

Kajian Numerik Penerapan *Organic Rankine Cycle* sebagai Metode Energi *Take-Off* dari Penyimpanan Energi Termal Skala Jala-Jala

Dwiyana Bagus Prayoga¹, Burniadi Moballa², Pranowo Sidi³

Program Studi D-IV Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia^{2 3 4}

Email: refiafrilia@student.ppns.ac.id¹; bmoballa@ppns.ac.id² pransidi@ppns.ac.id³

Abstract - Energy is a need that must be met in human life, if the population increases, the need for energy will also increase. A technology is needed to support human energy needs. Therefore, low temperature heat utilization is carried out using the *Organic Rankine Cycle* as an energy take off from a grid-scale thermal energy storage in the form of sand media where the heat stored is heat wasted from the heat pump. After the process simulation is carried out, the best and feasible fluid to run the system from an ammonia heat pump is *N-Pentane* with an efficiency of 7.074%. The storage medium is silica sand. The heat exchanger design on the tube has an outer diameter of 60.3 mm for the *ORC* and 42.2 mm for the heat pump with an inner diameter of 54.8 mm for the *ORC* tube and 32.5 mm for the heat pump. The length of the heat exchanger design pipe is 165,57 m for the *ORC* and 479,23 m for the heat pump.

Keyword: *Organic Rankine Cycle*, process simulation, thermal energy storage, working fluid

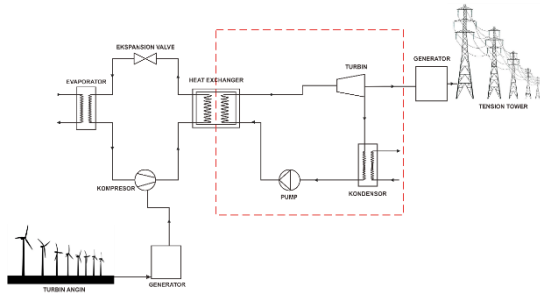
1. PENDAHULUAN

Pada saat ini teknologi *ORC* (*Organic Rankine Cycle*) berkembang pesat, sehingga limbah – limbah panas yang awalnya dibuang begitu saja, dapat menghasilkan potensi untuk membangkitkan listrik dengan teknologi *ORC*. Teknologi *ORC* (*Organic Rankine Cycle*) ini memiliki prinsip kerja yang sama dengan *RC* (*Rankine Cycle*) hanya saja berbeda pada fluida kerjanya. Teknologi ini dapat memanfaatkan sumber panas dengan temperatur yang rendah, dikarenakan fluida organik memiliki titik didih yang cukup rendah. Teknologi *ORC* ini memiliki kelebihan yaitu mampu bekerja pada temperatur rendah. Pemanfaatan limbah panas ini mampu menghasilkan energi listrik tambahan yang dapat meningkatkan efisiensi, dan meminimalkan panas yang terbuang ke lingkungan serta penghematan bahan bakar.

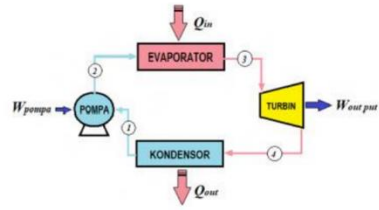
Optimalisasi termodinamika dari sistem *ORC* menentukan pemilihan fluida kerja yang tepat, pemilihan teknologi ekspander kerja yang tepat dan integrasi sistem. Pemilihan fluida kerja didasarkan pada sifat lingkungannya seperti, *Ozone Depletion Potential* (*ODP*) dan *Global Warming Potential* (*GWP*) harus sangat rendah, tidak beracun dan tidak mudah terbakar. Pemilihan ekspander juga menjadi lebih penting karena alat ini menentukan rasio tekanan di evaporator dan kondensor dan karenanya penyebaran suhu proses untuk fluida kerja menentukan penguapan dan kondensasi cairan dan khususnya titik jepit dan efisiensi penukar panas agar maksimal.

Sejauh ini belum dijumpai data potensi dari panas buang mesin-mesin dari industri. Sebagai perbandingan, laporan *Energy Conversation of Japan* mengatakan bahwa panas buang dari industri Jepang mencapai 1,1 Exajoule/tahun atau setara 70% konsumsi energi untuk bangunan komersial dan rumah tangga per tahun. Sekitar 65% dari panas buang mempunyai temperatur lebih dari 100 °C. Diyakini Indonesia mempunyai presentase yang tidak jauh berbeda dari Jepang.

Maka dari itu, banyak sumber panas yang belum dikelola menjadi sumber energi alternatif. Karena sumber ini memiliki temperatur rendah (umumnya kurang dari 150 °C). Sehingga siklus *Rankine Konvensional* tidak dapat diaplikasikan untuk mengkonversi menjadi listrik. Maka dari itu dilakukan pemanfaatan panas temperature rendah menggunakan *Organic Rankine Cycle* sebagai *energy take off* dari penyimpanan energi termal skala jala-jala berupa media pasir yang di mana panas yang disimpan adalah panas yang terbuang dari *heat pump*. Tujuan dalam penelitian ini adalah untuk mengetahui fluida kerja yang sesuai dalam mengalirkan panas dari media sistem penyimpanan ke *ORC*, mengetahui kondisi operasi temperatur dan tekanan kerja yang *feasible*, dan mengetahui *output* daya listrik yang *feasible* dari *ORC*, serta desain penukar kalor untuk penyimpanan energi.



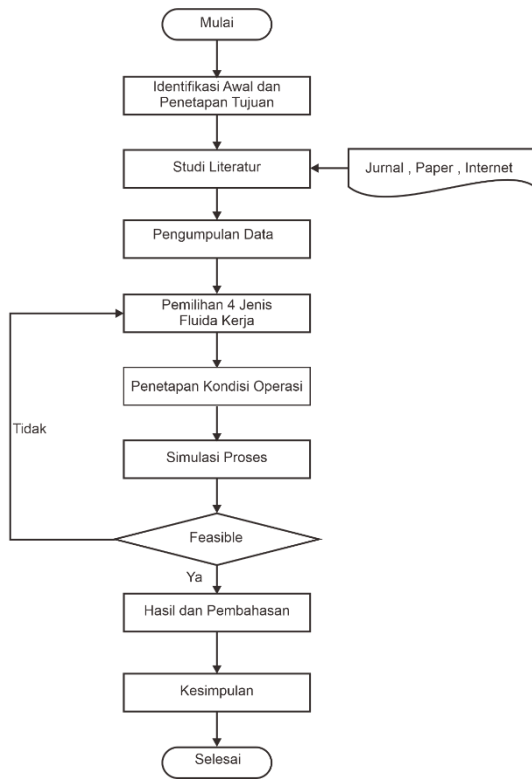
Gambar 1 Skema Batasan Penelitian



Gambar 3 Sistem ORC

2. METODOLOGI.

Alur penelitian yang dilakukan sebagai berikut

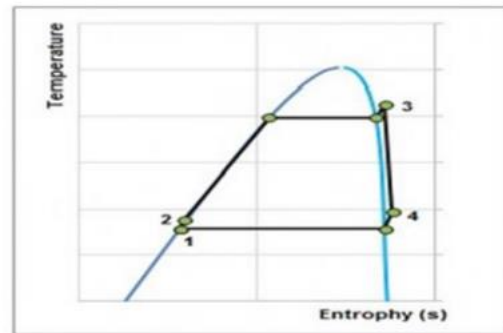


Gambar 2 Diagram Alir Penelitian

2.2 Proses Sistem ORC

Gambar 2.2 menggambarkan proses termodinamika untuk sistem ORC dalam diagram T-s yang merupakan hubungan antara temperature dan entropi pada sistem ORC, merupakan tahapan-tahapan proses pada siklus Rankine teoritis yang terdiri dari proses-proses sebagai berikut:

1. 1 - 2: Proses menaikkan tekanan fluida kerja pada pompa sirkulasi.
2. 2 - 3: Proses pemanasan fluida kerja pada tekanan tetap di evaporator.
3. 3 - 4: Proses ekspansi fluida kerja pada turbin.
4. 4 - 1: Proses pembuangan panas dari fluida kerja di kondensator.



Gambar 4 T-S Diagram Proses Organic Rankine Cycle

2.1 Organic Rankine Cycle

Sistem *Organic Rankine Cycle* (ORC) adalah suatu siklus Rankine konvensional yang dimodifikasi dengan menggunakan fluida kerja dari jenis fluida organik menggantikan air yang digunakan pada siklus Rankine konvensional. Fluida organik ini mempunyai sifat fisik yang menguap pada suhu yang cukup rendah sehingga tidak memerlukan sumber panas yang tinggi untuk merubah fasenya menjadi uap panas lanjut (superheated). Sedangkan komponen utama yang digunakan adalah sama dengan siklus Rankine konvensional, seperti pompa, evaporator, turbin dan kondensator.

2.3 Fluida Kerja

Fluida kerja adalah gas atau cairan yang terutama mentransfer gaya, gerak, atau energi mekanik. Dalam sistem refrigerasi fluida kerja atau *refrigerant* merupakan suatu rangkaian mesin atau pesawat yang mampu bekerja untuk menghasilkan suhu atau temperatur dingin (temperatur rendah) dengan cara memindah kalor dari dalam ruangan ke luar ruangan. (Himsar Ambarita, 2010).

Fluida kerja dapat dikategorikan berdasarkan kurva uap jenuhnya, yang merupakan karakteristik penting pada fluida kerja di sistem ORC. Karakteristik ini berpengaruh pada penerapan fluida kerja, efisiensi siklus, dan pengaturan peralatan dari pembangkit daya. Berbeda dengan siklus tenaga uap di mana uap air adalah fluida kerja, ORC menggunakan cairan organik, yaitu refrigeran atau

hidrokarbon. Pemilihan fluida kerja yang tepat sangat penting untuk mencapai efisiensi energi dan exergik yang lebih tinggi. Pemanfaatan optimal dari sumber panas yang tersedia dalam kondisi operasi yang berbeda melibatkan berbagai pertukaran. Selain itu, fluida kerja organik harus dipilih dengan hati-hati berdasarkan penilaian sifat keselamatan dan lingkungan. Kriteria umum seperti kinerja termodinamika siklus, batas stabilitas fluida, mudah terbakar, keselamatan, dan dampak lingkungan dapat dipertimbangkan untuk menganalisis menggunakan fluida kerja yang berbeda. Sebagai contoh, penggunaan refrigeran yang tidak mudah terbakar dan tidak beracun dipromosikan sebelumnya sebagai fluida kerja yang menarik. R113 dan R114 juga telah dilarang karena potensi penipisan lapisan ozonnya. Perlu disebutkan bahwa peraturan ini akan mencakup R123 dalam waktu dekat.

2.5 Heat Exchanger

Penukar Panas adalah alat yang digunakan untuk menukar energi panas (entalpi) antara dua atau lebih fluida, antara zat padat dan cair, atau antara partikular padat dan fluida yang berbeda temperatur dalam kondisi bersentuhan atau kontak termal. Dalam *heat exchanger* tidak ada panas eksternal yang masuk dan interaksi kerja. Aplikasi yang sering dijalankan pada *heat exchanger* adalah pemanasan atau pendinginan fluida yang melibatkan penguapan atau kondensasi pada satu fluida atau multikomponen fluida. Contoh umum dari *heat exchanger* adalah *shell and tube heat exchanger*, radiator mobil, evaporator, kondensor, dan *cooling tower*.

Penukar panas terdiri dari bagian yang penting seperti inti atau matriks yang berisi permukaan perpindahan panas, dan elemen untuk distribusi fluida seperti *header*, *manifold*, *nozzle*, dan pipa. Biasanya tidak ada bagian yang bergerak pada penukar panas tetapi terdapat beberapa pengecualian yaitu pada penukar panas yang regeneratif putar dimana matriks didorong untuk diputar pada kecepatan desain tertentu. Penukar panas bisa digolongkan berdasarkan bentuk konstruksinya. Pembagian penukar panas berdasarkan konstruksinya dibagi menjadi empat yaitu: *Tubular Heat Exchanger*, *Plate-Type Heat Exchanger*, *Extend Surface*, *Regenerative Exchangers*. *Tubular Heat Exchanger* umumnya dibangun menggunakan tube berbentuk lingkaran walaupun, di beberapa aplikasi terdapat bentuk persegi, *ellips*.

2.6 Perpindahan Panas

1. Konduksi

Perpindahan panas konduksi adalah proses perpindahan panas jika panas mengalir dari tempat yang suhunya tinggi ke tempat yang suhunya lebih rendah, tetapi media untuk

perpindahan panas tetap. Laju aliran panas dapat dipengaruhi oleh beberapa faktor, antara lain luas permukaan benda yang saling bersentuhan, perbedaan suhu awal antara kedua benda, dan konduktivitas panas dari kedua benda tersebut. Pada metode ini kalor hanya merambat saja dengan zat padat sebagai penghantarnya (Ramadhani, 2021).

$$R_{cond} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{(2\pi L)k_1}$$

Keterangan:

- r_1 = radius dalam pipa (m)
- r_2 = radius luar pipa (m)
- L = panjang pipa (m)
- k_1 = konduktivitas termal material (W/m.K)

2. Konveksi

Konveksi adalah pengangkutan kalor oleh gerak dari zat yang dipanaskan. Proses konveksi hanya terjadi di permukaan bahan. Jadi dalam proses ini struktur bagian dalam bahan kurang penting. Perpindahan panas konveksi terbagi menjadi perpindahan konveksi internal dan eksternal.

$$conv = \frac{1}{(2\pi r_1 L)h_1}$$

Dimana:

- r_1 = radius pipa (m)
- h_1 = konduktivitas termal konveksi (W/m.K)
- L = panjang pipa (m)

Persamaan di bawah ini dapat digunakan dalam menentukan nilai koefisien konveksi.

$$h_1 = \frac{Nu \times k}{L}$$

Dimana:

- Nu = bilangan *nusselt*
- L = panjang pipa (m)
- k = konduktivitas termal fluida (W/m.°C)

- Persamaan *Dittus Boelter*

Angka *Nusselt* pada aliran turbulen dapat dianalogikan dengan menggunakan persamaan *Dittus-Boelter*.

$$Nu = 0,023 \times (Re^{4/5})(Pr^n)$$

Keterangan:

- Nu = bilangan *Nusselt*
- Re = bilangan *Reynolds*
- Pr = bilangan *Prandtl*, $n=0,4$

untuk pemansan dan $n=0,3$ untuk pendinginan

- Bilangan *Reynolds*

Bilangan *Reynolds* digunakan untuk menentukan sifat pokok aliran. Berikut adalah persamaan untuk menghitung bilangan *Reynolds*.

$$Re = \frac{\rho \times V \times D}{\mu} = \frac{V \times D}{\nu} = \frac{4 \times \dot{m}}{\pi \times D \times \mu}$$

keterangan:

- Re = bilangan Reynoldss
- ρ = massa jenis udara (kg/m^3)
- v = kecepatan fluida (m/s)
- ν = viskositas kinematik fluida
- D = diameter pipa (m)
- μ = kekentalan mutlak (Pa s)

- Bilangan *Prandtl*

Bilangan *Prandtl* digunakan untuk menentukan ketebalan relatif pada kecepatan lapisan batas kecepatan thermal

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{\mu C_p}{\alpha}$$

keterangan:

- v = kecepatan fluida (m/s)
- C_p = koefisien panas ($\text{J/kg} \cdot ^\circ\text{C}$)
- μ = kekentalan mutlak (Pa s)

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Identifikasi Fluida Kerja

ifat Fluida Kerja	N-Pentane	N-Hexane	Methanol	Ethanol
Titik didih pada 1 atm ($^\circ\text{C}$)	35,87	69,27	65	78,26
titik kritis ($^\circ\text{C}$)	196,5	234,7	240,2	240,8
tekanan kritis (Mpa)	33,64	30,58	81,04	61,48
Global Warming Potential (GWP)	20	15	20	15
Zone Depletion Potential (ODP)	0	0	0	0

Tabel 1 Identifikasi Fluida Kerja

Dilakukan variasi 4 fluida kerja dengan parameter tetap simulasi proses seperti pada table 2 dan 3.

Jenis Parameter	Nilai Parameter	Satuan Parameter
Mass flow fluida kerja	1	kg/s
Mass flow udara	11	kg/s
Efisiensi adiabetic turbin	75	%
Temperatur air kondensor	30	$^\circ\text{C}$
Tekanan air kondensor	1	bar

Tabel 2 Parameter Simulasi Proses 1

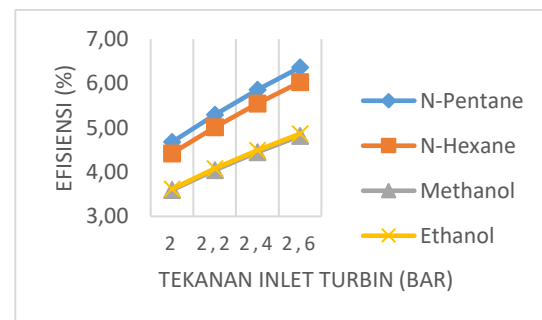
Jenis Parameter	Nilai Parameter	Satuan Parameter
Mass flow fluida kerja	1,5	kg/s
Mass flow udara	10	kg/s
Efisiensi adiabetic turbin	75	%
Temperatur air kondensor	30	$^\circ\text{C}$
Tekanan air kondensor	1	bar

Tabel 3 Parameter Simulasi Proses 2

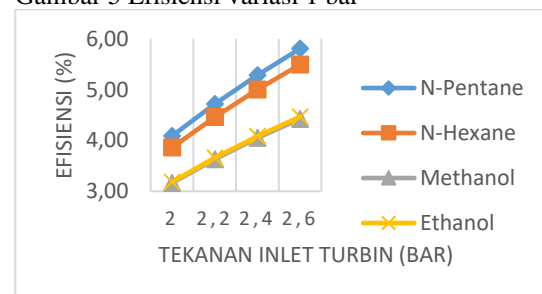
3.2 Hasil Simulasi 1

Berdasarkan hasil simulasi variasi pada ke 4 fluida kerja yang telah dilakukan, dapat disimpulkan jika semakin tinggi tekanan inlet turbin dan semakin rendah tekanan outlet turbin maka efisiensi kerja sistem ORC akan semakin tinggi. Efisiensi tertinggi didapatkan pada simulasi software DWSIM menggunakan fluida kerja N-Pentane variasi tekanan inlet turbin 2,6 bar dengan tekanan outlet turbin 1 bar maka efisiensi yang didapatkan adalah 6,03%. Sedangkan efisiensi terendah didapatkan dan pada simulasi software DWSIM menggunakan fluida kerja Methanol dengan variasi tekanan inlet turbin 2 bar dengan tekanan outlet turbin 1,4 bar maka efisiensi yang didapatkan adalah 1,99%.

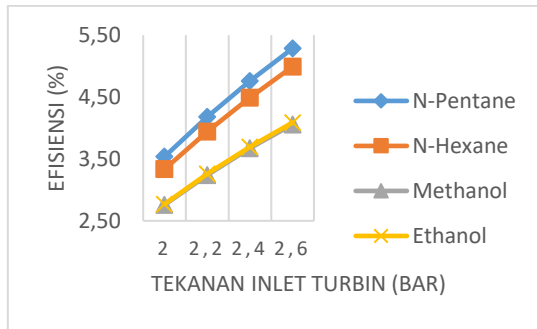
Fluida kerja yang feasible dengan efisiensi yang tinggi ditunjukkan oleh N-Pentane. Tetapi kriteria pemilihan fluida kerja juga didasarkan oleh kondisi operasi yang feasible dimana temperatur outlet evaporator harus berada dibawah suhu keluar kondensor dari sistem Heat Pump yaitu $70,93^\circ\text{C}$ dengan Q. evaporator 410,40 kW. Maka dipilih fluida kerja N-Pentane dengan kondisi operasi temperatur $70,4^\circ\text{C}$ dan Q. evaporasi 410,29 kW dengan tekanan inlet turbin 2,2bar dan tekanan outlet turbin 1,1 bar. Kondisi operasi di titik ini dapat menghasilkan efisiensi sebesar 4,72%.



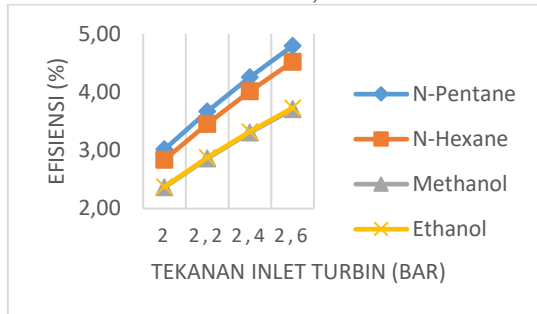
Gambar 5 Efisiensi variasi 1 bar



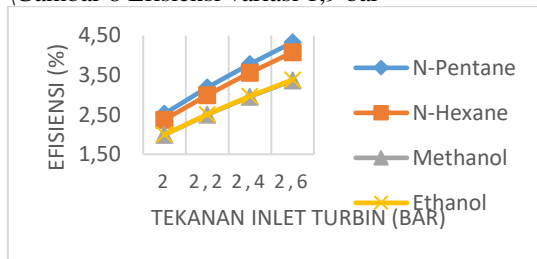
Gambar 6 Efisiensi variasi 1,3 bar



Gambar 7 Efisiensi variasi 1,6 bar



Gambar 8 Efisiensi variasi 1,9 bar



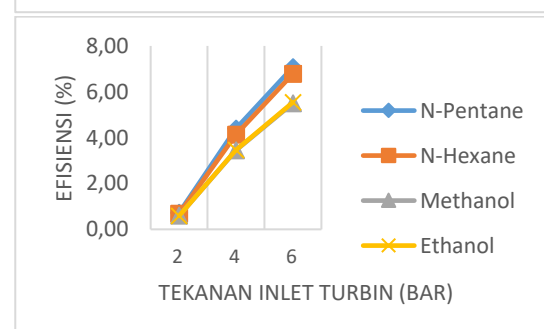
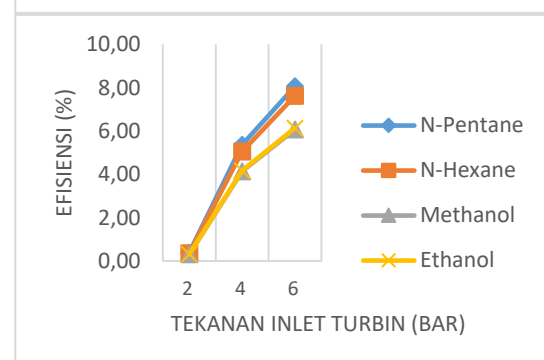
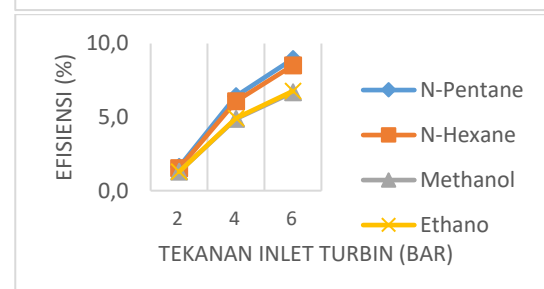
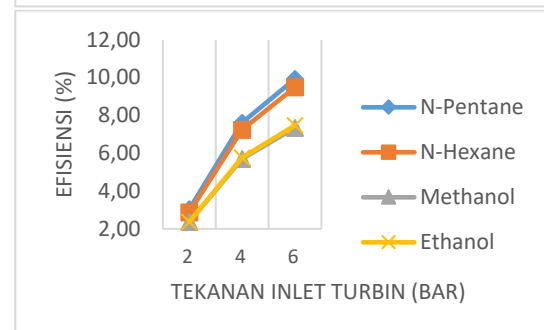
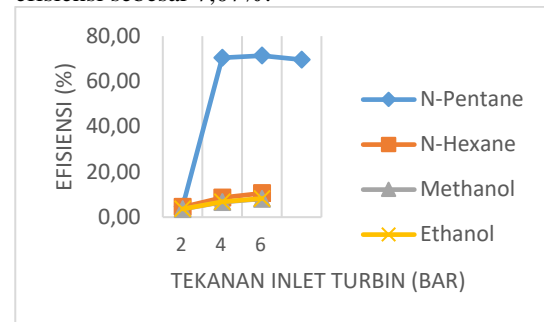
Gambar 9 Efisiensi variasi 2,2 bar

3.3 Hasil Simulasi Proses 2

Berdasarkan hasil simulasi variasi pada ke 4 fluida kerja yang telah dilakukan, dapat disimpulkan jika semakin besar tekanan inlet turbin maka efisiensi kerja sistem ORC akan semakin tinggi. Efisiensi tertinggi didapatkan pada simulasi software DWSIM menggunakan fluida kerja N-Pentane variasi tekanan inlet turbin 6 bar dengan tekanan outlet turbin 1,3 bar maka efisiensi yang didapatkan adalah 9,93%. Sedangkan efisiensi terendah didapatkan dan pada simulasi software DWSIM menggunakan fluida kerja Pada simulasi dengan methanol variasi tekanan inlet turbin 2 bar dengan tekanan outlet turbin 1 bar maka efisiensi yang didapatkan adalah 3,59%.

Fluida kerja yang feasible dengan efisiensi yang tinggi ditunjukkan oleh N-Pentane. Tetapi kriteria pemilihan fluida kerja juga didasarkan oleh kondisi operasi yang feasible dimana temperatur outlet evaporator harus berada dibawah suhu keluar kondensor dari sistem Heat Pump yaitu 102,854°C dengan Q. evaporator 602,339 kW. Maka dipilih fluida kerja N-Pentane dengan kondisi operasi temperatur 100,66°C dan Q. evaporator 602,399 kW dengan tekanan inlet turbin 6 bar dan tekanan outlet turbin 2,2 bar.

Kondisi operasi di titik ini dapat menghasilkan efisiensi sebesar 7,07%.



3.4 Desain Penukar Kalor

1. Massa Penyimpanan Panas

Massa media penyimpanan panas berupa pasir silika didapatkan melalui persamaan kesetimbangan energi

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta t$$

$$m = \frac{Q}{C_p \cdot \Delta t}$$

$$Q = 602,399 \text{ kW}$$

$$C_p = 0,9 \text{ kJ/kg.C}$$

$$\Delta t = t_{in} - t_{out}$$

$$= 102,854 - 100,661 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$= 2,193 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$m = \frac{602,399}{0,9 \times 2,193}$$

$$m = 305,2 \text{ kg}$$

Maka massa pasir silika yang digunakan pada penukar kalor adalah 305,2 kg.

2. Debit

Sistem	\dot{m} (kg/s)	ρ (kg/m ³)	q_v (m ³ /s)
ORC	1,5	536,6	0,0028
Heat pump	0,55	502,9	0,0011

3. Diameter Pipa

Sistem	DN (inch)	t (mm)	Schedule	OD (mm)	ID (mm)
ORC	2	2,77	10s	60,3	54,76
Heat pump	1 $\frac{1}{4}$	4,85	80	42,2	32,5

4. Perpindahan Panas Menyeluruh

Sistem	Konveksi seluruh <i>vapor</i>	Konveksi seluruh campuran	Konveksi seluruh <i>liquid</i>
ORC	195,193	219,183	195,019
Heat pump	96,317	10615,182	94,238

5. Panjang Pipa

Sistem	A _s Luas Selimut (m ²)	L Panjang Pipa (m)
ORC Dittus-Boelter 1	10,862	57,365
ORC Hewitt 0,5	9,672	51,087
ORC Dittus-Boelter 0	10,871	57,416
Heat pump Dittus-Boelter 1	21,013	158,581
Heat pump Hewitt 0,5	24,456	157,207
Heat pump Dittus-Boelter 0	21,477	162,081

4. KESIMPULAN

1. Fluida kerja yang sesuai dalam mengalirkan panas dari media system penyimpanan ke ORC adalah N-Pentane.
2. Kondisi operasi temperatur dan tekanan kerja yang *feasible* adalah pada tekanan outlet turbin 2,2 bar dan temperatur 100,661°C dengan efisiensi sebesar 7,074 %.
3. *Output* daya listrik yang *feasible* dari turbin adalah 42,933 kW.
4. Desain penukar kalor untuk penyimpanan energi memiliki diameter luar 60,3 mm dengan *wall thickness* 2,77 mm pada sisi ORC. Sedangkan pada sisi *heat pump* memiliki diameter luar 42,2 mm dengan *wall thickness* 4,85 mm. Panjang pipa pada sisi ORC adalah 165,57 m sedangkan panjang pipa pada *heat pump* adalah 479,23 m.

5. PUSTAKA