

# PERANCANGAN ULANG *HEAT RECOVERY STEAM GENERATOR* DENGAN SISTEM *DUAL PRESSURE* MELALUI PEMANFAATAN GAS BUANG SEBUAH TURBIN GAS BERDAYA 160 MW

F. Burlian<sup>(1)</sup>, A. Ghafara<sup>(2)</sup>

<sup>(1,2)</sup>Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sriwijaya

Jln. Raya Prabumulih Km.32

Inderalaya-30662

E-Mail : <sup>(2)</sup>[adenovski@gmail.com](mailto:adenovski@gmail.com)

## Ringkasan

*Pertumbuhan sektor industri yang meningkat begitu pesat setiap tahunnya, menuntut penyedia jasa energi listrik dapat menyediakan kebutuhan energi listrik setiap saat. Oleh karena itu diperlukan langkah yang efektif dan efisien untuk menambah kapasitas produksi listrik. Heat Recovery Steam Generator merupakan peralatan yang memiliki prinsip kerja seperti boiler, tanpa memerlukan bahan bakar tambahan. Sumber panas berasal dari energi panas gas buang turbin gas yang memiliki temperatur tinggi (>500°C) digunakan untuk memanaskan serta mengubah air menjadi uap panas lanjut, kemudian dialirkan ke turbin uap. Perancangan HRSG ini ditujukan untuk menggabungkan siklus PLTG dengan siklus PLTU menjadi suatu siklus kombinasi. Seluruh elemen pipa pada komponen-komponen utama HRSG menggunakan pipa berdiameter luar (Outside Diameter) 1,5 in dengan panjang 19,5 m tiap pipa dalam 1 baris, dimana dari hasil perhitungan diperoleh jumlah pipa yang diperlukan. Jumlah pipa pada HP Superheater, HP dan LP Evaporator berjumlah 420 pipa, 168 pipa pada HP Economizer, 84 pipa pada LP Superheater serta 84 pipa pada LP Economizer. Berdasarkan hasil perhitungan maka dapat disimpulkan bahwa penentuan parameter pipa berpengaruh terhadap harga perpindahan kalor yang dihasilkan, begitu juga dengan penentuan pinch point antara gas buang dengan uap.*

**Kata Kunci :** HRSG, PLTG, PLTU, Pinch Point

## Abstract

*The growth of the industrial sector has increased so rapidly every year, demanding electrical energy providers can provide electrical energy needs at any moment. Therefore we need an effective and efficient measures to increase the capacity of electricity production. Heat Recovery Steam Generator is an equipment which has the working principles such as boilers, without the need for additional fuel. Heat source of heat energy derived from gas turbine exhaust gas that has a high temperature (> 500 ° C) is used to heat and turn water into steam up, then passed through a steam turbine. HRSG design is intended to combine cycle power plant with cycle power plant into a combined cycle. All elements of the pipe on the main components of the HRSG menggunakan pipe outside diameter (Outside Diameter) 1.5 in the 19.5 m length of each pipe in the first row, where the calculation of the amount of pipe needed. Number of pipes on the HP superheater, HP and LP Evaporator totaling 420 pipe, 168 pipe on the HP economizer, superheater 84 pipes on the LP and the LP economizer 84 pipe. Based on calculations it can be concluded that the determination of the pipe parameters affect the resulting heat transfer rates, as well as the determination of the pinch point between the exhaust steam.*

**Keywords:** HRSG, power plant, power plant, Pinch Point

# 1 PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Untuk mengoptimalkan pemanfaatan energi dapat dengan cara meningkatkan efisiensi. Salah satunya dengan menerapkan model siklus kombinasi yaitu menggabungkan siklus PLTG dengan siklus PLTU menjadi PLTGU. HRSG ialah suatu alat yang digunakan untuk menghasilkan uap superheated dengan memanfaatkan gas buang PLTG yang digunakan untuk memanaskan uap agar dapat digunakan untuk menggerakkan turbin uap.

## 1.2 Tujuan Penulisan

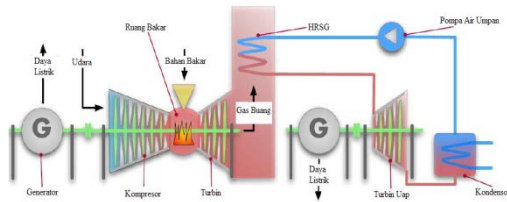
Secara garis besar tujuan penulisan skripsi adalah merencanakan satu unit Heat Recovery Steam Generator (HRSG) dengan dua tingkat tekanan uap (dual pressure) melalui pemanfaatan gas buang dari satu unit turbin gas, dimana uap yang dihasilkan digunakan untuk menggerakkan turbin uap.

Secara khusus penulisan ini juga bertujuan untuk mengetahui performansi HRSG yang direncanakan, serta menentukan parameter-parameter dan dimensi komponen-komponen utama HRSG yang direncanakan.

## 1.3 Tinjauan Pustaka

### 1.3.1 Pengertian Siklus Kombinasi

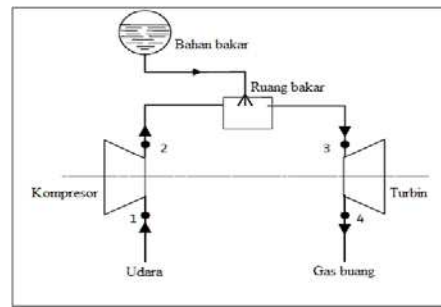
Siklus kombinasi pada PLTGU adalah kombinasi antara siklus Brayton pada PLTG dengan siklus Rankine pada Pembangkit Listrik Tenaga Uap (PLTU).



**Gambar 1: Skema instalasi pembangkit listrik tenaga gas uap**

### 1.3.2 Siklus Turbin Gas

Prinsip kerja sistem turbin gas yaitu udara masuk ke dalam kompresor melalui inlet menuju kompresor, lalu terjadi kenaikan tekanan udara dan kenaikan temperatur. Udara masuk ke dalam ruang bakar, maka terjadilah proses pembakaran dengan cara mencampurkan udara bertekanan dengan bahan bakar pada tekanan konstan. Hasil pembakaran dialirkan ke turbin gas melalui nozel yang berfungsi mengarahkan aliran ke sudu-sudu turbin. Siklus ideal ini terdiri dari 2 proses isobar dan 2 proses isentropik



**Gambar 2: Siklus Brayton**

Jalannya proses dapat diterangkan sebagai berikut [lit.2] :

1 – 2 : Merupakan proses kompresi isentropik dalam kompresor, kondisi 1 adalah udara atmosfer. Suhu udara hasil kompresi  $T_2$  dapat diketahui dari hubungan :

$$T_2 = T_1 \cdot r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

dimana :

$r_p$  = rasio tekanan  $P_2 / P_1$

$\gamma$  = perbandingan panas spesifik pada tekanan konstan dan panas spesifik pada volume konstan, untuk udara  $\gamma = 1,4$

2 – 3 : Proses penambahan panas pada tekanan konstan dalam ruang, adapun panas yang ditambahkan pada ruang bakar adalah :

$$Q_{in} = C_p(T_3 - T_2)$$

3 – 4 : Proses ekspansi isentropik dalam turbin. Suhu gas keluar  $T_4$  dihitung dengan hubungan :

$$T_4 = T_3 \left[ \frac{1}{r_p} \right]^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

4 – 1 : Merupakan proses pelepasan kalor ke lingkungan pada tekanan konstan, adapun besarnya kalor yang dilepas dihitung dengan rumus :

$$Q_{out} = C_p(T_4 - T_1)$$

$$W_{net} = W_t - W_k = (h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)$$

$$P_{net} = mg \cdot W_t - mg \cdot W_k$$

$$\eta_{siklus} = \frac{W_{net}}{Q_{in}} \dots \dots \dots [lit.2]$$

$$\eta_{siklus} = (h_3 - h_2') - (h_4' - h_1) / (h_3 - h_2')$$

$$= 1 - \left( \frac{h_4' - h_1}{h_3 - h_2'} \right)$$

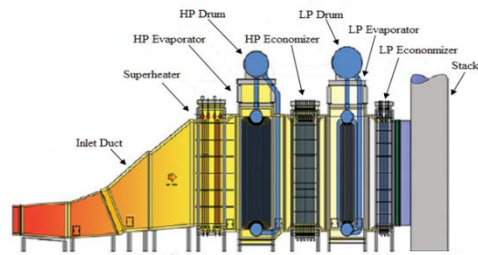
### 1.3.3 Heat Recovery Steam Generator

Heat recovery Steam Generator memiliki beberapa komponen utama. Adapun komponen-komponen utama pada HRSG antara lain :

1. Superheater
2. Evaporator

### 3. Economizer

Selain komponen-komponen utama tersebut, HRSG juga dilengkapi peralatan lain yang berfungsi untuk menunjang kerja HRSG, antara lain drum uap dan cerobong.



Gambar 3: Heat recovery steam generator

#### 1.3.4 Efisiensi Termal HRSG

Persamaan efisiensi termal pada HRSG berikut ini :

$$\eta = \frac{Q_h}{Q_{eg}} \times 100 \%$$

dimana :

$Q_h$  = panas yang digunakan untuk menghasilkan uap panas lanjut

$Q_{eg}$  = panas yang dihasilkan gas buang

Jumlah energi panas yang terkandung dalam turbin gas yang disuplai ke HRSG dapat diketahui dengan persamaan berikut :

$$Q_{eg} = m_{eg} \cdot C_{p(eg)} \cdot (T_i - T_o)$$

dimana :

$T_i$  = temperatur gas buang dari turbin gas (K)

$T_o$  = temperatur gas buang ke lingkungan

$m_{eg}$  = laju aliran massa gas buang (kg/s)

$C_{p(eg)}$  = panas spesifik gas buang (kJ/kg.K)

Besarnya ( $Q_h$ ) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan ( $Q_{eg}$ ) tersebut dengan asumsi :

1. Sistem dalam keadaan tunak (*steady state*).
2. Perubahan laju aliran energi potensial dan laju aliran energi kinetik diabaikan.
3. Adanya kerja yang masuk ke sistem, maka persamaannya menjadi :

$$Q_h = \Sigma(m_{LP} \cdot h_{LP} + m_{HP} \cdot h_{HP}) - (m_{FW} \cdot h_{FW})$$

#### 1.3.5 Perpindahan Panas pada HRSG

Perpindahan panas yang terjadi di dalam HRSG termasuk proses kombinasi konduksi dan konveksi. Perpindahan panas konveksi adalah perpindahan panas yang dilakukan oleh molekul-molekul fluida (cair atau gas). Perpindahan panas secara konveksi

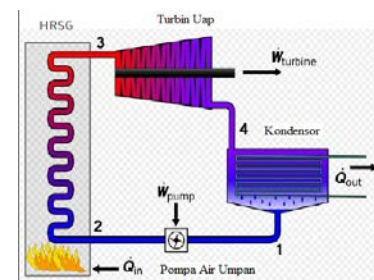
dibedakan menjadi dua jenis perpindahan panas yaitu konveksi bebas dan konveksi paksa.

#### 1.3.6 Proses Pembentukan Uap

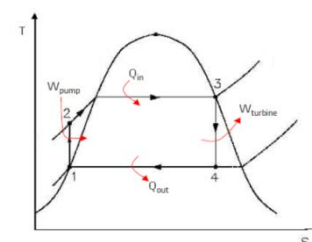
Gas buang yang dihasilkan turbin gas masuk ke HRSG untuk selanjutnya mengubah air umpan (*feedwater*) menjadi uap panas lanjut yang akan digunakan untuk memutar sudu-sudu turbin uap sehingga dapat memutar generator listrik. Setelah melalui beberapa tingkatan sudu turbin, uap tersebut dialirkan menuju kondensor. Uap mengalami proses kondensasi di dalam kondensor, selanjutnya air hasil proses kondensasi tersebut dipompakan kembali ke HRSG.

#### 1.3.7 Siklus Turbin Uap

Siklus turbin uap atau dalam ilmu termodinamika lebih dikenal dengan siklus rankine, terdiri dari empat komponen yaitu pembangkit uap, turbin uap, kondensor dan pompa kemudian uap dialirkan ke turbin untuk memutar sudu-sudu turbin dan diteruskan ke generator. Uap yang keluar dari turbin mengalami penurunan tekanan dan suhu langsung masuk ke kondensor hingga berubah fase menjadi cair, lalu fluida tersebut dipompakan kembali menuju HRSG oleh pompa air umpan.



Gambar 4: Siklus Rankine



Gambar 5: Diagram T-S siklus Rankine

Jalannya proses dapat diterangkan sebagai berikut [lit.2] :

- 1 – 2: Proses kompresi isentropik di dalam pompa.
- 2 – 3: Proses pemasukan kalor atau pemanasan pada tekanan konstan di dalam HRSG.
- 3 – 4: Proses ekspansi isentropik di dalam turbin atau mesin uap lainnya.
- 4 – 1: Proses pelepasan kalor atau kondensasi pada tekanan konstan di dalam kondensor.

## 2 DATA DAN PERHITUNGAN

### 2.1 Data Teknis Perancangan

Parameter rancangan mengenai Heat Recovery Steam Generator pada perancangan ini mengacu dari data hasil survei yang dilakukan di PT. PJB Unit Pembangkitan Muara Tawar Bekasi. Adapun spesifikasi teknis turbin gas yang diperoleh dari hasil survei untuk digunakan pada perancangan HRSG adalah :

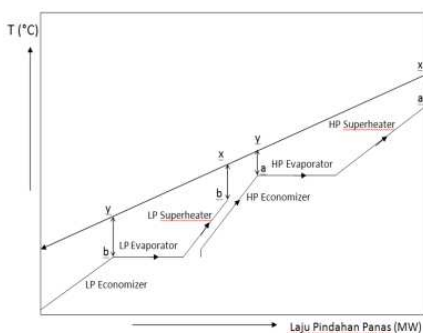
- Produsen : Alstom
- No. Seri : GT13E2
- Kapasitas : 160 MW
- Bahan bakar : LNG (*Liquified Natural Gas*)
- Putaran : 3000 rpm
- Temperatur udara masuk : 30 °C
- Tekanan udara masuk : 1,013 bar
- Temperatur gas buang : 549,666 °C
- Aliran massa gas buang : 528,4 kg/s

### 2.2 Analisis Termodinamika HRSG

Analisis termodinamika dilakukan untuk menentukan parameter-parameter dalam perancangan HRSG melalui beberapa perhitungan berikut.

#### 2.2.1 Perhitungan Uap

Temperatur uap yang dihasilkan harus disesuaikan dengan temperatur gas buang. Perbedaan temperatur terkecil antara dua aliran yaitu aliran gas dengan aliran uap disebut dengan titik penyempitan (*pinch point*) x – a dan y – b minimum 20 °C. Pada perancangan ini diambil titik penyempitan (*pinch point*) sebesar 20 °C.



**Gambar 6: Profil diagram temperatur gas dan uap HRSG**

$$T_{g \text{ in}} \text{ HP Superheater} = 549,666 \text{ } ^\circ\text{C} \times 0,98$$

$$= 538,673 \text{ } ^\circ\text{C}$$

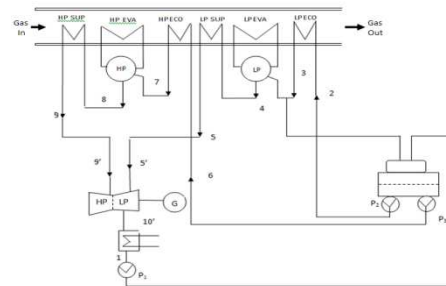
$$T_{uap \text{ out}} \text{ HP Superheater} = 538,673 \text{ } ^\circ\text{C} - 20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$= 518,673 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_{uap \text{ in}} \text{ turbin HP} = 518,673 \times 0,98 = 508,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Direncanakan  $T_{uap \text{ out}} \text{ LP Superheater} = 234,694 \text{ } ^\circ\text{C}$ , maka :

$$T_{uap \text{ in}} \text{ turbin LP} = 234,694 \times 0,98 = 230 \text{ } ^\circ\text{C}$$



**Gambar 7: Siklus perencanaan HRSG**

$$T_{uap \text{ in}} \text{ turbin HP} = 508,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$P_{uap \text{ out}} \text{ kondensor} = 0,075 \text{ bar}$$

$$X \text{ (Kualitas uap)} = 83 \%$$

$$\eta_T = 85 \%$$

$$P_{uap \text{ out}} \text{ HP Superheater} = 100 / 95 \times 66,24 \text{ bar}$$

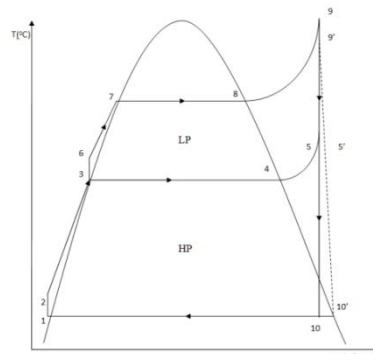
$$= 69,726 \text{ bar}$$

$$P_{uap \text{ out}} \text{ LP Superheater} = 100 / 95 \times 6,0 \text{ bar}$$

$$= 6,316 \text{ bar}$$

Shingga pada perancangan ini direncanakan :

- Tekanan uap masuk turbin HP = 66,24 bar
- Tekanan uap masuk turbin LP = 6,0 bar
- Temperatur uap hasil ekspansi turbin dan keluar kondensor = 40,29 °C



**Gambar 8: Diagram T-S yang direncanakan**

Parameter temperatur dan entalpi dapat diperoleh dari tabel uap atau dengan membuka website [www.steamtableonline.com](http://www.steamtableonline.com) juga dapat diperoleh di situs [www.peacesoftware.de](http://www.peacesoftware.de).

Keadaan titik 1:

$$P_1 = 0,075 \text{ bar}$$

$$h_1 = 168,75 \text{ kJ/kg}$$

$$V_1 = 0,001008 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$T_1 = 40,29 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Keadaan titik 2:

$$\begin{aligned} W_{\text{pompa}} &= V_1 \cdot (P_2 - P_1) \\ &= 0,001008 \text{ m}^3/\text{Kg} \cdot (631,6 - 7,5)\text{kPa} \\ &= 0,629 \text{ Kj/Kg} \\ h_2 &= W_{\text{pompa}} + h_1 \\ &= (0,629 + 168,75) \text{ Kj/Kg} \\ &= 169,379 \text{ Kj/Kg} \\ T_2 &= 45,659^0 \text{ C} \end{aligned}$$

Keadaan titik 3:

$$\begin{aligned} P_3 &= 6,316 \text{ bar} \\ h_3 = h_f &= 675,422 \text{ kj/kg} \\ V_3 &= 0,001102 \text{ m}^3/\text{kg} \\ T_3 &= 159,989^0 \text{ C} \end{aligned}$$

Keadaan Titik 4 :

$$\begin{aligned} P_4 &= 6,316 \text{ bar} \\ h_4 = h_g &= 2757,451 \text{ kj/kg} \\ T_4 &= 160,85^0 \text{ C} \end{aligned}$$

Keadaan Titik 5 :

$$\begin{aligned} P_5 &= 6,316 \text{ bar} \\ h_5 &= 2924,094 \text{ kj/kg} \\ T_5 &= 234,694^0 \text{ C} \end{aligned}$$

Keadaan Titik 5' (kondisi masuk turbin LP) :

$$\begin{aligned} P_4' &= 6,0 \text{ bar} \\ h_5' &= 2914,078 \text{ kj/kg} \\ T_5' &= 230^0 \text{ C} \end{aligned}$$

Keadaan titik 6 :

$$\begin{aligned} W_{\text{pompa}} &= V_3 \cdot (P_6 - P_3) \\ &= 0,001102 \text{ m}^3/\text{K} \times (6972,6 - 631,6) \\ &= 6,987782 \text{ Kj/Kg} = 6,988 \text{ Kj/Kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h_6 = W_{\text{pompa}} + h_3 &= (6,988 + 675,422) \text{ Kj/Kg} \\ &= 682,41 \text{ Kj/Kg} \end{aligned}$$

$$T_6 = 159,214^0 \text{ C}$$

Keadaan Titik 7 :

$$\begin{aligned} P_7 &= 69,726 \text{ bar} \\ h_7 &= 1215,271 \text{ kj/kg} \\ T_7 &= 285,19^0 \text{ C} \end{aligned}$$

Keadaan Titik 8 :

$$\begin{aligned} P_8 &= 69,726 \text{ bar} \\ h_8 = h_g &= 2772,93 \text{ kj/kg} \\ T_8 &= 285,566^0 \text{ C} \end{aligned}$$

Keadaan Titik 9 :

$$\begin{aligned} P_9 &= 69,726 \text{ bar} \\ h_9 &= 3456,69 \text{ kj/kg} \\ T_9 &= 518,673^0 \text{ C} \end{aligned}$$

Keadaan Titik 9' :

$$\begin{aligned} P_9' &= 66,24 \text{ bar} \\ h_9' &= 3435,627 \text{ kj/kg} \\ T_9' &= 508,3^0 \text{ C} \end{aligned}$$

Keadaan Titik 10 (Kondisi Ideal) :

$$\begin{aligned} P_{10} &= 0,075 \text{ bar} \\ h_f &= 168,75 \text{ Kj/Kg} \\ h_{fg} &= 2405,3 \text{ Kj/Kg} \\ X \text{ (Kualitas Uap)} &= 0,83 \\ h_{10} = h_f + (X \cdot h_{fg}) \\ &= 168,75 + (0,83 \cdot 2405,3) \text{ Kj/Kg} \\ &= 2165,149 \text{ Kj/Kg} \end{aligned}$$

Keadaan Titik 10' (Kondisi Aktual) :

$$\begin{aligned} P_{10}' &= 0,075 \text{ bar} \\ \eta_T &= 85 \% \\ \eta_T &= \frac{h_5' - h_{10}'}{h_5' - h_{10}} \\ h_{10}' &= h_5' - [\eta_T \cdot (h_5' - h_{10})] \\ &= 2914,078 - [0,85 \cdot (2914,078 - 2165,149)] = 2277,488 \text{ Kj/Kg} \end{aligned}$$

## 2.2.2 Kestimbangan Energi

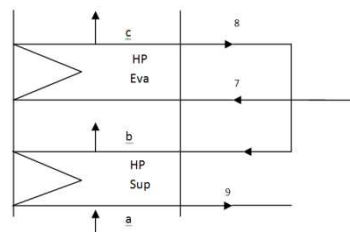
Laju aliran massa uap dapat diperoleh dari hukum kesetimbangan kalor, dimana :

$$Q_{\text{uap}} = Q_{\text{gas}}$$

### Kesetimbangan Energi pada Sistem Uap Tekanan Tinggi (HP)

$$Q_{\text{uap}} = Q_{\text{gas}}$$

$$m_u (h_9 - h_7) = m_g (h_a - h_c)$$



**Gambar 9: Diagram analisa kesetimbangan energi pada uap HP**

Keterangan gambar 9 :

a = gas buang masuk HP Superheater

c = gas buang melewati HP Evaporator

Titik 7 – 8 = Kondisi pada HP Evaporator

Titik 8 – 9 = Kondisi pada HP Superheater

Kondisi titik c (gas buang melewati HP Evaporator) :

$$T_c = T_8 + 20^{\circ}C = 285,566 + 20^{\circ}C = 305,566^{\circ}C$$

$$h_c = 313,666 \text{ KJ/Kg}$$

Nilai  $h$  (entalpi) gas buang diperoleh dari table udara atau dapat juga diperoleh dari kalkulator gas buang di [www.hrsdesign.com](http://www.hrsdesign.com) dengan menginput nilai temperatur yang diperoleh dari hasil perencanaan dan massa kandungan gas buang (dalam %) menurut data survei yaitu :

$$N_2 = 73,095 \% \quad O_2 = 13,534 \%$$

$$CO_2 = 3,075 \% \quad H_2O = 9,423 \% \quad AR = 0,874 \%$$

Kondisi titik a (gas buang masuk HP Superheater) :

$$T_a = 538,673^{\circ}C$$

$$h_a = 579,589 \text{ kJ/Kg}$$

Maka laju aliran uap tekanan tinggi (HP) dapat diperoleh sebesar :

$$m_u = \frac{m(h_a - h_c)}{h_9 - h_7} = \frac{528,4 \cdot (579,589 - 313,666)}{(3456,69 - 1215,271)} = 62,69 \text{ kg/s}$$

### 1. HP Superheater

Uap panas lanjut yang dihasilkan HP Superheater, yaitu pada tekanan 69,72 bar dan temperatur 518,673 °C. Maka kalor yang diserap pada HP Superheater adalah:

$$Q_{uap} = m_u (h_9 - h_8)$$

$$= 62,69 \text{ kg/s} \times (3456,69 - 2772,93) \text{ kJ/kg}$$

$$= 42864,914 \text{ kW}$$

Jumlah kalor yang harus disediakan gas buang ( $Q_{gas}$ ) sebesar 42864,914 kW

$$Q_{gas} = m_g (h_{in} - h_{out})$$

$$42.864,914 \text{ kW} = 528,4 \text{ kg/s} \times (579,589 \text{ kJ/kg} - h_{out})$$

$$h_{out} = 498,467 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{out} = 468,75^{\circ}C$$

Maka temperatur gas buang HP Superheater adalah 468,75 °C dan gas buang akan masuk ke HP Evaporator.

### 2. HP Evaporator

Pada tekanan 69,726 bar, dari tabel sifat uap jenuh diperoleh temperatur air mendidih pada 285,566 °C . Air akan mengalami penguapan pada HP Evaporator. Besarnya kalor akan dibutuhkan untuk menguapkan air adalah :

$$Q_{uap} = m_u (h_8 - h_7)$$

$$= 62,69 \text{ kg/s} \times (2772,93 - 1215,271) \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{uap} = 97649,643 \text{ kW}$$

Jumlah kalor yang harus disediakan gas buang ( $Q_{gas}$ ) sebesar 97649,643 kW

$$Q_{gas} = m_g (h_{in} - h_{out})$$

$$97649,643 \text{ kW} = 528,4 \text{ kg/s} \cdot (498,467 \text{ kJ/kg} - h_{out})$$

$$h_{out} = 313,664 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{out} = 305,563^{\circ}C$$

Maka temperatur gas buang HP Evaporator adalah 305,563 °C dan gas buang akan masuk ke HP Economizer.

### 3. HP Economizer

Uap air bertekanan 69,726 bar dipanaskan di HP Economizer hingga suhu 285,019 °C.

$$Q_{uap} = m_u (h_7 - h_6)$$

$$= 62,69 \text{ kg/s} \cdot (1215,271 - 682,41) \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{uap} = 33405,056 \text{ kW}$$

Jumlah kalor yang harus disediakan gas buang ( $Q_{gas}$ ) sebesar 33405,056 kW

$$Q_{gas} = m_g (h_{in} - h_{out})$$

$$33405,056 \text{ kW} = 528,4 \text{ kg/s} \cdot (313,666 \text{ kJ/kg} - h_{out})$$

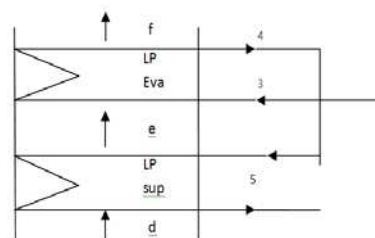
$$h_{out} = 250,446 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{out} = 248,443^{\circ}C$$

Maka temperatur gas buang HP Economizer adalah 248,443 °C dan gas buang akan masuk ke LP Superheater.

### 2.3 Kesetimbangan Energi pada Sistem Uap Tekanan Rendah (LP)

$$Q_{uap} = Q_{gas} = m_u (h_5 - h_3) = m_g (h_4 - h_f)$$



**Gambar 10: Diagram analisis kesetimbangan energi pada uap LP**

Keterangan gambar 10 :

d = gas buang masuk LP Superheater

f = gas buang melewati LP Evaporator

Titik 3 – 4 = Kondisi pada LP Evaporator

Titik 4 – 5 = Kondisi pada LP Superheater

Kondisi titik f (gas buang melewati LP Evaporator) dengan pinch point 15 °C:

$$T_f = T_3 + 15 \text{ } ^\circ\text{C} = 159,989 + 15 \text{ } ^\circ\text{C} = 174,989 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_f = 170,226 \text{ KJ/Kg}$$

Kondisi titik d (gas buang melewati LP Superheater) :

$$T_d = 248,443 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$h_d = 250,446 \text{ KJ/Kg}$$

Maka laju aliran uap tekanan rendah (LP) dapat diperoleh sebesar :

$$m_u = \frac{m(h_d - h_f)}{h_5 - h_3} = \frac{528,4 \cdot (250,446 - 170,226)}{(2924,094 - 675,422)} = 18,85 \text{ kg/s}$$

#### 4. LP Superheater

Uap panas lanjut yang dihasilkan oleh LP Superheater pada tekanan 6,316 bar dan temperatur 234,694 °C. Maka kalor yang diserap pada LP Superheater adalah :

$$Q_{uap} = m_u (h_5 - h_4) = 18,85 \text{ kg/s} \times (2924,094 - 2757,451) \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{uap} = 3141,22 \text{ kW}$$

Jumlah kalor yang harus dihasilkan gas buang ( $Q_{gas}$ ) sebesar 3141,22 kW

$$Q_{gas} = m_g (h_{in} - h_{out})$$

$$3141,22 \text{ kW} = 528,4 \text{ kg/s} \cdot (250,446 \text{ kJ/kg} - h_{out})$$

$$h_{out} = 244,501 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{out} = 243,035 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Maka temperatur gas buang LP Superheater adalah 243,035 °C dan gas buang akan masuk ke LP Evaporator.

#### 5. LP Evaporator

Pada tekanan 6,316 bar, dari tabel sifat uap jenuh diperoleh temperatur air mendidih pada 160,85 °C . Air akan mengalami penguapan pada LP Evaporator. Besarnya kalor akan dibutuhkan untuk menguapkan air adalah :

$$Q_{uap} = m_u (h_4 - h_3) = 18,85 \text{ kg/s} \cdot (2757,451 - 675,422) \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{uap} = 39246,247 \text{ kW}$$

Jumlah kalor yang harus dihasilkan gas buang ( $Q_{gas}$ ) sebesar 39.246,247 kW

$$Q_{gas} = m_g (h_{in} - h_{out})$$

$$39.246,247 \text{ kW} = 528,4 \text{ kg/s} \cdot (244,501 \text{ kJ/kg} - h_{out})$$

$$h_{out} = 170,226 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{out} = 174,989 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Maka temperatur gas buang LP Evaporator adalah 174,989 °C dan gas buang akan masuk ke LP Economizer.

#### 6. LP Economizer

Air yang masuk ke LP Economizer adalah uap air buangan turbin uap yang telah dikondensor kemudian air tersebut dipompakan hingga tekanan 6,316 bar dipanaskan di LP Economizer hingga suhu 159,989 °C. Jumlah kalor yang dibutuhkan sebesar :

$$Q_{uap} = m_u (h_3 - h_2) = 18,85 \text{ kg/s} \cdot (675,422 - 169,379) \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{uap} = 9.538,91 \text{ kW}$$

Jumlah kalor yang harus dihasilkan gas buang ( $Q_{gas}$ ) adalah sebesar 9.538,91 kW

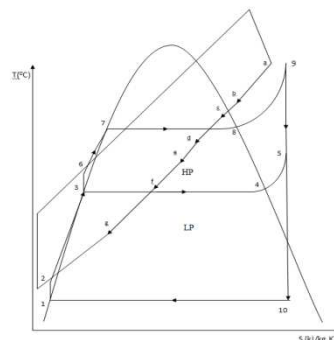
$$Q_{gas} = m_g (h_{in} - h_{out})$$

$$9.538,91 \text{ kW} = 528,4 \text{ kg/s} \cdot (170,226 \text{ kJ/kg} - h_{out})$$

$$h_{out} = 152,173 \text{ kJ/kg}$$

$$T_{out} = 158,308 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Maka temperatur gas buang keluar LP Economizer adalah 158,308 °C dan akan dikeluarkan melalui cerobong.



Gambar 11: Profil hubungan gas buang terhadap siklus uap

#### 2.3.1 Spesifikasi HRSG yang Direncanakan

Dari perhitungan serta beberapa penentuan yang menjadi parameter pertimbangan dalam perancangan HRSG ini, maka spesifikasi rancangannya yaitu :

1. Sumber Panas HRSG adalah gas buang dari 1 (satu) unit turbin gas, yaitu :
  - o Temperatur gas masuk HRSG : 538,673 °C
  - o Laju aliran massa gas buang : 528,4 kg/s
2. Jenis HRSG yang dirancang adalah HRSG dengan pipa air sirkulasi alami.
3. Uap yang dihasilkan HRSG dirancang dengan menggunakan tekanan dua tingkat ( HP dan LP) yaitu :

Uap HP :

- o Temperatur : 518,673<sup>0</sup> C
- o Tekanan : 69,726 bar
- o Laju aliran : 62,69 kg/ s

Uap LP :

- o Temperatur : 234,694<sup>0</sup> C
- o Tekanan : 6,316 bar
- o Laju aliran : 18,85 kg/s

4. Temperatur gas buang masuk ke tiap titik komponen HRSG :

- o HP Superheater : 538,673<sup>0</sup> C
- o HP Evaporator : 468,75<sup>0</sup> C
- o HP Economizer : 305,563<sup>0</sup> C
- o LP Superheater : 248,443<sup>0</sup> C
- o LP Evaporator : 243,035<sup>0</sup> C
- o LP Economizer : 174,989<sup>0</sup> C
- o Cerobong (Stack) : 158,308<sup>0</sup> C

### 2.3.2 Daya yang Dibangkitkan Turbin Uap

$$P_{T HP} = \eta_T \cdot m_u \cdot (h_9' - h_5')$$

$$= 0,85 \times 62,69 \text{ kg/s} \times (3.435,627 - 2.914,078)$$

$$= 27.791, 521 \text{ kW}$$

$$P_{T LP} = \eta_T \cdot m_u \cdot (h_5' - h_{10}')$$

$$= 0,85 \times (62,69 + 18,85) \times (2914,078 - 2277,488)$$

$$= 44.121,416 \text{ kW}$$

$$P_{T Total} = P_{T HP} + P_{T LP}$$

$$= 71.912,937 \text{ kW} = 72 \text{ MW}$$

### 2.3.3 Efisiensi HRSG

$$\text{Panas yang dimanfaatkan} = Q_{HP \text{ Superheater}} + Q_{HP \text{ Evaporator}} + Q_{HP \text{ Economizer}} + Q_{LP \text{ Superheater}} + Q_{LP \text{ Evaporator}} + Q_{LP \text{ Economizer}} = 225846 \text{ kW}$$

$$\text{Panas masuk} = m_g \times h_g$$

$$= 528,4 \text{ Kg/s} \times 592,453 \text{ Kj/Kg}$$

$$= 313052,165 \text{ kW}$$

Sehingga diperoleh efisiensi HRSG :

$$\eta_{HRSG} = \frac{\text{panas yang dimanfaatkan}}{\text{panas masuk}} \times 100 = 72,14 \%$$

## 3 HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1 Parameter Pipa Komponen Utama HRSG

Komponen utama HRSG terdiri dari beberapa rangkaian pipa pemanas yang berfungsi untuk memanaskan air hingga menjadi uap dengan

menyerap panas dari gas buang turbin gas.

$$LMTD = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \dots\dots\dots [\text{lit.5}]$$

Setelah melakukan perhitungan, maka diperoleh harga LMTD pada tiap-tiap komponen utama HRSG berikut :

$$LMTD_{HP \text{ Superheater}} = 44,34 \text{ } ^\circ\text{C}$$

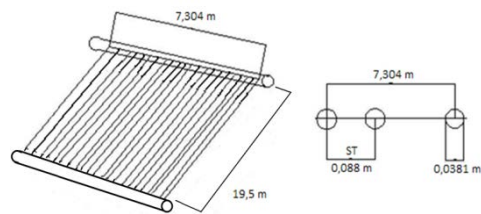
$$LMTD_{HP \text{ Evaporator}} = 74,335 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$LMTD_{HP \text{ Economizer}} = 75,24 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$LMTD_{LP \text{ Superheater}} = 38,275 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$LMTD_{LP \text{ Evaporator}} = 39,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$LMTD_{LP \text{ Economizer}} = 48,316 \text{ } ^\circ\text{C}$$



**Gambar 12: Sketsa rancangan pipa-pipa komponen utama HRSG**

#### 1. HP Superheater

Setelah melakukan perhitungan mengenai rancangan pipa pada HP Superheater, maka diperoleh beberapa parameter berikut :

Parameter komponen	HP Superheater
Diameter luar	38,1 mm
Diameter dalam	30,48 mm
Panjang pipa per baris	19,5 m
Jumlah pipa	420 batang
Jarak transversal	0,088 m
Jarak longitudinal	0,117 m
Jenis pipa	Bersirip
Bahan pipa	SA213-T22
Susunan pipa-pipa	Selang-seling
Sistem aliran	Berlawanan arah
Temp. uap masuk	285,566 °C
Temp. uap keluar	518,673 °C
Temp. gas masuk	538,673 °C
Temp. gas keluar	468,75 °C
Tebal pipa	3,81 mm
Panjang sirip	19 mm
Tebal sirip	0,8 mm
Diameter sirip	76,1 mm

#### 2. HP Evaporator

Setelah melakukan perhitungan mengenai rancangan pipa pada HP Evaporator, maka diperoleh beberapa parameter berikut :



Parameter komponen	HP Evaporator
Diameter luar	38,1 mm
Diameter dalam	32,766 mm
Panjang pipa per baris	19,5 m
Jumlah pipa	420 batang
Jarak transversal	88 mm
Jarak longitudinal	92 mm
Jenis pipa	Bersirip
Bahan pipa	SA210-A
Susunan pipa-pipa	Selang-seling
Sistem aliran	Berlawanan arah
Temp. uap masuk	285,019 °C
Temp. uap keluar	285,566 °C
Temp. gas masuk	468,75 °C
Temp. gas keluar	305,563 °C
Tebal pipa	2,667 mm
Panjang sirip	19 mm
Tebal sirip	0,8 mm
Diameter sirip	76,1 mm

### 3. HP Economizer

Setelah melakukan perhitungan mengenai rancangan pipa pada HP Economizer, maka diperoleh beberapa parameter berikut :

Parameter komponen	HP Economizer
Diameter luar	38,1 mm
Diameter dalam	32,766 mm
Panjang pipa per baris	19,5 m
Jumlah pipa	168 batang
Jarak transversal	88 mm
Jarak longitudinal	92 mm
Jenis pipa	Bersirip
Bahan pipa	SA210-A
Susunan pipa-pipa	Selang-seling
Sistem aliran	Berlawanan arah
Temp. uap masuk	159,214 °C
Temp. uap keluar	285,019 °C
Temp. gas masuk	305,563 °C
Temp. gas keluar	248,443 °C
Tebal pipa	2,667 mm
Panjang sirip	19 mm
Tebal sirip	0,8 mm
Diameter sirip	76,1 mm

### 4. LP Superheater

Setelah melakukan perhitungan mengenai rancangan pipa pada LP Superheater, maka diperoleh beberapa parameter berikut :

Parameter komponen	LP Superheater
Diameter luar	38,1 mm
Diameter dalam	32,766 mm

Parameter komponen	LP Superheater
Panjang pipa per baris	19,5 m
Jumlah pipa	84 batang
Jarak transversal	88 mm
Jarak longitudinal	117 mm
Jenis pipa	Bersirip
Bahan pipa	SA210-A
Susunan pipa-pipa	Selang-seling
Sistem aliran	Berlawanan arah
Temp. uap masuk	160,85 °C
Temp. uap keluar	234,694 °C
Temp. gas masuk	248,443 °C
Temp. gas keluar	243,035 °C
Tebal pipa	2,667 mm
Panjang sirip	19 mm
Tebal sirip	0,8 mm
Diameter sirip	76,1 mm

### 5. LP Evaporator

Setelah melakukan perhitungan mengenai rancangan pipa pada LP Evaporator, maka diperoleh beberapa parameter berikut :

Parameter komponen	LP Evaporator
Diameter luar	38,1 mm
Diameter dalam	32,766 mm
Panjang pipa per baris	19,5 m
Jumlah pipa	420 batang
Jarak transversal	88 mm
Jarak longitudinal	92 mm
Jenis pipa	Bersirip
Bahan pipa	SA210-A
Susunan pipa-pipa	Selang-seling
Sistem aliran	Berlawanan arah
Temp. uap masuk	159,989 °C
Temp. uap keluar	160,85 °C
Temp. gas masuk	243,035 °C
Temp. gas keluar	174,989 °C
Tebal pipa	2,667 mm
Panjang sirip	19 mm
Tebal sirip	0,8 mm
Diameter sirip	76,1 mm

### 6. LP Economizer

Setelah melakukan perhitungan mengenai rancangan pipa pada LP Evaporator, maka diperoleh beberapa parameter berikut :

Parameter komponen	LP Economizer
Diameter luar	38,1 mm
Diameter dalam	32,766 mm
Panjang pipa per baris	19,5 m
Jumlah pipa	84 batang

Parameter komponen	LP Economizer
Jarak transversal	88 mm
Jarak longitudinal	92 mm
Jenis pipa	Bersirip
Bahan pipa	SA210-A
Susunan pipa-pipa	Selang-seling
Sistem aliran	Berlawanan arah
Temp. uap masuk	45,659 °C
Temp. uap keluar	159,989 °C
Temp. gas masuk	174,989 °C
Temp. gas keluar	158,308 °C
Tebal pipa	2,667 mm
Panjang sirip	19 mm
Tebal sirip	0,8 mm
Diameter sirip	76,1 mm

### 3.2 Koefisien Perpindahan Panas pada Pipa (h)

Koefisien perpindahan panas di dalam pipa ( $h_i$ ) ditentukan pada kondisi temperatur uap rata-rata.

$$h_i = \frac{Nu \cdot k}{D_i} \dots\dots\dots [\text{lit.4}]$$

dimana :

$N_u$  = bilangan Nusselt

$k$  = konuktivitas termal bahan pipa

$D_i$  = diameter dalam

$h_i$  = koefisien perpindahan panas di dalam pipa

Koefisien perpindahan panas di luar pipa ( $h_o$ ) ditentukan berdasarkan sifat-sifat gas buang dan temperatur rata-rata gas buang yaitu :

$$h_o = \frac{Nu \cdot k}{D_h} \dots\dots\dots [\text{lit.4}]$$

dimana :

$D_h$  = diameter hidrolis

$h_o$  = koefisien perpindahan panas di luar pipas

Komponen HRSG	( $h_i$ ) W/m <sup>2</sup> .°C	( $h_o$ ) W/m <sup>2</sup> .°C
HP Superheater	3.728,022	204,013
HP Evaporator	9.602,136	204,128
HP Economizer	8628	183,877
LP Superheater	967,347	152,563
LP Evaporator	2899,97	176,89
LP Economizer	2364,522	165,565

### 3.3 Efisiensi dan Efektifitas Sirip

Untuk mencari efisiensi sirip, kita dapat menggunakan grafik efisiensi sirip [lit.5]. Setelah

melakukan perhitungan efisiensi sirip pada tiap-tiap komponen utama HRSG, maka diperoleh :

Komponen HRSG	Efisiensi Sirip ( $\eta_f$ )	Efektifitas Sirip ( $\eta_o$ )
HP Superheater	43,85 %	0,466
HP Evaporator	47,76 %	0,5034
HP Economizer	55,65 %	0,5784
LP Superheater	57,78 %	0,605
LP Evaporator	53,9 %	0,56
LP Economizer	57,48 %	0,596

### 3.4 Tahanan Konduksi Pipa pada Komponen Utama HRSG

Tahanan konduksi pada pipa ( $A_h \cdot R_w$ ) dapat dihitung berdasarkan perhitungan yang dilakukan pada tiap-tiap komponen utama HRSG, maka diperoleh :

Komponen HRSG	$A_h R_w$ (m <sup>2</sup> .°C/W)
HP Superheater	0,00192
HP Evaporator	0,00109
HP Economizer	0,000933
LP Superheater	0,000708
LP Evaporator	0,00088
LP Economizer	0,00083

### 3.5 Koefisien Pindahan Panas Menyeluruh

Besarnya harga koefisien perpindahan kalor menyeluruh ( $U$ ) dihitung berdasarkan persamaan berikut yaitu :

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i \cdot (A_c/A_h)} + A_h \cdot R_w + \frac{1}{\eta_o h_o} = \dots\dots\dots [\text{lit.5}]$$

Berdasarkan perhitungan yang dilakukan dengan rumus tersebut, maka diperoleh :

Komponen HRSG	$U$ (W/m <sup>2</sup> .°C)
HP Superheater	56,18
HP Evaporator	78,37
HP Economizer	80
LP Superheater	37,037
LP Evaporator	57,47
LP Economizer	53,08

### 3.6 Luas Bidang Perpindahan Panas

Luas Bidang Perpindahan Panas pada tiap-tiap komponen utama HRSG berdasarkan perhitungan yang dilakukan, diperoleh sebagai berikut :

Komponen HRSG	$A$ (m <sup>2</sup> )
HP Superheater	17.207,768

Komponen HRSG	A (m <sup>2</sup> )
HP Evaporator	16.762,063
HP Economizer	5.549,75
LP Superheater	2.215,886
LP Evaporator	17.288,6
LP Economizer	3.710,556

### 3.7 Perhitungan Luas Penampang HRSG

$$\text{Kapasitas aliran gas masuk HP Superheater} = Q = \frac{m_g}{\rho}$$

Massa jenis ( $\rho$ ) gas buang pada saat masuk HP Superheater dengan temperatur 538.673 °C adalah sebesar 0,4229 kg/m<sup>3</sup>.

$$\text{Maka, } Q = \frac{528,4 \text{ kg/s}}{0,4229 \text{ kg/m}^3} = 1249,47 \text{ m}^3/\text{s}$$

Dari persamaan :

$$Q = V_g \times A$$

Maka, luas penampang HRSG :

$$A = \frac{Q}{V_g}$$

dimana :

$V_g$  = kecepatan gas buang sebelum masuk HP Superheater = 8,67 m/s

$$\text{Maka, } A = \frac{1249,47}{8,67} = 144,114 \text{ m}^2$$

Lebar penampang HRSG, diperoleh sebesar :

$$l = \frac{A}{\rho} = \frac{\text{luas penampang}}{\text{panjang pipa/batang}} = \frac{144,114}{19,5} = 7,4 \text{ m}$$

### 3.8 Cerobong (Stack) HRSG

$$\text{Kapasitas aliran gas masuk cerobong asap : } Q = \frac{m_g}{\rho_g}$$

Diketahui massa jenis ( $\rho$ ) gas buang pada saat setelah melalui LP Economizer pada temperatur 158,308 °C = 0,7961 kg/m<sup>3</sup>.

$$\text{Maka, } Q = \frac{528,4 \text{ kg/s}}{0,7961 \text{ kg/m}^3} = 663,736 \text{ m}^3/\text{s}$$

Diameter cerobong direncanakan = 6,5 m, maka luas penampang cerobong HRSG :

$$A = \pi \frac{D^2}{4} = 3,14 \cdot \frac{(6,5)^2}{4} = 33,166 \text{ m}^2$$

Dari persamaan :

$$Q = C_d A \sqrt{2gH \frac{T_i - T_o}{T_i}} \dots\dots\dots [\text{lit.1}]$$

dimana :

Q = debit aliran gas buang, m<sup>3</sup>/s

$T_i$  = suhu gas buang dalam cerobong, 431,45 K

$T_o$  = suhu udara luar, 303,15 K

$C_d$  = discharge coefficient

dimana :

$$C_d = 0,40 + 0,0045(T_i - T_o)$$

$$= 0,40 + 0,0045(431,45 - 303,15)$$

$$= 0,977$$

A = luas penampang cerobong, m<sup>2</sup>

g = percepatan gravitasi, 9,8 m/s<sup>2</sup>

H = tinggi cerobong (stack), m

Maka tinggi cerobong (stack) :

$$H = \frac{Q}{C_d A} = \frac{663,74}{0,977 \times 33,166} = 26,8 \text{ m}$$

### 3.9 Neraca Energi pada HRSG

Setelah melakukan beberapa perhitungan, maka dapat disimpulkan :

$$Q_{in} : Q_{out}$$

$$320,015 \text{ MW} : 352,227 \text{ MW}$$

## 4 KESIMPULAN DAN SARAN

### 4.1 Kesimpulan

Dari pembahasan perancangan HRSG yang dilakukan, diperoleh kesimpulan berikut :

1. HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) yang dirancang adalah HRSG dengan tekanan uap dua tingkat yaitu tekanan tinggi dan tekanan rendah. Sumber panas berasal dari gas buang satu unit turbin gas berdaya 160 MW. Temperatur gas masuk HRSG sebesar 538,673 °C dan laju aliran gas buang sebesar 528,4 kg/s.
2. Efisiensi HRSG yang dihasilkan adalah sebesar 72,14 %.
3. Nilai daya dan efisiensi pada turbin uap disesuaikan dengan perhitungan daya dan efisiensi pada HRSG, dimana nilai daya pada perhitungan diperoleh sebesar 72 MW.
4. Perubahan suhu pada gas buang berbanding terbalik dengan perubahan temperatur pada air.

### 4.2 Saran

1. Penentuan pinch point perlu diperhatikan. Nilai pinch point sebaiknya tidak terlalu kecil atau terlalu besar. Apabila pinch point terlalu kecil, maka akan memerlukan luas permukaan yang lebih besar agar perpindahan panasnya optimal. Jika pinch point terlalu besar, maka kalor gas buang kurang terpakai dengan baik. Pada perencanaan ini, nilai pinch point pada tekanan tinggi (HP) = 20 °C dan pinch point pada tekanan rendah (LP) = 15 °C.
2. Untuk mempermudah perhitungan maupun analisa pada perancangan HRSG, gunakan

bantuan software dan situs-situs internet yang berkaitan dengan HRSG.

3. Untuk perencanaan selanjutnya, sebaiknya dapat dibuat dalam bentuk simulasi. Sehingga dapat dibandingkan antara hasil simulasi dengan perencanaan secara manual.

## 5 DAFTAR PUSTAKA

- [1] ASHRAE, Inc. *ASHRAE Handbook of Fundamentals*. SI Edition. Atlanta: ASHRAE Publisher. 2009.
- [2] Cengel, Y.A., and Michael A. Boles. *Thermodynamics an Engineering Approach*. Third Edition. New York: McGraw-Hill Company. 2006.
- [3] Helmi, A. *Combined Cycle Power Plant Overview*. Alstom Power Indonesia. 2010.
- [4] Holman, J.P. *Heat Transfer*. Tenth Edition. Boston: McGraw-Hill Company. 2010
- [5] Incropera, F.P., and D.P. DeWitt. *Fundamental of Heat and Mass Transfer*. Sixth Edition. New York: John Wiley & Sons. 2007.
- [6] Megawatsoft Inc. *Steam Tables Calculator*. [www.steamtablesonline.com](http://www.steamtablesonline.com). Toronto. 2012
- [7] PG Environmental & Thermal Technologies LLC. *Heat Recovery Steam Generator Design*. [www.hrsgdesign.com](http://www.hrsgdesign.com). Minnesota. 2011.
- [8] Strato AG. *Water & Steam Properties Calculator*. [www.peacesoftware.de](http://www.peacesoftware.de). Berlin. 2011
- [9] Sugiharto, R. *Perancangan Heat Recovery Steam Generator (HRSG) Dengan Sistem Tekanan Uap Dua Tingkat Kapasitas Daya Pembangkitan 77 MW*. Teknik Mesin. Universitas Sumatera Utara. Medan. 2009