Jurnal Energi	Volume 11 Nomor 1	November 2021	ISSN: 2089-2527

Optimisasi Termodinamika Pada Konfigurasi Desain Heat Recovery Steam Generation

Menggunakan GRG Nonlinear

Teguh Sasono

Jurusan Teknik Energi, Politeknik Negeri Bandung Email: teguhssn@gmail.com

Abstrak

HRSG seharusnya didisain secara tersendiri pada setiap PLTGU hal ini disebabkan kandungan bahan bakar yang berbeda, optimisasi siklus berbeda-beda pada PLTGU, dan perubahan ambient akan mempengaruhi kinerja gas turbin. Optimisasi termodinamika pada konfigurasi desain HRSG menjadi penting dan terutama akan memberikan impak yang mendasar dalam PLTGU skala besar. Penelitian ini bertujuan untuk mengembangkan basic design HRSG dengan membandingkan dua konfigurasi tekanan dual dan tripel dengan reheater tunggal dengan gas turbin GE-9001H dengan gas alam tertentu dan yang akan dioperasikan pada wilayah tertentu. Dengan TET 917K dari perhitungan optimal komputasi GRG Non-linear didapatkan perbedaan efisiensi termal teoritis antara dua dan tiga tekanan sebesar 37,11% dan 36,69% dengan laju massa air yang lebih kecil sebesar 121,68 dan 122,80 kg/s menunjukkan kerja auxiliaries pompa dan kebutuhan air umpan HRSG makin efisien, serta kontribusi reheater memiliki perbedaan yang signifikan sebesar 16,95% karena efektivitas yang cenderung membesar.

Kata Kunci : HRSG, PLTGU, GRG, Non-Linear Optimisasi.

1. PENDAHULUAN

Pembangkit listrik tenaga gas-uap (PLTGU) digunakan secara meluas karena ketersediaan gas bumi, selain itu juga memiliki efisiensi yang tinggi, dapat mendukung beban puncak, memiliki kemampuan *start-up* yang cepat dan memerlukan sedikit air pendingin. *Heat recovery steam generator* (HRSG) berperan penting dalam memanfaatkan panas sensibel gas buang turbin gas untuk pembangkitan uap, pada tekanan dan suhu yang diperlukan oleh turbin uap dalam membangkitkan daya mekanik.

Temperature gas buang turbin gas (TET) berkisar antara 700-950K dengan tekanan yang sedikit lebih besar dari tekanan atmosfir. Kedua parameter ini menjadi pertimbangan utama dalam desain HRSG. Gambar 1 menunjukkan potongan melintang HRSG dengan dua level tekanan. Tampak deaerator ditempatkan tepat di atas steam drum tekanan rendah.

Proses perancangan selain menentukan pilihan morfologi perancangannya juga memerlukan penyesuaian parameterparameter simulasi untuk mencapai hasil optimal. Optimisasi HRSG sangat penting dalam desain PLTGU agar dapat dicapai kerja maksimal dari siklus uapnya. Optimisasi HRSG merupakan permasalahan yang pelik, ditentukan oleh jumlah variable independennya, seperti jumlah tingkat tekanan adanya reheat stunggal ataupun dobel, karakteristik gas buang turbin gas, dan suhu masukan ke morfologi konstruksi HRSG [2, 3]. HRSG seharusnya didisain secara tersendiri pada setiap PLTGU hal ini disebabkan kandungan bahan bakar yang berbeda, optimisasi siklus berbeda-beda pada PLTGU, dan perubahan ambient akan mempengaruhi kinerja gas turbin [2].



Gambar 1 Potongan melintang HRSG [1]

Pengembangan untuk mereduksi konsumsi bahan bakar dalam pembangkit tenaga listrik fosil akan mengurangi emisi CO₂, khususnya pada pada PLTGU yang memiliki efisiensi tertinggi sebesar 60% dengan sisi siklus uap bawah yang memberikan daya sebesar 35% [2] dari total daya terbangkitkan, sehingga optimisasi desain HRSG merupakan keharusan untuk mendapatkan kinerja PLTGU yang terbaik. Berdasarkan konfigurasi HRSG, dalam penelitian ini difokuskan pada efek reheat dan konfigurasi yang diterapkan pada tiga tingkat tekanan. Dengan adanya reheat dalam siklus uap diharapkan dapat dicapai efisiensi yang tertinggi dengan peningkatan efisiensi sebesar 1,9%-2,1% [4] karena adanya peningkatan panas terserap pada konfigurasi reheater.

Optimisasi biaya HRSG merupakan kasus yang lebih pelik, Bassily [5] dengan mencapai fungsi tujuan tentang penambahan penerimaan laju energi pada konfigurasi reheater

lurnal	Lnorai	
11111111111	FILEIU	
Juilia	LINCIGI	

ISSN: 2089-2527

dan tiga tingkat tekanan pada HRSG. Pengembangan metode seleksi untuk mendapatkan parameter terbaik dan susunan pipa-pipa yang memberikan biaya investasi terkecil terhadap kendala relevan dengan menggunakan Genetic Algoritm [2].

Sebagai sintesa dari studi sebelumnya terhadap permasalahan HRSG di atas, terutama keunikan dari proses disain HRSG dalam PLTGU, akan dilakukan optimisasi termodinamika konfigurasi desain HRSG terhadap turbin Gas GE-9001H dengan bahan bakar gas alam sesuai dengan produk PT PGN dan pada kondisi ambient udara dan air pendingin kondensor di sekitar Tangerang. Optimisasi dilakukan pada HRSG dua dan tiga tingkat tekanan dengan menggunakan GRG non-linear.

2. ANALISIS TERMODINAMIKA

Konfigurasi HRSG [2, 3, 5] dalam gambar 2 menunjukkan diagram alir sirkulasi air-uap dan gas buang pada konfigurasi HRSG dengan proses reheat tunggal. Sedangkan grafik hubungan panas/kalor terpindahkan dengan temperatur dapat dilihat dalam gambar 3 di bawah ini.



(a). Diagram konfigurasi HRSG dua tingkat tekanan



(b). Diagram konfigurasi HRSG tiga tingkat tekanan Gambar 2 Diagram konfigurasi HRSG

Proses pemodelan dilakukan dengan mengembangkan persamaan-persamaan di bawah ini dengan dasar konfigurasi HRSG tiga tekanan dengan satu reheater. Kerja yang dihasilkan oleh siklus uap (su) per satuan unit massa gas buang turbin gas adalah:





Gambar 3. Diagram temperatur dan panas terpindahkan

 $W_{su} = (m_1 + m_2 + m_3)W_{TR} + (m_2 + m_3)W_{TM} + m_3W_{TT}$ (1) $m_1, m_2, \text{dan } m_3$ menyatakan laju massa fraksi uap pada tekanan rendah, menengah, dan tinggi.

Bagian TT HRSG, kesetimbangan energi pada economizer dinyatakan dalam persamaan-2, evaporator dalam persamaan-4, reheater dalam persamaan-5, dan superheater dinyatakan dalam persamaan-6:

$$m_3(h_{e \ EC \ TT} - h_{i \ EC \ TT}) = \int_{T_{g_5}}^{T_{g_4}} cp(T) dT, \qquad (2)$$

Jika ditetapkan *approach temperature* 3K, maka suhu air keluar economizer adalah

$$T_{ae \ EC \ TT} = T_{ue \ EV \ TT} - 3. \tag{3}$$

$$m_{3}h_{fg \ EV \ TT} = \int_{T_{a4}}^{T_{g3}} cp(T)dT \tag{4}$$

$$m_3(h_{e\,RH} - h_{i\,RH}) = \int_{T_{a3}}^{T_{g2}} cp(T) dT \tag{5}$$

$$m_3(h_{e\,SH\,TT} - h_{i\,SH\,TT}) = \int_{T_{g_2}}^{T_{g_1}} cp(T) dT$$
(6)

Efektivitas penukar kalor superheater dan reheater didefinisikan dengan:

$$E_{SH\,TT} = \frac{T_{ue\,SH\,TT} - T_{ue\,EV\,TT}}{TET - T_{ue\,EV\,TT}} \tag{7}$$

$$E_{RH} = \frac{T_{ue\,RH} - T_{ui\,RH}}{T_{g2} - T_{ui\,RH}} \tag{8}$$

Titik pinch pada TT akan mempengaruhi temperatur sisi gas berikut:

$$T_{g4} = T_{ui\,EV\,TT} + \Delta T P_{TT} \tag{9}$$

Dari persamaan 2-9 di atas m_3 , $T_{se RH}$, $T_{si RH}$, T_{g2} , T_{g3} , T_{g5} diselesaikan melalui optimisasi numeris dengan pembatas $T_{se SH TT} = 917$. Penetapan besarnya temperatur pembatas ini

Jurnal Energi	Volume 11 Nomor 1	November 2021	ISSN: 2089-2527

didasarkan pada aspek keekonomian material alloy logam yang akan digunakan.

IAPWS–IF97(International Association of the Properties of Water and Steam) digunakan untuk menghitung properti air dan uap [6, 7]. Kalor spesifik cp gas buang diadaptasi dari [8] berdasar pada NASA SP-273, U.S. Government Printing Office, Washington, DC, 1971 dengan kondisi hasil perhitungan valid pada jangkauan temperatur 300K s.d. 1000K.

Pada TM, kesetimbangan energy pada economizer, evaporator, dan superheater

$$(m_2 + m_3)(h_{e \ EC \ TM} - h_{i \ EC \ TM}) = \int_{T_{g_8}}^{T_{g_7}} cp(T) dT, \qquad (10)$$

Kondisi yang sama pada economizer sebelumnya, pada tingkat tekanan menengah ini juga digunakan *approach temperature* 3K, sehingga temperatur air keluar economizer adalah

$$T_{ae EC TM} = T_{ue EV TM} - 3. \tag{11}$$

$$m_2 h_{fg \, EV \, TM} = \int_{T_{g7}}^{T_{g6}} cp(T) dT \tag{12}$$

$$m_2(h_{e\,SH\,TM} - h_{i\,SH\,TM}) = \int_{T_{g6}}^{T_{g5}} cp(T) dT$$
(13)

Efektivitas superheater dan reheater didefinisikan dengan:

$$E_{SH TM} = \frac{I_{ue} SH TM - I_{ue} EV TM}{T_{g5} - T_{ue} EV TM}$$
(14)

Dengan definisi titik pinch pada TM adalah:

$$T_{g7} = T_{ui EV TM} + \Delta T P_{TM}, \text{ dan } T_{g5} = T_{ue SH TM} + \Delta T P_{TM} (15)$$

Terakhir pada Pada TR, kesetimbangan energy pada economizer, evaporator, dan superheater

$$(m_1 + m_2 + m_3)(h_{e \ EC \ TR} - h_{i \ EC \ TR}) = \int_{T_{g11}}^{T_{g10}} cp(T) dT, (16)$$

Jika *approach temperature* economizer pada tekanan rendah ditetapkan 3K, maka temperatur air keluar menjadi

$$T_{ae\ EC\ TR} = T_{ue\ EV\ TR} - 3. \tag{17}$$

$$m_1 h_{fg \ EV \ TR} = \int_{T_{g10}}^{T_{g9}} cp(T) dT \tag{18}$$

$$m_1(h_{e\,SH\,TR} - h_{i\,SH\,TR}) = \int_{T_{g9}}^{T_{g8}} cp(T) dT$$
(19)

Efektivitas superheater dan reheater didefinisikan dengan:

$$E_{SH TR} = \frac{T_{ue SH TR} - T_{ue EV TR}}{T_{g5} - T_{ue EV TR}}$$
(20)

Dengan definisi titik pinch pada TR adalah:

$$T_{g10} = T_{ui EV TR} + \Delta T P_{TR}, \text{ dan}$$
(21)

$$T_{g8} = T_{ue SH TR} + \Delta T P_{TR} \tag{22}$$

3. METODE OPTIMISASI

Model optimisasi yang digunakan merupakan optimisasi masalah non-linear dengan pembatas, model formulasi masalah menggunakan algoritma metode Generalized Reduced Gradient (GRG) nonlinear dengan satu fungsi tujuan, dengan vaiabel-variabel keputusan, dan pembatas (*constraint*) yang telah diturunkan dalam persamaan kesetimbangan energi di atas.

3.1. Fungsi Tujuan dan Variable Optimisasi

Pada kondisi ambient udara dan air pendingin kondensor yang ditentukan berikut karakteristik turbin gas yang terdiri dari daya output, heat rate, laju massa gas buang, dan TET (turbine exhause gas temperature); optimisasi siklus uap harus dapat mencapai potensi optimal laju energi dalam gas buang turbin gas. Fungsi tujuan tersebut merupakan maksimasi dari persamaan-1 f(x) dengan vector x($T_{g2}, T_{g3}, T_{g4}, T_{g5}, T_{g6}, T_{g8}, T_{g9}, T_{ue RH}, T_{ue RH}, T_{ue SH TM}, T_{ue SH TR}, x, m_3, m_2, m_1, \Delta TP_{TT}$, ΔTP_{TM} , dan ΔTP_{TR}) yang merupakan variable karakteristik HRSG.

3.2. Analisis Pembatas Optimisisasi

Dalam studi ini p_1 , p_2 , dan p_3 disesuaikan dengan karakteristik turbin uap yang digunakan. Ditetapkan fraksi uap minimum keluarannya sebesar 88% untuk menghindari degradasi dan pengikisan pada sudu turbin uap yang menyebabkan terjadinya penurunan kinerja turbin tekanan rendah [9], Sedangkan temperatur kerja superheater $T_{ue \ SH \ TT}$ ditetapkan maksimum 853K, dan temperatur ke cerobong T_{g11} ditetapkan lebih besar dari ADT (acid dew point temperature) sebesar 355K agar tidak terjadi kondensasi yang menyebabkan terjadinya asam sulfat hasil reaksi SO_x dengan air yang merusak logam. Temperature pinch ditetapkan minimal sebesar 10K disesuaikan dengan desain praktis alat penukar kalor [10]. Maksimum efektivitas superheater sebesar ditetapkan 0,85 [11] agar konstruksi pipa-pipa penukar kalor secara praktis dapat dilakukan.

Model matematis masalah optimisasi non linear menggunakan:

$$\begin{array}{ll} Max. f(x) & (23) \\ Subject to (dengan pembatas) \\ x - 0,88 \ge 0 \\ T_{g11} - 355 \ge 0 \\ T_{ui \ EV \ TT} + \Delta TP_{TT} - T_{g4} \ge 0 \\ T_{ui \ EV \ TT} + \Delta TP_{TR} - T_{g7} \ge 0 \\ T_{ui \ EV \ TR} + \Delta TP_{TR} - T_{g10} \ge 0 \\ T_{ue \ SH \ TR} + \Delta TP_{TR} - T_{g8} \ge 0 \\ T_{ue \ SH \ TR} + \Delta TP_{TM} - T_{g5} \ge 0 \\ T_{gi} - T_{g(i-1)} \ge 0, \forall \ i: 2, 3, ..., 11 \\ T_{ue \ SH \ TT} - 853 \le 0 \\ E_{SH \ TT} - 0,85 \le 0 \\ E_{SH \ TR} - 0,85 \le 0 \\ Pembatas \ dari \ persamaan: 2, 4, 5, 6, 10, 12, 13, 16, 18, 19 \\ \end{array}$$

4. ALGORITMA GRG NONLINEAR

Metode GRG merupakan algoritma dengan fungsi tujuan min f(x) dengan $\bar{d}_k = -\tilde{g}_k$, menunjukkan metode langkah stepest descent dalam ruang tereduksi [12].

Setiap iterasi, yang didalamnya melakukan pereduksian langkah trial secara berulang hingga dicapai satu ruang yang *feasible*. Kondisi untuk menerima titik yang baru dapat berupa reduksi sederhana berikut:

$$f(x_{k+1}) < f(x_k) \tag{24}$$

Dalam setiap iterasi diterapkan

(1)

$$d_k^{(1)} = \alpha_k (S_k)_N d_k, \tag{25}$$

Proses pengulangan dilakukan N kali untuk menghitung x_B , N adalah bilangan bulat yang dimasukkan. Jika aproksimasi metode Newton tidak konvergen setelah N

Jurnal Energi	Volume 11 Nomor 1	November 2021	ISSN: 2089-2527

iterasi, maka Langkah trial diulang kembali dilakukan dengan besar α yang direduksi dan ulangi iterasi. Karena konvergensi kuadratis metode Newton yang cepat, secara normal satu atau dua iterasi dari persamaan ini

$$x_B^{(i+1)} = x_B^{(i)} - \left[\frac{\delta c(x_k)^T}{\delta x_B}\right]^{-1} c(x_B^{(i)}, (x_N)_k + \alpha \bar{d}_k).$$
(26)

dapat memberikan titik $f(x_{k+1})$ yang feasible dengan ketepatan yang memadai. Meskipun demikian dalam kondisi praktis dapat dipilih N antara 3 s.d. 6 saja.

Adapun algoritma GRG sebagai berikut:

1. Ditetapkan titik feasible $x_1 \in X, \epsilon \geq 0, \overline{\epsilon} > 0;$ bilangan bulat positif M; k:=1.

2. Hitung
$$\nabla c(x_k)^T = \begin{bmatrix} A_B \\ A_B \end{bmatrix}$$
,

Dimana partisi memenuhi $A_B \in \mathbb{R}^{m \times m}$ adalah nonsigular; hitung λ dari

$$\frac{\partial f(x)}{\partial x_B} = \frac{\partial c^T(x)}{\partial x_B} \operatorname{dan} \tilde{g}_k \operatorname{dari} \tilde{g}(x_N) = \frac{\partial}{\partial x_N} [f(x) - \lambda^T c(x)]$$

3. Jika $\|\tilde{g}_k\| \leq \epsilon$ maka iterasi berhenti.

Jadikan
$$\bar{d}_k = -\tilde{g}_k$$
; dan $\alpha = \alpha_k^{(0)} > 0$

4.
$$x_N = (x_k)N + \alpha d_{k_1}$$

 $x_{B} = (x_{k})B; j := 0$

5.
$$x_B = x_B - A_{\overline{B}}{}^T c(x_B, x_N);$$

hitung $c(x_B, x_N)$ if $|| c(x_B, x_N) || \le \overline{\epsilon}$ menuju langkah 7; j := j + 1; if j < M menuju langkah 5.6. $\alpha := \frac{\alpha}{2}, menuju langkah 4.$

- 7. Jika $f(x_B, x_N) \ge f(x_k)$ lalu menuju langkah 6.

 $x_{k+1} = (x_B, x_N), k := k + 1;$ menuju langkah 2.

Algotitma di atas tersebut merupakan metoda reduksi gradien. Sehingga reduksi sederhana persamaan $f(x_{k+1}) <$ $f(x_k)$ dalam fungsi tujuan tidak dapat menjamin konvergennya. Dengan kata lain, proses iterasi algoritma tersebut tidak menjamin kondisi konvergen pada titik KKT (Karush-Kuhn-Tucker (conditions)) pada masalah optimisasi min f(x), s.t. c(x)=0 [13]. Penyelesaian masalah konvergen di atas dapat dicapai dengan dua cara, pertama menggunakan garis terbaik pada kondisi pencariannya, sebagai contohnya, menggantikan kondisi pencarian sederhana dengan kondisi pencarian garis Wolve berikut:

$$\tilde{f}((x_k)_N + \alpha_k \bar{d}_k) \le \tilde{f}((x_k)_N) + \beta \alpha_k \bar{d}_k^T \tilde{g}_k$$
(27)

Dimana $\beta \in (0,1)$ adalah konstanta positif, α adalah dan $\tilde{f}(x_N) = \frac{\min}{x_n \in \mathbb{R}^{n-m}} f(x_B, x_N) =$ langkah, panjang $f(\phi(x_N)), x_N)$, kondisi pencarian garis Wolfe di atas dapat dituliskan $f(x_{k+1}) \leq f(x_k) - \alpha_k \beta \|\tilde{g}_k\|_2^2$.

Maka, jika kondisi $f(x_B, x_N) = f(x_k)$ digantikan untuk menolak titik baru pada Langkah 7 dengan algoritma $f(x_B, x_N) = f(x_k) - \alpha \beta \|\tilde{g}_k\|_2^2$, dengan demikian kondisi garis Wolfe dapat dipenuhi. Cara lain (cara kedua) diperlukan langkah trial awal $\alpha_k^{(0)}$ dalam langkah 3 yang memenuhi kondisi berikut:

$$\frac{\alpha_k^{(0)}}{\|\tilde{g}_k\|} \to 0, \tag{28}$$

$$\sum_{k=1}^{\infty} \frac{a_k^{(0)}}{\|\tilde{g}_k\|} = +\infty$$
(29)

Persamaan di atas mirip dengan analisis konvergen pada metode optimisasi tanpa pembatas, sehingga dapat dipecahkan untuk mendapatkan hasil yang konvergen [14].

5. ANALISIS DATA DAN HASIL

Kondisi ambient untuk simulasi disesuaikan dengan kondisi desain site berikut: temperature udara 305.15K dengan kelembaban relatif 60% pada altitude 10 m. Air pendingin kondenser menggnakan air laut dengan sistem once through cooling condenser dengan temperature masukan 303.15K dengan delta temperatur air laut pendingin 8K dan delta T_{min} 5K, sehingga temperature desain kondenser menjadi 316.15K yang menyatakan temperatur saturated uap keluar turbin uap terkanan rendah TR.

Komposisi udara pada kondisi tersebut terdiri dari: Nitrogen 76,614%, Oksigen 20,556%, karbondioksida 0,030%, uap air 1,877%, dan Argon 0,923%, lihat tabel 2.

Komposisi bahan bakar gas PT PGN dalam fraksi mol dapat dilihat pada tabel 1 di bawah ini.

TABEL 1 KOMPOSISI BAHAN BAKAR GAS PT. PGN

Komposisi	Fraksi volume (%)
Methane	90,391
Ethane	3,2996
Propane	0,9805
i-Butane	0,2234
n-Butane	0,2431
i-Pentane	0,1027
n-Pentane	0,0619
n-Hexane	0,1100
n-Heptane	0,0000
n-Octane	0,0000
n-Nonae	0,0000
Nitrogen	0,4108
Carbon Dioxide	4,1990
Moisture	0,0003
Sulfur	0,0008
Total	100,0000
Specific Gravity	0,6353
LHV*)	10.594 kkal/kg
HHV	11.730 kkal/kg

*) pada suhu 298.15K

Nilai kalor total campuran gas alam tersebut dihitung berdasarkan standart ISO 6976:1995 dengan menggunakan persamaan-persamaan [6]:

$$\widetilde{H}^{o}[t_{1}, V(P_{2})] = \sum_{j=1}^{N} X_{j} \widetilde{H}^{o}_{j}[t_{1}, V(P_{2})]$$
(30)

$$\widetilde{H}[t_1, V(P_2)] = \frac{\widetilde{H}^o[t_1, V(P_2)]}{Z_{mix}(t_1, P_2)}$$
(31)

$$Z_{mix}(t_1, P_2) = 1 - \left[\sum_{j=1}^{N} X_j \sqrt{b_j}\right]^2$$
(32)

Dengan:

November 2021

ISSN: 2089-2527

 $\widetilde{H}^o[t_1, V(P_2)]$: Nilai kalor ideal dengan basis volume pada masing-masing gas dengan komponen penyusun tertentu komponen-j, pada temperatur dan tekanan tertentu

 $\widetilde{H}[t_1, V(P_2)]$: Nilai kalor gas sebenarnya (bukan ideal)

 X_i : Fraksi mol dari komponen j

 $Z_{mix}(t_1, P_2)$: Faktor kompresi pada kondisi referensi

Data Gas Turbine GE-9001H dioperasikan pada kondisi ambient tersebut, dengan daya output 308.864 kW dan heat rate LHV sebesar 9364 kJ/kWh dengan laju massa gas buang sebesar 666.2861 kg/s pada temperatur 917K. Dengan data ini dapat dilakukan perhitungan komposisi gas buang untuk mendapatkan properti cp gas dalam keadaan gas ideal [15], yaitu:

TABEL 2 PERBANDINGAN KOMPOSISI UDARA DAN GAS BUANG

Tahap	N_2	O_2	CO_2	H ₂ 0	Ar
Ambient	76,614%	20,556%	0,030%	1,877%	0,923%
Gas buang	73.300%	11.186%	4.526%	10.105%	0.883%

Dari hasil proses optimisasi didapatkan properti konfigurasi HRSG sebagai ditunjukkan dalam tabel 3 dan 4 tentang karakteristik utama heat exchanger pada HRSG tiga dan dua tingkat tekanan. Sedangkan pada tabel 5 sebagian besar tentang properti kinerja HRSG.

TABEL 3 HASIL OPTIMISASI PARAMETER $\ensuremath{\mathsf{HRSG}}$ tiga tingkat tekanan

Tahan	m air/uap	T air (K)		T gas in	Heat
тапар	kg/s	Masuk	Keluar	(K)	Transfered
SH TT	101,57	600,66	853,00	917,00	89.212
RH	101,57	608,04	738,27	804,62	30.030
EV TT	101,57	600,66	600,66	766,12	118.446
EC TT	101,57	499,35	597,66	610,66	52.204
SH TM	10,74	502,35	530,23	540,23	925
EV TM	10,74	502,35	502,35	538,97	19.504
EC TM	112,31	408,04	499,35	512,35	45.323
SH TR	9,37	411,04	439,89	449,89	594
EV TR	9,37	411,04	411,04	449,07	20.153
EC TR	121,68	316,15	408,04	421,04	47.081
Ambient				355,00	
				Total	423.472

TABEL 4 HASIL OPTIMISASI PARAMETER HRSG DUA TINGKAT TEKANAN

Taban	m air/uap	T air (K)		T gas in	Transfered
Tanap	kg/s	Masuk	Keluar	(K)	(kW)
SH TT	103,70	600,66	853,00	917,00	91.082
RH	103,70	567,46	687,43	802,23	25.679
EV TT	103,70	600,66	600,66	769,32	120.928
EC TT	103,70	408,04	597,66	610,66	94.726
SH TR	19,10	411,04	471,36	482,01	2.474
EV TR	19,10	411,04	411,04	478,60	41.070
EC TR	122,80	316,15	408,04	421,64	47.513
Ambient				355,00	
				Total	423.472

TABEL 5. HASIL OPTIMISASI PARAMETER KINERJA HRSG

Droparti	Linit	Tingkat Tekanan HRSG		
Properu	Umt	Tiga	Dua	
ΔTP_{TT}	Κ	10	10	
ΔTP_{TM}	K	10		
ΔTP_{TR}	К	10	10,60	
Х		88,00%	88,00%	
E _{SH TT}		79,77%	79,77%	
E _{RH}		66,25%	51,10%	
E _{SH TM}		73,60%		
E _{SH TR}		74,26%	85,00%	
m ₃	kg/s	101,57	103,70	
m ₂	kg/s	10,74		
m ₁	kg/s	9,37	19,10	
m _{Total}	kg/s	121,68	122,80	
W _{su TT}	kW	158.304,5	156.641,0	
W _{su TM}	kW	6.420,9		
W _{su TR}	kW	4.714,4	10.870,5	
W _{su}	kW	169.439,8	167.511,5	
Gas Buang	kW	456.592,2	456.592,2	
Eff. thermal		37,11%	36,69%	

Pada TET 917K dari tabel 3 perhitungan optimal komputasi GRG Nonlinear didapatkan efisiensi tiga tingkat sebesar 37,11% dan sedangkan dua tingkat sebesar 36,69%, sehingga terdapat peningkatan efisiensi termal sebesar 1,15%. Apabila perhitungan kerja dilakukan oleh turbin uap maka besarnya perbedaan tersebut akan semakin besar, karena efisiensi isentropis turbin uap TT lebih kecil dari turbin TM ataupun TR.

Perbedaan laju massa uap antara dua dan tiga tekanan HRSG sebesar 121,68 dan 122,80 kg/s menunjukkan kerja auxiliaries pompa (BFP=Boiler feed pump) dan kebutuhan pompa untuk pendingin kondensor (CWP=circulating water pump) akan semakin besar. Selain itu kebutuhan air umpan HRSG makin efisien sehingga kebutuhan air demin dapat dihemat, serta kontribusi reheater pada tiga tingkat memiliki perbedaan yang signifikan sebesar 16,95% dibandingkan dua tingkat.

6. SIMPULAN

Jurnal Energi	Volume 11 Nomor 1	November 2021	ISSN: 2089-2527
---------------	-------------------	---------------	-----------------

Hasil optimal dari kajian yang telah dilakukan pada dua konfigrasi yaitu dua dan tiga tingkat tekanan HRSG dengan masing-masing satu reheater pada kondisi ambient tertentu dan bahan bakar gas alam menunjukkan bahwa dengan penambahan jumlah tingkat tekanan kinerja HRSG semakin meningkat. Terkait dengan hasil parameter yang telah dilakukan perhitungan optimisasi PSO dapat disimpulkan bahwa:

- 1. Dengan penambahan tingkat tekanan HRSG kinerja termal HRSG semakin meningkat.
- 2. Dengan penambahan tingkat tekanan HRSG laju massa uap berkurang, karena kualitas uap rata-rata yang semakin baik, sehingga kerja auxiliaries feed pompa HRSG semakin kecil dan air blowdown juga semakin kecil serta kebutuhan air umpan penggantinya menjadi lebih efisien.
- 3. Dengan penambahan tingkat tekanan HRSG kontribusi Reheater semakin besar karena uap efektivitas reheater tekanan tinggi cenderung lebih besar.

Penelitian lanjut yang mempertimbangkan penurunan tekanan air atau uap dalam sistem penukar kalor di dalam HRSG sangat dibutuhkan agar perhitungan kesetimbangan energi merepresentasikan keadaan yang nyata. Disamping itu perhitungan analisis dengan mempertimbangkan faktor kemusiman atau cuaca dapat dilakukan dengan simulasi off desain HRSG pada beban parsialnya.

Referensi

- Victory energy, Heat Recovery Steam Generators (2017). <u>http://www.victoryenergy.com/pdf/VEOHRSGBROWEB.pdf</u>
 [diakses 30.10.2017]
- [2] Ali Rezaie Navaie (2017). Thermal Design and Optimization of Heat Recovery Steam Generators and Waste Heat Boilers, Dissertation, Technische Universität Berlin.

- [3] Mahmoud Nadir, Adel Ghenaiet (2015). Thermodynamic optimization of several (heat recovery steam generator) HRSG configurations for a range of exhaust gas temperatures, Elsevier.
- [4] Bassily A.M. (2007). Modeling, numerical optimization, and irreversibility reduction of a triple-pressure reheat combined cycle. Energy 2007; 32:778-94.
- [5] Bassily A.M. (2008). Analysis and cost optimization of the triplepressure steam-reheat gas-reheat gas-recuperated combined power cycle. Int J Energy Res 2008; 32:116-34.
- [6] Wagner W, Kretzschmar HJ (2008). International steam tables properties of water and steam based on the industrial formulation IAPWS-IF97. Springer.
- [7] Magnus Holmgren, Excel macro-Water and steam properties according to IAPWS IF-97, XSteam_Excel_v2.6_US.xls
- [8] K. Wark (1971). Thermodynamics, 4th ed., McGraw-Hill, New York, 1983, as based on NASA SP-273, U.S. Government Printing Office, Washington, DC.
- [9] Sonntag RE, Borgenakke C, VanWylen GJ. (1998). Fundamentals of thermodynamics. 5th ed., vol. 356e57. New York: John Wiley & Sons,Inc.
- [10] Jury W, Searies DE (June 1997). Process optimization of an integrated combined cycle - the impact & benefit of sequential combustion. In: Proceedings of international gas turbine and aeroengine congress and exhibition, Orlando, Crida, FL 2-5.
- [11] Bhargava RK, Bianchi M, De Pascale A, Negri di Montenegro G, Peretto A (2007). Gas turbine based power cycles e a state-of-the-art review. In: International conference on power engineering-2007; October 23e27, Hangzhou, China.
- [12] Wenyu Sun, Ya-Xiang Yuan (2016). Optimization Theory And Methods, Nonlinear Programming, Springer
- [13] L.A. Lasdon and A.D. Waren (1978). Generalized Reduced Gradient Method for linearly and nonlinearly constrained programming, in (H.J. Greenberg, ed.) Design and Implementation of Optimization Software. Alphen aan den Rijn, The Netherlands: Sijthoff and Noordhoff, pp. 363–396.
- [14] Sasono, Teguh dan Tjatur Udjianto (2019). Optimasi Siklus Termodinamika Integrasi Boiler AQC Dan PH Pada Desain WHRPG Di Industri Semen, Jurnal Teknik Energi volume 9 no. 1.
- [15] F. Carl Knopf (2012). Modeling, Analysis and Optimization of Process and Energy Systems, Louisiana State University, Baton Rouge, LA, Willey.