

#### 4. PERANCANGAN BOILER

*Boiler* untuk perancangan yang dibutuhkan ialah *boiler combi* yang terdiri dari *watertube* dan *firetube* karena dapat meningkatkan efisiensi pembakaran pada *furnace* yang didapat dari sisa kalor dari pemanas dan memiliki *furnace* untuk pembakaran biomass.

##### 4.1 Data awal perancangan boiler

|                          |                                     |
|--------------------------|-------------------------------------|
| Kapasitas uap dihasilkan | : 4 ton/jam                         |
| Jenis uap                | : uap saturasi                      |
| Tekanan desain           | : 10 bar (gauge)                    |
| Tekanan uap operasi      | : 5 bar (gauge)                     |
| Bahan bakar              | : tongkol jagung ( <i>biomass</i> ) |
| Temperatur desain        | : 700° C                            |
| Temperatur air masuk     | : 30° C                             |
| Temperatur saturasi uap  | : 183,66° C                         |
| Efisiensi <i>boiler</i>  | : 70%                               |
| Tipe <i>boiler</i>       | : <i>boiler</i> uap kombinasi       |

##### 4.2 Bahan bakar

Pada perancangan ini, kalor pembakaran didapat dari limbah tongkol jagung. Dari referensi jurnal milik Anukam et al. (2017), didapat komposisi kimia tongkol jagung dalam 1 kg yang ditunjukkan pada gambar 4.1 dan gambar 4.2 sebagai berikut:

| Ultimate analysis (wt.%) |       |
|--------------------------|-------|
| C                        | 44.4  |
| H                        | 5.6   |
| N                        | 0.43  |
| S                        | 1.3   |
| O (by difference)        | 48.27 |

**Gambar 4. 1** komposisi kimia tongkol jagung (%)

| Proximate analysis (wt.%) |      |
|---------------------------|------|
| Moisture content          | 5.1  |
| Volatile matter content   | 65.1 |
| Ash content               | 8.5  |
| Fixed carbon              | 21.3 |

**Gambar 4. 2** komposisi fisik tongkol jagung (%)

Sumber: Anukam, A., Goso, B. P., Okoh, O. O., & Mamphweli, S. (2017). Studies on Characterization of Corn Cob for Application in a Gasification Process for Energy Production. *Journal of Chemistry*, 2017, 1–9. <https://doi.org/10.1155/2017/6478389>

Tongkol jagung memiliki kadar air 5.1%, jika berkadar lebih dari 20% maka akan menjadi bahan bakar yang buruk. Nilai *Heating Value* ditentukan oleh persamaan (2.1) dan (2.2) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \text{HHV} &= 33950 \times C + 144200 \times \left( H - \frac{O}{8} \right) + 9400 \times S \\
 &= 33950 \times 0,442 + 144200 \times \left( 0,0043 - \frac{0,4827}{8} \right) + 9400 \times 0,013 \\
 &= 14502,633 \text{ KJ/kg} \\
 \text{LHV} &= \text{HHV} - 2411 \times (M + 9 \times H) \\
 &= 14502,633 \text{ KJ/kg} - 2411 \times (0,051 + 9 \times 0,056) \\
 &= 13164,528 \text{ KJ/kg}
 \end{aligned}$$

#### 4.3 Kebutuhan kalor pada *boiler*

Kapasitas *steam* 4 ton per jam dengan tekanan steam 10 bar (gauge) adalah data awal perancangan. Tekanan atmosfer sebesar 1 bar maka didapat tekanan absolut perancangan dari persamaan (2.3) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 P_{\text{abs}} &= P_{\text{gauge}} + P_{\text{atm}} \\
 P_{\text{abs}} &= 10 \text{ bar} + 1 \text{ bar} \\
 P_{\text{abs}} &= 11 \text{ bar}
 \end{aligned}$$

Menurut tabel entalpi saturasi air (Moran et al., 2015), entalpi saturasi uap ( $h_g$ ) pada tekanan 11 bar absolut adalah 2780.9 KJ/kg. Entalpi saturasi air ( $h_f$ ) adalah 125,79 KJ/kg pada

suhu 30°C. Nilai kalor yang dibutuhkan boiler dapat dihitung dengan menggunakan Persamaan (2.4) berikut:

$$\begin{aligned}
 h_2 &= h_g = 2780.9 \text{ KJ/kg} \\
 h_1 &= h_r = 125,79 \text{ KJ/kg} \\
 \dot{Q} &= SR \times (h_2 - h_1) \\
 &= 4000 \text{ kg/jam} (2780,9 - 125,74) \text{ KJ/kg} \\
 &= 10620640 \text{ KJ/jam} \\
 &= 2950177,778 \text{ J/s}
 \end{aligned}$$

#### 4.4 Kebutuhan bahan bakar

Untuk efisiensi thermis *boiler* ( $\eta$ ) diasumsikan sebesar 70%, maka nilai kebutuhan bahan bakar ( $B_e$ ) ditentukan oleh persamaan (2.5) berikut:

$$\begin{aligned}
 B_e &= \frac{\dot{Q}}{\eta \times LHV} \\
 &= \frac{10620640 \text{ KJ/jam}}{0,7 \times 13164,528 \text{ KJ/kg}} \\
 &= 1152,517 \text{ kg/jam}
 \end{aligned}$$

#### 4.5 Jumlah gas asap yang dihasilkan secara teoritis

Untuk mendapat jumlah gas asap secara teoritis ( $G_{og}$  dan  $G_{ov}$ ) maka harus menemukan kebutuhan udaranya masing-masing ( $U_{og}$  dan  $U_{ov}$ ). Nilai kebutuhan berat udara teoritis ( $U_{og}$ ) yang dihasilkan ditentukan oleh persamaan (2.6) berikut:

$$\begin{aligned}
 U_{og} &= \frac{100}{23,1} \times (2,67 \text{ C} + 8\text{H} - \text{O} + \text{S}) \\
 U_{og} &= \frac{100}{23,1} \times (2,67 \cdot (0,442) + 8 \cdot (0,056) - 0,4827 + 0,013) \\
 U_{og} &= 5,015 \text{ kg udara/kg bb}
 \end{aligned}$$

Menurut Anukam et al. (2017), komposisi kadar abu dalam 1 buah tonggol jagung sebesar 8,5% (Ash). Maka nilai kebutuhan berat gas asap secara teoritis ( $G_{og}$ ) didapat melalui persamaan (2.10) berikut:

$$\begin{aligned}
 G_{og} &= U_{og} + (1 - \text{Ash}) \\
 G_{og} &= 5,015 \text{ kg udara/kg bb} + (1 - 0,085) \\
 G_{og} &= 5,93 \text{ kg gas asap/kg bb}
 \end{aligned}$$

Nilai kebutuhan volume udara teoritis ( $U_{ov}$ ) yang dihasilkan ditentukan oleh persamaan (2.7) berikut:

$$\begin{aligned} U_{ov} &= \frac{100}{29,8} \times (2,67 C + 8 H - O + S) \\ U_{ov} &= \frac{100}{29,8} \times (2,67 \cdot (0,442) + 8 \cdot (0,056) - 0,4827 + 0,013) \\ U_{ov} &= 3,887 \text{ m}^3 \text{ udara/kg bb} \end{aligned}$$

Maka nilai kebutuhan volume gas asap secara teoritis ( $G_{ov}$ ) didapat melalui persamaan (2.11) berikut:

$$\begin{aligned} G_{ov} &= U_{ov} + 5,6 \times \left( H + \frac{O}{8} \right) + 1,24 M + 0,8 N \\ G_{ov} &= 3,887 \text{ m}^3 \text{ udara/kg bb} + 5,6 \times \left( (0,056) + \frac{0,4827}{8} \right) + 1,24 \cdot (0,051) + 0,8 \cdot (0,0043) \\ G_{ov} &= 4,606 \text{ m}^3 \text{ gas asap/kg bb} \end{aligned}$$

#### 4.6 Jumlah gas asap yang dihasilkan secara aktual

Untuk mendapat jumlah gas asap secara aktual ( $G_g$  dan  $G_v$ ) maka harus menemukan kebutuhan udaranya masing-masing ( $U_g$  dan  $U_v$ ). Dengan koefisien kelebihan udara ( $m$ ) sebesar 2, nilai kebutuhan berat udara aktual ( $U_g$ ) yang dihasilkan ditentukan oleh persamaan (2.8) sebagai berikut:

$$\begin{aligned} U_g &= m \times U_{og} \\ U_g &= 2 \times 5,015 \text{ kg udara/kg bb} \\ U_g &= 10,03 \text{ kg udara/kg bb} \end{aligned}$$

Maka nilai jumlah berat gas asap secara aktual ( $G_g$ ) didapat melalui persamaan (2.12) sebagai berikut:

$$\begin{aligned} G_g &= m \times U_{og} + (1 - \text{Ash}) \\ G_g &= 2 \times 5,015 \text{ kg udara/kg bb} + (1 - 0,085) \\ G_g &= 10,945 \text{ kg gas asap/kg bb} \end{aligned}$$

Nilai kebutuhan volume udara aktual ( $U_v$ ) yang dihasilkan ditentukan oleh persamaan (2.9) sebagai berikut:

$$\begin{aligned} U_v &= m \times U_{ov} \\ U_v &= 2 \times 3,887 \text{ m}^3 \text{ udara/kg bb} \\ U_v &= 7,775 \text{ m}^3 \text{ udara/kg bb} \end{aligned}$$

Maka nilai jumlah volume gas asap secara aktual ( $G_v$ ) didapat melalui perhitungan (2.13) berikut:

$$\begin{aligned} G_v &= (m - 1) \times U_{ov} + G_{ov} \\ G_v &= (2 - 1) \times 3,887 \text{ m}^3 \text{ udara/kg bb} + 4,606 \text{ m}^3 \text{ gas asap/kg bb} \end{aligned}$$

$$= 8,493 \text{ m}^3 \text{ gas asap/kg bb}$$

#### 4.7 Laju gas asap

Perhitungan terhadap laju gas asap membutuhkan nilai dari kebutuhan bahan bakar ( $B_e = 1152,517 \text{ kg/jam}$ ), berat gas asap aktual ( $G_g = 10,945 \text{ kg gas asap/kg bb}$ ). Perhitungan laju gas asap (2.14) sebagai berikut:

$$\dot{m}v_{\text{gas asap}} = G_g \times B_e$$

$$\begin{aligned} \dot{m}v_{\text{gas asap}} &= 10,945 \text{ kg gas asap/kg bb} \times 1152,517 \text{ kg/jam} \\ &= 12614.299 \text{ kg udara/jam} \end{aligned}$$

Dari persamaan massa jenis gas asap (2.15) didapatkan nilai sebagai berikut:

$$\rho_{\text{gas asap}} = G_g / G_v$$

$$\begin{aligned} \rho_{\text{gas asap}} &= 10,945 \text{ kg gas asap/kg bb} / 8,493 \text{ m}^3 \text{ gas asap/kg bb} \\ &= 1,289 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

Laju aliran volume gas asap (2.16) sebagai berikut:

$$\dot{V}_{\text{gas asap}} = \dot{m}v_{\text{gas asap}} / \rho_{\text{gas asap}}$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_{\text{gas asap}} &= 12614.299 \text{ kg udara/jam} / 1,289 \text{ kg/m}^3 \\ &= 9786,112 \text{ m}^3/\text{jam} \\ &= 2,719 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

#### 4.8 Perpindahan panas konveksi pada pipa air

*Watertube*/pipa air dari menggunakan material baja SCH 40 ber diameter 4 inci. Dari lampiran 3, pipa ini memiliki ketebalan 6.02 mm, berat 16.08 kg/m, diameter luar 114,3 mm (OD = 0.1143 m), dan diameter dalam 108.28 mm (ID = 0.10828 m). Air yang masuk ke pipa diperkirakan bersuhu  $30^\circ\text{C} = 303\text{K}$ , dan air yang keluar dari pipa diperkirakan bersuhu  $180^\circ\text{C} = 453\text{K}$ . Sebanyak 40 pipa air direncanakan dengan panjang 3,5 meter. Massa jenis air sebesar  $1000 \text{ kg/m}^3$ . Temperatur pada permukaan pipa diasumsikan sebesar  $873\text{K}$ .

##### 4.8.1 Koefisien $h_i$ pipa air

Dari Lampiran 4, didapat data untuk menghitung saturasi uap pada tekanan 11 bar absolut untuk persamaan (2.20). Variabel-variabel saturasi uap digunakan interpolasi tekanan absolut 11 bar untuk persamaan (2.20) sebagai berikut:

$$T_s = 873 \text{ K}$$

$$\begin{aligned}
T_{\text{sat}} &= 456,66 \text{ K} \\
K_v &= 34,09 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK} \\
V_f &= 1,1132 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg} \\
\rho_1 &= 1/1,1132 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg} \\
&= 883,139 \text{ kg/m}^3 \\
V_g &= 0,181 \text{ m}^3/\text{kg} \\
\rho_v &= 1/0,181 = 5,534 \text{ kg/m}^3 \\
h_{fg} &= 1997,36 \cdot 10^3 \text{ J/kg} \\
CP_v &= 2,647 \text{ KJ/kg} = 2647 \text{ J/kg} \\
\mu_v &= 15,076 \cdot 10^{-6} \text{ Ns/m}^2
\end{aligned}$$

Perhitungan koefisien konveksi ( $h_i$ ) dari persamaan (2.22) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
h_{\text{konv}} &= \text{cc} \times \left[ \frac{k_v^3 \cdot \rho_v \cdot (\rho_1 - \rho_v) \cdot g \cdot (h_{fg} + 0,8 \cdot CP_v (T_s - T_{\text{sat}}))}{\mu_v \cdot ID (T_s - T_{\text{sat}})} \right]^{1/4} \\
&= 0,62 \times \left[ \frac{(34,09 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 5,534 \cdot (883,139 - 5,534) \cdot 9,81 \cdot (1997,36 \cdot 10^3 + 0,8 \cdot 2647 (873 - 456,66))}{15,03 \cdot 10^{-6} \cdot 0,10828 \cdot (873 - 456,66)} \right]^{1/4} \\
&= 234,529 \text{ W/m}^2\text{K} \\
h_{\text{rad}} &= \frac{\sigma \cdot (T_s^4 - T_{\text{sat}}^4)}{T_s - T_{\text{sat}}} \\
&= \frac{5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4 \cdot ((873\text{K})^4 - (456,66\text{K})^4)}{873 \text{ K} - 456,66 \text{ K}} \\
&= 73,18 \text{ W/m}^2\text{K} \\
h_i &= h_{\text{konv}} + \frac{3}{4} h_{\text{rad}} \\
&= 234,529 \text{ W/m}^2\text{K} + \frac{3}{4} \cdot 73,18 \text{ W/m}^2\text{K} \\
&= 289,414 \text{ W/m}^2\text{K}
\end{aligned}$$

#### 4.8.2 Koefisien $h_o$ pipa air

Kecepatan gas asap ( $vl_{\text{fluida asap}}$ ) dalam pipa air sebesar:

$$\begin{aligned}
vl_{\text{fluida asap}} &= \frac{G_v \times B_e}{A \times n} \\
vl_{\text{fluida asap}} &= \frac{8,493 \text{ m}^3 \text{ gas asap/kg bb} \times 1152,517 \text{ kg/jam} \times \frac{1}{3600}}{(3,14 \times (0,10828 \text{ m})^2 \times 3,5 \text{ m}) \times 40} \\
vl_{\text{fluida asap}} &= 0,528 \text{ m/s}
\end{aligned}$$

Dari lampiran 5, pada  $T_s = 873\text{K}$  didapat  $\nu = 98,35 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ,  $k = 60,8 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$  (variabel didapat dari hasil interpolasi). Perhitungan bilangan *Reynolds* ( $Re_D$ ) persamaan (2.17) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
Re_D &= \frac{vl_{\text{fluida asap}} \times ID}{\nu} \\
&= \frac{0,528 \text{ m/s} \times 0,10828 \text{ m}}{98,35 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}
\end{aligned}$$

$$= 580,794$$

Dalam perhitungan dari persamaan (2.19) ini, aliran dalam pipa berupa aliran laminar  $Nu_D = 3,66$  maka koefisien perpindahan panas konveksinya ( $h_o$ ) sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h_o &= 3,66 \frac{k}{ID} \\ &= 3,66 \cdot \frac{60,8 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}}{0,10828 \text{ m}} \\ &= 2,055 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

#### 4.8.3 Koefisien perpindahan panas total pipa air

Konduktivitas thermal dari SCH 40 sebesar  $k = 45 \text{ W/mK}$ . Koefisien perpindahan panas total ( $U_i$ ) (2.23) dapat ditentukan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} U_i &= \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{r_i}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \left(\frac{r_i}{r_o}\right) \frac{1}{h_o}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{289,414} + \frac{0,054}{45} \ln\left(\frac{0,057}{0,054}\right) + \left(\frac{0,054}{0,057}\right) \frac{1}{2,055}} \\ &= 2,153 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

#### 4.8.4 Log mean temperature difference pipa air.

$\Delta T_{lm}$  (2.24) untuk aliran paralel dapat ditentukan dari persamaan (2.24) sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \Delta T_{lm} &= \frac{(T_{ho} - T_{co}) - (T_{hi} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{ho} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{co}}\right)} \\ &= \frac{(773 \text{ K} - 456,66 \text{ K}) - (973 \text{ K} - 303 \text{ K})}{\ln\left(\frac{773 \text{ K} - 456,66 \text{ K}}{973 \text{ K} - 303 \text{ K}}\right)} \\ &= 471,258 \text{ K} \end{aligned}$$

Jumlah laju aliran kalor yang dihasilkan dalam pipa air ( $\dot{Q}_{\text{pipa air}}$ ) (2.25) sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{pipa air}} &= U_i \times A \times \Delta T_{lm} \\ &= 2,153 \text{ W/m}^2\text{K} \times (3,14 \times 0,10828 \text{ m} \times 3,5 \text{ m} \times 40) \times 471,258 \text{ K} \\ &= 48295,726 \text{ J/s} \end{aligned}$$

#### 4.9 Perpindahan panas konveksi pada header air

*Header Watertube*/pipa air yang digunakan ialah pipa baja SCH 40 standar ASME B36.10 diameter 10 inci. Dari lampiran 3, Pipa ini memiliki diameter luar sebesar 273 mm ( $OD = 0.273 \text{ m}$ ,  $r_o = 0.137 \text{ m}$ ), diameter dalam sebesar 254,46 mm ( $ID = 0.25446 \text{ m}$ ,  $r_i = 0.127$ ), ketebalan sebesar 9,27 mm dan berat 60,29 kg/m. Jumlah *header* yang direncanakan sebanyak 3 buah yaitu 1 *header* atas dan 2 *header* bawah

#### 4.9.1 Koefisien $h_i$ header air

Perhitungan persamaan koefisien konveksi ( $h_i$ ) (2.20) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 h_{\text{konv}} &= CC \times \left[ \frac{k_v^3 \cdot \rho_v \cdot (\rho_1 - \rho_v) \cdot g \cdot (h_{fg} + 0,8 \cdot cp_v (T_s - T_{sat}))}{\mu_v \cdot ID (T_s - T_{sat})} \right]^{\frac{1}{4}} \\
 &= 0,62 \times \left[ \frac{(34,09 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 5,534 \cdot (883,139 - 5,534) \cdot 9,81 (1997,36 \cdot 10^3 + 0,8 \cdot 2647 (873 - 456,66))}{15,03 \cdot 10^{-6} \cdot 0,25446 \cdot (873 - 456,66)} \right]^{\frac{1}{4}} \\
 &= 189,421 \text{ W/m}^2\text{K} \\
 h_{\text{rad}} &= \frac{\sigma \cdot (T_s^4 - T_{sat}^4)}{T_s - T_{sat}} \\
 &= \frac{5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4 \cdot ((873\text{K})^4 - (456,66\text{K})^4)}{873\text{K} - 456,66\text{K}} \\
 &= 73,18 \text{ W/m}^2\text{K} \\
 h_i &= h_{\text{konv}} + \frac{3}{4} \times h_{\text{rad}} \\
 &= 189,421 \text{ W/m}^2\text{K} + \frac{3}{4} \cdot 73,18 \text{ W/m}^2\text{K} \\
 &= 244,307 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned}$$

#### 4.9.2 Koefisien $h_o$ header air

Kecepatan gas asap ( $v_{\text{fluida asap}}$ ) dalam header air sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 v_{\text{fluida asap}} &= \frac{G_v \times B_e}{A \times n} \\
 v_{\text{fluida asap}} &= \frac{8,493 \text{ m}^3 \text{ gas asap/kg bb} \times 1152,517 \text{ kg/jam} \times \frac{1}{3600}}{(3,14 \times (0,25446 \text{ m})^2 \times 3,5 \text{ m}) \times 3} \\
 &= 1,274 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Dari lampiran 5, pada  $T_s = 873\text{K}$  didapat  $\nu = 98,35 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ ,  $k = 60,8 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$ ,  $Pr = 0,718$  (variabel didapat dari hasil interpolasi). Perhitungan bilangan *Reynolds* ( $Re_D$ ) dari persamaan (2.17) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Re_D &= \frac{v_{\text{fluida asap}} \times ID}{\nu} \\
 Re_D &= \frac{1,274 \text{ m/s} \times 0,25446 \text{ m}}{98,35 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}} \\
 &= 3295,261
 \end{aligned}$$

Karena alirannya turbulen, maka diperoleh perhitungan *nusselt number* ( $Nu_D$ ) dari persamaan (2.18) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Nu_D &= 0,023 \cdot (Re_D)^{4/5} \cdot (Pr)^n \\
 &= 0,023 \cdot (3295,261)^{4/5} \cdot (0,718)^{0,3} \\
 &= 13,579
 \end{aligned}$$

Dalam perhitungan dari persamaan (2.19) ini, aliran dalam pipa berupa aliran turbulen maka koefisien perpindahan panas konveksinya ( $h_o$ ) sebagai berikut:

$$\begin{aligned} h_o &= Nu_D \frac{k}{ID} \\ h_o &= 13,579 \cdot \frac{60,8 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}}{0,25446 \text{ m}} \\ &= 3,245 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

#### 4.9.3 Koefisien perpindahan panas total header air

Konduktivitas thermal dari SCH 40 sebesar  $k = 45 \text{ W/mK}$ . Koefisien perpindahan panas total ( $U_i$ ) (2.23) dapat ditentukan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} U_i &= \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{r_i}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \left(\frac{r_i}{r_o}\right) \frac{1}{h_o}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{244,307} + \frac{0,127}{45} \ln\left(\frac{0,137}{0,127}\right) + \left(\frac{0,127}{0,137}\right) \frac{1}{3,245}} \\ &= 3,449 \text{ W/m}^2\text{K} \end{aligned}$$

#### 4.9.4 Log mean temperature difference header air.

$\Delta T_{lm}$  (2.24) untuk aliran paralel dapat ditentukan dari persamaan (2.24) sebagai berikut

$$\begin{aligned} \Delta T_{lm} &= \frac{(T_{ho} - T_{co}) - (T_{hi} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{ho} - T_{co}}{T_{hi} - T_{ci}}\right)} \\ &= \frac{(773 - 456,66) - (973 - 303)}{\ln\left(\frac{773 - 456,66}{973 - 303}\right)} \\ &= 471,258 \text{ K} \end{aligned}$$

Jumlah laju kalor yang dihasilkan dalam header air ( $\dot{Q}_{\text{header}}$ ) (2.25) sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{header}} &= U_i \times A \times \Delta T_{lm} \\ &= 3,449 \text{ W/m}^2\text{K} \times (3,14 \times 0,25446 \text{ m} \times 3 \text{ m} \times 3) \times 471,258 \text{ K} \\ &= 11688,092 \text{ J/s} \end{aligned}$$

#### 4.10 Perpindahan panas pada pipa api

*Firetube*/Pipa api yang dipakai berdiameter 3 inci ( $ID = 0,07792 \text{ m}$ ,  $O.D = 0,0889 \text{ m}$ ) dengan bahan dari standar SCH 40 standar ASME B36.10. Gas asap masuk pipa api diasumsikan pada suhu  $575^\circ\text{C} = 848 \text{ K}$  dan keluar cerobong pada suhu  $180^\circ\text{C} = 453 \text{ K}$ .

$$T_s = \frac{848 \text{ K} + 453 \text{ K}}{2}$$

$$= 650,5 \text{ K}$$

#### 4.10.1 Koefisien $h_i$ pipa api

Kecepatan gas asap ( $vl_{fluida \text{ asap}}$ ) dalam pipa api sebagai berikut:

$$vl_{fluida \text{ asap}} = \frac{Gv \times Be}{A}$$

$$= \frac{8,493 \text{ m}^3 \text{ gas asap/ kg bb} \times 1152,517 \text{ kg/jam} \times \frac{1}{3600}}{3,14 \times 0,07792 \text{ m} \times 3,5 \text{ m}}$$

$$= 570,473 \text{ m/s}$$

Dari lampiran 5, pada  $T_s = 650,5 \text{ K}$  didapat:

$$\nu = 60,21 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\mu = 322,5 \cdot 10^{-7} \text{ N.s/m}^2$$

$$K = 49,7 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}$$

$$Pr = 0,69$$

Perhitungan bilangan *Reynolds* ( $Re_D$ ) dari persamaan (2.17) sebagai berikut:

$$Re_D = \frac{vl_{fluida \text{ asap}} \times ID}{\nu}$$

$$= \frac{570,473 \text{ m/s} \times 0,07792 \text{ m}}{60,21 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$= 738270,33$$

Karena alirannya turbulen, maka diperoleh perhitungan *nusselt number* ( $Nu_D$ ) dari persamaan (2.18) sebagai berikut:

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

$$= 0,023 \cdot (738270,33)^{4/5} \cdot (0,69)^{0,3}$$

$$= 1018,486$$

Perhitungan Koefisien konveksi ( $h_i$ ) dari (2.19) sebagai berikut:

$$h_i = Nu_D \frac{k}{ID}$$

$$= 1018,486 \cdot \frac{49,7 \cdot 10^{-3} \text{ W/mK}}{0,07792 \text{ m}}$$

$$= 649,624 \text{ W/m}^2\text{K}$$

#### 4.10.2 Koefisien $h_o$ pipa api

Perhitungan koefisien konveksi ( $h_o$ ) dari persamaan (2.20) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 h_{\text{konv}} &= CC \times \left[ \frac{k_v^3 \cdot \rho_v \cdot (\rho_1 - \rho_v) \cdot g \cdot (h_{fg} + 0,8 \cdot c_{pv}(T_s - T_{sat}))}{\mu_v \cdot ID (T_s - T_{sat})} \right]^{\frac{1}{4}} \\
 &= 0,62 \times \left[ \frac{(34,09 \cdot 10^{-3})^3 \cdot 5,534 \cdot (883,139 - 5,534) \cdot 9,81(1997,36 \cdot 10^3 + 0,8 \cdot 2647(650,5 - 456,66))}{15,03 \cdot 10^{-6} \cdot 0,07792 \cdot (650,5 - 456,66)} \right]^{\frac{1}{4}} \\
 &= 294,794 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_{\text{rad}} &= \frac{\sigma \cdot (T_s^4 - T_{\text{sat}}^4)}{T_s - T_{\text{sat}}} \\
 &= \frac{5,67 \cdot 10^{-8} \cdot ((650,5 \text{ K})^4 - (453 \text{ K})^4)}{650,5 \text{ K} - 453 \text{ K}} \\
 &= 39,655 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 h_o &= h_{\text{konv}} + \frac{3}{4} h_{\text{rad}} \\
 &= 294,794 \text{ W/m}^2\text{K} + \frac{3}{4} \cdot 39,655 \text{ W/m}^2\text{K} \\
 &= 324,535 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned}$$

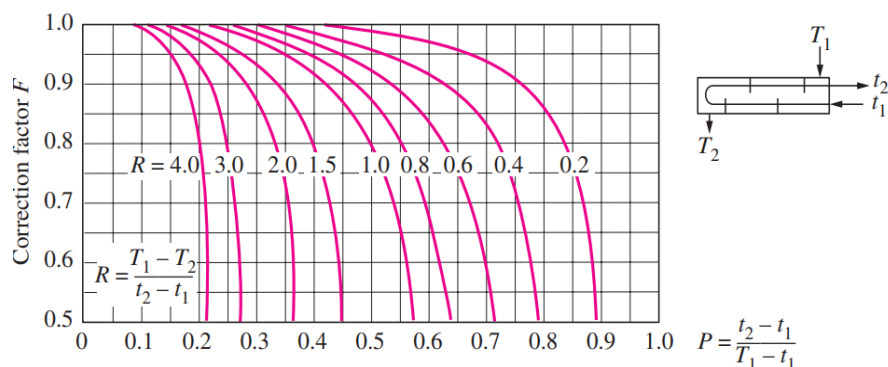
#### 4.10.3 Koefisien perpindahan panas total pipa api

Konduktivitas thermal dari SCH 40 sebesar  $k = 45 \text{ W/mk}$ . Koefisien perpindahan panas total ( $U_i$ ) (2.23) dapat ditentukan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 U_i &= \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{r_i}{k} \ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right) + \left(\frac{r_i}{r_o}\right) \frac{1}{h_o}} \\
 &= \frac{1}{\frac{1}{649,624} + \frac{0,03896}{45} \ln\left(\frac{0,04445}{0,03896}\right) + \left(\frac{0,03896}{0,04445}\right) \frac{1}{324,535}} \\
 &= 229,661 \text{ W/m}^2\text{K}
 \end{aligned}$$

#### 4.10.4 Log mean temperature difference pipa api.

Untuk menentukan LMTD pipa api ini maka harus ditentukan terlebih dahulu *correction factor* nya dikarenakan konsep pipa api ini berbentuk *one shell and multiple two tube passes*



**Gambar 4. 3** Correction factor for One Shell and multiple two tube passes

Sumber: Rosyid, M. (2019, December 26). *Penentuan Faktor Koreksi LMTD*. MISTER ZEO.

<https://mrzeo.wordpress.com/2019/12/25/rule-of-thumb-untuk-heat-exchanger-bagian-2/>

$$T_1 = 303 \text{ K}$$

$$T_2 = 456,6 \text{ K}$$

$$t_1 = 848 \text{ K}$$

$$t_2 = 453 \text{ K}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{303 \text{ K} - 456,66 \text{ K}}{453 \text{ K} - 848 \text{ K}} = 0,39$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{453 \text{ K} - 848 \text{ K}}{303 \text{ K} - 848 \text{ K}} = 0,725$$

Dari Gambar 4.1, didapat  $F=0,7$

$\Delta T_{lm}$  untuk aliran *counter flow* dapat ditentukan sebagai berikut

$$\begin{aligned} \Delta T_{lmCF} &= \frac{(T_{hi} - T_{co}) - (T_{ho} - T_{ci})}{\ln\left(\frac{T_{hi} - T_{co}}{T_{ho} - T_{ci}}\right)} \\ &= \frac{(456,66 \text{ K} - 303 \text{ K}) - (848 \text{ K} - 453 \text{ K})}{\ln\left(\frac{456,66 \text{ K} - 303 \text{ K}}{848 \text{ K} - 453 \text{ K}}\right)} \\ &= 255,618 \text{ K} \end{aligned}$$

Setelah didapat hasil dari *counter flow* maka didapat besar temperatur dari  $\Delta T_{lm}$ :

$$\begin{aligned} \Delta T_{lm} &= F \times \Delta T_{lmCF} \\ &= 0,7 \times 255,618 \text{ K} \\ &= 178,933 \text{ K} \end{aligned}$$

#### 4.10.5 Jumlah kalor yang dihasilkan dalam pipa api

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{pipa api}} &= \dot{Q}_{\text{total}} - (\dot{Q}_{\text{pipa air}} + \dot{Q}_{\text{header}}) \\ &= 2950177,778 \text{ J/s} - (48295,726 \text{ J/s} + 11688,092 \text{ J/s}) \\ &= 2890193,96 \text{ J/s} \end{aligned}$$

Panjang pipa api (L) direncanakan 3,5 m.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{pipa api}} &= U_i \times A \times \Delta T_{lm} \\ 2890193,96 \text{ J/s} &= 229,661 \text{ W/m}^2\text{K} \times A \times 178,933 \text{ K} \\ A &= 70,331 \text{ m}^2 \\ A &= \pi \times ID \times L \times n \\ 70,331 \text{ m}^2 &= 3,14 \times 0,07792 \text{ m} \times 3,5 \text{ m} \times n \\ n &= 82,13 \sim 84 \text{ pipa} \end{aligned}$$

Disimpulkan bahwa pipa api yang dirancang harus sebanyak 84 pipa.

#### 4.11 Tebal tangki boiler

Diameter tangki direncanakan 2,2 m dengan bahan baja ASTM SA 516 Gr 70. Dari tabel 4.2 dan lampiran6, didapat nilai  $\sigma_y = 260 \text{ N/mm}^2 = 260 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$ . Safety factor pada boiler diberi nilai 1,5

**Tabel 4. 1** tabel properties ASTM SA 516 Gr 70

| Properties                                  | SA 333 Gr. 6 steel |                                              | Column B (t) |                                              |
|---------------------------------------------|--------------------|----------------------------------------------|--------------|----------------------------------------------|
|                                             | Experimental       | Specified as per ASTM A333/A333M - 05 (min.) | Experimental | Specified as per ASTM A516/A516M - 10 (min.) |
| Yield strength, $\sigma_y$ (MPa)            | 310                | 240                                          | 330          | 260                                          |
| Ultimate Tensile strength, $\sigma_u$ (MPa) | 465                | 415                                          | 530          | 485-620                                      |
| Modulus of elasticity, $E$ (GPa)            | 205                | -                                            | 200          | -                                            |
| Elongation (%)                              | 28.00              | 16.50                                        | 19.20        | 17                                           |

Sumber: *Mechanical properties of SA 333 Gr. 6 and SA 516 Gr. 70 steels.* (n.d.). ResearchGate.

[https://www.researchgate.net/figure/Mechanical-properties-of-SA-333-Gr-6-and-SA-516-Gr-70-steels\\_tbl1\\_333711558](https://www.researchgate.net/figure/Mechanical-properties-of-SA-333-Gr-6-and-SA-516-Gr-70-steels_tbl1_333711558)

##### 4.11.1 Perhitungan tangki boiler agar tidak terbelah

Tekanan boiler maksimal sebesar 10 bar (1000000 N/m<sup>2</sup>). Tebal tangki agar tidak terbelah (2.26):

$$\begin{aligned}
 t &\geq \frac{D \times p}{2 \times \frac{\sigma_y}{sf} \times \left(1 + \frac{D}{L}\right)} \\
 t &\geq \frac{2,2 \text{ m} \times 1000000 \text{ N/m}^2}{2 \times \frac{0,56 \times 260 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2}{1,5} \left(1 + \frac{2,2 \text{ m}}{3,5 \text{ m}}\right)} \\
 &\geq 0,007 \text{ m} \\
 &\geq 7 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

##### 4.11.2 Perhitungan tangki boiler agar tidak terputus

Tebal tangki agar tidak terputus (2.27):

$$\begin{aligned}
 t &\geq \frac{D \times P}{4 \times \frac{\sigma_y}{sf}} \\
 t &\geq \frac{2,2 \text{ m} \times 1000000 \text{ m}}{4 \times \frac{0,56 \times 260 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2}{1,5}}
 \end{aligned}$$

$$\geq 0,006 \text{ m}$$

$$\geq 6 \text{ mm}$$

Dari perhitungan diatas, dapat disimpulkan bahwa ketebalan plat tangki *boiler* harus berdimensi lebih dari 7 mm. Maka dari itu direncanakan ketebalan plat tangki sebesar 10 mm

#### 4.12 Cerobong Asap

Diameter cerobong asap direncanakan 1,5 m. Kecepatan gas asap ( $V_{in \text{ cerobong}}$ ) (2.28) melewati cerobong dapat ditentukan sebagai berikut:

$$\dot{V}_{\text{gas asap}} = 0,25 \times \pi \times (d_{\text{cerobong}})^2 \times V_{in \text{ cerobong}}$$

$$2,719 \text{ m}^3/\text{s} = 0,25 \times 3,14 \times 1,5^2 \text{ m} \times V_{in \text{ cerobong}}$$

$$V_{in \text{ cerobong}} = 1,539 \text{ m/s}$$

$$= 302,95 \text{ ft/menit}$$

Tinggi cerobong (H) asap dapat ditentukan melalui kecepatan rata-rata gas asap keluar (2.29) sebagai berikut:

$$P_{\text{udara}} = 1,293 \text{ kg/m}^3 = 0,08 \text{ lbm/ft}^3$$

$$T_{\text{atm}} = 30^\circ\text{C} = 546^\circ\text{R}$$

$$T_{\text{gas asap}} = 180^\circ\text{C} = 816^\circ\text{R}$$

$$\begin{aligned} P_{\text{gas asap}} &= \frac{G_g}{G_v} \\ &= \frac{10,945}{8,493} = 1,289 \text{ kg/m}^3 = 0,08 \text{ lbm/ft}^3 \end{aligned}$$

$$V_{in \text{ cerobong}} = 1890 \times \left[ H \cdot \text{Patm} \left( \frac{1}{T_{\text{atm}}} - \frac{P_{\text{gas asap}}}{P_{\text{udara}} \cdot T_{\text{gas asap}}} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$302,95 \text{ ft/menit} = 1890 \times \left[ H \cdot 0,08 \text{ lbm/ft}^3 \left( \frac{1}{546^\circ\text{R}} - \frac{0,08 \text{ lbm/ft}^3}{0,08 \cdot 816^\circ\text{R}} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\frac{302,95 \text{ ft/menit}}{1890} = \left[ H \cdot 0,08 \text{ lbm/ft}^3 \times \left( \frac{1}{546^\circ\text{R}} - \frac{0,08 \text{ lbm/ft}^3}{0,08 \cdot 816^\circ\text{R}} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$0,026 \text{ ft/menit} = H \cdot 0,08 \text{ lbm/ft}^3 \times \left( \frac{1}{546^\circ\text{R}} - \frac{0,08 \text{ lbm/ft}^3}{0,08 \cdot 816^\circ\text{R}} \right)$$

$$H = 529,965 \text{ ft}$$

$$= 161,5 \text{ m}$$

Jadi tinggi cerobong asap direncanakan 161,5 m

#### 4.13 Pompa Air pengisi tangki

Untuk mendapatkan uap 4000 kg/jam maka debit air harus sebesar 4000 kg/jam agar ideal. Perhitungan dari persamaan kapasitas air (2.30) dan (2.31) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
G &= \frac{SR + 0,1 \times SR}{3600} \\
G &= \frac{4000 \text{ kg/jam} + 0,1 \times 4000 \text{ kg/jam}}{3600} \\
&= 1,222 \text{ kg/s} \\
W &= \frac{G}{\rho} \\
W &= \frac{1,222 \text{ kg/s}}{1000 \text{ kg/m}^3} \\
&= 0,00122 \text{ m}^3/\text{s}
\end{aligned}$$

Perbedaan tinggi elevasi air ( $H_{\text{geo}}$ ) direncanakan sebesar 5 m. Perhitungan tinggi kenaikan pompa (H) (2.32) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
H &= H_{\text{geo}} + \frac{P_{\text{pompa}}}{\rho} + H_{\text{loss}} \\
H &= 5 \text{ m} + \frac{12,75 \text{ kg/cm}^2 \times 10^4}{1000 \text{ kg/m}^3} + 0,1 \frac{12,75 \text{ kg/cm}^2 \times 10^4}{1000 \text{ kg/m}^3} \\
&= 145,25 \text{ mka}
\end{aligned}$$

Tekanan pompa ( $P_{\text{pompa}}$ ) dapat ditentukan lewat persyaratan (2.33) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
P_{\text{pompa}} &= 1,25 \times P_{\text{boiler}} \\
&= 1,25 \times 10 \text{ bar} \\
&= 12,5 \text{ bar} \\
&= 12,75 \text{ kg/cm}^2
\end{aligned}$$

Kebutuhan minimal volume debit air ( $V_{\text{pompa}}$ ) diperhitungkan dari persamaan (2.34) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
V_{\text{pompa}} &= M_{\text{pompa}} / \rho_{\text{air}} \\
&= 83,33 \text{ kg/menit} / 1000 \text{ kg/m}^3 \\
&= 0,083 \text{ m}^3/\text{menit}
\end{aligned}$$

Efisiensi pompa diasumsikan sebesar 70%. Maka daya pompa minimal (2.35) yang dibutuhkan untuk mengisi air pada *boiler* sebesar:

$$\begin{aligned}
N &= \frac{W \times \rho \times H}{75 \times \eta} \\
N &= \frac{0,00122 \text{ m}^3/\text{s} \times 1000 \text{ kg/m}^3 \times 145,25 \text{ mka}}{75 \times 0,7} \\
N &= 3,381 \text{ Hp}
\end{aligned}$$

Dari perhitungan-perhitungan pompa diatas, disimpulkan pompa yang dibutuhkan harus berkecepatan 0,083 m<sup>3</sup>/menit dan daya pompa yang harus disediakan minimal sebesar 3,381 Hp.

Pompa yang akan digunakan adalah pompa air *Ebara Type FSDA 60 Hz model 80x65 FSDGA* sesuai dengan yang dijelaskan dalam spesifikasi dan chart di lampiran 7 dan 8.



**Gambar 4. 4** Pompa Air Ebara Type FSDA 60 Hz model 80x65 FSDGA

Sumber: Ebara Indonesia. (2022, November 29). *Model: FSDA - Ebara Indonesia*. PT Ebara Indonesia. <https://www.ebaraindonesia.com/product/model-fsda/>