

## Analisis Energi – Eksergi Penambahan SRO pada Sistem *Exhaust* Mesin Diesel Dual Fuel

Jhony Langgeng Baruna Wirawan<sup>1)\*</sup>, I Gusti Bagus Wijaya Kusuma<sup>2)</sup>,  
I Wayan Bandem Adyana<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup>Program Studi Magister Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Udayana  
Kampus Bukit Jimbaran, Bali 80362, Email: [jhonywirawan@student.unud.ac.id](mailto:jhonywirawan@student.unud.ac.id)

<sup>2),3)</sup>Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Udayana  
Kampus Bukit Jimbaran, Bali 80362

Email: [igbwijayakusuma@unud.ac.id](mailto:igbwijayakusuma@unud.ac.id), [bandem.aiwa@yahoo.com](mailto:bandem.aiwa@yahoo.com)

doi: <https://doi.org/10.24843/METTEK.2022.v08.i02.p06>

### Abstrak

Penambahan sistem SRO pada Pembangkit Listrik Tenaga Diesel Gas merupakan salah satu upaya untuk memanfaatkan panas sisa dari gas buang mesin diesel. Analisis penambahan sistem SRO ini dilakukan dalam simulasi menggunakan software *Aspen Plus*<sup>®</sup>. Model yang digunakan dalam SRO ini adalah SRO sederhana, SRO WHRPG, dan SRO dengan *recuperator*. Penambahan SRO diharapkan mampu meningkatkan energi listrik yang dihasilkan, efisiensi, dan menurunkan temperatur gas buang mesin diesel. Kinerja sistem dianalisis untuk keseimbangan energi dan eksergi. Pada penelitian ini didapatkan peningkatan performa pada PLTDG setelah dikombinasikan dengan SRO WHRPG. Daya listrik yang dihasilkan adalah 15.158,07 kW dengan efisiensi energi sebesar 36,35% dan efisiensi eksergi sebesar 33,17%. Dengan penambahan WHRPG SRO juga dapat menurunkan temperatur gas buang hingga 532,14 K.

**Kata kunci:** LNG, mesin *dual fuel*, SRO, pembangkit listrik, manajemen energi, *Aspen Plus*<sup>®</sup>.

### Abstract

*The addition of an SRO system in a diesel-gas power plant is one of the efforts to utilize the residual heat from diesel engine exhaust gas. The analysis of the addition of this SRO system was carried out in a simulation using the Aspen Plus<sup>®</sup> software. The models used in this SRO are simple SRO, WHRPG SRO, and SRO with recuperator. The addition of SRO is expected that it can increase the electrical energy generated, efficiency, and reduce the diesel engine exhaust gas temperature. The system performance will be analysed for energy balance and eksergi. In this study, the performance of diesel-gas power plant increased after it was combined with WHRPG SRO. The electrical power produced is 15,158.07 kW with an energy efficiency of 36.35% and an eksergi efficiency of 33.17%. With the addition of WHRPG SRO, it can also reduce the exhaust gas temperature up to 532.14 K.*

**Keywords:** LNG, dual fuel engine, SRO, power plant, energy management, Aspen Plus<sup>®</sup>

## 1. PENDAHULUAN

Energi merupakan salah satu syarat utama agar suatu sistem dapat berfungsi. Seiring dengan peningkatan jumlah penduduk, perekonomian dan pembangunan di Indonesia, dari waktu ke waktu kebutuhan energi juga semakin meningkat. Energi listrik adalah salah satu dari bentuk energi yang banyak digunakan. Permintaan dan penggunaan energi listrik akan

---

Penulis korespondensi,  
Email: [jhonywirawan@student.unud.ac.id](mailto:jhonywirawan@student.unud.ac.id)

terus meningkat karena perkembangan inovasi teknologi berbasis ketenagalistrikan yang berkembang pesat dan banyak digunakan di segala bidang, terutama di sektor rumah tangga, dan komersial. Rata-rata pertumbuhan permintaan listrik di Indonesia adalah 7% per tahun, pada tahun 2015 meningkat dari 221 TWh menjadi 283 TWh pada tahun 2019. Peningkatan konsumsi listrik menyebabkan peningkatan kebutuhan akan sumber energi untuk menghasilkan listrik. Hingga tahun 2020, jumlah total bahan bakar fosil sebesar 83%. [1].

Energi ada yang dapat diperbaharui dan tidak dapat diperbaharui. Salah satu energi yang tidak dapat diperbaharui adalah bahan bakar fosil, oleh karena itu upaya penghematan dalam penggunaan bahan bakar fosil khususnya solar penting dilakukan. Di Indonesia saat ini banyak terdapat gas alam. Banyak penelitian telah dilakukan tentang pengganti bahan bakar solar dengan menggunakan gas alam. PT Indonesia Power UP Unit Bali Pesanggaran telah menghemat penggunaan bahan bakar diesel dengan menggantinya menggunakan bahan bakar LNG (Pembangkit Listrik Tenaga Diesel Gas) dan telah menunjukkan kinerja yang baik [2], [3].

Peraturan Menteri ESDM NO. 14/2012 tentang Manajemen Energi telah dikeluarkan oleh Pemerintah Indonesia melalui Kementerian Energi dan Sumber Daya Mineral guna menghemat penggunaan sumber energi [4]. Namun PLTDG di PT Indonesia Power belum menunjukkan penggunaan energi di bawah 6000 TOE berdasarkan pada peraturan tersebut [5]. Oleh karena itu, perlu dilakukan manajemen energi pada pembangkit listrik.

Penggunaan energi dengan efektif dan efisien melalui manajemen energi merupakan hal yang penting untuk diperhatikan dalam penghematan energi [6]. Meminimalkan pemborosan energi adalah salah satunya. Dapat kita ketahui bahwa gas buang mesin pembakaran dalam pada umumnya merupakan sisa energi yang dibuang. Gas buang pada pembangkit listrik di PT Indonesia Power memiliki temperatur yang relatif tinggi, yaitu sekitar 480 °C setelah melalui turbocharger. Sehingga panas ini dapat kita manfaatkan sebagai sumber energi panas pada sistem SRO [7]–[9]. SRO merupakan siklus yang telah terbukti bermanfaat dalam mengubah sumber panas bertemperatur rendah menjadi energi listrik. SRO adalah pengembangan ilmu siklus Rankine konvensional dengan mengubah fluida kerja air menjadi fluida organik seperti R134a, R141b, dan n-pentana. Penelitian tentang penggunaan cairan kerja organik menunjukkan kinerja yang berbeda [7]–[15]. Pada penelitian ini menggunakan fluida kerja n-pentana karena menunjukkan hasil kerja yang paling baik [8], [16].

Penelitian ini meneliti tentang pengaruh penambahan sistem SRO pada gas buang mesin PLTDG yang mengacu pada AFR mesin terbaik. Mengingat sistem SRO belum diterapkan pada pemanfaatan panas buang, sebagai prototipe penelitian, penelitian ini dilakukan dalam bentuk simulasi. Model SRO yang disimulasikan yaitu SRO sederhana, SRO WHRPG, SRO dengan *recuperator*. Perangkat lunak simulasi yang dipakai adalah Aspen Plus® [13], [15], [17]. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui unjuk kerja pembangkit sebelum penambahan SRO dan setelah penambahan SRO ditinjau dari kesetimbangan energi dan ekserginya.

## 2. METODE

### 2.1. Prosedur Penelitian

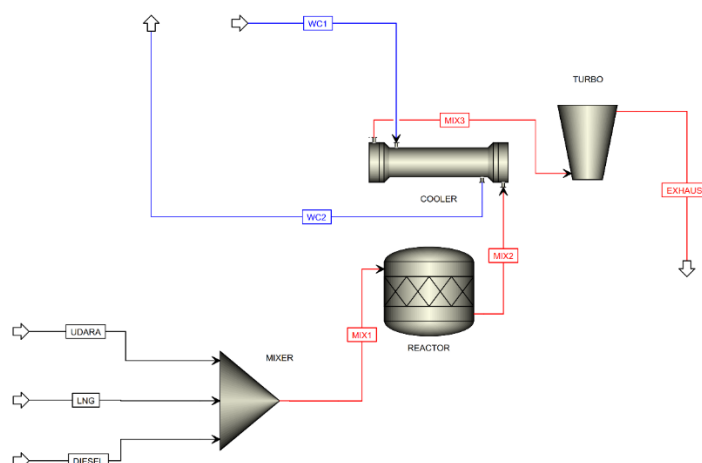
Penelitian ini meneliti pemanfaatan panas buang mesin untuk menghasilkan listrik kembali dengan metode simulasi dengan menggunakan perangkat lunak Aspen Plus®. Fluida kerja yang digunakan adalah n-pentana dengan efisiensi tertinggi. Pertama-tama penelitian ini dimulai dengan mengumpulkan data gas buang mesin (Tabel 2) dan spesifikasi n-pentana. Kemudian disimulasikan pada perangkat lunak Aspen Plus®. Alat penukar kalor *shell and tube* dengan pola aliran berlawanan digunakan dalam simulasi [18], [19]. Pada simulasi ini menggunakan tiga model yaitu SRO WHRPG, SRO sederhana, dan SRO dengan *recuperator*.

Tahap kedua adalah melakukan simulasi. Sebelum SRO disimulasikan, dilakukan simulasi terhadap hasil pembakaran mesin diesel dengan tujuan untuk mendapatkan komposisi kimia hasil pembakaran dan temperatur gas buang. Simulasi ditunjukkan pada Gambar 1.

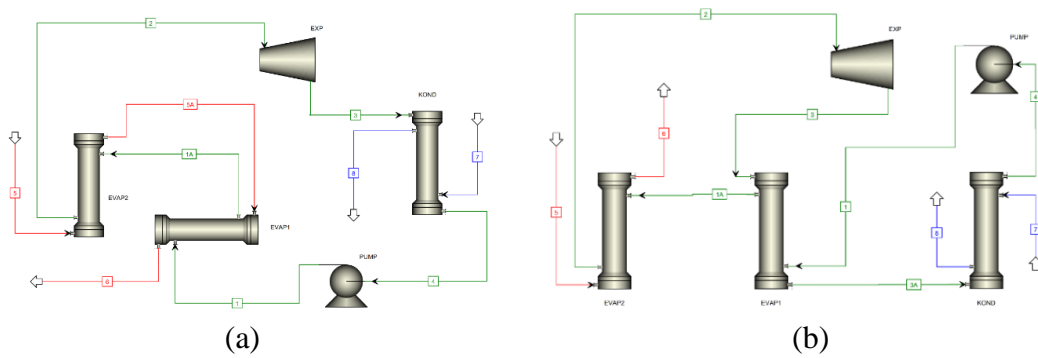
Simulasi SRO dilakukan dalam 3 model (Gambar 2). Model pertama yaitu SRO sederhana. Pada SRO sederhana menggunakan satu evaporator sebelum fluida kerja memasuki ekspander. Model kedua yaitu SRO WHRPG. Pada siklus ini panas sisa gas buang yang masih tersimpan dimanfaatkan kembali sebelum dibuang ke lingkungan. Yang ketiga adalah SRO dengan *recuperator*. Pada metode ini, panas sisa fluida kerja SRO (setelah keluar dari turbin dan sebelum masuk ke kondensor) digunakan untuk memanaskan fluida kerja sebelum memasuki evaporator. Setelah ketiga simulasi dilakukan, kinerja masing-masing model siklus dibandingkan.

Tabel 1. Properti Mesin

Properti	Nilai	Satuan
$W_e$	15090	kW
$N_e$	500	rpm
$P_{\text{peak cylinder}}$	10100000	Pa
$\dot{m}_{e,\text{udara}}$	0,8277	kg/s
$AFR_{\text{LNG}}$	1,18	-
Bahan Bakar		
$\dot{m}_{e,\text{LNG}}$	0,7	kg/s
$GHV_{\text{LNG}}$	55515,14	kJ/kg
$\dot{m}_{e,\text{Diesel}}$	0,06	kg/s
$GHV_{\text{Diesel}}$	47249,34	kJ/kg
Cooling Water		
$\dot{m}_{e,\text{cw}}$	8,33	kg/s
$T_{e,\text{cw1}}$	313,15	K
$T_{e,\text{cw2}}$	340,15	K
$C_{p,e,\text{cw}}$	4,187	kJ/kgK
Gas Buang		
$T_{\text{exh},1}$	852,15	K
$T_{\text{exh},2}$	698,15	K
$\dot{m}_{\text{exh}}$	1,5877	kg/s

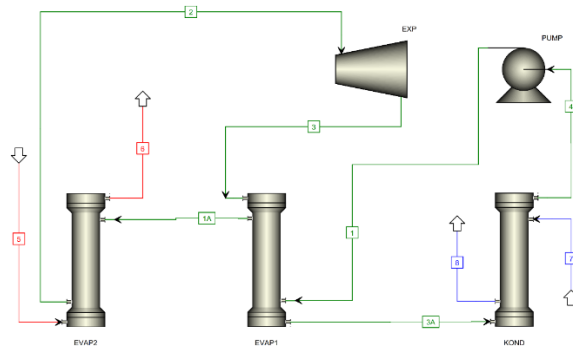


Gambar 1. Skema simulasi gas buang



(a)

(b)



(c)

Gambar 2. Skema simulasi SRO, (a) SRO sederhana, (b) SRO WHRPG, (c) SRO dengan recuperator

Langkah terakhir merupakan evaluasi kinerja sistem sebelum dan setelah ditambahkan SRO sebagai evaluasi kinerja sistem sebelum dan setelah modifikasi dengan dan tanpa menggunakan SRO.

Tabel 2. Thermodynamic properties of n-Pentane [8]

Properties	Value
Rumus kimia	$\text{CH}_3(\text{CH}_2)\text{CH}_3$
Molar mass, g/mol	72
Tekanan kritis, MPa	3.36
Temperatur Kritis, K	469.15
Titik didih pada 1 bar	25.5
Panas penguapan pada 1 bar, kJ/kg	258.1
GWP	4

Tabel 3. Properti simulasi SRO

Properties	Value
Tekanan output pompa, bar	15
Fraksi uap input pompa	0
Fraksi uap input ekspander	1
Rasio tekanan ekspander	1:15
Fraksi uap output evaporator	1
Temperatur air pendingin, K	300.15
Tekanan air pendingin, bar	1
Laju aliran massa air pendingin, kg/s	8.33

Properties	Value
Laju aliran massa n-Pentana, kg/s	0.6944
Temperatur gas buang, K	698.42

Tabel 4. Model tipe simulasi SRO pada *Aspen Plus*<sup>®</sup>

Nama Komponen	Tipe	Kode
Evaporator	Counter flow heat exchanger	EVAP, EVAP1, EVAP2
Kondensor	Counter flow heat exchanger	COND
Pompa	Pump	PUMP
Ekspander	Turbine	EXP
Fluida kerja	n-Pentane	1, 1A, 2, 3, 3A, 4
Fluida pendingin	Water	7, 8
Gas buang	Exhaust	5, 5A, 6

## 2.2. Model Matematika

### A. Mesin Diesel

Energi masuk dalam suatu mesin pembakaran dalam terdapat di dalam bahan bakar. Sejumlah energi ini kemudian diproses untuk diubah menjadi bentuk lain. Energi masuk tersebut diubah ke dalam bentuk Daya keluaran yang digunakan, energi yang ditransfer ke bagian pendingin, energi yang ditransfer menuju bagian gas buang, kerugian yang tak terhitung karena adanya gesekan, perpindahan panas ke lingkungan, dan lain-lainnya [20]. Jumlah energi ini dievaluasi menurut Hukum Termodinamika I seperti berikut [21]:

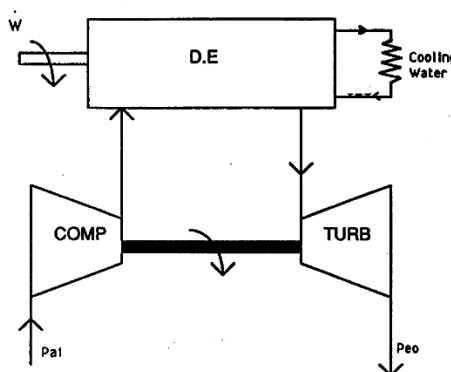
$$\dot{Q}_{e,in} = \dot{m}_f \cdot GHV = SFC \cdot \dot{W}_e \cdot GHV \quad (1)$$

Dimana:

$$W_e = \frac{2\pi N\tau}{60} \quad (2)$$

Sehingga:

$$\eta_{l,e} = \frac{\dot{W}_e}{\dot{Q}_{e,in}} \quad (3)$$



Gambar 3. Skema mesin diesel dengan *turbocharger*

*Availability* masuk pada mesin pembakaran dalam terkandung dalam *availability* bahan bakar kimianya. *Availability* ini kemudian diubah menjadi bentuk lain. Pada mesin diesel, *availibility* masuk yang terkandung dalam bahan bakar diesel diubah menjadi *availability* keluaran yang dimanfaatkan, *availability* ditransfer ke pendingin, *availability* ditransfer menuju gas buang, *availability* hancur di *turbocharger*, kerusakan *availability* yang tidak

terhitung karena gesekan, perpindahan panas ke lingkungan, dll.

Asumsi-asumsi dalam penelitian bisa dilakukan agar analisis eksergi dapat dilakukan dengan efektif. Lingkungan referensi pada penelitian ini disesuaikan dengan keadaan lingkungan dengan temperatur ( $T_0$ ) sebesar 298,15 K dan tekanan ( $P_0$ ) sebesar 1 bar [22]. Laju aliran eksergi yang meninggalkan volume atur melalui pendingin dapat dirumuskan dengan persamaan berikut [22]:

$$\dot{E}_{e,heat} = \dot{Q}_{e,cw} \left( 1 - \frac{T_0}{T_{e,cw}} \right) \quad (4)$$

Eksergi transfer kerja untuk volume kontrol sama dengan daya mesin. Secara matematis dapat dirumuskan dalam persamaan berikut ini:

$$W = W_e \quad (5)$$

Laju eksergi masuk yang memasuki volume atur dapat diwakili oleh eksergi kimia bahan bakar dan udara pembakaran. Tingkat eksergi input dapat direpresentasikan seperti yang ditunjukkan pada Persamaan 6 [9]:

$$\sum \dot{m}_{in} e_{in} = \dot{m}_f \phi |GHV| \quad (6)$$

Dimana:

$$\phi = \left[ 1,0401 + 0,1728 \frac{H}{C} + 0,0432 \frac{O}{C} + 0,2169 \frac{S}{C} \left( 1 - 2,0628 \frac{H}{C} \right) \right] \quad (7)$$

C, H, O, dan S adalah fraksi massa karbon, hidrogen, oksigen, dan kandungan sulfur bahan bakar.

Gas buang dapat diasumsikan sebagai campuran gas ideal dimana tidak ada uap air di udara pembakaran [23]. Maka eksergi termomekanis gas buang dapat diperoleh sebagai berikut:

$$\sum \dot{m}_{out} e_{out} = \dot{m}_f (e_{tm} + e_{ch}) \quad (8)$$

Dimana:

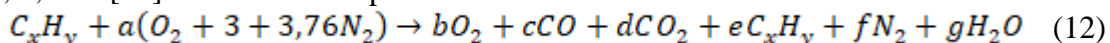
$$e_{tm} = \sum_{i=1}^n a_1 \left\{ \bar{h}_i(T_{exh}) - \bar{h}_i(T_0) - T_0 \left[ \bar{s}^0(T) - \bar{s}^0(T_0) - \bar{R} \ln \frac{P_{exh}}{P_0} \right] \right\} \quad (9)$$

$$e_{ch} = R_0 T_0 \sum_{i=1}^n a_1 \ln \left( \frac{Y_i}{Y_{i,00}} \right) \quad (10)$$

Dimana:

$$R = \frac{PV}{nT} \quad (11)$$

Lingkungan referensi diasumsikan sebagai campuran gas sempurna dengan komposisi sebagai berikut pada basis molar:  $N_2$ , 75,67%;  $O_2$ , 20,35%;  $CO_2$ , 0,03%;  $H_2O$ , 3,12%; dan lain-lain, 0,83% [23]. Bentuk umum persamaan reaksi adalah:



Dimana a, b, c, d, dan e adalah koefisien komponen dan  $C_x H_y$  adalah hidrokarbon.

*Availability* bahan bakar yang disuplai ( $A_{in}$ ) diubah menjadi *availability* poros ( $A_s$ ), *availability* air pendingin ( $A_{cw}$ ), *availability* gas buang ( $A_{exh}$ ), dan *availability destruction* ( $A_{dest}$ ).

$$A_{in} = \sum \dot{m}_{input} e_{input} \quad (13)$$

$$A_s = W_e \quad (14)$$

$$A_{cw} = \dot{Q}_{cw} - \left[ \dot{m}_{cw} \times C_{p,cw} \times T_a \times \ln \left( \frac{T_{cw,2}}{T_{cw,1}} \right) \right] \quad (15)$$

$$A_{exh} = \dot{Q}_{exh} - \left[ \dot{m}_{exh} \times T_a \times \left\{ C_{p,exh} \ln \left( \frac{T_{exh}}{T_a} \right) - R_{exh} \ln \left( \frac{P_{exh}}{P_0} \right) \right\} \right] + e_{ch} \quad (16)$$

$$A_{dest,e} = A_{in} - (A_s + A_{cw} + A_{exh}) \quad (17)$$

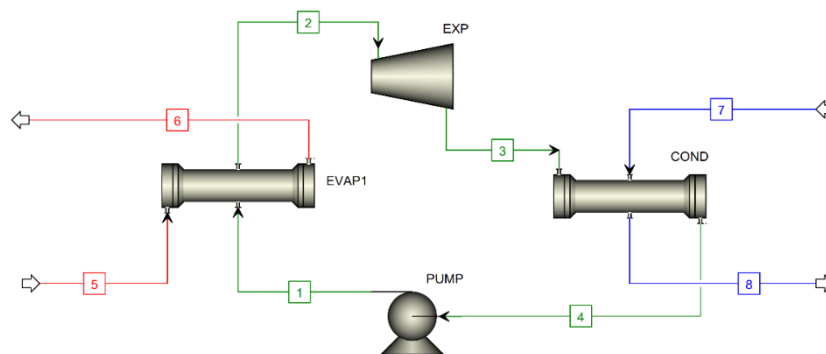
Thus:

$$\eta_{II,e} = \frac{W}{\dot{E}_{in}} \times 100\% = \frac{W_e}{\sum \dot{m}_{input} e_{input}} \times 100\% \quad (18)$$

## B. SRO

SRO pada prinsipnya sama dengan Siklus Rankine konvensional maupun siklus tenaga uap lainnya. Hukum pertama termodinamika menjelaskan bahwa perubahan energi dalam suatu sistem untuk selang waktu tertentu sama dengan jumlah kalor yang masuk dikurangi kerja yang dilakukan oleh sistem. Sehingga jika diterjemahkan ke dalam rumus matematika akan membentuk sebuah persamaan:

$$\Delta \dot{Q} - \Delta W = \dot{m} \left[ h_j - h_{j+1} + \frac{v_j^2 + v_{j+1}^2}{2} + g(z_j - z_{j+1}) \right] \quad (19)$$



Gambar 4. Skema simulasi SRO

Pada SRO perubahan energi kinetik dan potensial uap sangat kecil sehingga dapat diabaikan, maka:

$$\Delta \dot{Q} - \Delta W = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (20)$$

Atau:

$$(\dot{Q}_{in} - \dot{Q}_{out}) - (W_{in} - W_{out}) = \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (21)$$

Eksergi *destruction* masing-masing komponen dapat diperhitungkan dengan menerapkan keseimbangan eksergi pada komponen sistem pada *steady state* seperti pada persamaan berikut [12]:

$$\dot{E} = \dot{m}e \quad (22)$$

Dimana  $e$  adalah:

$$e = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (23)$$

Berdasarkan persamaan di atas, keseimbangan energi dan eksergi dari masing-masing komponen SRO dapat dihitung sebagai berikut:

1. Pompa ( $W_p$ )

$$W_p = \dot{m}_{wf}(h_4 - h_1) \quad (24)$$

24)

$$A_p = (\dot{E}_1 + W_p) - \dot{E}_4 \quad (25)$$

2. Evaporator ( $\dot{Q}_{evap}$ )

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_1) = \dot{m}_{exh}(h_5 - h_6) \quad (26)$$

$$A_{evap} = (\dot{E}_5 - \dot{E}_6) - (\dot{E}_2 - \dot{E}_1) \quad (27)$$

3. Ekspander ( $W_{ex}$ )

$$W_{ex} = \dot{m}_{wf}(h_2 - h_3) \quad (28)$$

$$A_{ex} = \dot{E}_2 - (\dot{E}_3 + W_{ex}) \quad (29)$$

4. Kondensator ( $\dot{Q}_{cond}$ )

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_{cw}(h_8 - h_7) = \dot{m}_{wf}(h_3 - h_4) \quad (30)$$

$$A_{cond} = (\dot{E}_7 - \dot{E}_8) - (\dot{E}_4 - \dot{E}_3) \quad (31)$$

Dengan mendapatkan aliran keseimbangan energi masing-masing komponen, efisiensi termal sistem dapat formulasikan. Kerja netto yang dihasilkan sistem dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut:

$$W_{net,SRO} = W_{ex} - W_p \quad (32)$$

Sehingga efisiensi energi dan eksergi SRO dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\eta_{I,SRO} = \frac{W_{net}}{Q_{evap}} \quad (33)$$

$$\eta_{II,SRO} = \frac{W_{net}}{\dot{E}_{e,in}} \quad (34)$$

*Availability* total (*availability destruction*) dalam satu siklus adalah jumlah *availability* semua komponen, yang dapat ditulis sebagai:

$$A_{dest,SRO} = A_{evap} + A_{cond} + A_{ex} + A_p \quad (35)$$

### C. Total System

Berdasarkan persamaan sebelumnya, persamaan energi total dan eksergi sistem adalah sebagai berikut [24], [25]:

$$W_{net,total} = W_e + W_{exp} + W_{pump} \quad (36)$$

Sehingga:

$$\eta_{I,total} = \frac{W_{net,total}}{\dot{Q}_{e,in}} \quad (37)$$

$$\eta_{II,total} = \frac{W_{net,total}}{\sum \dot{m}_{in} e_{in}} \quad (38)$$

### D. Validasi Simulasi

Validasi dilakukan dengan dua metode yaitu metode eksperimen dan teoritis. Pada metode eksperimen simulasi divalidasi dengan penelitian eksperimental tentang SRO yang sudah pernah dilakukan (jurnal) sedangkan pada metode teoritis divalidasi dengan menggunakan persamaan-persamaan yang ada dan metode teoritis ini dilakukan setelah simulasi selesai. Ketika simulasi pada software *Aspen Plus*<sup>®</sup> divalidasi dengan memiliki error dari 0% – 7,17% [26]–[29]. Oleh karena itu pada penelitian ini toleransi error yang diizinkan



maksimal sebesar 5% berdasarkan rata-rata eror dari literatur. Selain itu validasi juga dilihat dari hasil laporan simulasi dari *Aspen Plus*<sup>®</sup> yang menyatakan simulasi selesai/berhasil.

### 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

#### 3.1. Performa Mesin

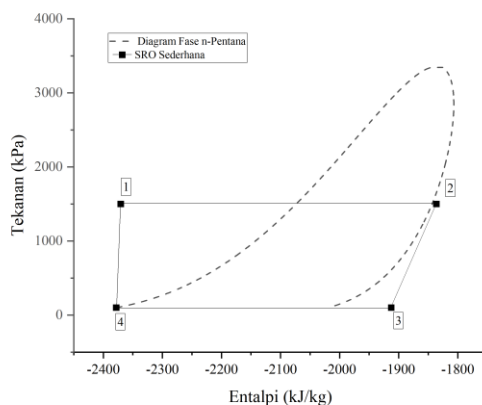
Perhitungan performa mesin telah dilakukan dan hasilnya ditunjukkan pada Tabel 5.

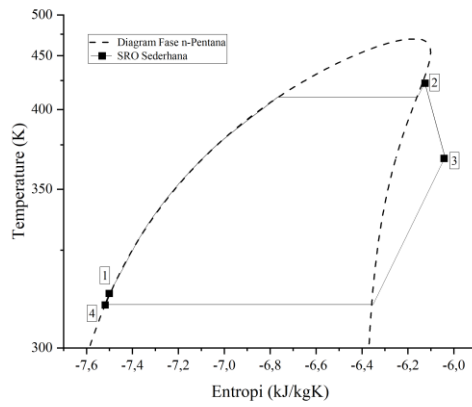
Tabel 5. Performa Mesin

Properti	Nilai
Daya Mesin, kW	15090
Energi bahan bakar, kW	41695.56
Kerja pendinginan, kW	942.08
Efisiensi termal, %	36,91
Eksergi total bahan bakar, kW	45692.37
Eksergi poros, kW	15090
Eksergi gas buang, kW	3488.39
Eksergi pendingin, kW	81.31
Eksergi <i>destruction</i> , kW	27032.67
Efisiensi eksergi, %	33

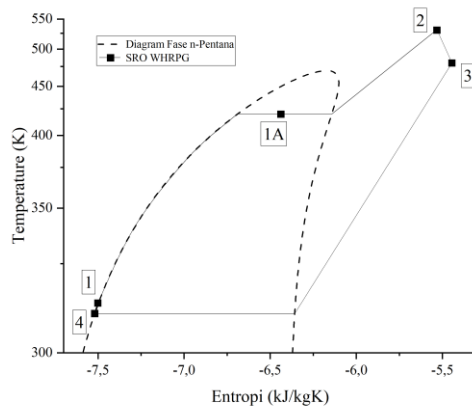
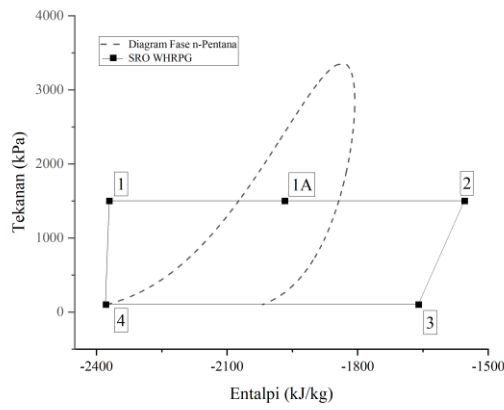
#### 3.2. Performa SRO

Berdasarkan hasil simulasi didapatkan nilai entalpi dan entropi fluida SRO yang bernilai negatif (tidak sesuai dengan tabel sifat fluida yang ada) dan ini valid [30]. Oleh karena itu, perlu dibuat diagram fasa dari fluida kerja n-pentana agar diketahui fasa fluida pada masing-masing titik sudah sesuai atau tidak. Berikut ini adalah hasil diagram fasa n-Pentana menurut *Aspen Plus*<sup>®</sup>.

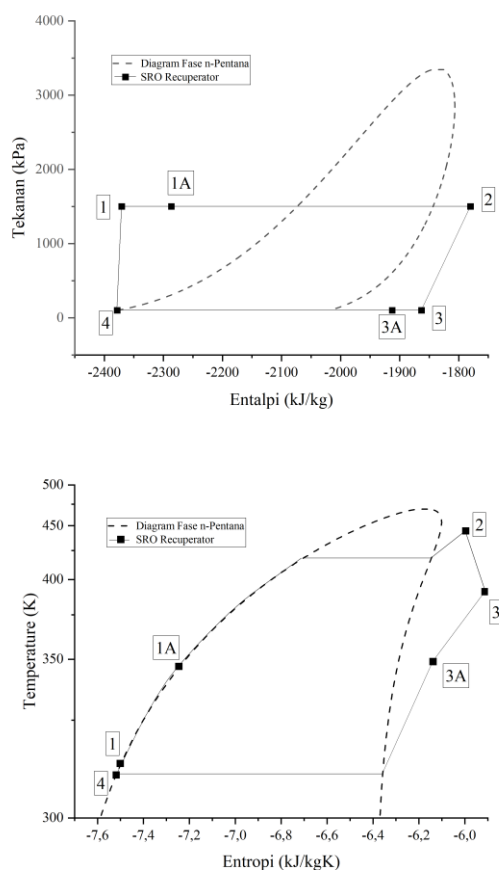




Gambar 5. Diagram fase SRO sederhana

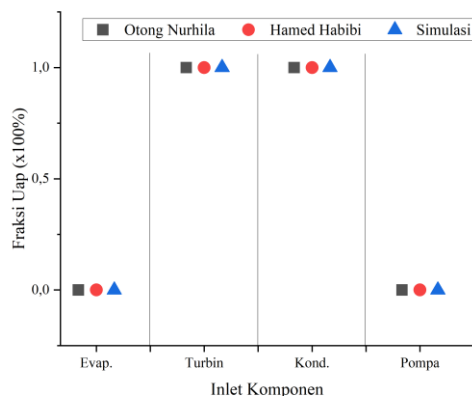


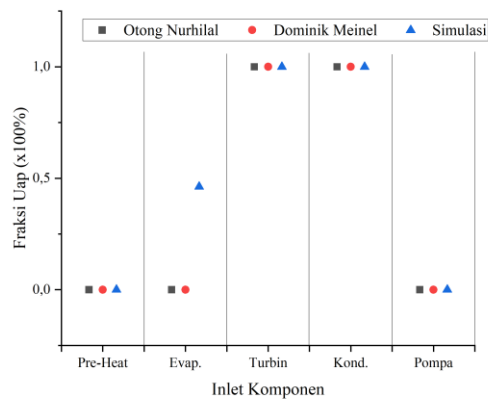
Gambar 6. Diagram fase SRO WHRPG



Gambar 7. Diagram fase SRO dengan *recuperator*

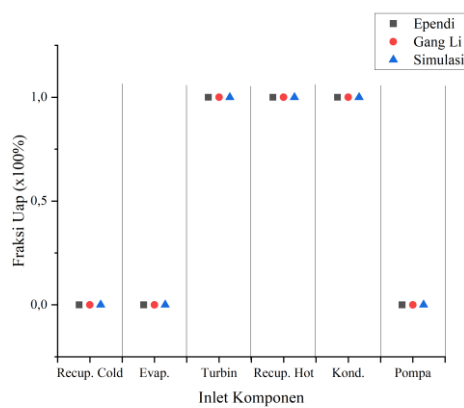
Perlu kita tinjau juga hasil simulasi SRO sederhana ini dengan beberapa pustaka yang digunakan. Pada kasus ini hal yang dapat dibandingkan adalah ketepatan fase fluida kerja saat memasuki masing-masing komponen, khususnya saat memasuki turbin dan pompa. Berdasarkan Gambar 8 dapat dilihat perbandingan diagram fase fluida kerja ketika memasuki masing-masing komponen SRO. Dari gambar tersebut dapat dilihat bahwa fase yang dibutuhkan sesuai, khususnya pada turbin pada fase uap dan pada pompa pada fase cair. Ketiga model SRO di atas memiliki kurva diagram fasa yang sesuai [15], [16], [30]–[33].





(a)

(b)



(c)

Gambar 8. Perbandingan fase SRO dengan pustaka, (a) SRO sederhana, (b) SRO WHRPG, (c) SRO dengan *recuperator*

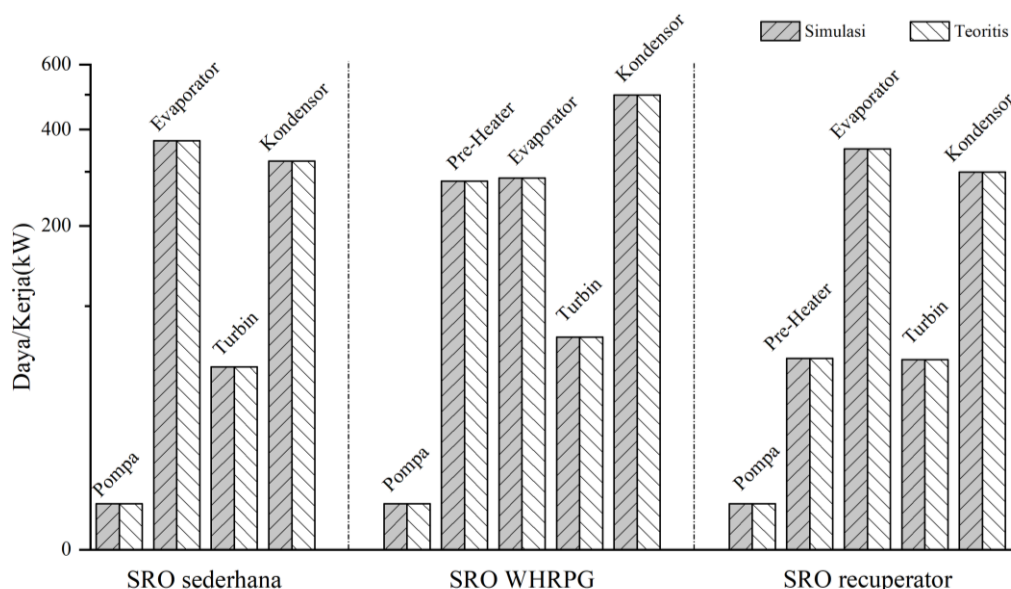
Perhitungan performansi masing-masing model dilakukan dengan menggunakan persamaan 19-35 dan hasilnya ditunjukkan pada Tabel 6.

Tabel 6. Performa setiap model SRO

Properties	Sederhana	WHRPG	Recuperator
Kerja netto, kW	47.75	68.07	52.28
Energi panas masuk, kW	371.04	566.86	351.55
Daya turbin, kW	53.13	73.45	57.66
Daya pompa, kW	5.38	5.38	5.38
Efisiensi energi, %	12,87	12,01	14,87
Eksergi masuk, kW	199,41	291,47	189,68
Eksergi <i>destruction</i> , kW	148,41	212,87	134,95
Efisiensi eksergi, kW	23,95	23,35	27,56

Berdasarkan Gambar 9 dapat dilihat grafik perbandingan kesetimbangan energi pada masing-masing siklus secara simulasi dan teoritis. Gambar 10 menunjukkan perbandingan unjuk kerja dari setiap model SRO. Dengan temperatur gas buang yang sama dan *heat exchanger* yang sama maka didapatkan seperti Gambar 10. Kerja netto tertinggi dihasilkan oleh SRO model WHRPG. Hal ini dikarenakan temperatur fluida kerja yang mampu dipanaskan memiliki nilai tertinggi dibandingkan model lainnya. Dengan temperatur yang lebih tinggi maka entalpi dari fluida semakin tinggi dan menciptakan aliran energi yang lebih tinggi

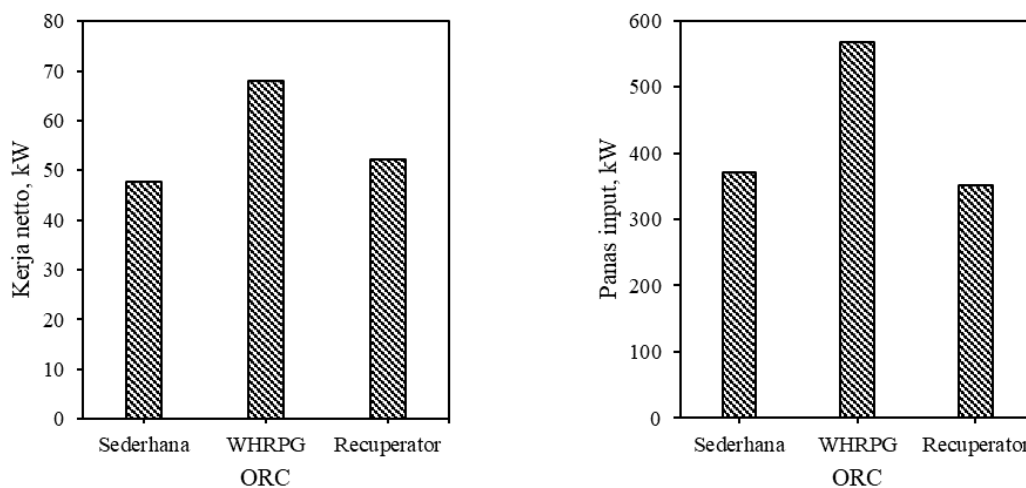
[34]. Sehingga semakin tinggi temperatur fluida kerja memasuki turbin maka semakin tinggi daya output turbin [25], [32].

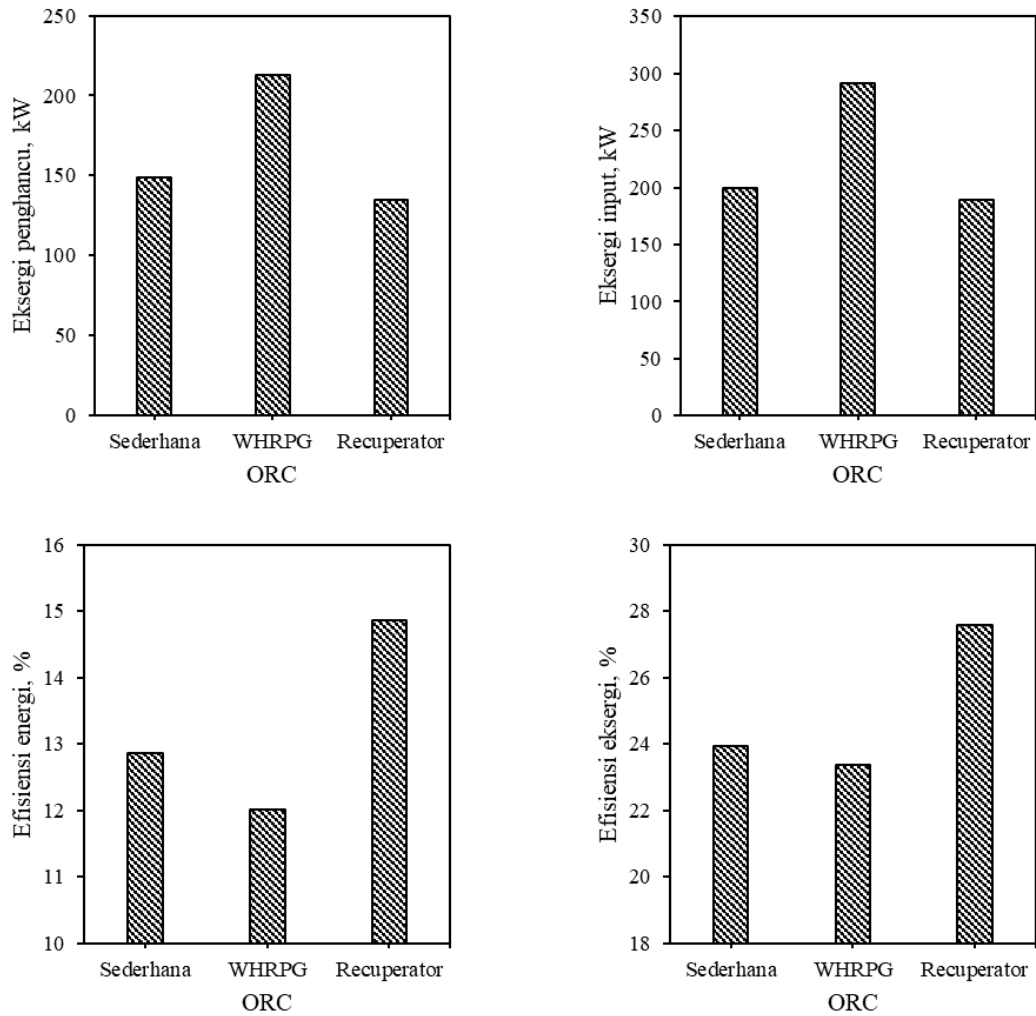


Gambar 9. Perbandingan kesetimbangan energi komponen SRO secara simulasi dan teoritis

Panas input maksimal diterima pada model siklus WHRPG dan minimal pada model dengan *recuperator*. Hal ini terjadi karena panas input yang dimaksud disini adalah panas yang berasal dari luar (gas buang) sehingga pada *recuperator* tidak termasuk panas input [25]. Pada Gambar 11 ditunjukkan perbandingan grafik masing-masing siklus. Terlihat ada perbedaan antara SRO WHRPG dengan dua siklus lainnya. Fluida kerja pada SRO WHRPG mencapai titik kritis setelah melalui evaporator. Hal ini merupakan hal yang baik karena sebuah siklus rankin *supercritical* memiliki performa yang lebih baik dibandingkan dengan siklus rankin *subcritical* [35].

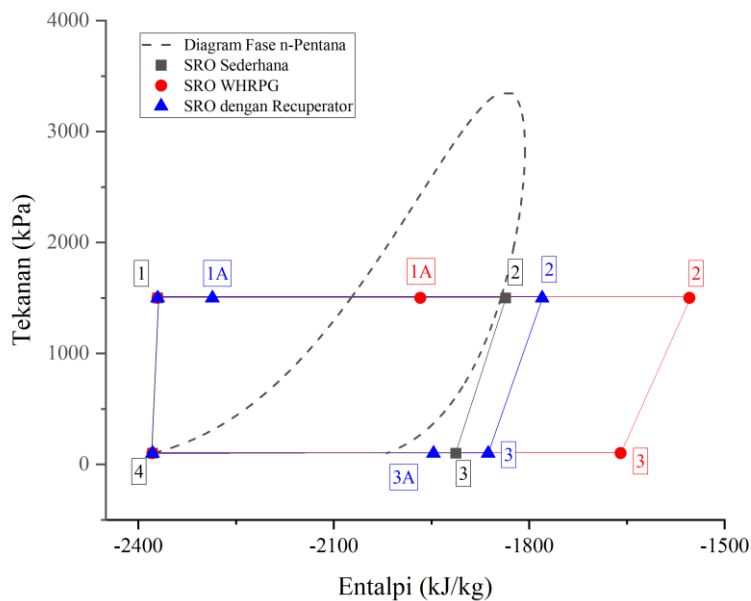
Eksergi dari tiga model siklus SRO sebagian besar dilihat pada eksergi masuknya. Dari tiga model siklus tersebut dapat kita lihat SRO WHRPG memiliki eksergi input terbesar karena terdapat pada dua komponen yang menerima eksergi dari luar yaitu *pre-heater* dan *evaporator*. Dengan nilai eksergi input paling tinggi sehingga nilai *eksergi destruction* SRO WHRPG juga paling tinggi.



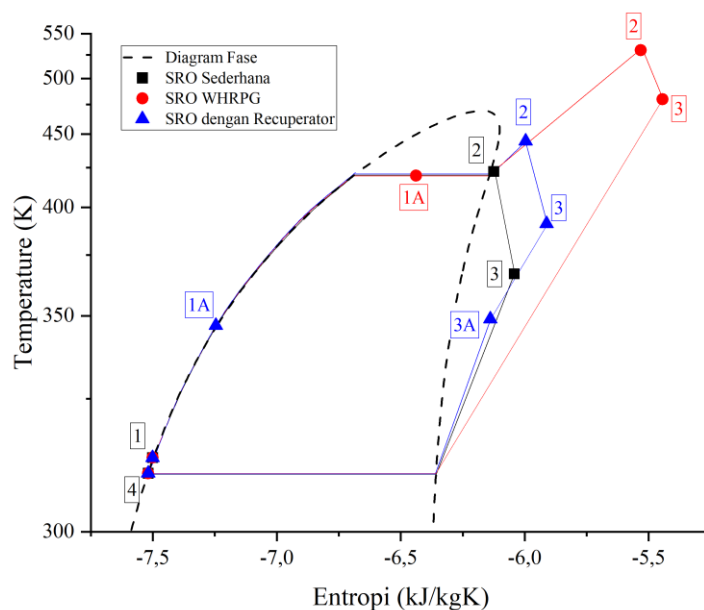


Gambar 10. Perbandingan unjuk kerja setiap model SRO

Efisiensi energi maupun eksergi merupakan perbandingan antara output dan input yaitu kerja netto dengan energi input atau eksergi input [12]. Berdasarkan Gambar 10 dapat dilihat bahwa efisiensi energi dan eksergi maksimal adalah pada SRO dengan *recuperator*. Walaupun kerja netto atau daya output turbin pada SRO dengan *recuperator* lebih kecil dengan SRO WHRPG, akan tetapi SRO dengan *recuperator* membutuhkan energi dan eksergi input yang sangat kecil. Hal inilah yang menyebabkan efisiensi energi dan eksergi SRO dengan *recuperator* lebih tinggi dari SRO model lainnya.



(a)



(b)

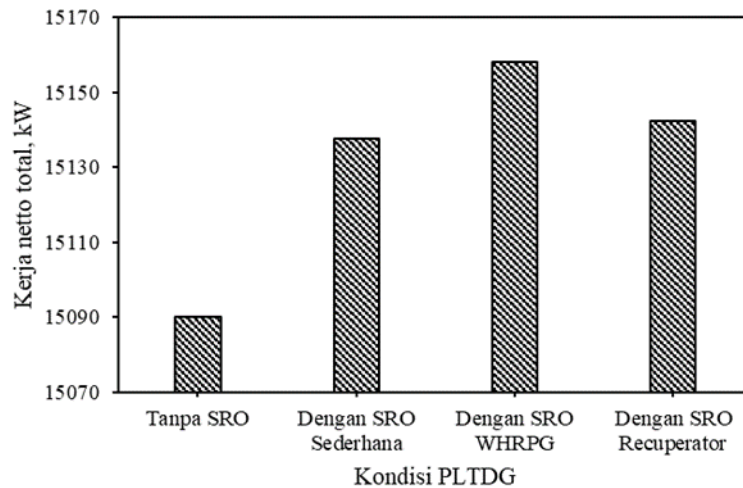
Gambar 11. Perbandingan grafik SRO, (a) diagram P-h dan (b) diagram T-s

### 3.3. Performa Total Sistem

Total sistem adalah sistem pembangkit listrik yang digabungkan dengan sistem SRO. Walaupun sistem SRO dengan recuperator memiliki efisiensi yang paling tinggi jika dilihat dari ruang lingkup sistem SRO saja, namun jika digabungkan dengan sistem pembangkit listrik, efisiensi yang maksimal tidak diperoleh jika menggunakan SRO dengan *recuperator* [9], [24], [25].

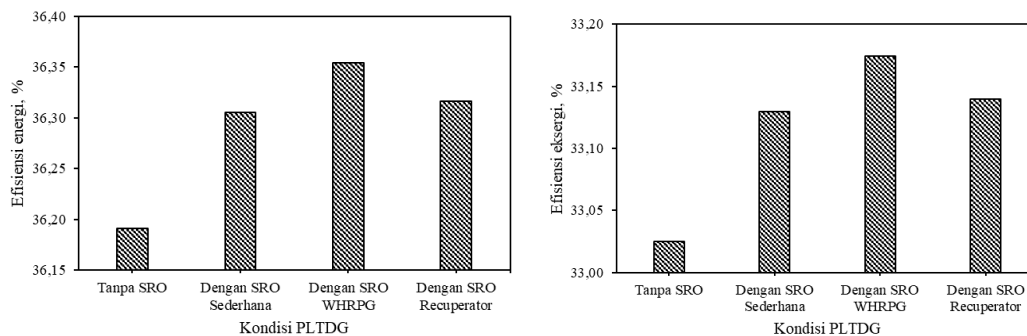
Tabel 7. Perbandingan performa PLTDG sebelum dan sesudah penambahan SRO

Parameter	PLTDG ketika			
	Tanpa SRO	Dengan SRO Sederhana	Dengan SRO WHRPG	Dengan SRO <i>Recuperator</i>
$W_{net,total}$ , kW	15090	15137,75	15158,07	15142,28
$\eta_I$ , %	36,19	36,31	36,35	36,32
$\eta_{II}$ , %	33,03	33,13	33,17	33,14
$T_{exh,2}$ , K	698,42	592,17	532,14	597,98



Gambar 12. Grafik pengaruh kondisi PLTDG terhadap kerja netto total sistem

Gambar 12 menunjukkan bahwa energi netto maksimum yang dihasilkan adalah ketika pembangkit listrik ditambahkan pada SRO WHRPG. Sehingga energi listrik terbesar yang dapat dihasilkan adalah pada kondisi tersebut.



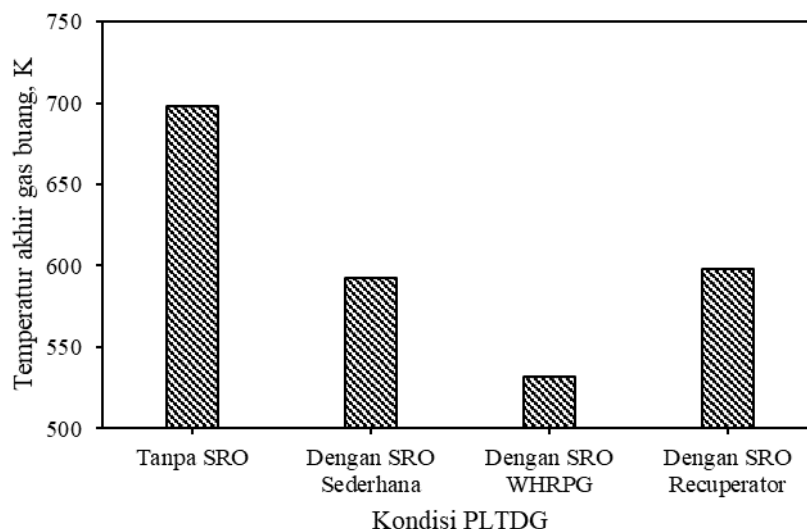
Gambar 13. Pengaruh kondisi PLTDG terhadap efisiensi total sistem

Gambar 13 menunjukkan hal-hal yang bertentangan dengan penjelasan kinerja SRO sebelumnya. Ketika SRO ditambahkan dengan recuperator, efisiensi energi dan total eksergi sistem tidak setinggi ketika SRO WHRPG ditambahkan. Hal ini karena efisiensi diperoleh dari perbandingan kerja netto terhadap energi/energi yang masuk dari bahan bakar mesin [9], [24], [25]. Sehingga dengan input bahan bakar energi/eksergi konstan, semakin tinggi kerja netto sistem total, semakin tinggi efisiensinya.

Menurunkan temperatur gas buang di buang ke lingkungan merupakan tujuan akhir dari penelitian ini. Berdasarkan Gambar 14 terlihat temperatur gas buang yang akan dibuang ke lingkungan memiliki nilai terkecil bila pembangkit listrik digabungkan dengan SRO WHRPG. Hal ini disebabkan oleh penggunaan energi panas gas buang sebanyak dua kali



yaitu pada preheater dan evaporator.



Gambar 14. Pengaruh kondisi PLTDG terhadap temperatur akhir gas buang total sistem

#### 4. SIMPULAN

Penelitian penambahan SRO pada PLTDG di PT Indonesia Power UP Bali Unit Pesanggaran telah dilakukan guna manajemen energi dari PLTDG tersebut dengan memanfaatkan energi sisa yang terdapat pada gas buang mesin PLTDG (Wärtsilä 18V50DF). Berdasarkan hasil penelitian dapat disimpulkan seperti berikut:

1. Simulasi penambahan SRO pada PLTDG dengan perangkat lunak *Aspen Plus*<sup>®</sup> berhasil dilakukan serta bisa diterima dengan metode eksperimental dan teoritis. Hasil dari simulasi dinyatakan baik dan sesuai.
2. Karakteristik setiap model SRO dengan memanfaatkan panas buang berbeda-beda. Daya output turbin maksimal diperoleh pada SRO model WHRPG dengan nilai 73,45 kW sekaligus memiliki jumlah *eksergi destruction* tertinggi yaitu sebesar 212,87 kW. Namun efisiensi SRO maksimal diperoleh pada SRO dengan *recuperator* dengan efisiensi termal sebesar 14,87% dan efisiensi eksergi sebesar 27,56%.
3. Unjuk kerja dari kombinasi PLTDG dengan SRO menunjukkan hasil yang berbeda-beda. Kombinasi terbaik adalah PLTDG dengan SRO WHRPG yang mana mampu meningkatkan performa mesin sebesar 0,45% dengan daya output sebesar 15158,07 kW, efisiensi termal sebesar 36,31% dan efisiensi eksergi sebesar 33,13% serta menurunkan temperatur gas buang tertinggi hingga mencapai 592,17 K.

#### DAFTAR PUSTAKA

- [1] A. Lolla dan M. Yang, “Tinjauan Ketenagalistrikan Global dari Ember 2021 - G20 Profil - Indonesia,” 2021.
- [2] K. G. T. U. Putra, I. G. B. W. Kusuma, dan M. Sucipta, “Analisa Pembangkit Listrik Tenaga Diesel Gas dengan Menggunakan Bahan Bakar LNG dan Minyak Solar di PT Indonesia Power Unit Pembangkitan Bali,” *J. METTEK*, vol. 4, no. 1, hal. 31–36, 2018.
- [3] J. L. B. Wirawan, I. G. B. W. Kusuma, dan I. W. B. Adnyana, “Analisa Kinerja Mesin Pembangkit Listrik Tenaga Diesel Gas ( PLTDG ) Dual Fuel di PT Indonesia Power UP Bali Unit Pesanggaran,” *J. Ilm. Tek. DESAIN Mek.*, vol. 8, no. 4, hal. 1–6, 2019.

- [4] Kementerian ESDM, “Peraturan Menteri Energi dan Sumber Daya Mineral Republik Indonesia Nomor 14 Tahun 2012,” *Kementerian ESDM*. Kementrian ESDM, Jakarta, 2012.
- [5] J. L. B. Wirawan dan I. G. B. W. Kusuma, “Studi Analisis Audit Energi pada Mesin Pembangkit Listrik Tenaga Diesel Gas,” in *Prosiding Konferensi Nasional Engineering Perhotelan XI, Universitas Udayana*, 2021, hal. 168–170.
- [6] B. L. Capehart, W. J. Kennedy, dan W. C. Turner, *Guide to Energy Management*, Ketujuh. Lilburn: The Fairmont Press, 2020.
- [7] J. Milewski dan J. Krasucki, “Comparison of ORC and Kalina Cycles for Waste Heat Recovery in The Steel Industry,” *J. Power Technol.*, vol. 97, no. 4, hal. 302–307, 2017.
- [8] K. Qiu dan E. Entchev, “A Micro-CHP System with Organic Rankine Cycle Using R1223zd(E) and n-Pentane As Working Fluids,” *Energy*, vol. 239. 2022.
- [9] J. Jannatkah, B. Najafi, dan H. Ghaebi, “Energy and Exergy Analysis of Combined ORC – ERC System for Biodiesel-Fed Diesel Engine Waste Heat Recovery,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 209, 2020.
- [10] A. Ahmadi dkk., “Applications of Geothermal Organic Rankine Cycle for Electricity Production,” *J. Clean. Prod.*, vol. 274, 2020.
- [11] T. Yamamoto, T. Furuhashi, N. Arai, dan K. Mori, “Design and Testing of The Organic Rankine Cycle,” *Energy*, vol. 26, hal. 239–251, 2001.
- [12] S. Baral, D. Kim, E. Yun, dan K. C. Kim, “Energy, Exergy and Performance Analysis of Small-Scale Organic Rankine Cycle Systems for Electrical Power Generation Applicable in Rural Areas of Developing Countries,” *Energies*, vol. 8, no. 2, hal. 684–713, 2015.
- [13] H. Ambarita dan H. V. Sihombing, “Evaluation of Working Fluids for Organic Rankine Cycle Power Plant with Aspen Plus,” *J. Phys. Conf. Ser.*, vol. 1566, 2020.
- [14] E. Macchi dan M. Astolfi, *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems Technologies and Applications*. Duxford: Elsevier Ltd., 2017.
- [15] G. Li, “Organic Rankine Cycle Performance Evaluation and Thermo-economic Assessment With Various Applications Part II: Economic Assessment Aspect,” *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 64, hal. 490–505, 2016.
- [16] O. Nurhilal, C. Mulyana, N. Suhendi, dan D. Sapdiana, “The Simulation of Organic Rankine Cycle Power Plant with n-Pentane Working Fluid,” in *AIP Conference Proceedings*, 2016, vol. 1712.
- [17] H. Y. Ismail, A. Abbas, F. Azizi, dan J. Zeaiter, “Pyrolysis of Waste Tires: A Modeling and Parameter Estimation Study Using Aspen Plus®,” *Waste Manag.*, vol. 60, hal. 482–493, 2017.
- [18] C. Zhan, Z. Duan, X. Zhao, S. Smith, H. Jin, dan S. Riffat, “Comparative Study of The Performance of The M-Cycle Counter-Flow and Cross-Flow Heat Exchangers for Indirect Evaporative Cooling - Paving The Path Toward Sustainable Cooling of Buildings,” *Energy*, vol. 36, hal. 6790–6805, 2011.
- [19] D. Mondal, M. O. Ikram, M. F. Rabbi, dan M. N. A. Moral, “Experimental Investigation and Comparison of Bend Tube Parallel & Counter Flow and Cross Flow Water to Air Heat Exchanger,” *Int. J. Sci. Eng. Res.*, vol. 5, no. 7, hal. 686–695, 2014.
- [20] N. M. Al-najem dan J. M. Diab, “Energy-Exergy Analysis of A Diesel Engine,” *Heat Recover. Syst. CHP*, vol. 12, no. 6, hal. 525–529, 1992.
- [21] V. Ganesan, *Internal Combustion Engine*, II. United States: Mc Graw Hill, 2004.
- [22] C. Odibi, M. Babaie, A. Zare, M. N. Nabi, T. A. Bodisco, dan R. J. Brown, “Exergy analysis of a diesel engine with waste cooking biodiesel and triacetin,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 198, 2019.
- [23] N. Panigrahi, M. K. Mohanty, S. R. Mishra, dan R. C. Mohanty, “Performance, Emission, Energy, and Exergy Analysis of a C.I. Engine Using Mahua Biodiesel Blends with

- Diesel,” *Int. Sch. Res. Not.*, vol. 2014, hal. 1–13, 2014.
- [24] G. Yu, G. Shu, H. Tian, H. Wei, dan L. Liu, “Simulation and Thermodynamic Analysis of a Bottoming Organic Rankine Cycle (ORC) of Diesel Engine (DE),” *Energy*, vol. 51, hal. 281–290, 2013.
- [25] S. Karellas dan K. Braimakis, “Energy-Exergy Analysis and Economic Investigation of a Cogeneration and Trigenation ORC-VCC Hybrid System Utilizing Biomass Fuel and Solar Power,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 107, hal. 103–113, 2016.
- [26] Y. Kurniati dan L. Qomariyah, “Prediksi Solubilitas (Absorpsi) Gas CO<sub>2</sub> dalam Larutan Potassium Karbonat (K<sub>2</sub>CO<sub>3</sub>) dan MDEA Menggunakan Simulasi ASPEN,” *J. Tek. Kim. dan Lingkung.*, vol. 2, no. 1, hal. 1–10, 2018.
- [27] D. H. Fajrin dan N. Sinaga, “Efek Variasi Kandungan Air Terhadap Kerja Gas Engine Cooler Suatu PLTB Limbah Organik Pasar Induk,” *Politeknosains*, vol. XV, no. 1, hal. 1–8, 2016.
- [28] Desy Ayu Prihardini dan I. Dewi, “Evaluasi Kinerja Kolom Distilasi Reaktif Dengan Pengendali PI untuk Sintesis Etil Asetat Menggunakan Real Time Optimization,” Institut Teknologi Sepuluh Nopember, 2016.
- [29] H. Sutarto, T. Gusti Nurrohm, A. Xaverio Ilyas, dan S. Suyitno, “Pembakaran Bersama Biomassa dan Batu Bara: Pengaruh Rasio Biomassa-Batu Bara dan Excess Air,” *Mek. Maj. Ilm. Mek.*, vol. 19, no. 1, hal. 29–34, 2020.
- [30] D. Meinel, C. Wieland, dan H. Spliethoff, “Economic Comparison of ORC (Organic Rankine Cycle) Processes at Different Scales,” *Energy*, vol. 74, no. C, hal. 694–706, 2014.
- [31] M. Mirzaei, M. H. Ahmadi, M. Mobin, M. A. Nazari, dan R. Alayi, “Energy, Exergy and Economics Analysis of An ORC Working with Several Fluids and Utilizes Smelting Furnace Gases as Heat Source,” *Thermal Science and Engineering Progress*, vol. 5, hal. 230–237, 2018.
- [32] H. Habibi, Mohammad Zoghi, A. Chitsaz, K. Javaherdeh, M. Ayazpour, dan E. Bellos, “Working Fluid Selection for Regenerative Supercritical Brayton Cycle Combined with Bottoming ORC Driven by Molten Salt Solar Power Tower Using Energy–Exergy Analysis,” *Sustain. Energy Technol. Assessments*, vol. 39, 2020.
- [33] S. Ependi, “Desain dan Analisis Termodinamika Sistem Siklus Rankine Organik Berbahan Bakar Biomassa,” Universitas Sumatera Utara, 2017.
- [34] Y. A. Çengel, M. A. Boles, dan M. Kanoğlu, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, IX. New York: McGraw-Hill Education, 2019.
- [35] Z. F. Adriansyah dan I. Yuliyani, “Rancangan Spiral Water Wall pada PLTU Supercritical Kapasitas 660 MW,” *Pros. Semin. Nas. NCIET*, vol. 1, hal. 227–235, 2020.

<b>Istilah</b>		$\tau$	torsi (Nm)
AFR	<i>Air Fuel Ratio</i>	$\pi$	phi (3,14)
GWP	<i>Global Warming Potential</i>	$\phi$	faktor eksergi kimia
LNG	<i>Liquified Natural Gas</i>		bahan bakar
PLTDG	Pembangkit Listrik Tenaga Diesel Gas	$W$	kerja (W)
SRO	Siklus Rankine Organik	$Y$	Fraksi molar
WHRPG	<i>Waste Heat Recovery Power Generation</i>	0	dead state
$\Sigma$	jumlah	a	ambient
A	<i>availability</i>	ch	kimia
Cp	Kalor jenis (J/kg.K)	cond	kondensor
e	laju eksergi per unit massa	cw	cooling water
$\dot{E}$	Eksergi (W)	dest	<i>destruction</i>
g	percepatan gravitasi (9,81 m/s <sup>2</sup> )	e	engine
h	spesifik entalpi (J/kg)	evap	<i>evaporator</i>
$\dot{I}$	ireversibilitas (exergy <i>destruction</i> ) (W)	ex	expander
m	massa (kg)	exh	exhaust
$\dot{m}$	laju aliran massa (kg/s)	f	fuel
N	kecepatan sudut (RPM)	gen	terbangkitkan
P	tekanan (Pa)	I	Hukum Termodinamika I
R	konstanta gas spesifik (J/mol.K)	i	komponen ke-i
$\dot{Q}$	kerja dalam bentuk panas/kalor (W)	i,00	komponen ke-i pada lingkungan
s	absolut entropi (J/kg.K)	II	Hukum Termodinamika II
$\dot{S}$	entropi (W/K)	in	masukan
T	Temperatur (K)	j	kondisi pada saat ke j
v	kecepatan (m/s)	n	jumlah komponen
z	ketinggian (m)	net	netto
$\eta$	efisiensi (%)	out	luaran
		p	pompa
		rev	mampubalik/reversible
		s	shaft
		tm	termomekanikal
		wf	working fluid