

## LAMPIRAN F

### PERANCANGAN *LONG TUBE VERTICAL EVAPORATOR* (EVP – 301)

#### (TUGAS KHUSUS)

Fungsi : Memekatkan larutan dengan menguapkan kandungan  
air sebesar 1003,716 kg/jam

Kondisi operasi :

- $T_F = 90\text{ }^\circ\text{C} = 363\text{ K}$
- $T_{\text{operasi}} = 116\text{ }^\circ\text{C} = 389\text{ K}$
- $P_{\text{operasi}} = 1,5\text{ atm}$

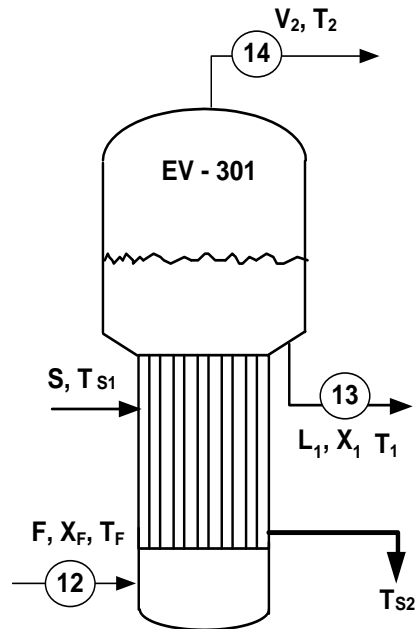
Tipe : *Long Tube Vertical Evaporator*

Alasan Pemilihan :

- *Long tube evaporator* harganya murah serta pengoperasian lebih mudah (Visual Encyclopedia of Chemical Engineering Equipment,1999).
- Luas perpindahan panasnya besar sehingga dapat menguapkan sejumlah besar air untuk membuat larutan pekat dengan kadar yang diinginkan (Ulrich,1984).
- Koefisien Transfer panas cukup besar sehingga baik digunakan untuk perbedaan temperatur yang rendah atau tinggi (Perry,1999)

## A. Perhitungan Neraca Massa

Gambar :



**Gambar F-1** Aliran pada Evaporator (EVP-301)

Data operasi:

$$F = 13.479,7863 \text{ kg/jam}$$

$$X_f = 46 \%$$

$$X_1 = 95 \%$$

$$T_F = 90 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{S1} = 140 \text{ }^\circ\text{C}$$

Keterangan :

- Aliran 12 : Aliran larutan  $C_4H_2O_3$  dari MP-02
- Aliran 13 : Aliran larutan  $C_4H_2O_3$  pekat menuju CR – 301
- Aliran 14 : Aliran uap dari EVP - 301

### 1. Komposisi Input EVP – 301

$C_4H_2O_3$	= 2.552,0456 kg/jam
$H_2O$	= 1.003,7164 kg/jam
Total	= 3.555,762 kg/jam

### 2. Komposisi output EVP – 301

Komposisi keluar Evaporator (Aliran 13)

$C_4H_2O_3$	= 2552,0456 kg/jam
$H_2O$	= 155,8025 kg/jam
Total	= 2.707,4881 kg/jam

Komposisi air yang teruapkan =  $3.555,762 - 2.707,4881$

$$= 847,9138 \text{ kg/jam}$$

Jadi komposisi keluar Evaporator (Aliaran 14) =  $H_2O = 847,9138 \text{ kg/jam}$

Tabel F.1. Neraca Massa di Evaporator (EVP – 301)

Komponen	<i>Input</i>	<i>Output</i>	
	Aliran 12 (kg/jam)	Aliran 14 (kg/jam)	Aliran 13 (kg/jam)
$C_4H_2O_3$	2552,0456	-	2552,0456
$H_2O$	1.003,7164	847,9138	155,8025
Total	3.555,762	3.555,762	

### B. Perhitungan Neraca Panas

Temperatur masuk = 363 K

Temperatur keluar = 389 K

Tabel F.2 Konstanta untuk mencari kapasitas panas, Cp, kJ/kmol

Komponen	A	B	C	D
C <sub>4</sub> H <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	-1,2662E+01	1,0564E+00	-2,3200E-03	0,0000E+00
H <sub>2</sub> O	1,8296E+01	0,4721E+00	-1,3400E+03	0,0000E+00

Sumber: (Yaws, 1999)

### 1. Panas masuk

Tabel F.3. Panas umpan masuk (aliran 12)

Komponen	Massa (kmol/jam)	$\int Cp dT$	$Q = m \int Cp dT$ (kJ)
C <sub>4</sub> H <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	64,4197	1511,3170	97.358,6021
H <sub>2</sub> O	398,1475	749,9567	298.593,3828
Total			395.951,9849

### 2. Panas keluar

Tabel F.4 Panas produk liquid (Aliran 13)

Komponen	Massa (kmol/jam)	$\int Cp.dT$ (kJ/kmol)	Q <sub>2</sub> (kJ/jam )
C <sub>4</sub> H <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	64,4197	14.588,9613	939.816,6271
H <sub>2</sub> O	16,6667	6.951,2441	115.854,0570
Total			1.055.670,6841

### 3. Panas penguapan, $\Delta H_{298}$

Tabel F.5 Panas penguapan H<sub>2</sub>O (aliran 14)

Komponen	W (kmol/jam )	Hn ( kJ/kmol )	Tc	Tr
H <sub>2</sub> O	381,4808	41.875,2033	647,1	0,602

$$H \text{ pada suhu lain : } H2 = H1 \left( \frac{1 - Tr2}{1 - Tr1} \right)^{0,38} \quad (\text{Smith, 1949. pg. 131})$$

Komponen	Hv ( kJ/kmol)	Hv (Q3), kJ
H <sub>2</sub> O	40.885,7531	15.597.131,2270
Total		15.597.131,2270

$$\begin{aligned} Q \text{ total} &= 1.055.670,6841 \text{ kJ/jam} + 15.597.131,2270 \text{ kJ/jam} \\ &= 16.652.801,9111 \text{ kJ/jam} \end{aligned}$$

#### 4. Kebutuhan steam

Persamaan neraca panas pada Evaporator (EV-301)

$$\begin{aligned} Q_{\text{masuk}} &= Q_{\text{keluar}} \\ Q_{12} + Q_s &= Q_{13} + Q_{14} \end{aligned}$$

Sehingga untuk menghitung jumlah panas yang harus di-supply atau yang dibutuhkan oleh fluida pemanas adalah:

$$\begin{aligned} Q_s &= (Q_{13} + Q_{14}) - Q_{12} \\ &= (1.055.670,6841 + 15.597.131,2270) - (395.951,9849) \\ &= 16.256.849,9262 \text{ kJ/jam} \end{aligned}$$

Dengan demikian beban panas Evaporator sebesar 16.256.849,9262 kJ/jam

Media pemanas yang digunakan adalah *saturated steam* dengan suhu 140°C

Dengan data sebagai berikut :

$$\text{Entalpi saturated liquid, } H_L = 589,13 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Entalpi saturated vapor, } H_v = 2.733,9 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Panas laten, } \lambda = 2.144,77 \text{ kJ/kg}$$

Banyaknya steam yang dibutuhkan :

$$M_s = \frac{Q_s}{\lambda} = \frac{16.256.849,9262}{2.144,77} = 7.579,7638 \text{ kg/jam}$$

Panas yang dibawa steam masuk,  $Q_{si}$  :

$$\begin{aligned} Q_{si} &= M_s \times H_v \\ &= 7.579,7638 \text{ kg/jam} \times 2.733,9 \text{ kJ/kg} \\ &= 20.722.316,2528 \text{ kJ/jam} \end{aligned}$$

Panas yang dibawa steam keluar,  $Q_{so}$  :

$$\begin{aligned} Q_{so} &= M_s \times H_L \\ &= 7.579,7638 \text{ kg/jam} \times 589,13 \text{ kJ/kg} \\ &= 4.465.466,2475 \text{ kJ/jam} \end{aligned}$$

Tabel F.6 Neraca panas Evaporator (EV-301)

Keterangan	Panas Masuk (kJ)	Panas Keluar (kJ)
$Q_{12}$	395.951,9849	
$Q_{13}$		1.055.670,6841
$Q_{14}$		15.597.131.227
$Q_{si}$	20.722.316,2528	
$Q_{so}$		4.465.466,2475
<b>Total</b>	<b>21.118.268,2377</b>	<b>21.118.268,2377</b>

### C. Perhitungan Dimensi Evaporator

#### 1. Menentukan Dimensi *Deflector*

$$\rho_L = 1059,101 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_v = 1,460 \text{ kg/m}^3$$

Kecepatan uap:

Kecepatan uap max 18,04 ft/det = 5,5 m/s (hugot)

$$u = 0,035 \sqrt{\frac{\rho_L}{\rho_V}} \quad (\text{Coulson vol 6, 1983})$$

dimana:  $u$  = kecepatan uap, m/s

$\rho_V$  = densitas uap, kg/m<sup>3</sup>

$\rho_L$  = densitas liquid, kg/m<sup>3</sup>

$$u = 0,035 \sqrt{\frac{1059,101}{1,460}}$$

$$u = 0,9427 \text{ m/s}$$

$$u = 3.393,5863 \text{ m/jam}$$

$$\text{Laju volumetrik uap} = \frac{6.866,655}{1,460} = 4.703,1003 \text{ m}^3/\text{jam}$$

#### a. Menentukan Diameter *Shell* (D)

Diameter *shell deflector* dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$Q = \frac{1}{4} \times \pi \times D^2 \times u$$

$$4.703,1003 = \frac{1}{4} \times \pi \times D^2 \times 3.393,5863$$

$$D^2 = 1,7646 \text{ m}^2$$

$$D = 1,3284 \text{ m}$$

$$D = 4,3582 \text{ ft}$$

$$D = 52,2979 \text{ in}$$

#### b. Menentukan Volume *Shell*

Diambil  $H = ID$

$$H = 4,3582 \text{ ft}$$

Waktu tinggal cairan selama 5-10 menit (Ulrich,1984)

Diambil waktu tinggal = 5 menit

$$\begin{aligned} \text{Jumlah cairan yang ditampung} &= 6.613,1313 \frac{\text{kg}}{\text{jam}} \times \frac{1 \text{ jam}}{60 \text{ menit}} \times 5 \text{ menit} \\ &= 551,0943 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Volume cairan yang ditampung di evaporator} &= \frac{\text{massa cairan}}{\rho_L} \\ &= 0,5203 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Tinggi cairan dalam evaporator :

$$\begin{aligned} V &= \frac{1}{4} \pi D^2 \cdot Z_L \\ Z_L &= \frac{0,5203}{\pi/4 \times 1,7646^2} \\ &= 0,3755 \text{ m} \\ &= 1,23 \text{ ft} \end{aligned}$$

### c. Menentukan tebal *shell*

$$t_s = \frac{P_d r_i}{f \cdot E - 0,6P} + c \quad (\text{Brownell \& Young : 254})$$

Dimana :

$t_s$  = ketebalan dinding *shell*, in

$P_d$  = tekanan desain, psi

$r_i$  = jari-jari tangki, in

$f$  = nilai tegangan material, psi untuk material *Stainless steel SA-167 grade 11 tipe 316*.

= 17.900 psi (Brownell and Young, 1959 untuk T = 300 F)

$E$  = efisiensi sambungan = 0,8 (jenis sambungan las : *double welded butt*)



*joint*)

C = korosi yang diizinkan = 0,25 in

$$\rho_{\text{mix}} = 1.059 \text{ kg/m}^3$$

$$= 66,117 \text{ lb/ft}^3$$

$$P_{\text{operasi}} = 1,5 \text{ atm} = 22,04 \text{ psi}$$

$$P_{\text{hidrostatik}} = \rho \times \frac{H(g / gc)}{144}$$

$$= 66,117 \times \frac{(4,3582 \times 1)}{144}$$

$$= 2,0010 \text{ psi}$$

Tekanan desain 5-10% diatas tekanan kerja absolut (Coulson,1988)

Tekanan desain yang dipilih 10% diatasnya (Rules of thumb,Walas,1988)

$$P_{\text{desain}} = 1,1 \cdot (P_{\text{operasi}} + P_{\text{hidrostatik}})$$

$$P_{\text{desain}} = 1,1 \times (22,04 + 2,001)$$

$$= 26,445 \text{ psi} = 1,79 \text{ atm}$$

Sehingga tebal *shell* :

$$t_s = \frac{26,445 \times \frac{52,2979}{2}}{17.900 \times 0,8 - 0,6 \times 26,445} + 0,25$$

$$t_s = 0,2983 \text{ in}$$

$$\text{standarisasi } t_s = \frac{3}{8} \text{ in}$$

#### **d. Menentukan Dimensi Tutup Atas dan Bawah**

Tutup atas dan tutup bawah berbentuk torishperical. Tebal dan tinggi head dihitung dengan menggunakan persamaan berikut :

$$t_h = \frac{0,885.P.r_c}{2.f.E - 0,2P} + C \quad (\text{Brownell and Young, 1959, hal. 258})$$

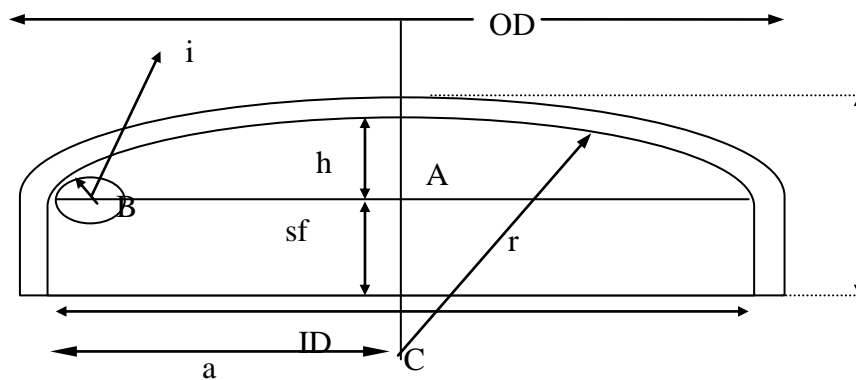
Dimana  $r_c = ID$

$$t_h = \frac{0,885 \times 26,445 \times \frac{52,2979}{2}}{2 \times 17900 \times 0,8 - 0,2 \times 26,445} + 0,25$$

$$t_h = 0,2927 \text{ in}$$

$$\text{standarisasi } t_h = \frac{3}{8} \text{ in}$$

- **Tinggi Dish Head**



Gambar F-2. Dimensi Thorishperical head

$$\begin{aligned} OD &= ID + 2.t_s \\ &= 52,2979 + 2 (0,375) \\ &= 53,0479 \text{ in} \end{aligned}$$

$$icr = 3,25 \text{ in}$$

$$\begin{aligned}
 AB &= \frac{ID}{2} - icr \\
 &= \frac{52,297}{2} - 3,25 = 22,8989 \text{ in}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 BC &= r_c - icr \\
 &= 52,2979 - 3,25 \\
 &= 49,0479 \text{ in}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 b &= r_c - \sqrt{(BC)^2 - (AB)^2} \\
 &= 52,2979 - \sqrt{(49,0479)^2 - (22,8989)^2} \\
 &= 8,92 \text{ in}
 \end{aligned}$$

$$sf = 3 \text{ in} \quad (\text{Tabel 5.6 Brownell \& Young})$$

$$\begin{aligned}
 \text{Tinggi dish head} &= b + sf + t_h \\
 &= 8,92 + 3 + 0,375 \\
 &= 12,2232 \text{ in}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Tinggi total deflecor evaporator} &= \text{tinggi cairan} + \text{disengagement space} \\
 &= 1,23 + 5,368 \text{ ft} \\
 &= 6,608 \text{ ft} \\
 &= 2,014 \text{ m} \\
 &= 79,296 \text{ in}
 \end{aligned}$$

## 2. Perancangan Dimensi *Heat Exchanger* Evaporator

### a. Menentukan luas bidang transfer panas (A)

Untuk pemanasan menggunakan steam, *range*  $U_D$  sebesar 100 – 500  
Btu/hr.ft<sup>2</sup>.°F (Kern,1965)

Dipilih :

$$U_D = 110 \text{ Btu/hr.ft}^2 \cdot \text{°F}$$

Fluida panas (*shell*)

$$\begin{aligned} T_{in} &= 140 \text{ °C} \\ &= 284 \text{ °F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{out} &= 140 \text{ °C} \\ &= 284 \text{ °F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W &= 7.579,7638 \text{ kg/jam} \\ &= 16.710,500 \text{ lb/jam} \end{aligned}$$

Fluida dingin (*tube*)

$$\begin{aligned} t_{in} &= 90 \text{ °C} \\ &= 194 \text{ °F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} t_{out} &= 116 \text{ °C} \\ &= 241 \text{ °F} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} w &= 13.479,7863 \text{ kg/jam} \\ &= 29.717,8064 \text{ lb/jam} \end{aligned}$$

**Menghitung  $\Delta T_{LMTD}$** 

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln \frac{(T_1 - t_2)}{(T_2 - t_1)}}$$

$$= 63,78 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Pemanasan dari suhu umpan ke suhu titik didih  $116^\circ\text{C}$ , jumlah panas yang harus di-supply atau yang dibutuhkan oleh fluida dingin adalah

16.256.849,9262 kJ/jam.

$$Q = 16.256.849,9262 \text{ kJ/jam}$$

$$= 15.408.460,1123 \text{ Btu/jam}$$

**Luas perpindahan panas :**

$$A = \frac{Q}{U_D \cdot \Delta T}$$

$$= 3.242,5326 \text{ ft}^2$$

**b. Menentukan dimensi *tube* :**

Dari Kern,1965, untuk *Long - Tube Vertical Evaporators*, umumnya OD *tube*

= 1 - 2 in umumnya panjang *tube* 12-24 ft.

Dipilih:

Panjang *tube* = 24 ft

OD *tube* = 1 in

BWG = 16

*Pitch* = 1 1/4 in. *square pitch*

*Passes* = 1

Dari tabel 10, Kern 1965, diperoleh:

ID = 0,87 in (0,0833 ft)

$$\text{Wall Thickness} = 0,065 \text{ in}$$

$$\text{Flow area per tube } (a_t') = 0,594 \text{ in}^2$$

$$\text{Surface per lin ft } (a'') = 0,2618 \text{ ft}^2$$

**c. Menghitung jumlah tube (Nt)**

$$N_t = \frac{A}{L \cdot a''} = \frac{3.242,5326}{24 \times 0,2618} = 516 \text{ tubes}$$

Untuk 1 – 1 *exchanger* atau hanya 1 lewatan

Dari tabel 9 Kern diperoleh:

$$N_t = 522 \text{ buah}$$

$$\text{ID shell} = 35 \text{ in} = 2,9167 \text{ ft}$$

**d. Koreksi koefisien  $U_D$ :**

$$A = 522 \times 24 \times 0,2618 = 3.279,8304 \text{ ft}^2$$

$$\begin{aligned} U_D &= \frac{\dot{Q}}{A \times \Delta T} \\ &= \frac{16.256.849,9262}{3.279,8304 \times 24} \\ &= 108,7484 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ F} \end{aligned}$$

**e. Menghitung flow area tube, ( $a_s$ )**

$$\begin{aligned} a_t &= \frac{N_t \times a_t'}{144n} \\ &= 2,1533 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

**f. Menghitung *mass velocity tube* ( $G_t$ )**

$$G_t = \frac{w}{a_t}$$

$$= 13.801,3918 \text{ lb/hr.ft}^2$$

**g. Menghitung bilangan reynold di *tube***

$$Re_t = \frac{D \times G_t}{\mu}$$

Pada  $t_{av} = 217^\circ\text{F}$ ,  $\mu = 0,3603 \text{ cp} = 0,8716 \text{ lb/ft.hr}$

$$Re_t = \frac{0,725/12 \times 13.801,3918}{0,8716} = 1.148,0072$$

**h. Kondensasi steam**

$$h_o = 1.500 \text{ btu/hr.ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

**i. Menentukan dimensi *shell***

$$ID \text{ shell} = 35 \text{ in}$$

$$Passes = 1$$

$$Baffle \text{ space} = 35 \text{ in}$$

$$c' = (Pt - \text{tube OD})$$

$$= (1 \frac{1}{4} - 1) = 0,25$$

**j. Menghitung *flow area shell* ( $a_s$ )**

$$a_s = \frac{ID \times c' \times B}{144 \times Pt}$$

$$= 1,7014 \text{ ft}^2$$

**k. Menghitung *mass velocity shell* ( $G_s$ )**

$$G_s = \frac{W}{a_s}$$

$$= 9.821,6809 \text{ lb/hr.ft}^2$$

**l. Menghitung bilangan reynold di *shell***

$$Re_s = \frac{D \times G_s}{\mu}$$

Pada  $t_{av} = 284 \text{ }^\circ\text{F}$ ,  $\mu = 0,0150 \text{ cp} = 0,0363 \text{ lb/ft.jam}$

Dari gambar 28 Kern, 1965, hal 838.  $De = 0,99 \text{ in} = 0,0825 \text{ ft}$

$$Re_s = \frac{0,0825 \times 9.821,6809}{0,0363} = 22.322,0021$$

Dari gambar 24 Kern, 1965, hal 834 diperoleh  $jH = 93$

$$ho = jH \frac{k}{De} \left( \frac{c \mu}{k} \right)^{1/3} \theta_t$$

$$\frac{ho}{\theta_s} = 93 \times \frac{0,5136}{0,99} \times \left( \frac{0,1634 \times 0,0363}{0,5136} \right)^{1/3}$$

$$= 128,1469 \text{ Btu/hr ft}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

**m. Menghitung temperatur dinding**

$$t_w = tc + \frac{ho}{ho + hio/\theta_t} (Tc - tc)$$

$$= 217,373 + \frac{1500}{1500 + 128.1469} (284 - 217,373)$$

$$= 278 \text{ }^\circ\text{F}$$

Pada  $t_w = 278 \text{ }^\circ\text{F}$ ,  $\mu_w = 0,0102 \text{ cp} = 0,0248 \text{ lb/ft.hr}$



$$\theta_t = \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0,14}$$

$$\theta_s = \left( \frac{0,0363}{0,0248} \right)^{0,14} = 1,0549$$

$$\begin{aligned} \text{Corrected coefficient, } h_o &= \frac{h_{io}}{\theta_s} \\ &= 135,186 \text{ btu/hr.ft}_2 \cdot ^\circ\text{F} \end{aligned}$$

**n. Menghitung clean overall coefficients ( $U_c$ )**

$$\begin{aligned} U_c &= \frac{h_{io} \times h_o}{h_{io} + h_o} \\ &= \frac{135,186 \times 1500}{135,186 + 1500} = 124,009 \end{aligned}$$

**o. Menghitung Dirt factor ( $R_D$ )**

$$\begin{aligned} R_D &= \frac{U_c - U_D}{U_c U_D} \\ &= 0,0011 \quad (\text{Rd yang diperlukan } 0,001) \end{aligned}$$

**p. Menghitung pressure drop ( $\Delta P$ )**

**1). Pressure drop tube ( $\Delta P_t$ )**

$$\Delta P_t = \frac{1}{2} \times \frac{f \times G_t^2 \times L \times n}{5,22 \times 10^{10} \times D \times s \times \theta_t} \quad (\text{Kern, 1965})$$

Diketahui:

Specific gravity = 0,006

untuk  $Re_t = 1.148,0072$  maka  $f = 0,0005$  (fig.26 Kern, 1965 hal 836)

$$\Delta P_t = \frac{1}{2} \times \frac{0,0005 \times 13.801,3918^2 \times 24 \times 1}{5,22 \times 10^{10} \times \left(\frac{0,87}{12}\right) \times 0,006 \times 1}$$

$$= 0,1003 \text{ psi}$$

Untuk  $G_t = 13.801,3918 \text{ lb/hr.ft}^2$  dari gambar 27, Kern, 1965

Diperoleh  $V^2/2g = 0,001$

$$\Delta P_r = \frac{4n}{s} \times \frac{v^2}{2g}$$

$$= \frac{4 \times 1}{0,006} \times 0,001 = 0,6642 \text{ psi}$$

Sehingga:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r$$

$$= 0,1003 + 0,6642$$

$$= 0,7645 \text{ psi}$$

$\Delta P_T$  memenuhi  $\Delta P$  max yang diijinkan yaitu 2 psi (Kern,1965)

## 2). *Pressure drop shell ( $\Delta P_s$ )*

$$\Delta P_s = \frac{f G_s^2 D_s (N+1)}{5,22 \times 10^{10} \times D_e s \phi s}$$

Diketahui :

Pada  $t_c = 284^\circ\text{F}$ , specific gravity  $s = 1,3195$

untuk  $Re_s = 22.322,0021$  diperoleh  $f = 0,0018$  (fig. 29 Kern 1965, hal 839)

$$\text{no. of crosses, } N + 1 = 12 \text{ L/B}$$

$$= 8,22 \approx 9$$

$$ID_s = 35 / 12 = 2,9167 \text{ ft}$$

$$\Delta P_s = \frac{0,0018 \times 9.821,6809^2 \times 2,9167 \times 9}{5,22 \times 10^{10} \times 0,0825 \times 1,3195 \times 1,0549}$$

$$= 0,008 \text{ psi}$$

$\Delta P_T$  memenuhi  $\Delta P$  max untuk yaitu 10 psi (Kern,1988 hal 165)

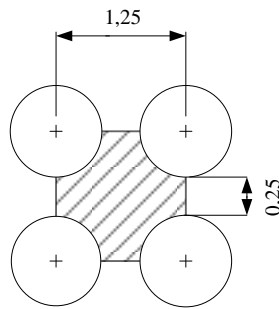
### 3. Mekanikal desain *shell and tube*

#### a. Desain *Tube*

- Material : SA-240 ( *Stainless steel* )
- Susunan : *Square Pitch*
- *Faktor design* : 20%

Dimensi Tube (Kern,1950)

BWG	: 16
OD <sub>t</sub>	: 1 in
ID <sub>t</sub>	: 0,87 in
<i>Surface per line, a'</i>	: 0,2618 ft <sup>2</sup> /ft
<i>Flow area per tube, at'</i>	: 0,594 in <sup>2</sup>
<i>Long tube</i>	: 24 ft
Jumlah <i>tube</i>	: 522 <i>tube</i>
Susunan <i>Tube</i>	: <i>Square pitch</i>
Panjang <i>pitch, P<sub>t</sub>'</i>	: 1 ¼ in
<i>Clearance, C'</i>	: P <sub>t</sub> - OD <sub>t</sub>
	: 1 ¼ in - 1 in = 0,25 in

Gambar F.3 Susuan *Tube*

$$\begin{aligned}
 \text{Luas penampang 1 tube} &= 1/4 \times \pi \times (OD_t)^2 \\
 &= 1/4 \times 3,14 \times 1^2 \\
 &= 0,785 \text{ in}^2 \\
 &= 0,0055 \text{ ft}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Luas penampang total tube} &= \text{Luas tube} \times \text{jumlah tube} \\
 &= 0,0055 \times 522 \\
 &= 2,871 \text{ ft}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Volume 1 tube} &= 1/4 \times \pi \times (ID_t)^2 \times L \\
 &= 1/4 \times 3,14 \times 0,87^2 \times 24 \text{ in} \\
 &= 14,26 \text{ in}^3
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Volume total tube} &= 0,00001638 \times 14,26 \text{ in}^3 \times 522 \text{ tube} \\
 &= 0,122 \text{ m}^3
 \end{aligned}$$

### **b. Desain Shell**

- Material : SA-167 (*Stainless steel*)

- $f$ , *stress* pada 212 F : 17900 psia
- $E$ , *Welded Joint efficiency* : 0,8 (Tabel 13.2 Brownell & young)
- Diameter, IDs : 35 in
- $c$ , faktor korosi : 0,25
- Tebal shell : 3/8 in

Diameter Luar *Shell*, ODs

$$\begin{aligned} \text{ODs} &= \text{IDs} + 2 (t_{\text{shell}}) \\ &= 35 \text{ in} + 2 (3/8) \text{ in} \\ &= 35,75 \text{ in} = 2,98 \text{ ft} \end{aligned}$$

Panjang *shell* ( $L_s$ )

$$\text{Diambil} : \textit{flanged shell} (F_L) = 2 \times 2 \text{ in} = 4 \text{ in} = 1/3 \text{ ft}$$

Panjang *shell* : Panjang *tube* +  $f_L$

$$: 24 \text{ ft} + 1/3 \text{ ft}$$

$$: 24 \frac{1}{3} \text{ ft} = 7,41 \text{ m} = 291,96 \text{ in}$$

$$\begin{aligned} \text{Volume total shell} &= \frac{1}{4} \times \pi \times \text{IDs}^2 \times L \\ &= \frac{1}{4} \times 3,14 \times (35)^2 \times 291,96 \\ &= 279.832,875 \text{ in}^3 \\ &= 4,58 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Volume *shell* tanpa *tube* = Volume total *shell* – Volume total *tube*

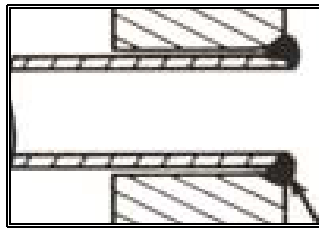
$$= 4,58 \text{ m}^3 - 0,122 \text{ m}^3$$

$$= 4,558 \text{ m}^3$$

c. *Tube Sheet*

*Tubesheet* berupa pelat berbentuk lingkaran dan berfungsi sebagai pemegang ujung-ujung tube dan pembatas aliran fluida disisi  *shell* dan  *tube*.

Pemasangan tube pada  *Evaporator* (EV-301), menggunakan teknik pengelasan (*welded*)



**Gambar. F-4.  *Tube sheet* dengan teknik pengelasan**

- Material  *tube sheet* : SA-129 C
- *Maximum allowable stress, f* : 10.500,00 psia
- *Spec. Min Tensile* : 42.000 psia
- Perhitungan Tebal  *Tube Sheet*

$$T = \frac{FG}{2} \left( \frac{P}{S} \right)^{\frac{1}{2}}$$

Dimana,

T = Tebal pelat dari  *tube sheet* yang efektif, inch

S = tegangan tarik yang diijinkan pada suhu perencanaan dari bahan  
 *Tube sheet*, psia

F = 1, berdasarkan nilai  *ts/IDs* pada grafik 5.3 APK

G = Diameter sebelah dalam  *shell*, inch

P = Tekanan Pada  *shell*, psia

Maka,

1. Tebal *tube sheet*:

$$T = \frac{1 \times 35 \text{ in}}{2} \left( \frac{26,445 \text{ psi}}{10500,00 \text{ psi}} \right)^{1/2} = 0,878 \text{ inch}$$

Digunakan tebal standar 1 in = 0,083 ft

2. Luas *tube sheet*:

$$\begin{aligned} A_{\text{TS}} &= \frac{1}{4} \times \pi \times \text{ID}_s^2 - \frac{1}{4} \times \pi \times \text{OD}_t^2 \\ &= \frac{1}{4} \times \pi \times 35^2 - \frac{1}{4} \times \pi \times 1^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_{\text{TS}} &= 960,84 \text{ in}^2 \\ &= 6,67 \text{ ft}^2 \end{aligned}$$

3. Volume *tube sheet*:

$$\begin{aligned} V_{\text{TS}} &= A_{\text{TS}} \times t_{\text{TS}} \\ V_{\text{TS}} &= 6,67 \text{ ft}^2 \times 0,083 \text{ ft} \\ &= 0,55 \text{ ft}^3 \end{aligned}$$

4. Berat *tube sheet* :

$$\begin{aligned} W_{\text{TS}} &= V_{\text{TS}} \times \rho_{\text{TS}} \times \text{jumlah } \textit{tube sheet} \\ W_{\text{TS}} &= 0,55 \text{ ft}^3 \times 490 \text{ lb/ft}^3 \times 2 \\ &= 539 \text{ lb} \\ &= 244,48 \text{ kg} \end{aligned}$$

#### d. Desain *Baffle*

*Tube* pada EV-301 disangga dengan menggunakan *baffle* tipe segmen tunggal, sebab tipe segmen ini adalah tipe *baffle* yang paling sering digunakan, dipasang tegak lurus terhadap *tube*. Disamping membelokkan arah aliran, sekat ini juga berfungsi untuk menyangga *tube*.

$$Baffle\ cut = 25\ \% \times ID_s$$

sebab pada kondisi ini akan terjadi perpindahan panas yang baik serta penurunan tekanan yang tidak terlalu besar (Tunggul,1992)

$$\begin{aligned} ID_s &= \text{diameter dalam } shell \\ &= 35\ \text{in} \\ &= 2,9167\ \text{ft} \end{aligned}$$

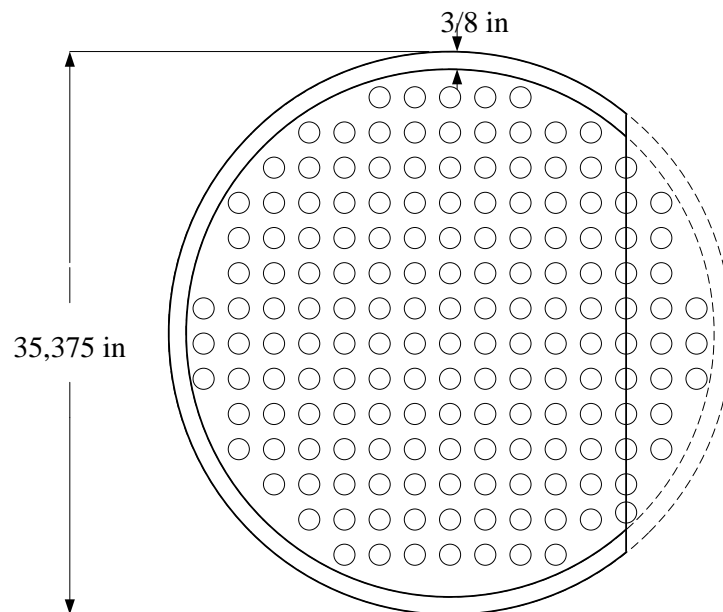
$$\text{Maka } baffle\ cut = 0,25 \times 2,9167\ \text{ft} = 0,7291\ \text{ft}$$

$$\begin{aligned} \text{Luas } baffle\ cut &= 0,25 \times \text{luas } tube\ sheet \\ &= 0,25 \times 6,67 \\ &= 1,67\ \text{ft}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Baffle\ space &= ID_s \\ &= 35\ \text{in} = 2,9167\ \text{ft} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Berat } Baffle &= \text{jumlah } baffle \times \text{volume} \times \text{densitas } stainless\ steel \\ &= 9 \times (6,67 - 2,871 - 1,67) \times 3/8 \times 490\ \text{lb/ft}^3 \\ &= 3.520,83\ \text{lb} = 1.597,02\ \text{kg} \end{aligned}$$





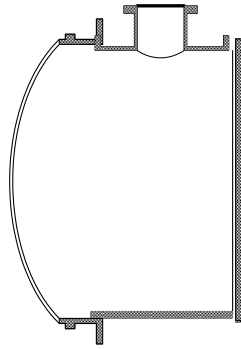
**Gambar F-5. penampang baffle dengan 25 % baffle cut**

**e. Head Stationer**

*Head stationer* merupakan salah satu bagian ujung dari penukar kalor. Pada bagian ini terdapat saluran masuk fluida yang akan mengalir ke dalam tube.

Tipe *Stationary Head* : Tipe B, *Bonnet* ( *Standart* TEMA )

Alasan Pemilihan : Tipe ini sangat sesuai digunakan pada *Heat Exchanger* pada kondisi temperatur sedang sampai tinggi karena mudah diisolasi secara efektif. Pembersihan *tube* hanya dapat dilakukan dengan membuka *head*.



**Gambar. F-6, Head Stationer Type B, bonnet (standart TEMA)**

#### **4. Menghitung isolasi**

##### **a. Menghitung isolasi *Deflector***

Bahan isolator yang digunakan adalah Magnesia 85%, memiliki konduktivitas termal yang kecil sehingga efektif sebagai isolator.

Sifat-sifat fisis:

Konduktivitas termal ( $k$ ) = 0,035 Btu/hr.ft<sup>2</sup> °F

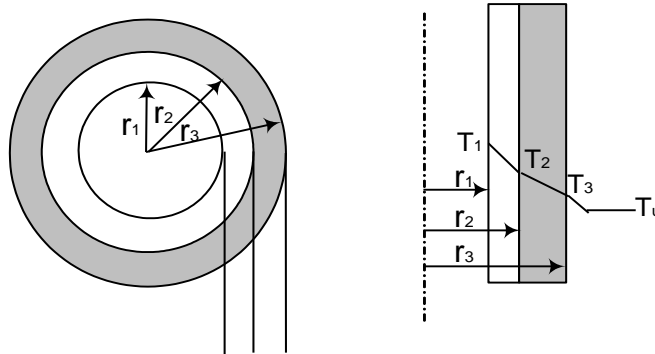
Emisivitas ( $\epsilon$ ) = 0,6

Densitas ( $\rho$ ) = 271 kg/m<sup>3</sup>

(Geankoplis, Tabel.A.3-15, 1979)

Perpindahan panas yang terjadi adalah perpindahan panas dari dinding tangki ke dinding isolasi secara konduksi, kemudian dari dinding isolasi ke udara secara konveksi dan radiasi.

Perpindahan panas konduksi dalam silinder berlapis yang disusun seri seperti gambar berikut ini:



**Gambar F.7. Profil isolasi**

Perpindahan panas melalui tiap lapis tahanan dihitung dengan hukum

Fourier dan  $A = 2\pi rL$ , diperoleh:

$$Q = \frac{2\pi L (T_1 - T_u)}{\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_2}}$$

Jika perpindahan panas disertai dengan konveksi dan radiasi, maka

persamaan dituliskan:

$$Q = \frac{2\pi L (T_1 - T_u)}{\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_2} + \frac{1}{(h_c + h_r) r_3}}$$

Jika diaplikasikan dalam perhitungan perancangan *vessel* maka diperoleh:

$$Q = \frac{2\pi L (T_1 - T_u)}{\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_p} + \frac{\ln\left(\frac{r_2 + x_{is}}{r_2}\right)}{k_{is}} + \frac{1}{(h_c + h_r)(r_2 + x_{is})}}$$

Keterangan :

$x_{is}$  = tebal isolasi, ft

$r_1$  = jari – jari dalam tangki, ft

$r_2$  = jari – jari luar tangki =  $r_1$  + tebal tangki,ft

$r_3$  = jari – jari luar isolasi =  $r_2$  + tebal isolasi, ft

$T_1$  = temperatur permukaan plat tangki bagian dalam , °F

$T_2$  = temperatur permukaan plat tangki bagian luar, °F

$T_i$  = temperatur luar isolasi , °F

$T_u$  = temperatur udara, °F

$k_1$  =  $k_p$  = konduktivitas termal plat, Btu/ jam.ft<sup>2</sup> °F

$k_2$  =  $k_{is}$  = konduktivitas termal isolasi , Btu/ jam.ft<sup>2</sup> °F

$h_c$  = koefisien konveksi, Btu/ jam.ft<sup>2</sup> °F

$h_r$  = koefisien radiasi, Btu/ jam.ft<sup>2</sup> °F

### 1. Menghitung temperatur permukaan isolasi luar

Temperatur permukaan dinding luar dihitung dengan persamaan berikut:

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{sun} = \alpha_{low\ temp.} \sigma (T^4 - T_{surr}^4) \quad (\text{J P Holman, 9}^{th} \text{ ed. 2002}).$$

Keterangan:

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{sun} = \text{fluk radiasi matahari} = 500 \text{ W/m}^2$$

$$\alpha_{sun} = \text{absorptivitas material untuk radiasi matahari} = 0,18$$

$$\alpha_{low. temp} = \text{absorptivitas untuk radiasi matahari pd } 25^\circ\text{C} = 0,8$$

$$\sigma = \text{konstanta Boltzman} = 5,7 \times 10^{-08} \text{ W/m}^2\text{K}^4$$

$$T_{\text{surr}} = \text{temperatur lingkungan,} \quad = \quad 298 \quad \text{K}$$

$T =$  Temperatur permukaan plat luar (lapis cat putih)

$$\text{Temperatur permukaan plat luar } (T_3) = 315,2 \text{ K} = 42,2^\circ\text{C} = 107,96^\circ\text{F}$$

## 2. Perpindahan panas dari dinding isolasi ke udara

- Koefisien radiasi dihitung dengan persamaan berikut:

$$h_r = \varepsilon (5,676) \frac{(T_i/100)^4 - (T_u/100)^4}{T_i - T_u} \quad (\text{Geankoplis, 1993, hal 279})$$

Keterangan:

$$T_u = \text{temperatur udara} \quad = 298 \text{ K} = 77^\circ\text{F}$$

$$\varepsilon = \text{emisivitas bahan isolator} = 0,6 \quad (\text{Tabel 4.1, Kern})$$

$$T_i = \text{temperatur isolator} = 315,2 \text{ K} = 108 \text{ F}$$

$$h_r = \text{koef. panas radiasi}$$

$$h_r = (0,6)(5,676) \frac{(315,2/100)^4 - (298/100)^4}{315,2 - 298}$$

$$h_r = 3,9293 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$= 0,692 \text{ Btu/hr ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}$$

- Koefisien konveksi dihitung dengan persamaan berikut:

Temperatur dinding tangki lebih panas dari temperatur udara luar sehingga panas mengalir dari dinding tangki ke lingkungan. Perpindahan panas dari dinding ke udara secara konveksi bebas dihitung dengan persamaan :

$$Q_c = hc \cdot A \cdot \Delta t$$

Dari tabel 4.7-2 Geankoplis, 1993, hal 256, untuk konveksi bebas dari udara (1 atm) ke permukaan silinder:

$$N_{Gr}N_{Pr} = 10^3 - 10^9, \quad h_c = 1,37 \left( \frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4}$$

$$N_{Gr}N_{Pr} = > 10^9, \quad h_c = 1,24 (\Delta T)^{1/3}$$

Dimana:

$h_c$  = Koefisien konveksi, W/m<sup>2</sup>.K

$\Delta T$  = Perbedaan  $T_{isolator}$  dan  $T_{udara}$ , K

$L$  = tinggi *shell*, m

$$= 2,014 \text{ m} = 6,608 \text{ ft}$$

Udara :

$$T_f = 1/2 (T_i + T_u) = 306,6 \text{ K}$$

Sifat Udara pada : 306,6 K = 92,48 °F (Geankoplis, 1993, App. A.3-3)

$$v_f = 0,861 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_f = 1/v_f$$

$$= 1,1614 \text{ kg/m}^3 \quad = 0,0725 \text{ lb/ft}^3$$

$$C_{p_f} = 1,0048 \text{ kJ/kgK} \quad = 0,2399 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$

$$\mu_f = 1,881 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$$

$$k_f = 0,0263 \text{ W/mK} \quad = 0,0152 \text{ Btu/jam lb } ^\circ\text{F}$$

$$\beta = 1/T_f = 0,0108/^\circ\text{F} = 3,2616 \times 10^{-3} /\text{K}$$

Bilangan Grashoff:

$$Gr = \frac{L^3 \cdot \rho_f^2 \cdot \beta \cdot g \cdot \Delta t}{\mu_f^2} \quad (\text{SI}) \quad (\text{Geankoplis, 1993, hal 254})$$

$$Gr = 1,7132 \times 10^{10}$$

Bilangan Prandl:

$$\text{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (\text{SI}) \quad (\text{Geankoplis, 1993, hal 254})$$

$$\text{Pr} = 7,1864 \times 10^{-4}$$

$$\text{N}_{\text{Gr}}\text{N}_{\text{Pr}} = (1,7132 \times 10^{10}) \times (7,1864 \times 10^{-4}) = 1,2312 \times 10^7$$

Sehingga:

$$h_c = 1,24 (\Delta T)^{1/3}$$

$$h_c = 1,24 (17,2)^{1/3}$$

$$h_c = 2,5252466 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$\begin{aligned} h_c + h_r &= (3,9293 + 2,5252466) \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \\ &= 6,4545 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} \end{aligned}$$

- Panas hilang dari dinding isolasi ke udara:

$$\begin{aligned} Q_1 &= (h_c + h_f) 2 \pi r_3 L (T_i - T_u) \\ &= 6,4545 \times 2 \times 3,14 \times r_3 \times 2,014 \times (315,2 - 298) \\ &= 1.404,1423 r_3 \text{ (J/s)} \end{aligned}$$

- Panas yang keluar lewat dinding:

$$Q_2 = \frac{2\pi L (T_1 - T_u)}{\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_2} + \frac{1}{(h_c + h_r) r_3}}$$

Data perhitungan:

$$r_1 = 52,2979 \text{ in} = 1,3283 \text{ m}$$

$$r_2 = 52,6729 \text{ in} = 1,3378 \text{ m}$$

$$T_1 = 116^\circ\text{C} = 389 \text{ K}$$

$$T_u = 25^\circ\text{C} = 298 \text{ K}$$

$$k_1 = k_p = 21 \text{ Btu/jam.ft } ^\circ\text{F} = 36,345 \text{ W/m K}$$

$$k_2 = 0,035 \text{ Btu/hr.ft } ^\circ\text{F} = 0,0606 \text{ W/m K}$$

Panas yang keluar lewat dinding harus sama dengan panas yang hilang dari dinding isolasi ke udara ( $Q_1 = Q_2$ ), sehingga:

$$1.404,1423 r_3 = \frac{2 \times 3,14 \times 2,014 \times (389 - 298)}{\frac{\ln\left(\frac{1,3378}{1,3283}\right)}{36,345} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{1,3378}\right)}{0,0606} + \frac{1}{(6,4545 \times r_3)}}$$

Dari iterasi diperoleh  $r_3 = 1,3775 \text{ m}$

- Tebal isolasi ( $x_{is}$ ) =  $r_3 - r_2$   
 =  $(1,3775 - 1,3378) \text{ m}$   
 =  $0,03968 \text{ m}$   
 =  $0,1301 \text{ ft}$

Ketebalan isolator harus di cek terhadap ketebalan kritik isolator. Nilainya lebih kecil atau lebih besar. Hal ini disebabkan pada sistem silinder, luas area perpindahan panas semakin meningkat seiring dengan meningkatnya ketebalan isolator atau jari-jari isolator. Berikut ini adalah langkah-langkah perhitungan ketebalan kritik.

Diketahui :

$$\text{Konduktivitas panas isolator } (k_2) = 0,0606 \text{ W/m K}$$

$$\text{Koefisien perpindahan panas konveksi ke udara } (h_c) = 3,2008 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$$



$$r_c = \frac{k_2}{h_c} = \frac{0,0606 \text{ W/mK}}{2,5252 \text{ W/m}^2\text{K}} = 0,0239976 \text{ m} \quad (\text{Kern, 1950, hal.20})$$

Diketahui nilai  $r_1$  sebesar 1,3283 m. Nilai  $r_1$  lebih besar daripada ketebalan kritik. Oleh karena itu, penggunaan isolator tidak menyebabkan panas yang keluar bertambah besar.

- Panas hilang dari permukaan isolasi ke udara:

$$\begin{aligned} Q_{\text{loss}} &= Q_1 = 1.404,1423 r_3 \\ &= 1.404,1423 \times 1,3775 \\ &= 1.934,3134 \text{ J/s} \\ &= 6.963,5283 \text{ kJ/hr} \end{aligned}$$

## b. Menghitung isolasi *Sheel and Tube*

Bahan isolator yang digunakan adalah Magnesia 85%, memiliki Perpindahan panas konduksi dalam silinder berlapis yang disusun seri seperti ditunjukkan gambar F.7.

### 1. Menghitung temperatur permukaan isolasi luar

Temperatur permukaan dinding luar dihitung dengan persamaan berikut:

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{\text{sun}} \alpha_{\text{sun}} = \alpha_{\text{low temp.}} \sigma (T^4 - T_{\text{surr}}^4) \quad (\text{J P Holman, 9}^{\text{th}} \text{ ed. 2002}).$$

Keterangan:

$$\left(\frac{q}{A}\right)_{\text{sun}} = \text{fluk radiasi matahari} = 500 \text{ W/m}^2$$

$$\alpha_{\text{sun}} = \text{absorptivitas material untuk radiasi matahari} = 0,18$$

$\alpha_{\text{low. temp}}$  = absorptivitas untuk radiasi matahari pd  $25^{\circ}\text{C}$  = 0,8

$\sigma$  = konstanta Boltzman =  $5,7 \times 10^{-08}$   $\text{W/m}^2\text{K}^4$

$T_{\text{surr}}$  = temperatur lingkungan, = 298 K

$T$  = Temperatur permukaan plat luar (lapis cat putih)

Temperatur permukaan plat luar ( $T_3$ ) =  $315,2 \text{ K} = 42,2^{\circ}\text{C} = 107,96^{\circ}\text{F}$

## 2. Perpindahan panas dari dinding isolasi ke udara

- Koefisien radiasi dihitung dengan persamaan berikut:

$$h_r = \varepsilon (5,676) \frac{(T_i/100)^4 - (T_u/100)^4}{T_i - T_u} \quad (\text{Geankoplis, 1993, hal 279})$$

Keterangan:

$T_u$  = temperatur udara =  $298 \text{ K} = 77^{\circ}\text{F}$

$\varepsilon$  = emisivitas bahan isolator = 0,6 (Tabel 4.1, Kern)

$T_i$  = temperatur isolator =  $315,2 \text{ K} = 108 \text{ F}$

$h_r$  = koef. panas radiasi

$$h_r = (0,6)(5,676) \frac{(315,2/100)^4 - (298/100)^4}{315,2 - 298}$$

$h_r = 3,9293 \text{ W/m}^2\text{.K}$

=  $0,692 \text{ Btu/hr ft}^2\text{ }^{\circ}\text{F}$

- Koefisien konveksi dihitung dengan persamaan berikut:

Temperatur dinding tangki lebih panas dari temperatur udara luar sehingga panas mengalir dari dinding tangki ke lingkungan. Perpindahan panas dari dinding ke udara secara konveksi bebas dihitung dengan persamaan :

$$Q_c = h_c \cdot A \cdot \Delta t$$

Dari tabel 4.7-2 Geankoplis, 1993, hal 256, untuk konveksi bebas dari udara (1 atm) ke permukaan silinder:

$$N_{Gr}N_{Pr} = 10^3 - 10^9, \quad h_c = 1,37 \left( \frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4}$$

$$N_{Gr}N_{Pr} = > 10^9, \quad h_c = 1,24 (\Delta T)^{1/3}$$

Dimana:

$$h_c = \text{Koefisien konveksi, W/m}^2\cdot\text{K}$$

$$\Delta T = \text{Perbedaan } T_{\text{isolator}} \text{ dan } T_{\text{udara}}, \text{ K}$$

$$L = \text{tinggi shell, m}$$

$$= 24 \text{ ft} = 7,3152 \text{ m}$$

Udara :

$$T_f = \frac{1}{2} (T_i + T_u) = 306,6 \text{ K}$$

Sifat Udara pada : 306,6 K = 92,48 °F (Geankoplis, 1993, App. A.3-3)

$$v_f = 0,861 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\rho_f = 1/v_f$$

$$= 1,1614 \text{ kg/m}^3 = 0,0725 \text{ lb/ft}^3$$

$$C_{p_f} = 1,0048 \text{ kJ/kgK} = 0,2399 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$

$$\mu_f = 1,881 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$$

$$k_f = 0,0263 \text{ W/mK} = 0,0152 \text{ Btu/jam lb } ^\circ\text{F}$$

$$\beta = 1/T_f = 0,0108/^\circ\text{F} = 3,2616 \times 10^{-3} /\text{K}$$

Bilangan Grashoff:

$$Gr = \frac{L^3 \cdot \rho_f^2 \cdot \beta \cdot g \cdot \Delta t}{\mu_f^2} \quad (\text{SI}) \quad (\text{Geankoplis, 1993, hal 254})$$

$$Gr = 8,2095 \times 10^{11}$$

Bilangan Prandl:

$$Pr = \frac{C_p \cdot \mu}{k} \quad (\text{SI}) \quad (\text{Geankoplis, 1993, hal 254})$$

$$Pr = 7,1864 \times 10^{-4}$$

$$N_{Gr} N_{Pr} = (8,2095 \times 10^{11}) \times (7,1864 \times 10^{-4}) = 5,8997 \times 10^8$$

Sehingga:

$$h_c = 1,37 \left( \frac{\Delta T}{L} \right)^{1/4}$$

$$h_c = 1,2605 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

$$\begin{aligned} h_c + h_r &= (3,9293 + 1,2605) \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \\ &= 5,1897 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \end{aligned}$$

- Panas hilang dari dinding isolasi ke udara:

$$\begin{aligned} Q_1 &= (h_c + h_f) 2 \pi r_3 L (T_i - T_u) \\ &= 5,1897 \times 2 \times 3,14 \times r_3 \times 7,3152 \times (315,2 - 298) \\ &= 4.100,7560 r_3 \text{ (J/s)} \end{aligned}$$

- Panas yang keluar lewat dinding:

$$Q_2 = \frac{2\pi L (T_1 - T_u)}{\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_2} + \frac{1}{(h_c + h_r) r_3}}$$

Data perhitungan:

$$r_1 = 35 \text{ in} = 0,8890 \text{ m}$$

$$r_2 = 35,375 \text{ in} = 0,8985 \text{ m}$$

$$T_1 = 236^\circ\text{C} = 509 \text{ K}$$

$$T_u = 25^\circ\text{C} = 298 \text{ K}$$

$$k_1 = k_p = 21 \text{ Btu/jam.ft } ^\circ\text{F} = 36,345 \text{ W/m K}$$

$$k_2 = 0,035 \text{ Btu/hr.ft } ^\circ\text{F} = 0,0606 \text{ W/m K}$$

Panas yang keluar lewat dinding harus sama dengan panas yang hilang dari dinding isolasi ke udara ( $Q_1 = Q_2$ ), sehingga:

$$4.100,7560 r_3 = \frac{2 \times 3,14 \times 7,3152 \times (509 - 298)}{\frac{\ln\left(\frac{0,8985}{0,8890}\right)}{36,345} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{0,8985}\right)}{0,0606} + \frac{1}{(5,1897 \times r_3)}}$$

Dari iterasi diperoleh  $r_3 = 1,0219 \text{ m}$

- Tebal isolasi ( $x_{is}$ )
  - $= r_3 - r_2$
  - $= (1,0219 - 0,8985) \text{ m}$
  - $= 0,1234 \text{ m}$
  - $= 0,4048 \text{ ft}$

Ketebalan isolator harus di cek terhadap ketebalan kritik isolator. Nilainya lebih kecil atau lebih besar. Hal ini disebabkan pada sistem silinder, luas area perpindahan panas semakin meningkat seiring dengan meningkatnya ketebalan isolator atau jari-jari isolator. Berikut ini adalah langkah-langkah perhitungan ketebalan kritik.

Diketahui :

$$\text{Konduktivitas panas isolator } (k_2) = 0,0606 \text{ W/m K}$$

Koefisien perpindahan panas konveksi ke udara ( $h_c$ ) = 3,2008 W/m<sup>2</sup>.K

$$r_c = \frac{k_2}{h_c} = \frac{0,0606 \text{ W / m K}}{1,499 \text{ W / m}^2 \text{ K}} = 0,0434 \text{ m} \quad (\text{Kern, 1950, hal.20})$$

Diketahui nilai  $r_1$  sebesar 0,8890 m. Nilai  $r_1$  lebih besar daripada ketebalan kritik. Oleh karena itu, penggunaan isolator tidak menyebabkan panas yang keluar bertambah besar.

- Panas hilang dari permukaan isolasi ke udara:

$$\begin{aligned} Q_{\text{loss}} &= Q_1 = 4.100,7560 \text{ r}_3 \\ &= 4.100,7560 \times 1,0219 \\ &= 4.190,6485 \text{ J/s} \\ &= 15.086,3348 \text{ kJ/hr} \end{aligned}$$

## 5. Perhitungan *Flange*

### a. Sambungan *Head* dengan *Shell Deflector*

Sambungan antara tutup bagian atas bejana dengan bagian *shell* bejana menggunakan sistem *flange* dan baut, sedangkan tutup bagian bawah adalah dengan pengelasan. Bahan konstruksi yang dipilih berdasarkan pada kondisi operasi.

Data perancangan:

Tekanan desain = 26,445 psi

Temperatur desain = 116 °C

Material *flange* = SA-285, grade C (B & Y, 1959, Tabel 13.1)

*Bolting steel* = SA-193, grade B7 (B & Y, 1959, Tabel 13.1)

*Material gasket* = *Solid flat metal: Stainless steels*

Diameter luar *shell* = 1,34 m = 53,0479 in

Ketebalan *shell* = 0,375 in

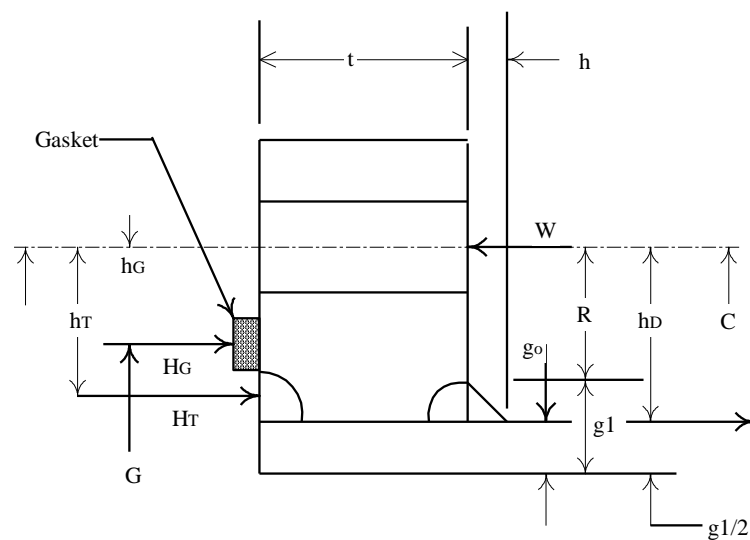
Diameter dalam *shell* = 1,32 m = 52,2979 in

Tegangan dari material *flange* = 13750 psi

Tegangan dari *bolting material* = 20000 psi

Tipe *flange* = *optional loose type*

(Fig.12.24,8.a, Brownell and Young, 1959)



**Gambar F-8** Tipe *flange* dan dimensinya.

### 1. Perhitungan Lebar *Gasket*

Untuk menghitung lebar gasket persamaan yang digunakan:

$$\frac{d_o}{d_i} = \sqrt{\frac{y - pm}{y - p(m+1)}} \quad (\text{Brownell and Young, 1959, pers. 12.2, hal.226})$$

Keterangan:

$p$  = tekanan desain (psi)

$d_o$  = diameter luar *gasket* (in)

$d_i$  = diameter dalam *gasket* (in)

$y$  = *yield stress*, lb/in<sup>2</sup> (Fig. 12.11)

$m$  = faktor *gasket* (fig. 12.11)

Dari fig 12.11 Brownell and Young, diperoleh :

$$y = 26000$$

$$m = 6,50$$

Sehingga

$$\frac{d_o}{d_i} = \sqrt{\frac{26000 - (26,445)(6,50)}{26000 - 26,45(6,50 + 1)}} = 1,000512$$

Asumsi bahwa diameter dalam *gasket* ( $d_i$ ) sama dengan diameter dalam *shell*, yaitu 52,2979 in, sehingga:

$$d_o = 1,000512 \times 52,2979 \text{ in} = 52,3247 \text{ in}$$

- Lebar *gasket* minimum (N)

$$N = \left( \frac{d_o - d_i}{2} \right)$$

$$= \left( \frac{52,3247 - 52,2979}{2} \right)$$



$$= 0,0134 \text{ in}$$

Digunakan *gasket* dengan tebal  $3/16$  in.

- Diameter *gasket* rata-rata (G) :

$$\begin{aligned} G &= d_i + \text{lebar gasket} \\ &= 52,2979 + 3/16 = 52,485 \text{ in} \end{aligned}$$

## 2. Perhitungan Beban

Dari Fig 12.12, Brownell and Young, kolom 1, tipe 1.a, didapat :

$$b_o = \frac{N}{2} = \frac{3/16}{2} = 0,09375 \text{ in}$$

$$b_o \leq 3/16 \text{ in, sehingga } b = b_o = 0,09375 \text{ in}$$

- Beban terhadap *seal gasket*

$$W_{m2} = H_y = \pi \times b \times G \times y$$

$$\begin{aligned} W_{m2} &= 3,14 \times 0,09375 \times 52,485 \times 26000 \\ &= 401.710,13 \text{ lb} \end{aligned}$$

Keterangan :

$$H_y = \text{Berat beban } \textit{bolt} \text{ maksimum (lb)}$$

$$b = \textit{Effective gasket} \text{ (in)}$$

$$G = \textit{Diameter gasket} \text{ rata-rata (in)}$$

- Beban untuk menjaga *joint tight* saat operasi (B & Y, 1959, pers. 12.90) :

$$\begin{aligned}
 H_p &= 2 b \pi G m p \\
 &= 2 \times 0,09375 \times 3,14 \times 52,485 \times 6,50 \times 26,445 \\
 &= 5.311,612 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Keterangan :

$$\begin{aligned}
 H_p &= \text{Beban } \textit{join tight} \text{ (lb)} \\
 m &= \text{Faktor } \textit{gasket} \text{ (fig.12.11)} \\
 b &= \textit{Effective gasket} \text{ (in)} \\
 G &= \text{Diameter } \textit{gasket} \text{ rata-rata (in)} \\
 p &= \text{Tekanan operasi (psi)}
 \end{aligned}$$

- Beban dari tekanan internal (B & Y, 1959, pers. 12.89) :

$$\begin{aligned}
 H &= \frac{\pi G^2}{4} p \\
 &= \frac{3,14 \times 52,485^2}{4} \times 26,445 \\
 &= 57.186,07 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

- Beban operasi total (B & Y, 1959, pers. 12.91) :

$$\begin{aligned}
 W_{m1} &= H + H_p \\
 &= 57.186,07 \text{ lb} + 5.311,612 \text{ lb} \\
 &= 62.497,68 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

### 3. Baut

Berdasarkan perhitungan diatas, diperoleh  $W_{m2}$  lebih besar daripada  $W_{m1}$ , sehingga, beban pengontrol berada pada  $W_{m2} = 401.710,13$  lb. Luas minimum baut dapat dihitung dengan persamaan:

$$\begin{aligned} A_{m2} &= \frac{W_{m2}}{f_a} \\ &= \frac{401.710,13}{20000} \\ &= 20,085 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

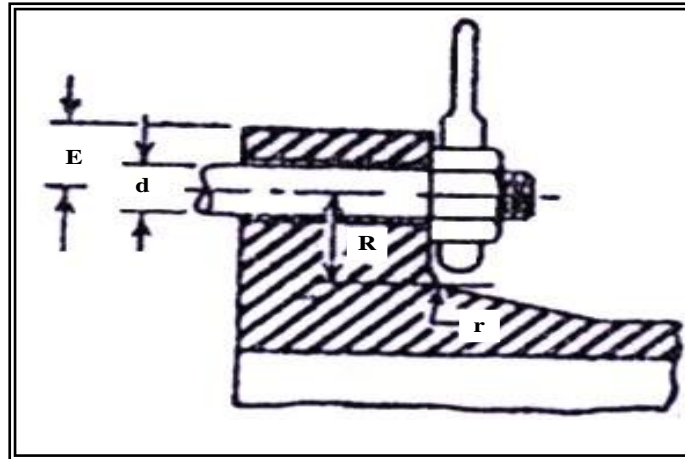
Penentuan ukuran baut diambil dari Brownell and young, 1956, hal.188, Tabel 10-4. Dengan ukuran baut = 1,5 in diperoleh data sebagai berikut :

<i>Root area</i>	= 1,294 in <sup>2</sup>
<i>Bolt spacing standard (BS)</i>	= 3,25 in
<i>Minimal radian distance (R)</i>	= 2 in
<i>Edge distance (E)</i>	= 1,5 in

- Jumlah baut minimum:

$$\begin{aligned} &= \frac{A_{m2}}{\text{root area}} \\ &= \frac{20,085 \text{ in}^2}{1,294 \text{ in}^2} \\ &= 15,52 \text{ buah} \end{aligned}$$

Digunakan jumlah baut sebanyak 16 buah. Dimensi baut digambarkan pada Gambar F.4 berikut.



Gambar F-9 Detail ukuran baut

#### 4. Diameter *Flange*

- *Bolt circle diameter* (BC) = ID + 2 (1,145  $g_o$  + R)

$$= 52,2979 \text{ in} + 2 [(1,145 \times 3,25 \text{ in}) + 2 \text{ in}]$$

$$= 61,7404 \text{ in}$$

- Perhitungan diameter *flange* luar :

$$\text{Flange OD (A)} = \text{bolt circle diameter} + 2 E$$

$$= 61,7404 \text{ in} + 2 (1,5) \text{ in}$$

$$= 64,7404 \text{ in}$$

#### 5. Koreksi lebar *gasket* 1

- $A_{b \text{ actual}} = \text{jumlah baut} \times \text{root area}$

$$= 16 \times 1,294 \text{ in}^2 = 20,704 \text{ in}^2$$

- Lebar *gasket* minimum :

$$\begin{aligned}
 N_{\min} &= \frac{A_{b \text{ actual}} f_{\text{allow}}}{2 y \pi G} \\
 &= \frac{20,704 \text{ in}^2 \times 20000 \text{ psi}}{2 \times 26000 \times 3,14 \times 52,485 \text{ in}} \\
 &= 0,04832 \text{ in}
 \end{aligned}$$

## 6. Perhitungan *Moment*

### a. Untuk kondisi tanpa tekanan dalam

- Beban desain diberikan dengan pers. 12.94, B & Y, 1959 :

$$\begin{aligned}
 W &= \frac{1}{2} (A_b + A_{m2}) f_a \\
 &= \frac{1}{2} (20,704 \text{ in}^2 + 20,0855 \text{ in}^2) (20000 \text{ psi}) \\
 &= 407.895,0651 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Keterangan :

W = Berat beban (lb)

$A_{m2}$  = Luas baut minimum ( $\text{in}^2$ )

$A_b$  = Luas aktual baut ( $\text{in}^2$ )

$f_a$  = *Allowable stress* (psi)

- Hubungan *lever arm* diberikan dengan pers. (12.101), B & Y, 1959:

$$\begin{aligned}
 h_G &= \frac{1}{2} (BC - G) \\
 &= \frac{1}{2} (61,7404 \text{ in} - 52,485 \text{ in}) \\
 &= 4,628 \text{ in}
 \end{aligned}$$

Keterangan :

$h_G$  = Tahanan *radial circle bolt* (in)

BC = *Bolt circle diameter* (in)

$G$  = Diameter *gasket* rata-rata (in)

- *Flange moment* dihitung sebagai berikut (B & Y, 1959, Tabel 12.4) :

$$\begin{aligned} M_a &= W \times h_G \\ &= 407.895,0651 \text{ lb} \times 4,628 \text{ in} \\ &= 1.887.534,414 \text{ lb-in} \end{aligned}$$

**b. Untuk kondisi beroperasi,  $W = W_{m1}$  (B & Y, 1959, pers. 12.95)**

- $W = 62.497,682 \text{ lb}$
- $H_D = 0,785 B^2 p$  (B & Y, 1959, pers. 12.96)
 
$$\begin{aligned} &= 0,785 (52,2979 \text{ in})^2 (26,445 \text{ psi}) \\ &= 56.778,2141 \text{ lb} \end{aligned}$$

Keterangan :

$H_D$  = *Hydrostatic and force* pada *area* dalam *flange* (lb)

$B$  = Diameter dalam *flange* / *OD shell* (in)

$p$  = Tekanan operasi (psi)

- *The lever arm* dihitung dengan pers. 12.100 (B & Y, 1959) :

$$\begin{aligned} h_D &= \frac{1}{2} (BC - B) \\ &= \frac{1}{2} (61,7404 \text{ in} - 52,2979 \text{ in}) = 4,7212 \text{ in} \end{aligned}$$

- *The moment*,  $M_D$  (dari pers. 12.96);

$$\begin{aligned} M_D &= H_D \times h_D \\ &= 56.778,2141 \text{ lb} \times 4,7212 \text{ in} \\ &= 268.064,1437 \text{ lb-in} \end{aligned}$$

- $H_G$  dari pers. 12.98 (B & Y, 1959) :

$$\begin{aligned} H_G &= W_{ml} - H \\ &= 62.497,6821 \text{ lb} - 57.186,0699 \text{ lb} \\ &= 5.311,6122 \text{ lb} \end{aligned}$$

- *Moment*, pers. 12.98 (B & Y, 1959) :

$$\begin{aligned} M_G &= H_G \times h_G \\ &= 5.311,6122 \text{ lb} \times 4,628 \text{ in} \\ &= 24.579,4854 \text{ lb-in} \end{aligned}$$

- $H_T$  dihitung dengan pers. 12.97 (B & Y, 1959) :

$$\begin{aligned} H_T &= H - H_D \\ &= 57.186,0699 \text{ lb} - 56.778,2141 \text{ lb} \\ &= 407,8557 \text{ lb} \end{aligned}$$

- Hubungan *lever arm* pers. 12.102 is:

$$\begin{aligned} h_T &= \frac{1}{2} (h_D + h_G) \\ &= \frac{1}{2} (4,7212 \text{ in} + 4,628 \text{ in}) \\ &= 4,6743 \text{ in} \end{aligned}$$

- *Flange moments* diberikan oleh pers. 12.97 (B & Y, 1959) :

$$\begin{aligned} M_T &= H_T \times h_T \\ &= 407,8557 \text{ lb} \times 4,6743 \text{ in} \\ &= 1.906,4706 \text{ lb-in} \end{aligned}$$

- Jumlah *moment* untuk kondisi beroperasi,  $M_o$  dihitung berdasarkan pers. 12.99 (B & Y, 1959):

$$\begin{aligned} M_o &= M_D + M_G + M_T \\ &= 268.064,1437 \text{ lb-in} + 24.579,4854 \text{ lb-in} + 1.906,4706 \text{ lb-in} \\ &= 294.550,0998 \text{ lb-in} \end{aligned}$$

Karena  $M_a > M_o$ , sehingga *moment* kondisi tanpa tekanan dalam ( $M_a$ ) yang berfungsi sebagai pengontrol sebesar 1.887.534,414 lb-in

### 7. Perhitungan tebal *flange* (B & Y, 1959, pers. 12.85)

Untuk menghitung tebal *flange* dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

$$t = \sqrt{\frac{Y M_{\max}}{f_a B}}$$

$$K = \frac{A}{B}$$

Dimana:

$A$  = *flange* OD

$B$  = *shell* OD

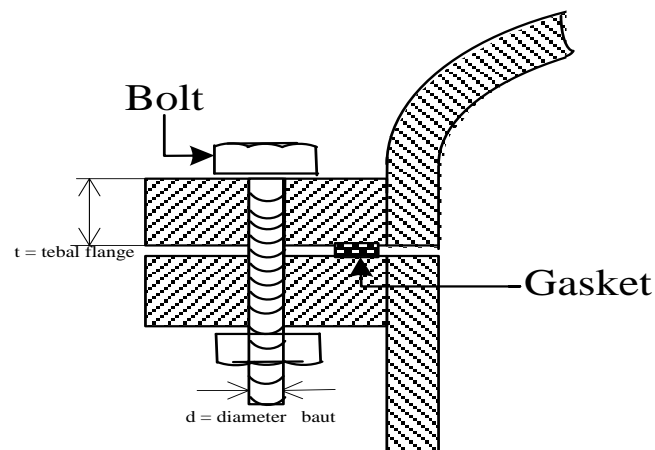
$$K = \frac{64,7404 \text{ in}}{52,2979 \text{ in}} = 1,24$$

Untuk  $K = 1,24$  maka diperoleh  $Y = 9$  (Brownell and Young, 1959, fig. 12.22, hal. 238), sehingga :

$$t = \sqrt{\frac{9 \times 1.887.534,414 \text{ lb-in}}{20000 \text{ psia} \times 52,2979 \text{ in}}} = 4,03 \text{ in}$$

Ketebalan *flange* yang digunakan 4 in.





**Gambar F-10** Detail untuk *flange* dan *bolt* pada *head evaporator*

a. **Sambungan *Head Stationer* dengan *Shell Deflector***

Sambungan antara bagian *head stationer* dengan *shell* penukar panas menggunakan sistem *flange* dan baut. Bahan konstruksi yang dipilih berdasarkan pada kondisi operasi.

Data perancangan:

Tekanan desain = 26,445 psi

Temperatur desain = 116 °C

Material *flange* = SA-285, grade C (B & Y, 1959, Tabel 13.1)

*Bolting steel* = SA-193, grade B7 (B & Y, 1959, Tabel 13.1)

Material *gasket* = *Solid flat metal: Stainless steels*

Diameter dalam *shell* = 0,889 m = 35 in

Ketebalan *shell* = 0,375 in

Diameter luar *shell* = 0,908 m = 35,75 in

Tegangan dari material *flange* = 13750 psi

Tegangan dari *bolting material* = 20000 psi

Tipe *flange* = *optional loose type*

(Fig.12.24,8.a, Brownell and Young, 1959)

### 1. Perhitungan Lebar *Gasket*

Untuk menghitung lebar *gasket* persamaan yang digunakan:

$$\frac{d_o}{d_i} = \sqrt{\frac{y - pm}{y - p(m+1)}} \quad (\text{Brownell and Young, 1959, pers. 12.2, hal.226})$$

Keterangan:

$p$  = tekanan desain (psi)

$d_o$  = diameter luar *gasket* (in)

$d_i$  = diameter dalam *gasket* (in)

$y$  = *yield stress*, lb/in<sup>2</sup> (Fig. 12.11)

$m$  = faktor *gasket* (fig. 12.11)

Dari fig 12.11 Brownell and Young, diperoleh :

$$y = 26000$$

$$m = 6,50$$

Sehingga

$$\frac{d_o}{d_i} = \sqrt{\frac{26000 - (26,445)(6,50)}{26000 - 26,445(6,50 + 1)}} = 1,0005123$$

Asumsi bahwa diameter dalam *gasket* ( $d_i$ ) sama dengan diameter luar *shell*, yaitu 35,75 in, sehingga:

$$d_o = 1,0005123 \times 35,75 \text{ in} = 35,7683 \text{ in}$$

2. Lebar *gasket* minimum (N)

$$\begin{aligned} N &= \left( \frac{d_o - d_i}{2} \right) \\ &= \left( \frac{35,7683 - 35,75}{2} \right) \\ &= 0,0091 \text{ in} \end{aligned}$$

Digunakan *gasket* dengan tebal 3/16 in.

3. Diameter *gasket* rata-rata (G) :

$$\begin{aligned} G &= d_i + \text{lebar gasket} \\ &= 35,75 + 3/16 = 35,1875 \text{ in} \end{aligned}$$

## 2. Perhitungan Beban

Dari Fig 12.12, Brownell and Young, kolom 1, tipe 1.a, didapat :

$$b_o = \frac{N}{2} = \frac{3/16}{2} = 0,09375 \text{ in}$$

$b_o \leq 3/16 \text{ in}$ , sehingga  $b = b_o = 0,09375 \text{ in}$

- Beban terhadap *seal gasket*

$$W_{m2} = H_y = \pi \times b \times G \times y$$

$$\begin{aligned} W_{m2} &= 3,14 \times 0,09375 \times 35,1875 \times 26000 \\ &= 269.316,3281 \text{ lb} \end{aligned}$$

Keterangan :

$$H_y = \text{Berat beban } \textit{bolt} \text{ maksimum (lb)}$$

b = *Effective gasket* (in)

G = Diameter *gasket* rata-rata (in)

- Beban untuk menjaga *joint tight* saat operasi (B & Y, 1959, pers. 12.90) :

$$H_p = 2 b \pi G m p$$

$$= 2 \times 0,09375 \times 3,14 \times 35,1875 \times 6,50 \times 29,36$$

$$= 3.561,0351 \text{ lb}$$

Keterangan :

$H_p$  = Beban *join tight* (lb)

m = Faktor *gasket* (fig.12.11)

b = *Effective gasket* (in)

G = Diameter *gasket* rata-rata (in)

p = Tekanan operasi (psi)

- Beban dari tekanan internal (B & Y, 1959, pers. 12.89) :

$$H = \frac{\pi G^2}{4} p$$

$$= \frac{3,14 \times 35,1875^2}{4} \times 26,445$$

$$= 25.703,3691 \text{ lb}$$

- Beban operasi total (B & Y, 1959, pers. 12.91) :

$$W_{ml} = H + H_p$$

$$= 25.703,3691 \text{ lb} + 3.561,0351 \text{ lb}$$

$$= 29.264,4042 \text{ lb}$$

### 3. Baut

Berdasarkan perhitungan diatas, diperoleh  $W_{m2}$  lebih besar daripada  $W_{m1}$ , sehingga, beban pengontrol berada pada  $W_{m2} = 269.316,3281$  lb. Luas minimum baut dapat dihitung dengan persamaan:

$$\begin{aligned} A_{m2} &= \frac{W_{m2}}{f_a} \\ &= \frac{269.316,3281}{20000} \\ &= 13,4658 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Penentuan ukuran baut diambil dari Brownell and young, 1956, hal.186, Tabel

10-4. Dengan ukuran baut = 1,5 in diperoleh data sebagai berikut :

<i>Root area</i>	= 1,294 in <sup>2</sup>
<i>Bolt spacing standard (BS)</i>	= 3,25 in
<i>Minimal radian distance (R)</i>	= 2 in
<i>Edge distance (E)</i>	= 1,5 in

- Jumlah baut minimum:

$$\begin{aligned} &= \frac{A_{m2}}{\text{root area}} \\ &= \frac{13,4658 \text{ in}^2}{1,294 \text{ in}^2} \\ &= 10,406 \text{ buah} \end{aligned}$$

Digunakan jumlah baut sebanyak 12 buah.

#### 4. Diameter *Flange*

- *Bolt circle diameter* (BC) = ID + 2 (1,145 g<sub>o</sub> + R)  
 = 35 in + 2 [(1,145 × 3,25 in) + 2 in]  
 = 44,4425 in
- Perhitungan diameter *flange* luar :

$$\begin{aligned} \text{Flange OD (A)} &= \text{bolt circle diameter} + 2 E \\ &= 44,4425 \text{ in} + 2 (1,5) \text{ in} \\ &= 47,4425 \text{ in} \end{aligned}$$

#### 5. Koreksi lebar *gasket* 1

- $A_{b \text{ actual}} = \text{jumlah baut} \times \text{root area}$   
 = 12 × 1,294 in<sup>2</sup> = 15,5280 in<sup>2</sup>
- Lebar *gasket* minimum :

$$\begin{aligned} N_{\min} &= \frac{A_{b \text{ actual}} f_{\text{allow}}}{2 y \pi G} \\ &= \frac{15,5280 \text{ in}^2 \times 20000 \text{ psi}}{2 \times 26000 \times 3,14 \times 35 1/5 \text{ in}} \\ &= 0,0541 \text{ in} \end{aligned}$$

#### 6. Perhitungan *Moment*

##### a. Untuk kondisi tanpa tekanan dalam

- Beban desain diberikan dengan pers. 12.94, B & Y, 1959 :

$$\begin{aligned}
 W &= \frac{1}{2} (A_b + A_{m2}) f_a \\
 &= \frac{1}{2} (15,528 \text{ in}^2 + 13,4658 \text{ in}^2) (20000 \text{ psi}) \\
 &= 289.938,1641 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

Keterangan :

$W$  = Berat beban (lb)

$A_{m2}$  = Luas baut minimum ( $\text{in}^2$ )

$A_b$  = Luas aktual baut ( $\text{in}^2$ )

$f_a$  = *Allowable stress* (psi)

- Hubungan *lever arm* diberikan dengan pers. (12.101), B & Y, 1959:

$$\begin{aligned}
 h_G &= \frac{1}{2} (BC - G) \\
 &= \frac{1}{2} (44,4425 \text{ in} - 35 \frac{1}{5} \text{ in}) \\
 &= 4,628 \text{ in}
 \end{aligned}$$

Keterangan :

$h_G$  = Tahanan *radial circle bolt* (in)

$BC$  = *Bolt circle diameter* (in)

$G$  = Diameter *gasket* rata-rata (in)

- *Flange moment* dihitung sebagai berikut (B & Y, 1959, Tabel 12.4) :

$$\begin{aligned}
 Ma &= W \times h_G \\
 &= 289.938,1641 \text{ lb} \times 4,628 \text{ in} \\
 &= 1.341.688,8542 \text{ lb-in}
 \end{aligned}$$

**b. Untuk kondisi beroperasi,  $W = W_{m1}$  (B & Y, 1959, pers. 12.95)**

- $W = 29.264,4042 \text{ lb}$

- $H_D = 0,785 B^2 p$  (B & Y, 1959, pers. 12.96)  
 $= 0,785 (35 \text{ in})^2 (26,445 \text{ psi})$   
 $= 25.430,173 \text{ lb}$

Keterangan :

$H_D$  = *Hydrostatic and force* pada *area* dalam *flange* (lb)

B = Diameter dalam *flange* / *OD shell* (in)

p = Tekanan operasi (psi)

- *The lever arm* dihitung dengan pers. 12.100 (B & Y, 1959) :

$$h_D = \frac{1}{2} (BC - B)$$

$$= \frac{1}{2} (44,4425 \text{ in} - 35 \text{ in}) = 4,7213 \text{ in}$$

- *The moment*,  $M_D$  (dari pers. 12.96);

$$M_D = H_D \times h_D$$

$$= 25.430,173 \text{ lb} \times 4,7213 \text{ in}$$

$$= 120.062,205 \text{ lb-in}$$

- $H_G$  dari pers. 12.98 (B & Y, 1959) :

$$H_G = W_{ml} - H$$

$$= 29.264,4042 \text{ lb} - 25.703,3691 \text{ lb}$$

$$= 3.561,0351 \text{ lb}$$

- *Moment*, pers. 12.98 (B & Y, 1959) :

$$M_G = H_G \times h_G$$

$$= 3.561,0351 \text{ lb} \times 4,628 \text{ in}$$



$$= 16.478,6902 \text{ lb-in}$$

- $H_T$  dihitung dengan pers. 12.97 (B & Y, 1959) :

$$\begin{aligned} H_T &= H - H_D \\ &= 25.703,3691 \text{ lb} - 25.430,173 \\ &= 273,1960 \text{ lb} \end{aligned}$$

- Hubungan *lever arm* pers. 12.102 is:

$$\begin{aligned} h_T &= \frac{1}{2} (h_D + h_G) \\ &= \frac{1}{2} (4,7213 \text{ in} + 4,628 \text{ in}) \\ &= 4,6743 \text{ in} \end{aligned}$$

- *Flange moments* diberikan oleh pers. 12.97 (B & Y, 1959) :

$$\begin{aligned} M_T &= H_T \times h_T \\ &= 273,1960 \text{ lb} \times 4,6743 \text{ in} \\ &= 1.277,0203 \text{ lb-in} \end{aligned}$$

- Jumlah *moment* untuk kondisi beroperasi,  $M_o$  dihitung berdasarkan pers.

12.99 (B & Y, 1959):

$$\begin{aligned} M_o &= M_D + M_G + M_T \\ &= 120.062,205 \text{ lb-in} + 16.478,6902 \text{ lb-in} + 1.277,0203 \text{ lb-in} \\ &= 137.817,9154 \text{ lb-in} \end{aligned}$$

Karena  $M_a > M_o$ , sehingga *moment* kondisi tanpa tekanan dalam ( $M_a$ ) yang berfungsi sebagai pengontrol sebesar 1.341.688,854 lb-in

## 7. Perhitungan tebal *flange* (B & Y, 1959, pers. 12.85)

Untuk menghitung tebal *flange* dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

$$t = \sqrt{\frac{Y M_{\max}}{f_a B}}$$

$$K = \frac{A}{B}$$

Dimana:

A = *flange* OD

B = *shell* OD

$$K = \frac{47,44 \text{ in}}{35 \text{ in}} = 1,355$$

Untuk K = 1,355 maka diperoleh Y = 7 (Brownell and Young, 1959, fig. 12.22, hal. 238), sehingga :

$$t = \sqrt{\frac{7 \times 1.341.688,8542 \text{ lb-in}}{20000 \text{ psia} \times 35 \text{ in}}} = 3,66 \text{ in}$$

Ketebalan *flange* yang digunakan 4 in.

## 5. Desain Perpipaan dan *Nozzle*

### a. Umpan Larutan Maleat Anhidrat

Data dari neraca massa :

Laju alir massa , G = 13.479,7863 kg/jam

$$= 3,7443 \text{ kg/s}$$

$$\rho_{\text{mix}} = 1075 \text{ kg/m}^3$$

Bahan pipa yang digunakan = *Stainless steel*

Diameter optimum ( $D_{i,\text{optimum}}$ ) :

$$\begin{aligned}
 D_{i,optimum} &= 226 G^{0.5} \rho^{-0.35} \quad (\text{Coulson Vol. 6, 1983,pers. 5.15 hal.161}) \\
 &= 226 \times (3,7443 \text{ kg/s})^{0.5} (1075 \text{ kg/m}^3)^{-0.35} \\
 &= 38,002 \text{ mm} = 1,49 \text{ in}
 \end{aligned}$$

Digunakan pipa standart Kern, Tabel 11, 1965

NPS	= 2 in
<i>Schedule Number</i>	= 40
OD	= 2,375 in
ID	= 2,067 in
<i>Flow area</i>	= 3,356 in <sup>2</sup>
Berat	= 3,653 lb/ft

Spesifikasi *nozzle* standar dari Brownell and Young, 1959, App. F item 1:

<i>Size</i>	= 2 in
<i>OD of pipe</i>	= 2,375 in
<i>Nozzle wall thickness (n)</i>	= 0,218
<i>Diameter hole on in reinforcing plate (D<sub>R</sub>)</i>	= 2,5 in
<i>Distance shell to flange face, outside (J)</i>	= 6
<i>Distance shell to flange face, inside (K)</i>	= 6
<i>Distance from Bottom of tank to center of nozzle :</i>	
- <i>Regular, Type H</i>	= 7 in
- <i>Low, Type G</i>	= 3,5 in

**b. Steam Masuk shell**

Laju alir massa , G = 7.579,7638 kg/jam

$$= 2,105 \text{ kg/s}$$

$$\text{Densitas, } \rho = 0,685 \text{ kg/m}^3$$

Bahan pipa yang digunakan = *Stainless steel*

Diameter optimum ( $D_{i, \text{optimum}}$ ) :

$$D_{i, \text{optimum}} = 226 G^{0.5} \rho^{-0.35} \quad (\text{Coulson Vol. 6, 1983, pers. 5.15 hal.161})$$

$$= 226 \times (2,105 \text{ kg/s})^{0.5} (0,685 \text{ kg/m}^3)^{-0.35}$$

$$= 374,319 \text{ mm}$$

$$= 14,737 \text{ in}$$

Digunakan pipa standart Kern, Tabel 11, 1965

$$\text{NPS} = 16 \text{ in}$$

$$\text{Schedule Number} = 40$$

$$\text{OD} = 16 \text{ in}$$

$$\text{ID} = 15 \text{ in}$$

$$\text{Flow area} = 176 \text{ in}^2$$

$$\text{Berat} = 82,8 \text{ lb/ft}$$

Spesifikasi *nozzle* standar dari Brownell and Young, 1959, App. F item 1:

$$\text{Size} = 16 \text{ in}$$

$$\text{OD of pipe} = 16 \text{ in}$$

$$\text{Nozzle wall thickness (n)} = 0,5$$

$$\text{Diameter hole on in reinforcing plate (D}_R\text{)} = 16,125 \text{ in}$$

$$\text{Distance shell to flange face, outside (J)} = 10$$

$$\text{Distance shell to flange face, inside (K)} = 8$$

*Distance from Bottom of tank to center of nozzle :*

- *Regular, Type H* = 20 in

- *Low, Type G* = 17,5 in

### c. Produk Cairan

Laju alir massa , G = 6.613,1313 kg/jam

= 1,8369 kg/s

Densitas campuran,  $\rho_{\text{mix}}$  = 247,13 kg/m<sup>3</sup>

Bahan pipa yang digunakan = *Stainless steel*

Diameter optimum ( $D_{i,\text{optimum}}$ ) :

$$D_{i,\text{optimum}} = 226 G^{0.5} \rho^{-0.35} \quad (\text{Coulson Vol. 6, 1983, pers. 5.15 hal.161})$$

$$= 226 \times (1,8369 \text{ kg/s})^{0.5} (247,13 \text{ kg/m}^3)^{-0.35}$$

$$= 44,5274 \text{ mm} = 1,753 \text{ in}$$

Digunakan pipa standart Kern, Tabel 11, 1965

NPS = 2 in

*Schedule Number* = 40

OD = 2,375 in

ID = 2,067 in

*Flow area* = 3,35 in<sup>2</sup>

Berat = 3,653 lb/ft

Spesifikasi *nozzle* standar dari Brownell and Young, 1959, App. F item 1:

*Size* = 2 in

*OD of pipe* = 2,375 in

<i>Nozzle wall thickness (n)</i>	= 0.218 in
<i>Diameter hole on in reinforcing plate (<math>D_R</math>)</i>	= 2 ½ in
<i>Distance shell to flange face, outside (J)</i>	= 6 in
<i>Distance shell to flange face, inside (K)</i>	= 6 in
<i>Length of side of reinforcing plate, L</i>	= 10
<i>Width of reinforcing plate, W</i>	= 12,625
<i>Distance from Bottom of tank to center of nozzle :</i>	
- Regular, Type H	= 7 in
- Low, Type G	= 3 ½ in

#### d. Produk uap

Laju alir massa = 6.866,6550 kg/jam

= 1,9074 kg/s

Densitas = 0,8455 kg/m<sup>3</sup>

Bahan pipa yang digunakan = *Stainless steel*

Diameter otimum ( $D_{i, optimum}$ ) :

$$D_{opt} = 226 \times (1,9074 \text{ kg/s})^{0,5} \times (0,8455 \text{ kg/m}^3)^{-0,35}$$

= 330,9741 mm

= 13,0304 in

Digunakan pipa standart Kern, Tabel 11, 1965

NPS = 14 in

*Schedule Number* = 40

OD = 14 in

ID = 13,125 in

$$\text{Flow area} = 135,3 \text{ in}^2$$

$$\text{Berat} = 63,4 \text{ lb/ft}$$

Spesifikasi *nozzle* standar dari Brownell and Young, 1959, App. F item 1:

$$\text{Size} = 14 \text{ in}$$

$$\text{OD of pipe} = 14 \text{ in}$$

$$\text{Nozzle wall thickness (n)} = 0,5 \text{ in}$$

$$\text{Diameter hole on in reinforcing plate (D}_R\text{)} = 14,125 \text{ in}$$

$$\text{Distance shell to flange face, outside (J)} = 10 \text{ in}$$

$$\text{Distance shell to flange face, inside (K)} = 8 \text{ in}$$

$$\text{Length of side of reinforcing plate, L} = 31$$

$$\text{Width of reinforcing plate, W} = 38 \text{ in}$$

Distance from Bottom of tank to center of nozzle :

$$\text{- Regular, Type H} = 18 \text{ in}$$

$$\text{- Low, Type G} = 15,5 \text{ in}$$

## 5. Air panas dari *shell*

$$\text{Laju alir massa} = 7.579,7638 \text{ kg/jam}$$

$$= 2,105 \text{ kg/s}$$

$$\text{Densitas} = 915 \text{ kg/m}^3$$

Bahan pipa yang digunakan = *Carbon steel*

Diameter otimum ( $D_{i, \text{optimum}}$ ) :

$$D_{\text{opt}} = 226 \times (2,105 \text{ kg/s})^{0,5} \times (915 \text{ kg/m}^3)^{-0,35}$$

$$= 32,3902 \text{ mm} = 1,2752 \text{ in}$$

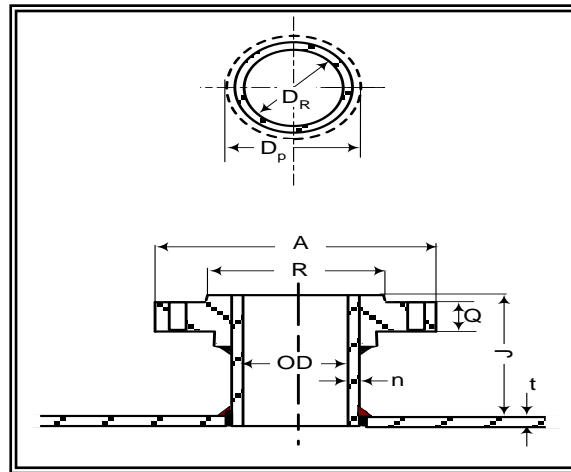
Digunakan pipa standart Kern, Tabel 11, 1965

NPS	= 2 in
<i>Schedule Number</i>	= 40
OD	= 2,375 in
ID	= 2,067 in
<i>Flow area</i>	= 3,356 in <sup>2</sup>
Berat	= 3,653 lb/ft

Spesifikasi *nozzle* standar dari Brownell and Young, 1959, App. F item 1:

<i>Size</i>	= 2
<i>OD of pipe</i>	= 2,375 in
<i>Flange Nozzle thickness (n)</i>	= 0,218
<i>Diameter of hole in reinforcing plate (D<sub>R</sub>)</i>	= 2,5 in
<i>Length of side of reinforcing plate, L</i>	= 10
<i>Distance shell to flange face, outside (J)</i>	= 6
<i>Distance shell to flange face, inside (K)</i>	= 6
<i>Width of reinforcing plate, W</i>	= 12,625
<i>Distance from Bottom of tank to center of nozzle :</i>	
- <i>Regular, Type H</i>	= 7 in
- <i>Low, Type G</i>	= 3,5 in





Gambar F-11. Dimensi *nozzle*

## 6. Menghitung berat total *evaporator*

Bahan yang digunakan *stainless steel (austenitic)* AISI 316.

$$\rho_{steel} = 490 \text{ lb/ft}^3 \quad (\text{Brownell and Young, 1959, hal 156})$$

### a. Berat *Shell Deflector*

Data perhitungan :

$$\text{Diameter dalam shell (ID)} = 1,3283 \text{ m} = 4,3581 \text{ ft}$$

$$\text{Ketebalan shell (t}_s\text{)} = 0,375 \text{ in}$$

$$\text{Diameter luar shell (OD)} = 1,3474 \text{ m} = 4,4206 \text{ ft}$$

$$\text{Tinggi shell (H)} = 4,3581 \text{ ft}$$

$$\begin{aligned} \text{Volume shell} &= \frac{1}{4} \pi \times H_s \times (\text{OD}^2 - \text{ID}^2) \\ &= \frac{3,14}{4} \times 4,3581 \text{ ft} \times 0,5486 \text{ ft}^2 \\ &= 1,8770 \text{ ft}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Berat shell} &= \text{Volume shell} \times \rho_{\text{steel}} \\
 &= 1,8770 \text{ ft}^3 \times 490 \text{ lb/ft}^3 \\
 &= 919,7571 \text{ lb} = 418,0714 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

### b. Berat Dish Head

Data perhitungan :

$$\text{Diameter luar head, (OD)} = 53,0479 \text{ in}$$

$$\text{Ketebalan head (t}_h\text{)} = 0,375 \text{ in}$$

$$\text{Panjang straight flange} = 3 \text{ in}$$

$$\text{Inside corner radius} = 3,25 \text{ in}$$

Untuk  $t_h < 1 \text{ in}$  ( $t_d = 1/4 \text{ in}$ ) perkiraan *blank diameter* ( $b_d$ ) adalah :

$$\begin{aligned}
 b_d &= \text{OD} + \frac{\text{OD}}{42} + 2 \cdot S_f + 2/3 \cdot \text{icr} \quad (\text{Brownell and Young. Eq.5- 12,p.88}) \\
 &= 62,4776 \text{ in} \\
 &= 5,2064 \text{ ft}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Volume dish head} &= \frac{1}{4} \pi (b_d)^2 \times t_h \\
 &= \frac{1}{4} \pi (5,2064)^2 (0,03125) \\
 &= 0,6649 \text{ ft}^3
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Berat head atas} &= \text{Volume head} \times \rho_{\text{steel}} \\
 &= 0,6649 \text{ ft}^3 \times 490 \text{ lb/ft}^3 \\
 &= 325,8382 \text{ lb} = 147,79 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Volume head bawah} &= \left( \frac{1}{4} \pi (b_d)^2 - \frac{1}{4} \pi (\text{OD}_{\text{Shell HE}})^2 \right) \times t_h \\
 &= \left( \frac{1}{4} \pi (5,2064)^2 - \frac{1}{4} \pi (2,9791)^2 \right) \times 0,03125
 \end{aligned}$$

$$= 0,4472 \text{ ft}^3$$

$$\text{Berat head bawah} = \text{Volume head} \times \rho_{\text{steel}}$$

$$= 0,4472 \text{ ft}^3 \times 490 \text{ lb/ft}^3$$

$$= 219,158 \text{ lb}$$

$$\text{Berat total head} = \text{berat head atas} + \text{berat head bawah}$$

$$= 325,8382 \text{ lb} + 219,158 \text{ lb}$$

$$= 544,995 \text{ lb}$$

$$= 247,2059 \text{ kg}$$

### c. Berat *shell Heat Exchanger*

Data perhitungan :

$$\text{Diameter dalam shell (ID)} = 2,916 \text{ ft}$$

$$\text{Ketebalan shell (t}_s\text{)} = 3/8 \text{ in} = 0,03125 \text{ ft}$$

$$\text{Diameter luar shell (OD)} = 2,9791 \text{ ft}$$

$$\text{Tinggi shell (Z)} = 24 \text{ ft}$$

$$\text{Keliling Lingkaran (K)} = 10,205 \text{ ft}$$

$$\text{Volume shell} = K \times Z \times t_s$$

$$= 9,1562 \times 24 \times 0,03125$$

$$= 6,8671 \text{ ft}^3$$

$$\text{Berat shell} = \text{Volume shell} \times \rho_{\text{steel}}$$

$$= 6,8671 \text{ ft}^3 \times 490 \text{ lb/ft}^3$$

$$= 3.364,9182 \text{ lb}$$

$$= 1.526,301 \text{ kg}$$

**d. Berat Tube Heat Exchanger**

Data perhitungan :

$$\text{Diameter dalam tube (ID)} = 0,0725 \text{ ft}$$

$$\text{Ketebalan tube (t}_s\text{)} = 0,0108 \text{ ft}$$

$$\text{Diameter luar tube (OD)} = 0,0833 \text{ ft}$$

$$\text{Tinggi tube (Z)} = 24 \text{ ft}$$

$$\text{Keliling Lingkaran (K)} = 0,227 \text{ ft}$$

$$\begin{aligned} \text{Volume tube} &= K \times Z \times t_s \\ &= 0,227 \times 24 \times 0,0108 \\ &= 0,059 \text{ ft}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Berat 1 tube} &= \text{Volume shell} \times \rho_{\text{steel}} \\ &= 0,059 \text{ ft}^3 \times 490 \text{ lb/ft}^3 \\ &= 29,002 \text{ lb} = 13,154 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Berat total tube} &= 522 \times 29,002 \text{ lb} \\ &= 15.139,044 \text{ lb} \\ &= 6.866,935 \text{ kg} \end{aligned}$$

**e. Berat Baffle**

$$\text{Berat Baffle (dari perhitungan desain Baffle)} = 3.520,83 \text{ lb} = 1.597,02 \text{ kg}$$

**f. Berat Tube Sheet**

$$\text{Berat tube sheet (dari perhitungan desain Tube Sheet)} = 539 \text{ lb} = 244,48 \text{ kg}$$

**g. Berat Isolator *Shell Deflector***

Bahan yang digunakan adalah Magnesia 85 %, Densitas = 12 lb/ ft<sup>3</sup>

Data perhitungan :

Diameter dalam *Isolator* (ID) = 4,420 ft

Ketebalan *isolator* (t<sub>i</sub>) = 0,130 ft

Diameter luar *isolator* (OD) = 4,550 ft

Tinggi *isolator* (Z) = 6,6075 ft

Keliling Lingkaran (K) = 13,880 ft

$$\begin{aligned} \text{Volume } \textit{isolator} &= K \times Z \times t_s \\ &= 13,880 \times 6,6075 \times 0,130 \\ &= 11,923 \text{ ft}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Berat } \textit{isolator} &= \text{Volume } \textit{isolator} \times \rho \\ &= 11,923 \text{ ft}^3 \times 12 \text{ lb/ft}^3 \\ &= 143,0779 \text{ lb} \\ &= 64,899 \text{ kg} \end{aligned}$$

**h. Berat Isolator *Dish Head***

Bahan yang digunakan adalah Magnesia 85 %, Densitas = 12 lb/ ft<sup>3</sup>

Data perhitungan :

Diameter dalam *Isolator* (ID) = 53,0479 in

Ketebalan *isolator* (t<sub>i</sub>) = 0,130 ft

Diameter luar *isolator* (OD) = 54,7079 in

Panjang *straight flange* = 3 in

$$\text{Inside corner radius} = 3,25 \text{ in}$$

Untuk  $t_h < 1 \text{ in}$  ( $t_d = 1/4 \text{ in}$ ) perkiraan *blank diameter* ( $b_d$ ) adalah :

$$\begin{aligned} b_d &= OD + \frac{OD}{42} + 2 \cdot S_f + 2/3 \cdot icr \\ &= 64,1771 \text{ in} \\ &= 5,3480 \text{ ft} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Volume isolator} &= 1/4 \pi (b_d)^2 \times t_h \\ &= 1/4 \pi (5,3480)^2 \times 0,03125 \\ &= 0,7016 \text{ ft}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Berat Isolator atas} &= \text{Volume Isolator} \times \rho_{steel} \\ &= 0,7016 \text{ ft}^3 \times 12 \text{ lb/ft}^3 \\ &= 8,419 \text{ lb} = 3,818 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Volume Isolator bawah} &= (1/4 \pi (b_d)^2 - 1/4 \pi (OD_{Shell HE})^2) \times t_h \\ &= (1/4 \pi (5,3480)^2 - 1/4 \pi (2,9791)^2) \times 0,03125 \\ &= 0,484 \text{ ft}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Berat Isolator bawah} &= \text{Volume Isolator} \times \rho_{steel} \\ &= 0,484 \text{ ft}^3 \times 12 \text{ lb/ft}^3 \\ &= 5,8068 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Berat total Isolator} &= \text{Berat Isolator atas} + \text{Berat Isolator bawah} \\ &= 8,419 \text{ lb} + 5,8068 \text{ lb} \\ &= 14,2258 \text{ lb} \\ &= 6,467 \text{ kg} \end{aligned}$$

**i. Berat *Isolator Shell Heat Exchanger***

Data perhitungan :

Diameter dalam *Isolator* (ID) = 2,9791 ft

Ketebalan *isolator* ( $t_i$ ) = 0,404 ft

Diameter luar *Isolator* (OD) = 3,3831 ft

Tinggi *Isolator* (Z) = 24 ft

Keliling Lingkaran (K) = 9,3543 ft

Volume *Isolator* =  $K \times Z \times t_i$   
 =  $9,3543 \times 24 \times 0,404$   
 =  $90,6992 \text{ ft}^3$

Berat *Isolator* = Volume *shell*  $\times \rho_{steel}$   
 =  $90,6992 \text{ ft}^3 \times 12 \text{ lb/ft}^3$   
 = 1.088,390 lb  
 = 493,508 kg

**j. Berat *nozzle***

Tabel F-7 Perhitungan Berat *Nozel*

Keterangan	Ukuran <i>Nozzle</i> , in	Berat <i>Nozzle</i> , lb
Pipa umpan aquous	2	0,6088
Pipa steam masuk	16	110,4000
Pipa produk liquid	2	0,6088
Pipa produk kondensat	14	73,9667
Pipa air panas keluar	2	0,6088
Total	36	186,1932

**k. Berat bahan dalam *Deflector* & “*Shell and Tube*”**

- Berat *liquid* pada *Deflector*

Waktu tinggal *Long tube vertical evaporator* 5-10 menit (Ulrich,1984)

diambil 5 menit = 0,0833333 jam

Pada *Deflector* Diketahui volume liquid = 6.613,1313 kg/jam

$$\begin{aligned} W &= 6.613,1313 \text{ kg/jam} \times 0,0833 \text{ jam} \\ &= 550,8738 \text{ kg} = 1.213,365 \text{ lb} \end{aligned}$$

- Berat steam (pemanas)

Kebutuhan steam = 7.579,7638 kg/jam

Sehingga berat steam :

$$\begin{aligned} W &= 7.579,7638 \text{ kg/jam} \times 0,0833 \text{ jam} \\ &= 631,394 \text{ kg} = 1.391,984 \text{ lb} \end{aligned}$$

- Berat uap air

Berat uap air = 6.866,6550 kg/jam

Sehingga berat uap air:

$$\begin{aligned} W &= 6.866,6550 \text{ kg/jam} \times 0,0833 \text{ jam} \\ &= 571,9923 \text{ kg} = 1.261,026 \text{ lb} \end{aligned}$$

Total berat evaporator = 29.326,8062 lb = 13.302,42 kg

**7. Desain Sistem Penyangga**

Berat untuk perancangan = 1,2 × berat mati evaporator

$$= 1,2 \times 13.302,42 \text{ kg}$$



$$= 15.962,904 \text{ kg}$$

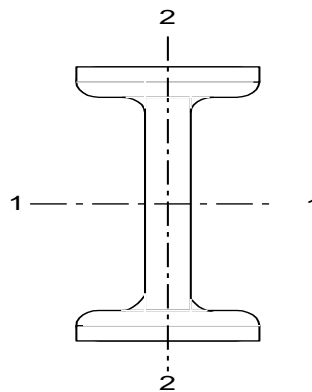
$$= 35.192,14 \text{ lb}$$

Evaporator disangga dengan 4 kaki.

Kaki penyangga dilas ditengah – tengah ketinggian (50 % tinggi *Deflector*).

### 1. *Leg Planning*

Digunakan kaki (leg) tipe I-beam dengan pondasi dari cor atau beton.



**Gambar F-13.** Kaki penyangga tipe I beam

Karena kaki dilas pada pertengahan ketinggian *evaporator*, maka ketinggian kaki:

$$(H_{leg}) = \frac{1}{2} H_r + L$$

Dimana :  $H_r$  : tinggi total *Deflector*, ft

$L$  : jarak antara *bottom Deflector* ke pondasi (digunakan 5 ft)

$$H_r = 30,608 \text{ ft}$$

Sehingga:

$$\begin{aligned} (H_{leg}) &= (\frac{1}{2} \times 30,608) \text{ ft} + 5 \text{ ft} \\ &= 20,304 \text{ ft} = 243,648 \text{ in} \end{aligned}$$

Digunakan I-beam 8 in (Brownell and Young, App. G, item 2)

Dimensi I-beam :

Kedalaman beam	= 8 in
Lebar <i>flange</i>	= 4,171 in
<i>Web thickness</i>	= 0,441 in
Ketebalan rata-rata <i>flange</i>	= 0,425 in
<i>Area of section (A)</i>	= 6,71 in <sup>2</sup>
Berat/ft	= 23 lb <sub>m</sub>

Peletakan dengan beban eksentrik (axis 1-1) :

$$I = 64,2 \text{ in}^4$$

$$S = 16 \text{ in}^3$$

$$r = 3,09 \text{ in}$$

Peletakan tanpa beban eksentrik (axis 2-2) :

$$I = 4,4 \text{ in}^4$$

$$S = 2,1 \text{ in}^3$$

$$r = 0,81 \text{ in}$$

Cek terhadap peletakan sumbu axis 1-1 maupun axis 2-2 .

a) Axis 1-1

- $l/r = 243,648 \text{ in} / 3,09 \text{ in} = 78,850$  ( $l/r < 120$ , memenuhi)

(Brownell and Young, 1959, p.201)

- *Stress kompresif yang diizinkan ( $f_c$ ):*

$$(f_c) = \frac{18000}{1 + (l^2/18000 \cdot r^2)} \quad (\text{Pers. 4.21, brownell and Young, 1959})$$

$$= \frac{18000}{1 + (243,648^2/18000 \times 3,09^2)}$$

$$= 8.707,0091 \text{ lb}_m/\text{in}^2 (<15.000 \text{ psi} , \text{ sehingga memenuhi})$$

(Brownell and Young, p.201)

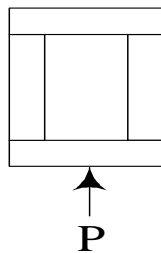
Jarak antara *center line* kolom penyangga dengan *center line shell* ( $a$ ) dari (gambar F.6) :

$$\begin{aligned} a &= (\frac{1}{2} \times \text{lebar } flange) + 1,5 \\ &= (\frac{1}{2} \times 4,171) + 1,5 \\ &= 3,5855 \text{ in} \end{aligned}$$

$$y = \frac{1}{2} \times \text{lebar } flange = \frac{1}{2} \times 4,171 = 2,0855 \text{ in}$$

$$Z = I/y = 64,2/2,0855 = 30,784 \text{ in}^3$$

- Beban kompresi total maksimum tiap *leg* ( $P$ ) :



**Gambar F-14.** Sketsa beban tiap *lug*

$$P = \frac{4 P_w (H-L)}{n D_{bc}} + \frac{\Sigma W}{n} \quad (\text{Pers. 10.76, Brownell and Young, 1959})$$

Dimana:

$P_w$  = beban angin total pada permukaan yang terbuka,  $lb_m$

$H$  = tinggi *evaporator* di atas pondasi, ft

$L$  = jarak dari fondasi ke bagian bawah *Evaporator*, ft

$D_{bc}$  = diameter *anchor-bolt circle*, ft

$n$  = jumlah penyangga,  $n$

$\Sigma W$  = berat *evaporator* kosong + berat liquid dan beban mati lainnya,  $lb_m$

$$= 35.192,14 \text{ lb}_m$$

Umumnya *vessel* dengan penyangga *lug* atau *lug supported* memiliki ketinggian yang lebih rendah dibandingkan *skirt supported vessel*, sehingga *wind load* sangat minor pengaruhnya. *Wind load* cenderung mempengaruhi *vessel* jika *vessel* dalam keadaan kosong. Berat *vessel* dalam keadaan terisi oleh cairan cenderung stabil (Hal.197, Brownell & Young, 1959). Jadi, nilai  $P_w = 0$ , kemudian persamaan di atas menjadi :

$$P = \frac{\Sigma W}{n} = \frac{35.192,14 \text{ lb}_m}{4} = 8.798,035 \text{ lb}_m$$

- Menghitung beban eksentrik :

$$(f_{ec}) = \frac{P \cdot a}{Z} \quad (\text{Pers. 10.98, Brownell and Young, 1959})$$

$$= \frac{8.798,035 \times 3,5855}{30,784} = 1.024,732 \text{ lb}_m/\text{in}^2$$

- Luas penampang lintang:

$$\begin{aligned} f &= f_c - f_{ec} \\ &= 7.707,0091 - 1.024,732 \\ &= 7.682,277 \text{ lb}_m/\text{in}^2 \end{aligned}$$

$$A = \frac{P}{f} \quad (\text{Pers. 10.98, Brownell and Young, 1959})$$

$$= \frac{8.798,035}{7.682,277} = 1,145 \text{ in}^2 < A \text{ pada tabel } (6,71 \text{ in}^2), \text{ maka memenuhi}$$

- b) Axis 2-2

$$l/r = 243,648 \text{ in} / 0,81 \text{ in} = 300,8 \text{ } (l/r > 120, \text{ tidak memenuhi})$$

(Brownell and Young, 1959, p.201)

**2. Lug Planning**

$$P = 8.798,035 \text{ lb}_m$$

Masing-masing penyangga memiliki 4 baut (*bolt*)

- Beban maksimum tiap baut:

$$P_{\text{bolt}} = \frac{P}{n_b} = 2.199,508 \text{ lb}_m$$

- Luas lubang baut:

$$A_{\text{bolt}} = \frac{P_{\text{bolt}}}{f_{\text{bolt}}} \quad (\text{Pers.10.35, Brownell and Young, 1959})$$

Dengan :  $f_{\text{bolt}}$  = stress maksimum yang dapat ditahan oleh setiap baut  
 = 12000 psi

$$A_{\text{bolt}} = \frac{2.199,508 \text{ lb}_m}{12.000 \text{ lb}_m/\text{in}^2} = 0,183 \text{ in}^2$$

Digunakan baut *thread* standar dengan diameter = 1/2 in (Brownell and Young, Tabel. 10.4, hal.188).

## a) Ketebalan plat horizontal

$$t_{\text{hp}} = \sqrt{\frac{6 M_y}{f_{\text{allow}}}} \quad (\text{Pers.10.41, Brownell and Young, 1959})$$

$$M_y = \frac{P}{4\pi} \left[ (1 + \mu) \ln \frac{2l}{\pi e} + (1 - \gamma_1) \right] \quad (\text{Pers.10.40, Brownell and Young, 1959})$$

Dimana:

$t_{\text{hp}}$  = tebal *horizontal plat*, in

$M_y$  = bending momen maksimum sepanjang sumbu radial, in-lb<sub>m</sub>

$P$  = beban baut maksimum, lb<sub>m</sub>

A = panjang kompresi *plate* digunakan,

$$= \text{ukuran baut} + 8 \text{ in} = 1/2 \text{ in} + 8 \text{ in} = 8,5 \text{ in}$$

h = tinggi gusset

$$= (5/3 \times 8,5) = 14,167 \text{ in}$$

b = lebar gusset, in

$$= \text{ukuran baut} + 8 \text{ in} = 1/2 \text{ in} + 8 \text{ in} = 8,5 \text{ in}$$

l = jarak radial dari luar horizontal plate luar ke shell, in

$$= 6 \text{ in}$$

$\nu$  = poisson'ratio (untuk *steel*,  $\nu = 0,3$ ) (Brownell and Young, 1959)

$f_{\text{allow}}$  = stress yang diizinkan untuk baut

$$= 12.000 \text{ psi}$$

$\gamma_1$  = konstanta dari tabel 10.6 Brownell and Young, 1959

e = jarak konsentrasi beban

= setengah dari dimensi nut, in

$$= 1/2 \times 1/2 \text{ in} = 1/4 \text{ in}$$

Ketebalan plat kompresi:

$$\frac{b}{l} = 8,5 \text{ in} / 6 \text{ in} = 1,417$$

Dari Tabel 10.6, Brownell and Young, 1959, diperoleh  $\gamma_1 = 0,125$

$$M_y = \frac{8.798,035}{4.\pi} \left[ (1 + 0,3) \ln \frac{2(6)}{\pi \times 1/4} + (1 - 0,125) \right]$$

$$= 3.096,134 \text{ in-lb}$$

$$t_{hp} = \sqrt{\frac{6 \times 3.096,134}{12000}}$$

= 1,244 in. Digunakan plat standar dengan ketebalan 2 in

b) Ketebalan *gusset*

$$(t_g) = 3/8 \times t_{hp} \quad (\text{Pers.10.47, Brownell and Young, 1959})$$

$$= 3/8 \times 2 \text{ in} = 0,75 \text{ in, dipilih 1 in}$$

### 3. *Base Plate Planning*

Digunakan I- beam dengan ukuran 8 in dan 23 lb<sub>m</sub>/ft

$$\text{Panjang kaki (H}_{leg}) = 20,304 \text{ ft} = 243,648 \text{ in}$$

$$\text{Sehingga berat satu leg} = 20,304 \text{ ft} \times 23 \text{ lb}_m/\text{ft} = 466,992 \text{ lb}_m$$

$$\text{Beban base plate (P}_b) = \text{berat 1 leg} + P$$

$$= 466,992 \text{ lb}_m + 8.798,035 \text{ lb}_m$$

$$= 9.265,027 \text{ lb}_m$$

$$\text{Base plate area (A}_{bp}) = P_b/f$$

Dimana:

$$P_b = \text{base plate loading}$$

$$f = \text{kapasitas bearing (untuk cor, } f = 120 \text{ psi)}$$

$$A_{bp} = \frac{9.265,027 \text{ lb}_m}{120 \text{ psi}} = 77,208 \text{ in}^2 \quad (= A_{bp} \text{ min})$$

Untuk posisi leg 1-1

$$A_{bp} = \text{lebar (l}_e) \times \text{panjang (p}_a)$$

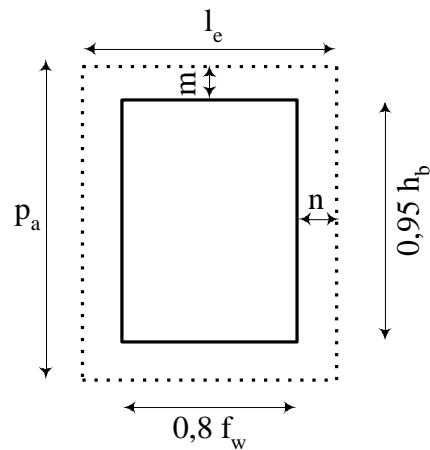
$$= (0,8 f_w + 2n)(0,95 h_b + 2m)$$

Dimana:

$$f_w = \text{lebar flange} = 4,171 \text{ in}$$

$$h_b = \text{kedalaman beam} = 8 \text{ in}$$

$$m = n \text{ (diasumsikan awal)}$$



**Gambar. F-15.** Sketsa area *base plate*

$$A_{bp} = (0,8 \times 4,171 + 2n)(0,95 \times 8 + 2n) = 77,208$$

$$(3,3368 + 2n)(7,6 + 2n) = 77,208$$

$$4n^2 + 21,8736n - 51,848 = 0$$

Dapat diselesaikan sehingga diperoleh:

$$n_1 = -8,9731, \quad n_2 = 3,5047$$

$$\text{Maka, } l_e = (0,8 \times 4,171) + (2 \times 3,5047) = 10,3462 \text{ in}$$

$$p_a = (0,95 \times 8) + (2 \times 3,5047) = 14,6094 \text{ in}$$

Umumnya dibuat  $p_a = l_e$ , maka dibuat  $p_a = l_e = 15 \text{ in}$

$$A_{bp,baru} = 225 \text{ in}^2$$

$$n_{baru} = [15 - (0,8 \times 4,171)]/2 = 5,8316 \text{ in}$$

$$m_{baru} = [15 - (0,95 \times 8)]/2 = 3,7 \text{ in}$$

Tebal *base plate*:

$$t_{bp} = (0,00015 \times P_a \times n^2)^{1/2}$$

Dimana:

$$P_a = \text{tekanan aktual}$$



$$P_a = \frac{P}{A_{bp,baru}} = \frac{8.798,035}{225} = 39,102 \text{ psi}$$

$$t_{bp} = (0,00015 \times 39,102 \times 5,8316^2)^{1/2}$$

$$= 0,446 \text{ in. Digunakan plat standar 1 in}$$

#### 4. *Vibration*

Perioda dari vibrasi pada *vessel* harus dibatasi, karena vibrasi yang berlangsung dalam perioda yang cukup lama akan menimbulkan suatu kerusakan pada *vessel*.

Perioda vibrasi, (T)

$$T = 2.65 \times 10^{-5} \left( \frac{H}{D} \right) \left( \frac{w D}{t} \right)^{1/2} \text{ (Brownell and Young, 1959, pers. 9.68)}$$

Keterangan :

D = *Outside* diameter = 4,550 ft

H = Tinggi *Evaporator* termasuk penyangga = 35,608 ft

w = Berat *Evaporator*, lb/ft tinggi

= 988,3211 lb/ft tinggi

t = Ketebalan *shell*, in = 3/8 in = 0,375 in

Sehingga:

$$T = 2,65 \cdot 10^{-5} \times \left( \frac{35,608}{4,550} \right)^2 \left( \frac{988,3211 \times 4,550}{0,375} \right)^{0,5}$$

T = 0,177 detik

Dari Tabel 9.3 hal 167 Brownell & Young, 1959, diperoleh koefisien *seismic* ( C ) = 0,10

Periode maksimum vibrasi dirumuskan dengan (Megysey, 1983) :

$$T_a = 0,80 \times \sqrt{\frac{WH}{Vg}}$$

$$V = CW$$

Keterangan :

$$V = \text{Total shear, lb} = 98,8321 \text{ lb}$$

$$g = 32,2 \text{ ft/s}^2, \text{ percepatan gravitasi}$$

$$T_a = 0,80 \times \sqrt{\frac{988,3211 \times 35,608}{(98,8321) \times 32,2}} = 2,66 \text{ detik}$$

$$T < T_a = \text{periode vibrasi diijinkan}$$

## 5. Desain *Anchor Bolt*

*Vessel* harus merekat erat pada *concrete foundation, beam* dengan *anchor bolt*. Jumlah *anchor bolt* harus 4 atau kelipatannya untuk setiap vertikal *shell*, pada *shell* yang tinggi sebaiknya menggunakan 8 buah *anchor bolt* atau tergantung pada besarnya diameter *shell*. Agar merekat kuat pada *concrete foundation, anchor bolt* sebaiknya tidak dipasang terlampau dekat, yakni tidak kurang dari 18 in (Megyesy, 1983).

Diameter tempat *bolt-bolt* dipasang diasumsikan sebesar 30 in.

- $A_s = \text{Area di dalam lingkaran bolt}$   

$$= 3,14 \times (30/2)^2 = 706,8583 \text{ in}^2$$

- $C_B = \text{Circumference pada lingkaran bolt}$   
 $= 2 \times 3,14 \times (30/2) = 94,2478 \text{ in}$

- Menentukan area *bolt*

$$B_4 = \frac{T \cdot C_B}{S_B \cdot N}$$

Karena tidak ada pengaruh angin, maka T diabaikan.

Keterangan :

$S_B = \text{Maximum allowable stress value dari material bolt}$

Menggunakan bahan *carbon steel*, SA 325

*Allowable pressure* = 15000 psi

$C_B = \text{Circumference pada lingkaran bolt} = 94,2478 \text{ in}$

N = jumlah dari *anchor bolts* = 4 buah (Tabel B, Megyesy hal 69)

Area *bolt* yang diperlukan = 0,0016 in<sup>2</sup>.

Dipakai *bolt area* seluas 0,126 in<sup>2</sup>

dari Tabel 10.4 Brownell&Young hal 188 untuk area *bolt* seluas 0,126 in<sup>2</sup>,

maka ukuran *bolt* = ½ in

## 6. Beban Karena Gempa

Magnitud akibat tekanan gempa merupakan hasil dari berat *vessel* dan koefisien *seismic* (C) yang merupakan fungsi dari vibrasi.

- Momen karena gempa

$$M_{sx} = \frac{4 C w X^2 (3H - X)}{H^2} \quad (\text{Brownell and Young, 1959, pers. 9.71})$$

Keterangan :

$M_{sx}$  = Momen *bending*, in-lb

C = Dari Tabel 9.3 (Brownell and Young, 1959), untuk zone 1 dan  
 $T < 1$  s diperoleh, C = 0,05

X = H = Tinggi shell total = 35,608 ft

W = Berat shell = 15.962,904 kg = 35.192,14 lb<sub>m</sub>

$$M_{sx} = \frac{4 \times 0,02 \times 35.192,14 \times 35,608^2 (3 \times 35,608 - 35,608)}{35,608^2}$$

$$= 200.499,4754 \text{ in-lb}$$

- Stress karena gempa,  $f_{sx}$

$$f_{sx} = \frac{M_{sx}}{\pi r^2 (t_s - c)} \quad (\text{Brownell and Young, 1959, pers. 9.72})$$

$$= \frac{200.499,475}{\pi \times 54,6^2 (0,375 - 0,125)}$$

$$= 85,675 \text{ psi}$$

Keterangan:

r = jari-jari shell + *isolasi*, in

$t_s$  = tebal shell, in

c = faktor korosi, in

## 8. Perancangan Pondasi

Perancangan pondasi dengan sistem konstruksi pondasi beton terdiri dari campuran: semen : kerikil : pasir, dengan perbandingan 1 : 2 : 3. Direncanakan pondasi berbentuk limas terpancung, dianggap hanya gaya vertikal dari berat kolom yang bekerja pada pondasi. Asumsi tanah pondasi adalah *clay* dengan *safe bearing* maksimal 10 ton/ft<sup>2</sup> (Tabel 12,2 Hess & Rushton). Pondasi

dibuat dari beton dengan *specific gravity* 2,65 dan densitas 140 lb/ft<sup>3</sup> (Dirjen Bina Marga DPU & Tenaker).

- Berat menara (termasuk perlengkapannya) yang diterima oleh :

$$I\text{-Beam pada kondisi operasi} = 35.192,14 \text{ lb}$$

$$\text{Berat } I\text{-Beam yang diterima oleh } base \text{ plate adalah} = 9.265,027 \text{ lb}$$

$$\text{Jadi berat total yang diterima pondasi adalah} = 44.457,167 \text{ lb}$$

- Digunakan tanah dengan :

$$\text{Luas bagian atas (a)} = 13950 \text{ in}^2 \text{ (3 m} \times \text{3 m)}$$

$$\text{Luas bagian bawah (b)} = 24800 \text{ in}^2 \text{ (4 m} \times \text{4 m)}$$

$$\text{Tinggi pondasi} = 60 \text{ in}$$

- Volume pondasi (V) =  $(1/3) \times \text{tinggi pondasi} \times ((a + b) + (a \times b)^{1/2})$

$$= 114700 \text{ in}^3 = 663,773 \text{ ft}^3$$

- Berat pondasi (W) = V  $\times$  densitas beton

$$= 663,773 \times 140 = 92.928,22 \text{ lb}$$

- Jadi berat total yang diterima tanah adalah :

$$W_{\text{total}} = 44.457,167 \text{ lb} + 92.928,22 \text{ lb} = 137.385,387 \text{ lb}$$

Tegangan tanah karena beban ( $\tau$ ) = P/F < 10 ton

keterangan : P = beban yang diterima tanah (lb)

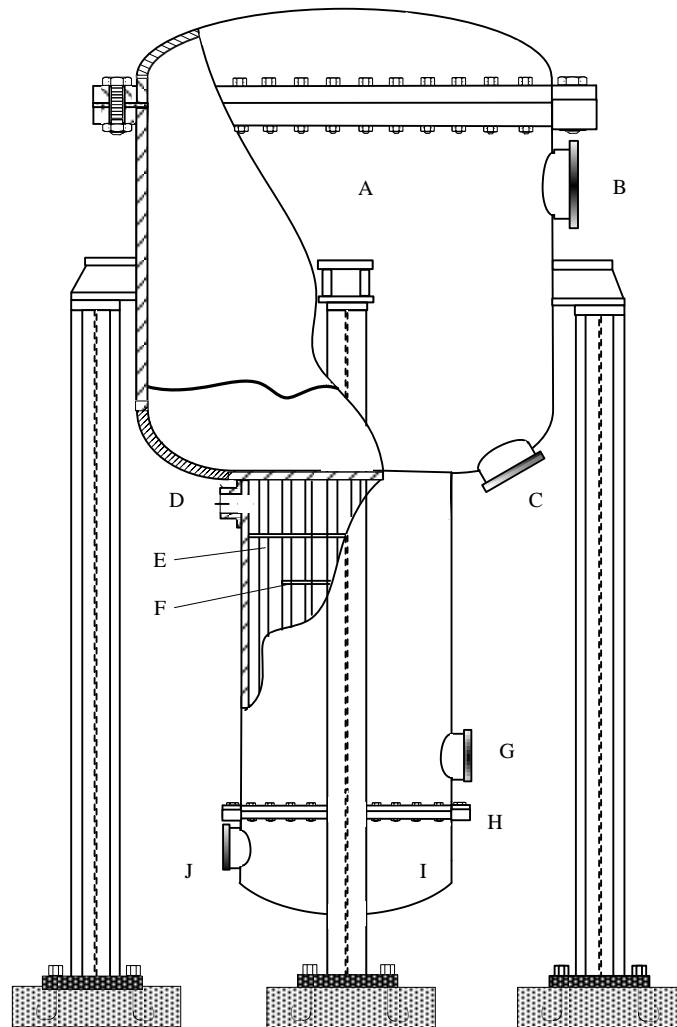
$$F = \text{luas alas (ft}^2\text{)}$$

- Jadi tegangan karena beban ( $\tau$ ) :

$$\tau = 137.385,387 \text{ lb} / 24.800 \text{ in}^2$$

$$= 5,539 \text{ lb/in}^2 = 0,362 \text{ ton/ft}^2 < 10 \text{ ton/ft}^2$$

Pondasi dapat dipasang pada tanah *clay*, karena tegangan tanah karena beban ( $\tau$ ) kurang dari *safe bearing* maksimal pada tanah *clay*.



**Gambar F-16.** *Evaporator Assembly (EV-301)*

Keterangan:

- |                               |                             |
|-------------------------------|-----------------------------|
| A. <i>Deflector</i>           | F. <i>Baffle</i>            |
| B. Saluran Keluar Uap         | G. Saluran Keluar Kondensat |
| C. Saluran Keluar Produk      | H. <i>Tube Sheet</i>        |
| D. Saluran <i>Steam</i> Masuk | I. <i>Head Stationer</i>    |
| E. <i>Tube</i>                | J. Saluran Masuk Umpan      |