

# PEMANFAATAN PANAS BUANG *FLUE GAS* PLTU DENGAN APLIKASI SIKLUS RANKINE ORGANIK

Diki Ismail Permana, Mohammad Azis Mahardika

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik Industri, Institut Teknologi Nasional, Bandung  
dicky91permana@itenas.ac.id, m.azis.mahardika@itenas.ac.id

## INFO ARTIKEL

Diterima : 19 April 2019  
Direvisi : 05 Mei 2019  
Disetujui : 07 Agustus 2019

### Kata Kunci :

Evaporator, *Flue gas*, Fluida kerja, Pemanfaatan panas buang, Siklus rankine organik

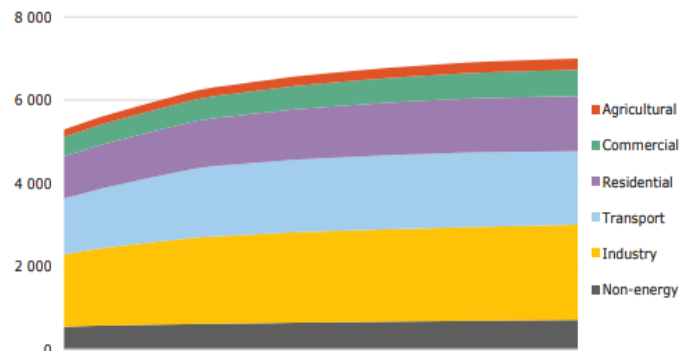
## ABSTRAK

Dalam penelitian ini, Siklus Rankine Organik (SRO) digunakan untuk mencapai daya dari pembangkit listrik tenaga uap dengan menggunakan panas buang dari *flue gas* sebagai sumber panas. Tujuan utama dari makalah ini adalah untuk menemukan daya yang dihasilkan dan konfigurasi evaporator yang tepat untuk memasang SRO pada sistem gas buang. Dalam hal ini, evaporator SRO dirancang, dan penurunan tekanan gas buang dihitung, dimana didapatkan hasil penurunan tekanan yang paling efektif terjadi pada evaporator yang jumlah susunan *tube*-nya secara *stagger* dengan jumlah *tube* sebanyak 12. Selain itu, tujuan utama kedua adalah untuk merancang sistem SRO, yang menghasilkan daya tertinggi dari pemanfaatan gas buang *flue gas*, sehingga pemilihan fluida kerja yang cocok sangat diperlukan. Isopentena dipilih sebagai fluida kerja yang cocok baik itu secara perpindahan energi maupun dalam aspek lingkungan (ODP dan GWP), dimana SRO dapat menghasilkan daya sebesar 747,3 kW di temperatur 130°C pada susunan evaporator secara *stagger*.

DOI: <http://dx.doi.org/10.35261/barometer.v4i2.1851>

## I. PENDAHULUAN

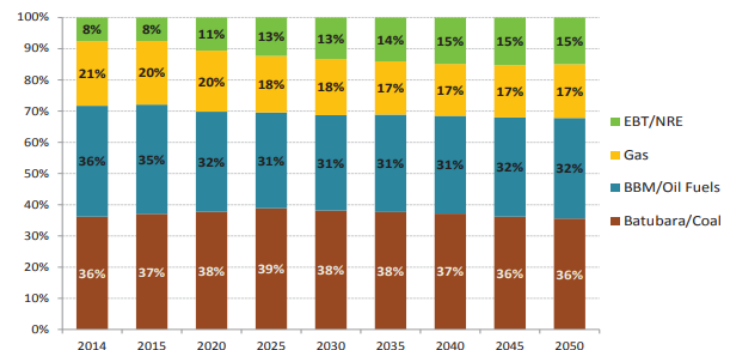
Kebutuhan energi dunia semakin hari semakin meningkat seiring dengan pertumbuhan penduduk. Hal ini dijelaskan pada *APEC Energi Demand and Supply Outlook* yang ditulis oleh APEC (*Asia Pacific Economic Cooperation*) dan disajikan oleh Gambar 1.



Gambar 1 Kebutuhan energi dunia 1990-2035 [1]

Dapat dilihat dari grafik kebutuhan energi dunia dimana setiap tahunnya kebutuhan energi semakin meningkat dan dapat dilihat pula bahwa sektor di bidang industri merupakan sektor yang paling membutuhkan energi. Pertumbuhan penduduk di Indonesia pada khususnya menyebabkan peningkatan kebutuhan energi yang juga dijelaskan pada buku [1]. Untuk memenuhi kebutuhan energi dibutuhkan juga teknologi yang tidak hanya memiliki efisiensi tinggi, namun juga memiliki sifat yang ramah lingkungan, mengingat ketersediaan bahan bakar fosil yang semakin menurun. Menurut BPPT [2] kebutuhan energi dalam hal ini berupa listrik masih didominasi oleh bahan bakar fosil berupa batubara dan minyak dengan masing-masing kebutuhan sebesar 37% dan 32%. Sehingga dibutuhkan suatu upaya untuk mengurangi jumlah konsumsi bahan bakar fosil mengingat ketersediaannya yang terbatas dan dampak yang ditimbulkan berupa emisi gas rumah kaca. Dimana pemerintah Indonesia telah berkomitmen untuk menurunkan emisi gas rumah kaca sebesar

26% dengan usaha sendiri dan mencapai 41% dengan bantuan internasional pada tahun 2020 [2].



Gambar 2 Proyeksi bauran energi primer [2]

Dari Gambar 2 dapat dilihat bahwa penggunaan batu bara masih mendominasi penggunaan bahan bakar fosil untuk pembangkitan energi khususnya Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU). Pada sistem PLTU, *flue gas* merupakan sumber panas buang yang terbesar diantara sumber panas buang lainnya. Potensi yang dimiliki oleh *flue gas* masih dapat dimanfaatkan dengan skema sistem regeneratif. Bahkan, pembangkitan listrik dari *flue gas* tingkat rendah industri dapat dilakukan dengan penggunaan Siklus Rankine Organik (SRO). SRO merupakan salah satu teknologi yang banyak dimanfaatkan untuk panas buang dari industri dan menambah efisiensi energi. SRO sangat efektif dalam pemanfaatan panas buang dan dapat diaplikasikan pada CHP (*Combine Heat and Power*) dari sumber biomassa dan panas bumi. Dalam pemanfaatan panas buang industri lebih dikenal dengan WHR (*Waste Heat Recovery*).

SRO memiliki proses yang sama dengan Siklus Rankine konvensional, akan tetapi menggunakan fluida organik atau *refrigerant* sebagai fluida kerja karena memiliki titik didih yang rendah, sehingga dapat bekerja pada temperatur dan tekanan yang lebih rendah dari Siklus Rankine sederhana [3]. Sehingga fokus dalam studi ini adalah mengkaji parameter yang diperlukan untuk mengaplikasikan SRO dalam pemanfaatan panas buang *flue gas* di

# PEMANFAATAN PANAS BUANG *FLUE GAS* PLTU DENGAN APLIKASI SIKLUS RANKINE ORGANIK

pembangkit listrik tenaga uap dengan data yang didapat dari Indonesia Power UJP JABAR 2 Pelabuhan Ratu. Di Indonesia sendiri pemanfaatan SRO baru ada di tiga lokasi diantaranya lokasi Sarulla, Sumatra Utara (proses konstruksi) yang memanfaatkan panas bumi dengan potensi daya SRO mencapai 330 MWe. Selanjutnya lokasi Dompu, Nusa Tenggara Barat yang memanfaatkan biomassa dengan potensi daya sebesar 1,15 MWe. Lokasi Lahendong, Sulawesi Utara yang memanfaatkan panas bumi dengan daya terpasang 500 kWe [4].

Penelitian dalam pemanfaatan panas buang *flue gas* di industri dengan aplikasi SRO banyak dilakukan dalam dekade terakhir ini. Baik itu penelitian dalam perbandingan dalam pemilihan fluida kerja atau komponen yang cocok, ataupun dalam analisis keekonomian dan eksergi. [5] telah meneliti perbandingan sistem dari *Steam Rankine Cycle (SRC)*, *Organic Rankine Cycle*, dan *Steam-Organic Rankine Cycle (S-ORC)* dengan mengembangkan model matematik yang dapat mengeksplor kemungkinan kombinasi dari panas buang yang bertemperatur rendah (150-350°C), dimana didapatkan hasil bahwa dalam kondisi temperatur antara 150-210°C, ORC menghasilkan efisiensi termal, eksergi dan daya tertinggi. Sedangkan dalam kondisi temperatur 210-350°C S-ORC menghasilkan efisiensi dan eksergi yang lebih tinggi dibandingkan pembangkitan dengan sistem SRC dan ORC.

Dengan demikian dari penelitian di atas, bahwa pemanfaatan panas buang *flue gas* dengan aplikasi Siklus Rankine Organik sangat cocok kondisi temperatur rendah. Sehingga fokus dalam studi adalah mengkaji parameter seperti properti *flue gas*, tekanan *drop* dari *flue gas* yang terdapat pada evaporator SRO, pemilihan fluida kerja dan pengoptimasian properti termodinamika pada setiap SRO.

## II. METODE PENELITIAN

Gambar 3 merupakan alur penelitian pada studi pemanfaatan panas buang *flue gas* PLTU dengan aplikasi SRO. Dimana data yang didapat merupakan data *flue gas* dari PLTU Indonesia Power UJP Pelabuhan Ratu, data yang diperlukan di antaranya data tekanan, temperatur dan laju massa aliran dari *flue gas*. Setelah didapat data yang dibutuhkan, kemudian dihitung berapa besar potensi energi yang dimiliki oleh *flue gas*, beberapa persamaan yang digunakan dalam analisis potensi *flue gas* [6] diantaranya:

$$Q = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (1)$$

dimana

$\dot{m}$  = laju massa aliran (kg/s)

$C_p$  = panas jenis spesifik (kJ/kg.K)

$\Delta T$  = perbedaan temperatur (K)

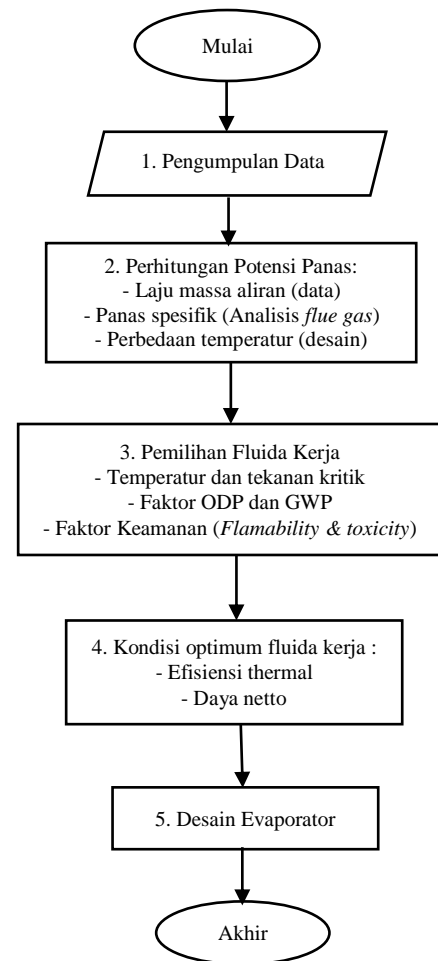
Sedangkan untuk analisis perhitungan *ultimate* untuk bahan bakar, kesetimbangan massa atom setiap 100 kg digunakan untuk menghitung fraksi mol ( $x_i$ ) dengan persamaan berikut.

$$\frac{C_p}{R} = a + \beta T + \gamma T^2 + \delta T^3 + \epsilon T^4 \quad (2)$$

dimana

T = temperatur (K), persamaan valid dari 300K sampai 1000K

$\alpha; \beta; \gamma; \delta; \epsilon$  = konstanta



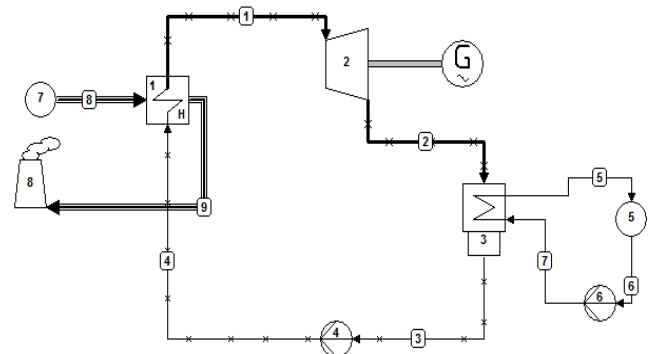
Gambar 3 Diagram alir analisis pemanfaatan *flue gas* dengan sro

Sedangkan data *flue gas* yang dibutuhkan untuk pemanfaatan panas buang dengan aplikasi SRO dapat dilihat pada Tabel I.

TABEL I  
PROPERTI *FLUE GAS*

Komponen	Tekanan kPa	Temperatur °C	Laju Massa Aliran kg/s
Outlet IDF A	100,98	154	177,56
Outlet IDF B	100,99	161	180,86

Setelah data perhitungan potensi daya yang dimiliki oleh *flue gas* dilakukan, maka dilakukan perhitungan untuk pembangkitan daya SRO dengan skema seperti pada Gambar 4, dan persamaan untuk setiap komponen SRO [7] diantaranya :



Gambar 4 Komponen pembangkitan SRO

PEMANFAATAN PANAS BUANG *FLUE GAS* PLTU DENGAN APLIKASI SIKLUS RANKINE ORGANIK

Evaporator :  $\frac{\dot{Q}_{Eva}}{\dot{m}_f} = (h_1 - h_4)$  (3)

Turbin :  $\frac{\dot{W}_t}{\dot{m}_f} = (h_1 - h_2)$  (4)

Kondenser :  $\frac{\dot{Q}_{Con}}{\dot{m}_f} = (h_2 - h_3)$  (5)

Pompa :  $\frac{\dot{W}_p}{\dot{m}_f} = (h_4 - h_3)$  (6)

Daya keluaran :  $\dot{W}_{net} = \dot{W}_t - \dot{W}_p$  (7)

Efisiensi thermal :  $\eta = (\dot{W}_t - \dot{W}_p) / \dot{Q}_{Eva}$  (8)

Persamaan di atas menggunakan Excel dan program EES untuk memudahkan mencari efisiensi termal yang optimum pada kandidat setiap fluida kerja. Properti fluida kerja seperti temperatur kritik, tekanan kritik dan kelompok kelayakan fluida kerja digunakan sebagai pemilihan fluida kerja. Temperatur kritik yang dimiliki oleh fluida kerja sebaiknya cocok dengan kondisi temperatur dari *flue gas*. Sedangkan Tabel II merupakan properti dari beberapa fluida kerja [8].

TABEL II  
PROPERTI BEBERAPA FLUIDA KERJA

Fluida Kerja	T <sub>kr</sub> °C	P <sub>kr</sub> MPa	ODP	GWP	Kelompok	ekspansi
R123	183,68	3,667	0	726	B1	Kering
R134a	101	4,059	0	1300	A1	Basah
R11	197,96	4,407	1	4750	A1	Isentropik
R12	112	4,14	0,82	10900	A1	Basah
R22	96,1	4,99	0,04	1790	A1	Basah
Isopentena	187,2	3,378	0	20	A3	Kering
Amonia	132,25	11,333	0	1	B2L	Basah

Fluida kerja yang dipilih untuk analisis ini yaitu yang berdasarkan temperatur kritis, tetapi faktor lain sebagai pertimbangan adalah ODP (*Ozone Depleting Potential*) dan GWP (*Global Warming Potential*) dimana kedua faktor tersebut menentukan seberapa besar fluida kerja dapat mempengaruhi lingkungan dalam hal ini dari segi ozon dan pemanasan global [9]. Dilihat dari Tabel II fluida kerja R123, isopentena, amonia dan R134a memiliki nilai ODP terendah, akan tetapi amonia memiliki nilai GWP terendah dibanding fluida kerja lainnya namun sangat beracun. Sehingga dalam analisis ini dipilih R11 sebagai fluida kerja. Bagian terpenting dalam pemanfaatan *flue gas* PLTU dengan aplikasi SRO adalah bagaimana merancang evaporator yang cocok dengan karakteristik antara *flue gas* dengan fluida kerja. Sehingga persamaan dalam merancang evaporator [10].

$q = UA\Delta T_m$  (9)

dimana

U = koefisien perpindahan panas total (W/m<sup>2</sup>.K)

A = luas area (m<sup>2</sup>)

T<sub>m</sub> = temperatur rata-rata (K)

Untuk menghitung koefisien konveksi pada fluida kerja dalam hal ini refrigerant diperlukan bilangan dari Nusselt, Reynold dan Prandalt [10]. Berikut persamaannya berturut-turut.

$Nu_D = \frac{hD}{k}$  (10)

$Nu_D = 0,023 Re_D^{4/5} Pr^n$  (11)

$Re_D = \frac{\rho u_m D}{\mu}$  (12)

$Pr = \frac{Cp\mu}{k}$  (13)

Selanjutnya persamaan untuk perhitungan *drop* tekanan pada evaporator [10], diantaranya :

$\Delta p = N_L x \left( \frac{\rho V_{max}^2}{2} \right) f$  (14)

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

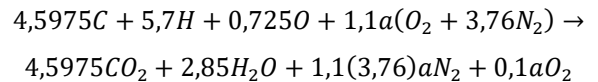
A. Potensi Panas *Flue Gas*

Data yang didapat merupakan data dari PLTU yang parameternya berupa temperatur, laju massa aliran, analisis ultimate dari batu bara. Untuk panas jenis, didapatkan dari fraksi mol dari analisis produk pembakaran. Sedangkan untuk penggunaan *excess air* di perhitungan lapangan menggunakan 10% *excess air*. Temperatur keluaran *flue gas*, ditetapkan temperaturnya di sekitar 130°C untuk memastikan kondisi *flue gas* ketika berada di Chimney tidak terjadi kondensasi. Berikut perhitungan untuk mendapatkan potensi panas dari *flue gas*.

TABEL III  
KOMPOSISI BAHAN BAKAR PLTU (ANALISIS ULTIMATE)

Komponen	%	m, (@ 100kg)	M, kg/kmol	N, kgmol
Karbon	55,17	55,17	12	4,5975
Hidrogen	5,7	5,7	1	5,7
Oksigen	11,6	11,6	16	0,725
Nitrogen	0,8	0,8	14	0,05714

Tabel III merupakan komposisi dari bahan bakar untuk proses pembakaran di PLTU dimana komposisi tersebut digunakan untuk analisis *ultimate* bahan bakar. Kemudian dilakukan perhitungan reaksi pembakaran untuk mendapatkan kesetimbangan atom oksigen.



Kemudian didapat kesetimbangan atom oksigen

$a = \frac{2(4,5975) + 2,85 - 0,725}{2} = 5,66$  (15)

Kemudian menghitung rasio udara bahan bakar

$f = \frac{100 \text{ kg}}{(5,66(1+3,76) \text{ kgmol}) \cdot (\frac{29 \text{ kg}}{\text{kgmol}})} = 0,128$  (16)

Dengan menggunakan persamaan campuran berat molekular dan panas jenis untuk *flue gas* (basis mol) didapat produk pembakaran setiap komposisi dimana didapatkan panas jenis total sebesar 1,0763 kJ/kg.K pada temperatur 161°C.

TABEL IV  
PRODUK PEMBAKARAN SETIAP KOMPOSISI

Komponen	N (kgmol)	M (kg/kmol)	M (campuran)	Cp (161°C) kJ/kg.K
Karbon	4,5975	44	6,437	0,96578
Hidrogen	5,7	18	1,632	1,92031
Oksigen	0,725	32	0,576	0,95178
Nitrogen	0,05714	28	20,859	1,04779
Total	31,4233	122	29,506	1,0763

Setelah panas jenis total *flue gas* didapat, maka parameter lainnya seperti laju massa aliran, temperatur masuk dan keluar

## PEMANFAATAN PANAS BUANG *FLUE GAS* PLTU DENGAN APLIKASI SIKLUS RANKINE ORGANIK

turbin dan panas potensi dari *flue gas* dapat didapatkan pula, seperti pada Tabel V.

TABEL V  
POTENSIAL PANAS DARI *FLUE GAS*

Parameter	Besarnya	Satuan
$C_{p_{fg}}$	1,0763	kJ/kg.K
$\dot{m}_{fg}$	180,86	Kg/s
$T_{fg,in}$	161	°C
$T_{fg,out}$	130	°C
$Q_{fg}$	6034	kW

Dilihat pada tabel V besar potensi panas buang *flue gas* dari PLTU UPJ Pelabuhan Ratu mencapai 6034 kW pada temperatur 161°C, sehingga pemanfaatan panas buang *flue gas* dapat dilakukan dengan sistem SRO. Sedangkan studi kasus yang dilakukan oleh [11], dimana mereka menghitung potensi panas *flue gas* yang dihasilkan oleh panas buang pembangkit listrik thermal dengan potensi panas dari *flue gas* mencapai 600MW pada temperatur 150°C, laju massa aliran 750 kg/s dan panas jenis sebesar 1,131 kJ/kg.K. Dengan potensi panas *flue gas* yang sebesar itu, pemanfaatan panas buang SRO dapat dilakukan dan daya yang didapatkan sebesar 6MWe pada temperatur fluida kerja sekitar 40°C.

### B. Pemilihan Fluida Kerja

Berdasarkan data pada subbab sebelumnya bahwa temperatur *flue gas* dijaga pada temperatur 161°C. Sehingga dalam pemilihan fluida kerja, temperatur kritiknya harus berada pada temperatur *flue gas*. Sedangkan untuk properti setiap fluida kerja dapat dilihat pada Tabel VI. Perhitungan kondisi optimum untuk fluida kerja dilakukan agar menemukan fluida kerja mana yang cocok untuk dijadikan sebagai fluida pembangkit optimum SRO dari kondisi potensial panas *flue gas*.

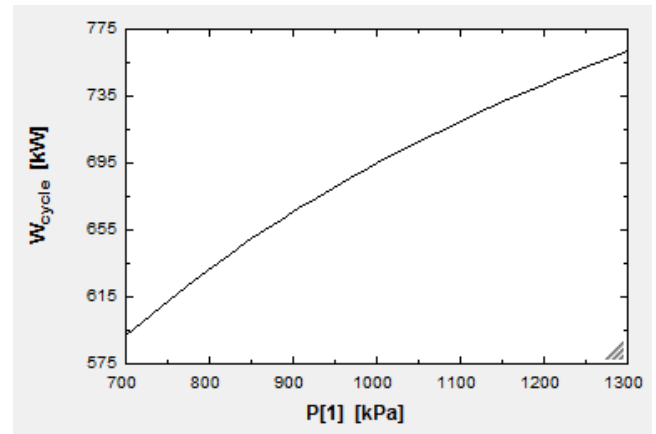
TABEL VI  
KONDISI OPTIMUM UNTUK BEBERAPA FLUIDA KERJA

Fluida Kerja	P (Mpa)	Evaporator $T_{in}(^{\circ}C)$	$T_{out}(^{\circ}C)$	$W_{net}(kW)$	$\eta_{th}(\%)$	$\dot{m}(kg/s)$
R123	1,6	40,80	140,00	1092,00	14,41	34,09
R134a	4	42,46	140,00	775,40	10,23	32,15
R11	1,5	41,65	140,00	1111,00	14,66	34,58
R12	3,74	44,46	140,00	761,00	10,04	32,15
R22	4,9	43,35	140,00	779,40	10,28	34,53
Isopentena	1,3	40,75	140,00	1045,00	13,16	15,29
Amonia	10,69	43,60	140,00	1037,00	13,68	7,36

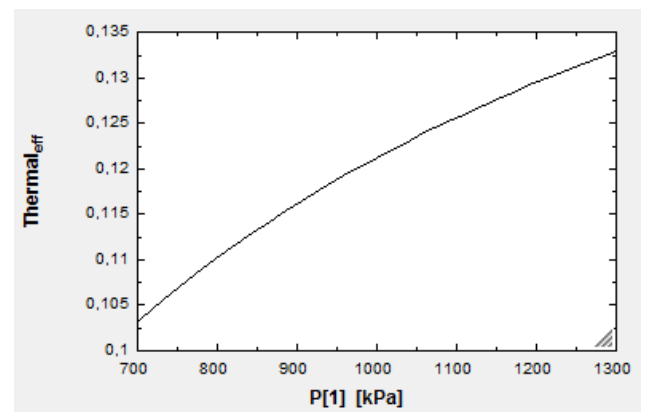
Tabel VI merupakan kondisi optimum untuk beberapa fluida kerja yang akan dijadikan sebagai fluida kerja pada analisis SRO dari panas buang SRO dan dipilih R11 sebagai fluida kerja yang cocok dalam analisis ini dengan kondisi ODP (*Ozone Depleting Potential*), GWP (*Global Warming Potential*) dan tingkat *toxicity* dan *flamability* seperti yang sudah dijelaskan pada subbab sebelumnya. Kemudian dilakukan perhitungan kondisi optimum R11 yang berhubungan dengan potensi panas dari *flue gas* yang dijaga temperatur *finch point* pada temperatur 10°C. Dengan melakukan perhitungan serupa dengan menggunakan program EES (*Engineering Equation Solver*) sehingga didapat tekanan maksimum yang masuk ke turbin sebesar 1,3 MPa yang ditunjukkan oleh Gambar 5.

Banyaknya penelitian mengenai pemilihan fluida kerja yang cocok untuk pembangkit SRO. Dimana [12] menginvestigasi efisiensi dari pembangkit SRO dengan menyeleksi berbagai macam fluida kerja di antaranya dengan benzena, ammonia, R11, R12,

R134a dan R113. Mereka menyimpulkan fluida kerja refrigerant yang berkarakter isentropik merupakan fluida kerja yang paling cocok untuk pemanfaatan panas buang pada temperatur rendah.



Gambar 5 Wcycle vs tekanan masuk turbin



Gambar 6 Efisiensi thermal vs tekanan masuk turbin

Dari Gambar 5 dan Gambar 6 dapat dilihat bahwa tekanan masuk turbin maksimum sebesar 1,3 MPa dapat menghasilkan Wcycle sebesar 760 kW dan menghasilkan efisiensi thermal sebesar 13,25 %.

### C. Desain Evaporator

Setelah diketahui kondisi optimum pada fluida kerja dan *flue gas*, maka diperlukan desain evaporator yang cocok untuk menghubungkan *flue gas* dan SRO. Berikut Tabel VII data *flue gas* sebagai fluida panas dan *refrigerant* sebagai fluida untuk mendesain evaporator.

TABEL VII  
PARAMETER PERPINDAHAN PANAS EVAPORATOR

Parameter	$T_{in}(^{\circ}C)$	$T_{out}(^{\circ}C)$	$\dot{m}(kg/s)$	$C_p(kJ/kg.K)$	$h_{in}(kJ/kg)$	$h_{out}(kJ/kg)$	$Q_{in}(kW)$	$Q_{out}(kW)$
<i>Flue gas</i>	161	120	180,8	1,0763	-	-	-	7980,7
<i>Refrigerant</i>	41,65	140	34,6	-	70,15	289,4	7581,7	-

Dari data Tabel VII di atas, maka didapat parameter untuk mendesain parameter evaporator dimana nilai UA sebesar 183,23 kW/°C, nilai  $\Delta T_{LMTD}$  sebesar 43,6°C, dan nilai  $Q_{out}$  sebesar 7980,7 kW. Sehingga selanjutnya mengikuti persamaan desain evaporator pada subbab sebelumnya, maka di buat model evaporator dengan beberapa asumsi dimensi seperti pada Tabel VIII.



# PEMANFAATAN PANAS BUANG FLUE GAS PLTU DENGAN APLIKASI SIKLUS RANKINE ORGANIK

TABEL VIII  
DIMENSI EVAPORATOR

Komponen	Nomenklatur	Besar	Satuan
Diameter <i>tube outlet</i>	Dr	0,0508	m
Diameter <i>fin outlet</i>	Df	0,3508	m
Panjang antara dua <i>fin</i>	S	-	m
Panjang <i>fin</i> dari Dr	h	0,15	m
Lebar <i>fin</i>	w	-	m
No. <i>tube (longitudinal)</i>	NL	(variasi)	-
No. <i>tube (transversal)</i>	NT	10	-
Panjang <i>tube</i>	L	5	m
Panjang antara dua <i>tube (transversal)</i>	p1	0,4091	m
Panjang antara dua <i>tube (longitudinal)</i>	P2	0,4091	m
Panjang antara dua <i>tube (diagonal)</i>	p3	0,4574	m

Beberapa asumsi dimensi di atas menggunakan standar, diantaranya untuk diameter *tube* menggunakan standar dari TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturer Association*) dan untuk panjang dari *tube* mengikuti ketinggian dari *duct* [13]. Panjang diagonal antara *tube* menggunakan susunan *stagger*. Dalam kasus ini percobaan untuk mengetahui hubungan antara variasi nomor dari *tube* dengan arah longitudinal (NL) dari 4 sampai 14, dimana untuk menyediakan potensi panas sampe temperatur *flue gas* yang keluar dari evaporator sebesar 130°C. Proses iterasi diperlukan untuk mengetahui jumlah *tube* maksimum, dimana didapat jumlah susunannya adalah 12 dengan bantuan program EES, apabila jumlah *tube* lebih dari 12 maka temperatur dari *flue gas* akan kurang dari 130°C. Tabel IX dan Tabel X menunjukkan seberapa besar daya yang tersedia apabila *tube* disusun dengan *inline* dan *stagger*.

TABEL IX  
TUBETERSUSUN INLINE

NL	ΔP Pa	Wfan kW	Qeva kW	Wcycle kW	Wavailable kW
4	216,600	51,936	169,451	23,980	-27,956
6	255,100	61,166	874,388	123,800	62,634
8	293,500	70,395	2111,000	298,800	228,405
10	332,000	79,625	3854,000	507,700	428,075
12	369,600	88,630	5047,000	713,700	625,070
14	407,900	97,822	6478,000	916,800	818,978

TABEL X  
TUBETERSUSUN STAGGER

NL	ΔP Pa	Wfan kW	Qeva kW	Wcycle kW	Wavailable kW
4	50,740	12,167	344,072	48,360	36,193
6	59,620	14,297	1339,00	189,60	175,303
8	68,440	16,412	2665,00	377,20	360,788
10	77,250	18,527	4045,00	570,60	552,073
12	86,030	20,631	5421,00	767,90	747,269
14	94,770	22,728	6693,00	948,70	925,972

Jumlah baris *tube* (NL) merupakan parameter penurunan tekanan paling efektif, dimana pada Tabel IX dan Tabel X di atas, *tube* dengan susunan *stagger* mempunyai *drop* tekanan yang paling efektif dengan besar tekanan 86 Pa dibanding *tube* dengan susunan *inline* sebesar 369,6 Pa dengan jumlah *tube* masing-masing susunan sebanyak 12.

Penelitian lain yang dilakukan oleh [14] mengenai desain konfigurasi evaporator untuk pemanfaatan panas buang dengan SRO, dimana margin error pada perhitungan evaporator dengan jumlah *tube* 13 dan susunan *stagger* lebih rendah dengan error margin dibawah 10% dibandingkan dengan susunan *inline* dengan error margin mencapai 30%. Dalam penelitian tersebut evaporator dapat menghasilkan temperatur pada 125°C dan potensi panas sekitar 4 MW. Sehingga dapat disimpulkan bahwa

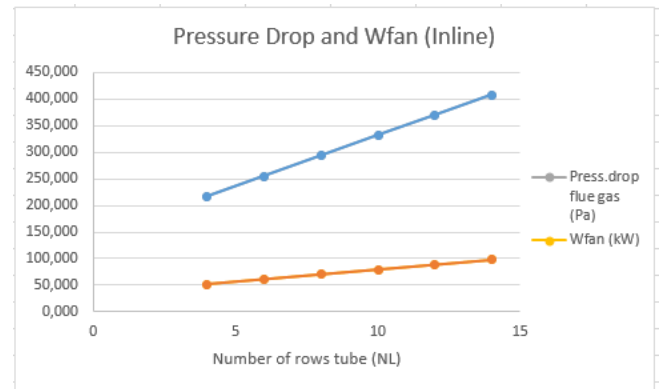
evaporator dengan susunan *tube* secara *inline* lebih cocok untuk pemanfaatan panas buang dengan sistem SRO.

Selanjutnya, dibutuhkan perbandingan daya yang dihasilkan oleh SRO dengan penambahan daya oleh *fan* karena turunnya tekanan.

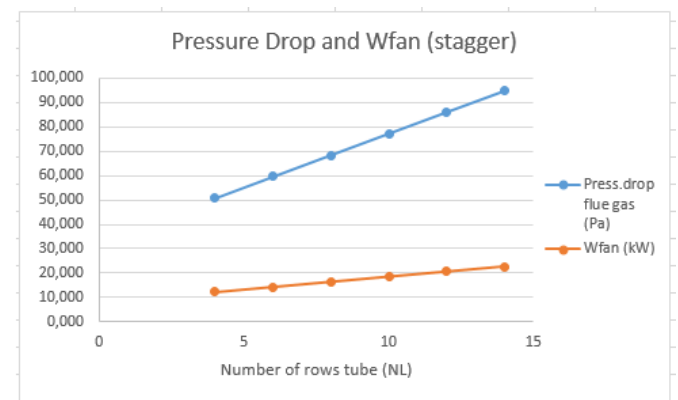
## D. Penurunan Tekanan dan Penambahan *Fan*

Dampak dari penambahan jumlah *tube* penukar kalor pada aliran *flue gas* adalah adanya penurunan tekanan pada aliran yang ditunjukkan pada Tabel IX dan X. Penukar kalor dengan susunan *stagger* mempunyai pemanfaatan panas dari yang lebih efektif, tetapi dengan jumlah *tube* yang sama terjadi penurunan tekanan yang lebih tinggi juga. sehingga diperlukan penambahan energi berupa penambahan komponen *fan*. Dari Gambar 7 dan 8, grafik penurunan tekanan dan daya yang dibutuhkan *fan* terhadap susunan jumlah tabung mengalami *trend* yang sama, dimana seiring penambahan jumlah tabung penurunan tekanan pun semakin tinggi. Perbedaannya adalah jumlah tabung dengan susunan *stagger* mengalami penurunan tekanan paling tinggi dibanding susunan *inline*. Tetapi dalam kebutuhan daya *fan* susunan *tube* dengan *stagger* memiliki daya yang lebih besar dibanding *inline*.

Pengaruh jumlah susunan *tube* pada evaporator pun mempengaruhi panas yang dihasilkan oleh evaporator. Gambar 9 dan 10 merupakan grafik pengaruh panas yang dihasilkan evaporator dan jumlah *tube* berdasarkan *inline* dan *stagger* pada jumlah *tube* 12. Dari grafik tersebut dapat dilihat bahwa panas yang dihasilkan oleh evaporator dengan jumlah susunan *tube* secara *stagger* lebih besar dibandingkan dengan jumlah susunan *tube* secara *inline* dengan besar panas berturut 5421 kW dan 5041 kW.



Gambar 7 Penurunan tekanan dan daya yang dibutuhkan *fan* vs jumlah *tube (inline)*

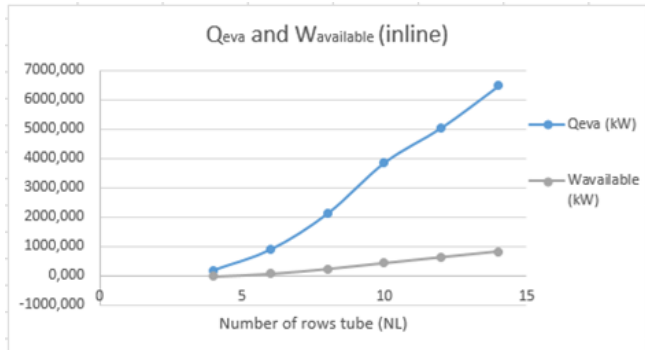


Gambar 8 Penurunan tekanan dan daya yang dibutuhkan *fan* vs jumlah *tube (stagger)*

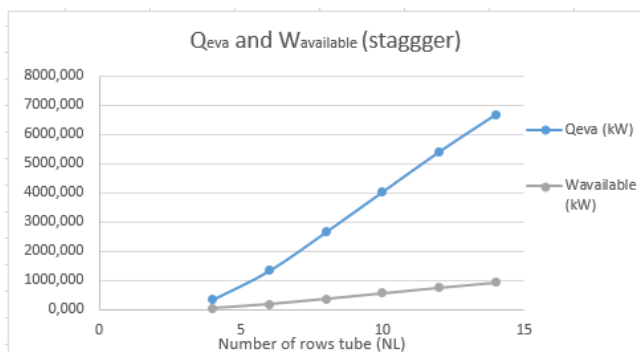
# PEMANFAATAN PANAS BUANG *FLUE GAS* PLTU DENGAN APLIKASI SIKLUS RANKINE ORGANIK

Hasil dari desain evaporator dalam analisis ini adalah dapat memanfaatkan panas buang dari *flue gas*. Panas ini menggunakan daya yang dihasilkan oleh SRO, tetapi daya yang dihasilkan oleh SRO harus dibandingkan dengan daya yang dibutuhkan *fan* sebagai dampak dari penempatan evaporator SRO dalam aliran *flue gas*. Dengan demikian, daya yang tersedia adalah daya siklus dikurangi dengan daya yang dibutuhkan *fan*.

## DAFTAR RUJUKAN



Gambar 9 Panas evaporator dan daya tersedia *fan* vs jumlah *tube* (*inline*)



Gambar 10 Panas evaporator dan daya tersedia vs jumlah *tube* (*stagger*)

## IV. KESIMPULAN

Dari hasil analisis di atas dapat disimpulkan bahwa pemanfaatan panas buang dari *flue gas* PLTU dengan SRO dapat dilakukan, dimana potensi panas yang dapat dihasilkan oleh *flue gas* dengan temperatur 130°C adalah sebesar 6034 kW sebagai catatan potensi panas tidak dapat dimanfaatkan sepenuhnya oleh evaporator. Sehingga desain evaporator yang dapat memanfaatkan panas buang dari *flue gas* secara optimal adalah dengan susunan *tube* secara *stagger* dengan jumlah baris *tube* sebanyak 12 baris. Dalam analisis ini pun dilakukan perbandingan daya yang dihasilkan oleh SRO dan penambahan daya *fan* akibat penurunan tekanan dan hasilnya susunan baris *tube* secara *stagger* pun merupakan yang paling efektif dalam penurunan tekanan dibanding dengan susunan baris *tube* secara *inline*. Dimana daya yang dihasilkan SRO berturut-turut adalah sebesar 747,3 kW (*stagger*) dan sebesar 625 kW (*inline*). Sedangkan panas yang dihasilkan oleh evaporator dengan jumlah susunan *tube* secara *stagger* menghasilkan potensi panas sebesar 5421 kW lebih tinggi dibanding jumlah susunan *tube* secara *inline* sebesar 5041 kW. Fluida kerja yang dipilih untuk aplikasi SRO adalah menggunakan R11 dimana parameter temperatur kritis R11 dan temperatur *flue gas* mendekati satu sama lain, dimana isopentena mempunyai faktor ODP dan GWP yang rendah.

- [1] APEC, *APEC Energi Supply and Demand Outlook-6th Ed*, Tokyo: Asia Pacific Energi Research Center, 2016.
- [2] BPPT, *Indonesia Energi Outlook 2016*. Indonesia, 2016.
- [3] Macchi, E., *Organic Rankine Cycle (ORC) Power Systems Technologies and Applications*, London: Elsevier Inc, 2016.
- [4] <https://orc-world-map.org/biomass-geothermal/>, diakses Februari 2019
- [5] Zhang, Xiaojun et al., *Comparative Study Of Waste Heat Steam SRC ORC and S-ORC Power Generation Systems in Medium-Low Temperatur*, London : Elsevier Inc, 2016.
- [6] Black and Veatch, *Power Plant Engineering*, USA : Springer, 1996, pp. 412-640
- [7] Moran, Michael J & Shapiro, Howard., *Fundamental of Engineering Thermodynamics 6th Edition*, USA: John & Wiley, 2008, pp. 978
- [8] ASHRAE, *Designation and Safety Classification of Refrigerants*, Atlanta : ANSI, 2015, pp. 41
- [9] Qodri, F., *Determination of Optimum Temperature and Pressure at Turbine Inlet for Organic Rankine Cycle Based on Brine Temperature and Critical State Of Working Fluid*. Tesis, Program Magister Teknik Mesin, Institut Teknologi Bandung, 2013.
- [10] Incoperra, DeWitt et al., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, USA : Wiley, 2007, pp. 978.
- [11] Safeer, Syed et al., *Waste Heat and Water Recovery System Optimization for Flue Gas in Thermal Power Plant*, Switzerland : MDPI, 2019.
- [12] Hung, T.C et al., *A Review of Organic Rankine Cycles (ORCs) For The Recovery Of Low-Grade Waste Heat*, London: Elsevier, 1997.
- [13] Kern, Donald Q. *Process Heat Transfer*, USA : Echo Point, 2017, pp. 978
- [14] Kaya, Alihan et al. *Design and Rating of an Evaporator for Waste Heat Recovery Organic Rankine Cycle Using SES36*, Belgium : Researchgate, 2015.