terjadi pada cold end pada pre-heater, tapi ini belum pernah terjadi.

## 10 ANALISA SIKLUS KESELURUHAN

Setelah menganalisa masing-masing komponen dari sebuah *Binary Plant* kita dapat menyimpulkan dengan melihat pada siklus secara keseluruhan. Kinerja Siklus dapat dinilai dengan menggunakan hukum pertama Efisiensi thermal pada Persamaan (17).

$$\eta_{th} \equiv \frac{\dot{W}_{net}}{\dot{Q}_{PH/E}} \quad (17)$$

Karena *Net Power* dari siklus ini adalah perbedaan antara *Thermal Daya* masukan dan Thermal Daya yang dibuang maka Persamaan (17) dapat di tulis sebagai Persamaan (18).

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\dot{Q}_c}{\dot{Q}_{PH/E}} = 1 - \frac{h_2 - h_3}{h_1 - h_4} \quad (18)$$

Rasio panas yang dibuang telah diturunkan sebagai Persamaan (19)

$$\frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}_{net}} = \frac{1}{\eta_{th}} - 1 \quad (19)$$



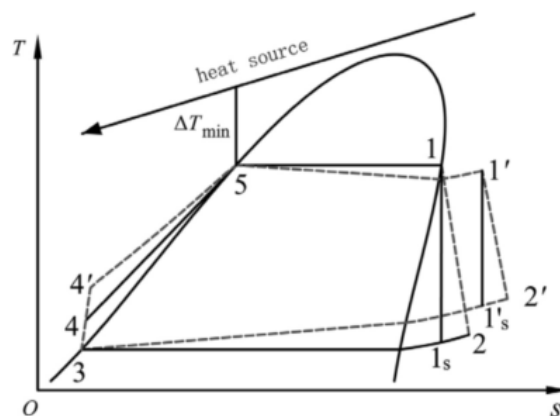
Persamaan ini di aplikasikan kepada siklus, tidak untuk *plant*. Jika net siklus dayany digunakan untuk memasok kebutuhan energi tambahan *plant*, seperti pompa sumur, penerangan dan lainnya, maka beban parasite ini harus dikeluarkan dari net siklus daya untuk mendapatkan daya bersih dari *plant*. [1]

## 11 ANALISA KERUGIAN TEKANAN PADA SISTEM ORC

Efisiensi termodinamika dari sebuah Organic Rankine Cycle (ORC) yang diperoleh dari eksperimen umumnya lebih rendah dari pada hasil teoritis. Salah satu alasannya adalah elemen yang berpengaruh terhadap efisiensi, seperti kerugian tekanan yang terjadi pada Evaporator, Kondenser, serta pipa dan belum dibahas dan dioptimalkan secara mendalam. Pada penelitian *Experimental and Modelling Investigation of an Organic Rankine Cycle System Based on the Scroll Expander* (z., J, & K, 2017) dan *Performance Analysis of a new deep super-cooling two stage organic rankine cycle* (Y, et al., 2017), pada penelitian tersebut dapat diasumsikan bahwa kerugian tekanan pada Evaporator dan Condenser sebesar 0.1 atau 0.2 bar.

Pada sebuah ORC system actual, dikarenakan oleh kekentalan dari fluida kerja, kerugian gesekan tidak dapat dihindari kearah aliran, penurunan tekanan dihasilkan oleh kerugian gesekan pada aliran fluida yang dinamakan kerugian tekanan. Kerugian tekanan akan terjadi pada evaporator condenser, filter, Flow meter dan pipa yang menghubungkan keseluruhan bagian system. Untuk mengevaluasi dari kerugian tekanan pada efisiensi termodinamika ORC, sebuah tolak ukur termasuk dua item berikut untuk perbandingan antara ORC ideal dan actual dengan kehilangan tekanan dibuat.

1. Kondisi(state) termodinamika yang sama pada Pinch Point, Pinch Point memiliki perbedaan penghantaran panas yang minimum diantara sumber panas dan fluida kerja.



Gambar 11 ORC dengan Kerugian tekanan dan Siklus Ideal

Pada evaporator untuk titik sub-critical di ORC system(vaporization start point). Mengacu kepada titik 5 pada Gambar 11 adalah pinch point. Proses 4-5 dan 4'-5' pada Gambar 3.15 adalah proses pre-heat yang terjadi pada economizer. [4]

2. Kondisi Termodinamika yang sama pada keluaran condenser. Dengan kondisi pendinginan yang sama dianggap bahwa fluida kerja terkondensasi menjadi cairan jenuh dengan keadaan yang sama dalam ORC ideal dan actual dengan kehilangan tekanan, dan tekanan cairan organik pada keadaan ini dianggap sebagai tekanan

kondensasi sistem ORC. (Lei, Wu, Ma, Wang, & Zhi, 2017). Menurut tolok ukur di atas, Gambar 3.15 menyajikan ORC 1-2-3-4-5-1 yang ideal dan ORC 1'-2'-3-4'-5 -1' aktual dengan kehilangan tekanan, Sedangkan untuk proses evaporasi 5-1 (tanpa kehilangan tekanan) dan 5-1' (dengan kehilangan tekanan), dapat dipertimbangkan bahwa proses 5-1' diperoleh dengan menambahkan proses throttling pada proses 5-1. Ketika titik keadaan 1 berada dalam uap jenuh, fluida organik dalam keadaan 1' akan menjadi sangat panas, dan itu pasti pada kondisi :

$$h_1 = h_{1'} \quad (20)$$

Mengacu kepada data tersebut, kerugian tekanan dapat dibagi menjadi 3 kategori :

- a. High Pressure Loss dari kategori pertama(HPL1). HPL1 mengindikasikan kerugian tekanan yang terjadi diantara Pinch Point dan masukan Expander. Termasuk kerugian tekanan pada pipa yang menghubungkan evaporator dan expander.

$$\Delta p_{H1} = p_5 - p_1 \quad (10)$$

- b. *High Pressure Loss* kategori kedua(HPL2). HPL 2 mengindikasikan kehilangan tekanan yang terjadi antara keluaran pompa sirkulasi dan *pinch point*.

$$\Delta p_{H2} = p_4 - p_5 \quad (11)$$

- c. Low Pressure Loss (LPL). LPL Mengindikasikan kerugian tekanan yang terjadi diantara keluaran expander dengan keluaran condenser tentunya LPL termasuk kerugian tekanan yang terjadi di condenser dan pipa penghubung Expander dan Condenser.

$$\Delta p_L = p_2 - p_3 \quad (12)$$

Jelas, dibandingkan dengan siklus ORC ideal, HPL2 meningkatkan tekanan pelepasan pompa, dan konsumsi kerja pemompaan akan meningkat. HPL1 menurunkan tekanan masuk expander, dan LPL meningkatkan tekanan pengeluaran expander. Dengan demikian, kekuatan ekspander akan berkurang.

Berdasarkan jurnal teoritical analysis of pressure loss in organic rankine cycle, mengenai kerugian tekanan pada siklus orc didapati kesimpulan bahwa, (1) dari penelitian yang dilakukan pada jurnal tersebut efisiensi termodinamika orc hanya berkurang sekitar 0.1% atau 0.2 Mpa. [4]. (2) Pada temperature evaporasi terendah, penurunan efisiensi termodinamika terbesar dari system ORC disebabkan oleh HPL1 yang mana penurunan tekanan yang terjadi antara pinch point dengan masukan expander. Penurunan temperatur kondensasi, penurunan efisiensi termodinamika system orc dapat disebabkan oleh LPL yang mana kondisi di keluaran expander dan keluaran condenser. [4]

Berdasarkan kesimplan dari jurnal tersebut dapat diasumsikan pada penelitian ini terjadinya kerugian tekanan pada system ORC ini dapat diabaikan.

## 12 ANALISA HEAT BALANCE

Pada analisa heat balance diagram mengacu kepada diagram siklus *binary* sederhana pada Gambar 4, sehingga untuk analisa heat balance dapat mengacu pada Tabel 3. dengan menggunakan *Refprop NIST Standard Ref. Database 23 Ver. 9.0*

## Konservasi Energi Panas Sisa Proses Geothermal Power Plant

Dari data enthalpy yang ditunjukkan pada Tabel 4. maka kita dapat melanjutkan untuk mendapatkan nilai-nilai pada Heat Balance analisis, dengan dilengkapi oleh Tabel 4.3 saturation point equilibrium dari air sebagai bahan dasar dari Brine.

Tabel 3 Tabel State (kondisi) Point Properties

KONDISI	TEMP °C	TEKANAN (bar)	ENTHALPY kJ/kg	ENTROPY kJ/kg.K	KONDISI
1	224	30	984.35	3.0413	Superheated
2s	162.86	4.5	868.35	3.0413	Undefined
2	169.27	4.5	883.43	3.0756	Undefined
a	33.817	4.5	599.64	2.3155	1
3	33.817	4.5	280.72	1.2766	0
4s	35.221	30	285.44	1.2766	Subcooled
4	35.559	30	286.27	1.2793	Subcooled
b	123.29	30	685.73	2.3654	Superheated

Tabel 4 Saturation point at equilibrium dari Air

Temperature (°C)	Pressure (bar)	Liquid Enthalpy (kJ/kg)	Vapor Enthalpy (kJ/kg)	Liquid Entropy (kJ/kg-K)	Vapor Entropy (kJ/kg-K)
280.00	64.166	1236.9	2779.9	3.0685	5.8579

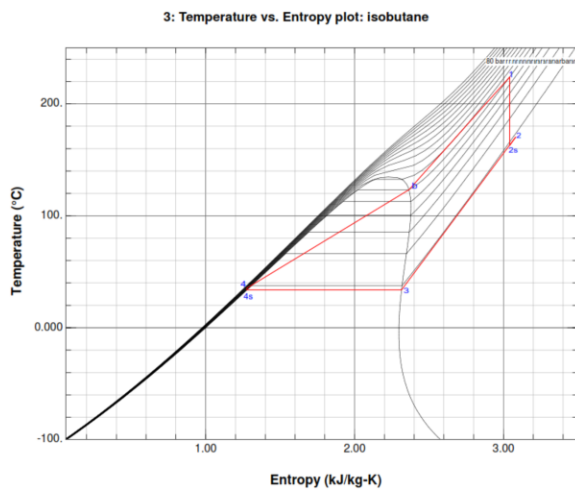
Dari Hasil Perhitungan berdasarkan dari data pada Tabel 3 maka heat balance dari siklus binary ini ditunjukkan pada Tabel 5. Dari data yang terdapat pada Tabel 3 dapat digambarkan diagram pada Gambar 12 untuk T-S diagram dari siklus binary process dan Gambar 13 untuk P-H Diagram dari siklus binary yang menggunakan I-Butene sebagai fluida kerja process.

Tabel 5 Heat Balance binary cycle

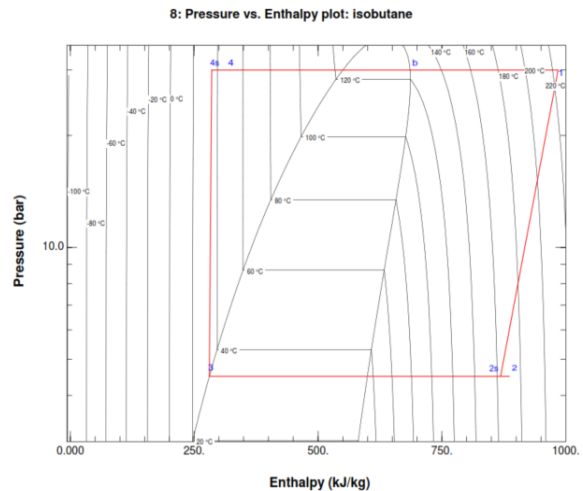
States	No	Temperature	Pressure	Enthalpy	Entropy	Quality
		(C)	(bar)	(kJ/kg)	(kJ/kg-K)	(kg/kg)
1	1	224	30	984.35	3.0413	Superheated
2s	2	162.86	4.5	868.35	3.0413	Undefined
2	3	170.25	4.5	885.75	3.0809	Undefined
a	4	33.817	4.5	599.64	2.3155	1.00
3	5	33.817	4.5	280.72	1.2766	0.00
4s	6	35.221	30	285.44	1.2766	Subcooled
4	7	35.558	30	286.27	1.2793	Subcooled
b	8	123.29	30	685.73	2.3654	Superheated
net cycle power *			$W_{net} =$	1200	kW	
Effisiensi Turbin			$\eta_t =$	0.85		
Enthalpy state 2			$h_2 =$	885.75	kJ/kg	
Enthalpy state 4			$h_4 =$	286.27	kJ/kg	
Effisiensi Pompa			$\eta_p =$	0.85		
Spesifik Work turbin			$W_t =$	98.6	kJ/kg	

States	No	Temperature	Pressure	Enthalpy	Entropy	Quality
		(C)	(bar)	(kJ/kg)	(kJ/kg-K)	(kg/kg)
Specific Work Pompa			$W_p =$	5.55	kJ/kg	
Panas dibuang pada cooling.			$Q_c =$	605.03	kJ/kg	
Panas masuk ke working fluid			$Q_{IN} =$	698.08	kJ/kg	
Mass Flow rate I-butene			$m_{wf} =$	12.89629	kg/s	
Mass Flow Steam			$m_{HF} =$	25.97063	kg/s	
Tenaga yang dihasilkan Turbin			$P_t =$	1,271.57	kJ/s(kW)	
Tenaga yang dihasilkan Generator			$P_{GEN} =$	1,144.42	kW	
Tenaga Pompa			$P_{POMPA} =$	60.84	kJ/s(kW)	

\*net Cycle Power untuk *binary cycle plant* umumnya 1200 KW sehingga untuk perhitungan mass flow rate dari I-Butane  $W_{net} = 1200 \text{ KW}$  [1]



Gambar 12 T-S Diagram siklus Binary

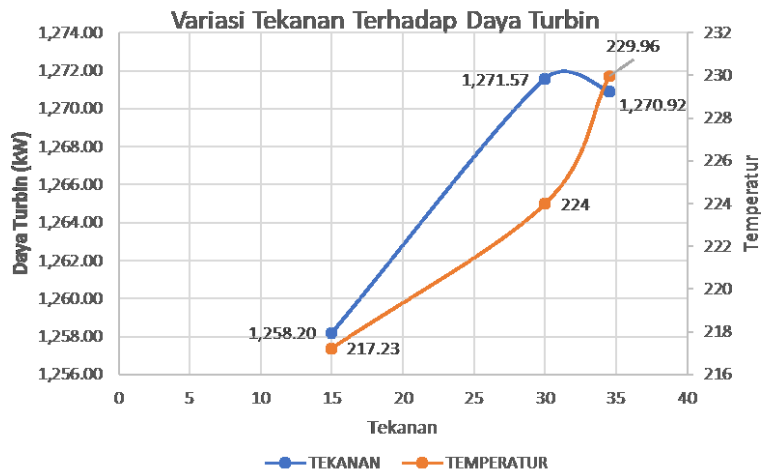


Gambar 13 P-H Diagram siklus Binary

### 13 ANALISA VARIASI TEKANAN PADA TURBIN

Pada siklus binary yang telah disimulasikan dengan menggunakan aplikasi Refprop NIST Standard Ref. Database 23 Ver. 9.0, serta dilakukan perhitungan dengan mengacu kepada perhitungan Daya Turbin, selanjutnya akan dilakukan analisa dengan variasi tekanan fluida kerja yang disebabkan oleh temperature ambient dan temperature pada penukar panas.

Variasi yang dilakukan pada tekanan fluida pada inlet turbin dengan variasi tekanan sesuai dengan desain tekanan 30 bar, serta merefleksikan kondisi operasi saat malam dan siang hari dimana tekanan akan berubah dipengaruhi oleh suhu lingkungan. Dalam kondisi ini Variasi tekanan yang digunakan secara berturut-turut adalah 15 bar, 30 bar, 34.5 bar, dimana 30 bar adalah desain operasi system binary. Didapatkan hasil yang digambarkan pada Gambar 14. Dimana temperature optimal berada pada temperature 224 °C



Gambar 14 Grafik Variasi Tekanan Terhadap Daya Turbin

### 14 KESIMPULAN

Perancangan dan simulasi system siklus ORC telah dilakukan dengan menggunakan perangkat lunak REFPROP NIST Standard Ref. Database 23 Ver. 9.0 serta ASPEN PLUS V11 sebagai perangkat untuk memverifikasi hasil analisa rancangan dengan memanfaatkan uap air panas sisa proses pada pembangkit listrik tenaga geothermal dengan suhu 280°C dengan variasi tekanan pada ISO-BUTENE sebagai fluida Kerja maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Bahwa daya tertinggi pada system siklus ORC pada variasi tekanan didapatkan pada tekanan 30 bar, dengan nilai hasil daya yang dihasilkan sebesar 1271.57 kW atau sebesar 1.272 MW dengan efisiensi thermal 13.3% yang merupakan efisiensi thermal tertinggi yang dapat diperoleh oleh ORC Plant yang berkisar 10%-13%.
2. system geothermal yang telah ada saat ini masih ada potensi daya tambahan yang dapat dihasilkan oleh system ORC sebesar 1.272 MW dengan memanfaatkan panas sisa proses PLTU yang telah beroperasi saat ini.
3. Dari Aspek Perawatan atau performa unit utama pembangkit listrik yang telah ada Perancangan unit ORC ini dapat menghasilkan energi sebesar 1.272MW atau 1.12% sehingga unit pembangkit secara keseluruhan dari lapangan geothermal dapat di optimalisasi sebesar 1.12% dengan memanfaatkan
4. Dengan mempertimbangkan aspek Keselamatan, kesehatan(SHE) dan lingkungan serta aspek perancangan turbin maka dipilih Iso-Butene sebagai fluida kerja dengan nilai exit area 4.1(medium ) dimana berpengaruh terhadap ukuran dari turbin dan aspek SHE Level Racun rendah, Nilai ODP nol, GDP, nilai GWP 3.

### 15 SARAN

Dari penelitian dan analisa dilakukan ada beberapa hal yang dapat di jadikan meteri penelitian lanjutan dari penelitian ini diantaranya :

1. Disarankan untuk menjadikan unit kenservasi energi ini menjadi unit tambahan pada pembangkit geothermal sebagai unit peningkat efisiensi kinerja lapangan geothermal.

2. Dalam Pengoperasian system ORC diperlukan pelatihan operator yang cukup memahami terkait dengan konsep ORC.
3. Pemilihan perangkat pendukung system ORC disesuaikan untuk material working fluid dan heating fluida dan cooling fluid.
4. Dapat dilakukan penelitian lebih lanjut untuk memanfaatkan energi panas sisa gas buang dari sumber panas lain sebagai pengembangan dari penelitian ini.

## 16 REFERENSI

- [1] P. Ronald DiPippo, *Geothermal Power Plants, Principles, Applications, Case Studies and Environmental Impact, Fourth Edition*, Massachusetts : ELSEVIER, 2016.
- [2] A. Kabul, O. Kizilkan dan A. K. Yakut, *Performance and exergetic analysis of vapor compression*, 2008.
- [3] J. SIMMS, "Fundamentals Of Turboexpanders "Basic Theory And Design",," 2009.
- [4] B. Lei, Y. T. Wu, C. F. Ma, W. Wang dan R. P. Zhi, "Theoretical analyses of pressure losses in organic Rankine cycles," *Energy Conversion and Management*, 2017.
- [5] M. z., X. J dan Z. K, "Experimental and Modelling Investigation of an Organic Rankine Cycle system based on scroll Expander.," *ELSEVIER "ENERGY"*, 2017.
- [6] Y. Y, X. G, Q. Y, W. H, S. G dan G. W, "Performance analysis of a new deep super-cooling two-stage organic Rankine cycle," *Energy Conversion and Management*, 2017.
- [7] S. J. Whittome AJ, *Exploration and Evaluation of Darajat Geothermal Field, West Java, Indonesia: Geothermal Resour Counc TRANS*, 1990.
- [8] B. P. Utami P, "Subsurface hydrothermal alteration in the Kamojang geothermal field,," West Java, Indonesia, 1999.
- [9] G. Qiu, "Selection of working fluids for micro-CHP systems with ORC," 2012.
- [10] S. S. Hochstein MP, *History of geothermal exploration in Indonesia from 1970 to 2000., Geothermics*, 2008.
- [11] M. A. H. A. Hantono D, "Structural control is a strategy for exploitation well at," West Java, Indonesia, 1996.
- [12] L. Bronicki, "History of Organic Rankine Cycle," *Elsevier*, 2017.
- [13] J. Bao dan L. Zhao, "A review of working fluid and expander selections for organic Rankine cycle," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2013.
- [14] K. G. V. 09, "United Nations framework convention on climate change, clean development mechanism project design document form (CDM-PDD)," 2011.
- [15] Shah, Ramesh K. and Sekulic, Dusan P. , *Fundamental of Heat Exchanger Design*, Hoboken, New Jersey, USA: John Wiley & Sons Inc., 2003.