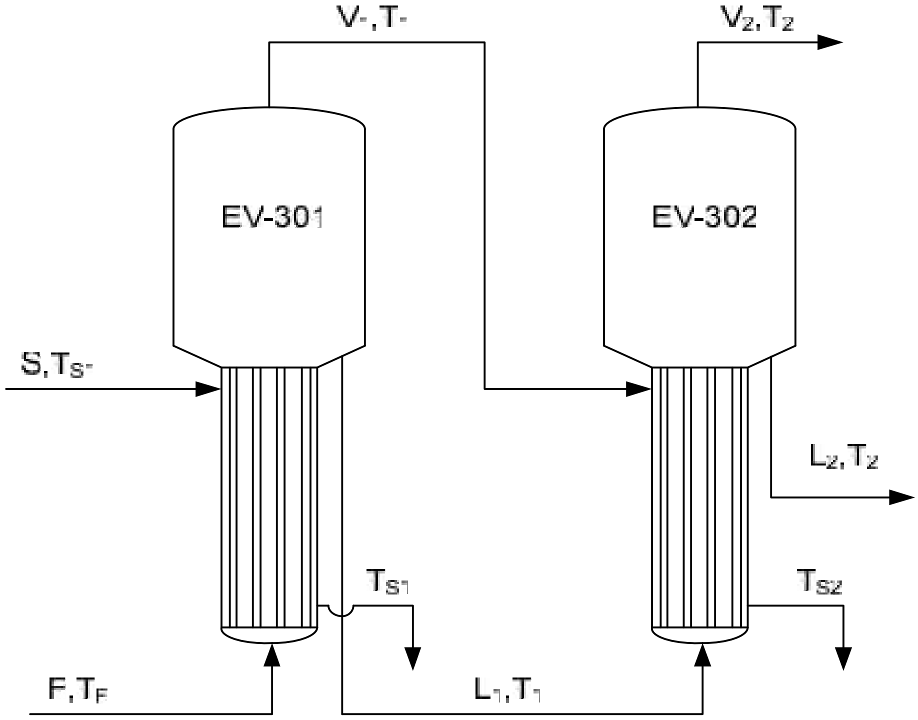
LAMPIRAN F
PERANCANGAN ALAT PROSES
EVAPORATOR (EV-301)

Nama alat	:	Evaporator
Kode Alat	:	EV-301
Fungsi	:	Memekatkan H_3PO_4 keluaran dari *Centrifuge* dan RDVF dari konsentrasi 0,05 M menjadi 0,08 M
Jenis	:	*Long Tube Vertical Evaporator* dengan tutup atas *Flanged and Standard Dish Head* dan tutup bawah berbentuk konis
Bahan konstruksi	:	*SA-167 Grade 11 Type 316* (18 % Cr, 10 % Ni, 2 % Mo)

Alasan pemilihan:

1. *Long Tube Evaporator* umum digunakan di industri karena relatif lebih murah serta lebih mudah dalam pengoperasian dan pembersihannya (Perry's, 1989:11-109).
2. *Long Tube Evaporator* lebih cocok untuk umpan dengan viskositas < 1 cp dan memiliki *heating surface* 100-10.000 m^2 (Ulrich, 1984, Tabel 4-7, hal 94).
3. *Flanged and Standard Dished Head* cocok digunakan pada tekanan 1 atm (Brownell and Young, 1959).
4. *Long Tube Vertical Evaporator* memiliki *small floor space* dan *low holdup* (Perry's, 1989).

5. *Long Tube Vertical Evaporator* membutuhkan waktu yang lebih lama untuk proses pembentukan kerak dibandingkan dengan *Long Tube Horizontal Evaporator* (Banchero, 1955).



Gambar F. Aliran di *Double Effect Evaporator*

A. Perhitungan Neraca Massa dan Neraca Panas Pada EV-301 dan EV-302

Steam yang digunakan untuk menaikkan temperatur *feed* adalah *saturated steam* dengan temperatur 120 ^{o}C = 248 F dengan tekanan 198,53 kPa.

Data *steam*:

H_L = 503,71 kJ/kg

H_V = 2.076,3 kJ/kg (Geankoplis, 1993, App.A.2-9:859)

Air yang harus diuapkan (V) = 38.098,301 kg/jam

Asumsi di Evaporator yang menguap adalah air sehingga jumlah zat yang lainnya selalu tetap di setiap efek. Evaporator yang digunakan adalah *Double Effect Evaporator* dengan aliran umpan *forward*.

Pada awal perhitungan diasumsikan bahwa air yang teruapkan sama untuk setiap efeknya maka:

V_1 = 0,5 x V = 0,5 x 38.098,301 kg/jam = 19.049,150 kg/jam

$V_2 = V_1$ = 19.049,150 kg/jam

A.1 Neraca Massa di Setiap Efek

- Neraca massa di efek 1:

  $F = V_1 + L_1$

  $L_1 = F - V_1$

  = 39.192,275 – 19.049,150

  = 20.143,125 kg/jam

  Neraca komponen di efek 1:

  $F.X_F = V_1.X_{V1} + L_1.X_{L1}$

  Untuk komponen H_3PO_4:

  182,287 = 0 + 20.143,125.X_{L1}

  X_{L1} = 0,009

- Neraca massa di efek 2:

  $F_2 = V_2 + L_2$ dimana $F_2 = L_1$

$L_2 = F_2 – V_2$

$= 20.143,125 – 19.049,150$

$= 768,629$ kg/jam

Neraca komponen di efek 2:

$F_2.X_{F2} = V_2.X_{V2} + L_2.X_{L2}$

Untuk komponen H_3PO_4:

$182,287 = 0 + 768,629.X_{L2}$

$X_{L2} = 0,167$

Tabel F.1 Komposisi L_1

Komponen	BM (kg/kmol)	kg/jam	kmol/jam	X_i
H_3PO_4	98	182,287	1,860	0,009
$Ca(OH)_2$	74,09	143,058	1,931	0,007
H_2O	18	19.817,779	1.100,988	0,984
Total		20.143,125	1.104,778	1,000

Tabel F.2 Komposisi L_2

Komponen	BM (kg/kmol)	kg/jam	kmol/jam	X_i
H_3PO_4	98	182,287	1,860	0,167
$Ca(OH)_2$	74,09	143,058	1,931	0,131
H_2O	18	768,629	42,702	0,702
Total		1.093,974	46,492	1,000

A.2 Menghitung BPR

Boiling Point Rise (BPR) atau kenaikan titik didih didekati dengan persamaan:

$\Delta T_b = m \times K_b$

$m = \frac{W_1 \times 1.0}{B \quad ce \quad \times W_2} = \text{molal}$

$\Delta T_b = \left(\frac{W_1 \times 1.000}{BM \times W_2}\right) \times K_b$

dengan: ΔT_b = BPR = ^oC

W_1 = massa zat terlarut = kg

W_2 = massa pelarut = kg

BM = berat molekul zat terlarut = kg/kmol

K_b = tetapan kenaikan titik didih molal untuk air

= 0,51 ^oC/molal

<u>Efek 1:</u>

$$BPR_{H} = \left(\frac{1\ \ ,2\ \ x\,1.0}{9\ \ x\,1\ .8\ \ ,7}\right) x\ 0,51 = 0,049\ ^oC$$

$$BPR_{C\ (U\ \ )2} = \left(\frac{143,058 \text{ x } 1.000}{74,09 \text{ x } 19.817,779}\right) x\ 0,51 = 0,051\ ^oC$$

Total BPR_1 = 0,049 + 0,051 = 0,100 ^oC

<u>Efek 2:</u>

$$BPR_{H} = \left(\frac{182,287 \text{ x } 1.000}{98 \text{ x } 768,629}\right) x\ 0,51 = 1,258\ ^oC$$

$$BPR_{C\ (U\ \ )2} = \left(\frac{143,058 \text{ x } 1.000}{74,09 \text{ x } 768,629}\right) x\ 0,51 = 1,306\ ^oC$$

Total BPR_2 = 1,258 + 1,306 = 2,564 ^oC

Steam yang digunakan memiliki temperatur 120 ^oC = 248 F dengan tekanan 198,53 kPa sehingga:

T_{S1} = 120 ^oC = 393,15 K = 248 F

Ditetapkan untuk efek 2:

T_2 = 100 ^oC = 212 F

$T_{2saturation} = T_{S3} = T_2 - BPR_2$ (Geankoplis, 1993:507)

$= 100 - 2{,}564$

$= 97{,}435\ ^oC$

Maka $\Sigma\Delta T_{available} = T_{S1} - T_{2saturation} - (BPR_1 + BPR_2)$

$= 120 - 97{,}435 - (0{,}100 + 2{,}564)$

$= 19{,}901\ ^oC$

Berdasarkan Tabel 8.3-1 (Geankoplis, 1993), koefisien perpindahan panas untuk Evaporator tipe *Long Tube* berkisar antara 200-700 $Btu/hr.ft^2.^oF$ (1.100-4.000 $W/m^2.K$). Umumnya nilai koefisien perpindahan panas pada cairan *nonviscous* akan lebih tinggi dibandingkan dengan cairan *viscous*. Sehingga dipilih:

$U_1 = 700\ Btu/hr.ft^2.^oF = 3.974{,}81\ W/m^2.^oC$

$U_2 = 500\ Btu/hr.ft^2.^oF = 2.839{,}15\ W/m^2.^oC$

<u>Menghitung ΔT tiap efek</u>

$$\Delta T_1 = \sum \Delta T_a \left(\frac{\frac{1}{U_1}}{\frac{1}{U_1} + \frac{1}{U_2}} \right) = 8{,}292\ ℃$$

$$\Delta T_2 = \sum \Delta T_a \left(\frac{\frac{1}{U_2}}{\frac{1}{U_1} + \frac{1}{U_2}} \right) = 11{,}609\ ℃$$

dimana $\Sigma\Delta T = \Delta T_1 + \Delta T_2$

Maka dapat dihitung temperatur keluar produk (T) dan temperatur pemanas (T_S) pada masing-masing efek sebagai berikut:

- Temperatur pada efek 1

$T_1 = T_{S1} - \Delta T_1$

$= 120 – 8{,}292$

$= 111{,}708\ ^oC$

- Temperatur pada efek 2

$T_{S2} = T_1 - BPR_1$

$= 111{,}708 – 0{,}100$

$= 111{,}609\ ^oC$

Profil Temperatur:

Efek 1 | Efek 2

$T_{S1} = 120\ ^oC$ → $T_{S2} = 111{,}609\ ^oC$ → $T_{S2saturation} = 97{,}435\ ^oC$

$T_1 = 111{,}708\ ^oC$ | $T_2 = 100\ ^oC$

A.3 Menghitung Laju Alir Panas

- Laju alir panas pada aliran umpan Evaporator

$T_f = 38{,}082\ ^oC = 311{,}232\ K$

Tabel F.3 Laju alir panas pada umpan

Komponen	kg/jam	BM	kmol/jam	ΔH_f (kJ/jam)
H_3PO_4	182,287	98	1,86	1.863,849
$Ca(OH)_2$	143,058	74,09	1,93	1.326,926
H_2O	38.866,930	18	2.159,27	711.709,578
Total	39.192,275		2.163,06	714,900,353

- Laju alir panas pada Evaporator efek 1

$T_1 = 111{,}708\ ^oC = 384{,}858\ K$

Tabel F.4 Laju alir panas pada produk Evaporator efek 1

Komponen	kg/jam	BM	kmol/jam	Cp (kJ/kmol)	ΔH_{L1} (kJ/jam)
H_3PO_4	182,287	98	1,86	13.699,912	25.482,828
$Ca(OH)_2$	143,058	74,09	1,93	8.256,389	15.941,374
H_2O	19.817,779	18	1.100,98	1.957,561	2.155.251,540
Total	20.143,125		1.104,77		2.196.675,742

H_{S1} pada T_{S1}:

Temperatur (^oC)	H_V (kJ/kg)	H_L (kJ/kg)	λ_{S2} (kJ/kg)
120	2.706,3	503,71	2.202,59

Maka $H_{V1} = H_{S2}$ (pada T_{S2}) + 1,884.BPR_1

H_{V1} = 2.693,93 + (1,884 x 0,100)

H_{V1} = 2.694,12 kJ/kg

- Laju alir panas pada Evaporator 2

T_2 = 100 ^oC = 373,15 K

Tabel F.5 Laju alir panas pada produk Evaporator efek 2

Komponen	kg/jam	BM	kmol/jam	Cp (kJ/kmol)	ΔH_{L2} (kJ/jam)
H_3PO_4	182,287	98	1,86	11.717,850	21.796,049
$Ca(OH)_2$	143,058	74,09	1,93	7.121,697	13.750,519
H_2O	768,629	18	1.100,98	1.899,522	81.112,673
Total	1.093,974		1.104,77		116.659,241

H_{S2} pada T_{S2}:

Temperatur (^oC)	H_V (kJ/kg)	H_L (kJ/kg)	λ_{S1} (kJ/kg)
111,609	2.694,12	468,11	2.226,01

Maka $H_{V2} = H_{S2saturation}$ (pada $T_{S2saturation}$) + 1,884.BPR_2

H_{V2} = 2.671,87 + (1,884 x 2,564)

H_{V2} = 2.676,69 kJ/kg

Diketahui:

$F = V_1 + L_1$

$= 39.192,275$ kg/jam

$L_1 = F - V_1$

$= 39.192,275 - V_1$ ……………..(1)

$L_1 = L_2 + V_1$

$L_2 = L_1 - V_1$ …………….(2)

$V_2 = V - V_1$

$= 38.098,301 - V_1$ ..……………(3)

A.4 Neraca Panas

Neraca panas di efek 1:

$F.h_f + S.\lambda_{S1} = L_1.h_{L1} + V_1.H_{V1}$ …………….(4)

Dimana: $F.h_f = \Delta H_f$

$$h_L = \frac{\Delta H_1}{\sum k \quad L} = \frac{2.1 \quad .6 \quad ,7}{1.1 \quad ,7} = 1.311,59 \text{ kJ/kg}$$

Substitusikan persamaan (1) ke persamaan (4):

$714.900,353 + S(2.202,59) = (39.192,275 - V_1)(1.311,59) + V_1(2.694,12)$

$2.202,59.S = 50.689.304,408 + 1.382,527.V_1$ ………..(5)

Neraca panas di efek 2:

$L.h_{L1} + V_1.\lambda_{S2} = L_2.h_{L2} + V_2.H_{V2}$ …………….(6)

Dimana: $L_2.h_{L2} = \Delta H_{L2}$

Substitusikan persamaan (1) dan (3) ke persamaan (6):

$(39.192,275 - V_1)(1.311,59) + V_1(2.226,01) = 116.659,241 + (38.098,301 - V_1)(2.676,69)$

$51.404.203,76 + 914,42.V_1 = 116.659,241 + 101.977.709 - 2.676,69.V_1$

$3.591,12.V_1 = 50.690.163,47$

V_1=14.115,421 kg/jam

Sehingga persamaan (1), (2), (3) dan (5) dapat diselesaikan:

Persamaan (1): L_1 = 39.192,275 – 14.115,421

= 25.076,855 kg/jam

Persamaan (3): V_2 = 38.098,301 – 14.115,421

= 23.982,880 kg/jam

Persamaan (2): L_2 = 25.076,855 – 14.115,421

= 1.093,974 kg/jam

Persamaan (5): S = 31.873,502 kg/jam

A.5 Menentukan Panas dan Luas Area Perpindahan Panas Tiap Efek

Q (panas) tiap efek:

$Q_1 = S.\lambda_1$

= (31.873,502/3600) x (2.202,59 x 1.000)

= 19.501.182,63 W

$Q_2 = S.\lambda_2 = V_1.\ \lambda_2$

= (14.115,421/3600) x (2.226,01 x 1.000)

= 8.728.074,809 W

A (luas area perpindahan panas) tiap efek:

$$A_1 = \frac{Q_1}{U_1.\Delta T_1} = \frac{1\ .5\ \ .1\ \ ,6\ \ W}{3.9\ \ ,8\ \frac{W}{m^2.°C} x\ 8,2\ \ °C} = 591,686\ m^2$$

$$A_2 = \frac{Q_2}{U_2.\Delta T_2} = \frac{8.7\ \ .0\ \ ,8\ \ W}{2.8\ \ ,1\ \frac{W}{m^2.°C} x\ 1\ \ ,6\ \ °C} = 264,819\ m^2$$

Luas area perpindahan panas untuk *Long Tube Evaporator* adalah 100-10.000 m^2 (Tabel 4-7, Ulrich, 1984).

A.6 *Steam Economy*

$$st \quad e = \frac{\sum a \quad y \quad t}{k \quad st} = \frac{V_1 + V_2}{s}$$

$$st \quad e = \frac{38.098{,}301 \text{ kg/jam}}{31.873{,}502 \text{ kg/jam}} = 1{,}195 \text{ kg air/kg } st$$

Untuk *Double Effect Evaporator*, *steam economy* < 1,6 (Walas, 1990:210)

Dari perhitungan-perhitungan sebelumnya diperoleh:

Tabel F.6 Neraca Massa di Evaporator Efek 1

Komponen	Massa Masuk (kg/jam)		Massa Keluar (kg/jam)			
	F	X_f	L_1	X_{L1}	V_1	X_{V1}
H_3PO_4	182,287	0,005	182,287	0,007	0,000	0,000
$Ca(OH)_2$	143,058	0,004	143,058	0,006	0,000	0,000
H_2O	39.866,930	0,991	24.751,509	0,987	14.115,421	1,000
Sub Total	**39.192,275**	1,000	**25.076,855**	1,000	**14.115,421**	1,000
Total	**39.192,275**		**39.192,275**			

Tabel F.7 Neraca Massa di Evaporator Efek 2

Komponen	Massa Masuk (kg/jam)		Massa Keluar (kg/jam)			
	L_1	X_{L1}	L_2	X_{L2}	V_2	X_{V2}
H_3PO_4	182,287	0,007	182,287	0,167	0,000	0,000
$Ca(OH)_2$	143,058	0,006	143,058	0,131	0,000	0,000
H_2O	24.751,509	0,987	768,629	0,703	23.982,880	1,000
Sub Total	**25.076,855**	1,000	**1.093,974**	1,000	**23.982,880**	1,000
Total	**25.076,855**		**25.076,855**			

<u>Panas tiap efek:</u>

Efek 1:

Panas masuk: $\Delta H_f = F.h_f$

= 714.900,353 kJ/jam

ΔH_{S1} = S.λ_1

= 31.873,502 x 2.202,59

= 70.204.257,48 kJ/jam

Panas keluar: ΔH_{V1} = $V_1.H_{V1}$

= 14.115,421 x 2.694,117

= 38.028.600,73 kJ/jam

ΔH_{L1} = $L_1.h_{L1}$

= 25.076,855 x 1.311,59

= 32.890.557,10 kJ/jam

Tabel F.8 Neraca Panas di Evaporator Efek 1

Aliran Panas	Panas Masuk (kJ/jam)	Panas Keluar (kJ/jam)
ΔH_f	714.900,353	0,000
ΔH_{S1}	70.204.257,480	0,000
ΔH_{V1}	0,000	38.028.600,730
ΔH_{L1}	0,000	32.890.557,100
Total	**70.919.157,830**	**70.919.157,830**

Efek 2:

Panas masuk: ΔH_{L1} = $L_1.h_{L1}$

= 25.076,855 x 1.311,59

= 32.890.557,10 kJ/jam

ΔH_{Vs1} = $V_1.\lambda_2$

= 14.115,421 x 2.226,01

= 31.421.069,31 kJ/jam

Panas keluar: ΔH_{V2} = $V_2.H_{V2}$

= 23.982,880 x 2.676,699

= 64.194.967,17 kJ/jam

$\Delta H_{L2} = L_2.h_{L2}$

= 116.659,24 kJ/jam

Tabel F.9 Neraca Panas di Evaporator Efek 2

Aliran Panas	Panas Masuk (kJ/jam)	Panas Keluar (kJ/jam)
ΔH_{L1}	32.890.557,10	0,000
ΔH_{Vs1}	31.421.069,31	0,000
ΔH_{V2}	0,000	64.194.967,170
ΔH_{L2}	0,000	116.659,240
Total	**64.311.626,410**	**64.311.626,410**

B. Evaporator Efek 1 (EV-301)

Fungsi : Memekatkan H_3PO_4 keluaran *Centrifuge* dan RDVF dari konsentrasi 0,05 M menjadi 0,08 M.

B.1 Kondisi Operasi

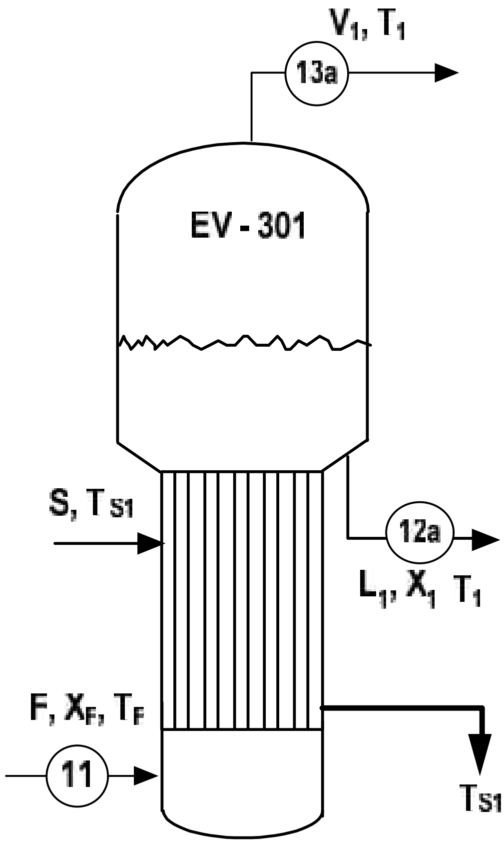
Temperatur umpan = 38,08 ^oC = 100,55 F

Laju alir umpan = 39.192,275 kg/jam

Laju alir uap = 14.115,421 kg/jam

Viskositas umpan = 0,724 cp

Densitas umpan = 998,638 kg/m^3



Gambar F.1 Evaporator I (EV-301)

B.2 Perancangan *Shell and Tube*

Luas perpindaan panas, A = 591,68 m^2 = 6.368,69 ft^2

<u>Dimensi *Tube*:</u>

Dipilih tube dengan spesifikasi sebagai beikut (Tabel 10, Kern, 1950:843):

OD	= 0,75 in = 0,062 ft = 19,05 mm
BWG	= 16
ID	= 0,62 in = 0,052 ft = 15,75 mm
Surface per lin ft, a”	= 0,1963 ft = 0,06 m
Flow area per tube, a_t’	= 0,302 in^2

Panjang *tube*, L = 8 m = 26,25 ft

(*range* untuk *long tube evaporator* adalah 3-10 m)

(Geankoplis, hal:491)

1. Menghitung jumlah *tube*, N_t

$$N_t = \frac{A}{La''} = 1.236{,}12 \text{ buah}$$

¾ in. OD tubes on 1$\frac{5}{16}$-in. triangular pitch					
Shell ID, in.	1-P	2-P	4-P	6-P	8-P
8	36	32	26	24	18
10	62	56	47	42	36
12	109	98	86	82	78
13¼	127	114	96	90	86
15¼	170	160	140	136	128
17¼	239	224	194	188	178
19¼	301	282	252	244	234
21¼	361	342	314	306	290
23¼	442	420	386	378	364
25	532	506	468	446	434
27	637	602	550	536	524
29	721	692	640	620	594
31	847	822	766	722	720
33	974	938	878	852	826
35	1102	1068	1004	988	958
37	1240	1200	1144	1104	1072
39	1377	1330	1258	1248	1212

Berdasarkan Tabel 9 hal 842, Kern 1950 diperoleh:

N_t = 1.240 buah

Pitch = 0,9375 in, *triangular pitch*

ID_{shell} = 37 in = 3,08 ft = 0,94 m (D_{shell} < 4 m, Tabel 4-7, Ulrich)

OD_{tube} = 0,75 in = 0,062 ft = 1,91 cm

(19 mm<D_{tube}<63 mm, Walas, hal 203)

2. Koreksi U_d

Luas permukaan perpindahan panas sebenarnya:

A = N_t x L x a" = 593,54 ft^2 = 6.388,69 m^2

$$U_d = \frac{Q}{A\Delta T_L} = 3.962{,}372 \ \frac{W}{ft^2.F} = 697{,}809 \ \frac{B}{h.ft^2.F}$$

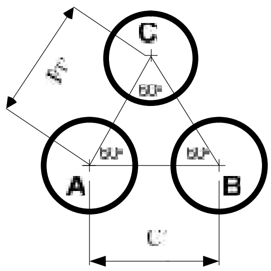
3. Pemilihan *pitch*

Untuk OD_{shell} = 37 in dan N_t = 1.240 buah, dipilih *triangular pitch* dengan P_t = 0,9375 in = 0,078 ft = 2,38 cm

Alasan pemilihan:

a. Film koefisien pada *triangular pitch* lebih tinggi daripada pada *rotated triangular pitch* dan *square pitch*.

b. Dapat dibuat jumlah *tube* yang lebih banyak karena susunannya lebih kompak.



Gambar F.2 Susunan *tube* dengan *triangular pitch*

Clearance, C' = P_t – OD*tube* = 0,1875 in = 0,476 cm

A' = N_t x 2 x Luas *pitch* (ABC)

Dimana: Luas ABC = ½ x alas x tinggi

= ½ x Pt x t ; dengan t = Pt Sin 60°

= ½ x Pt x Pt Sin 60°

= ½ x $(Pt)^2$ Sin 60°

= 0,381 in^2

= 2,455 mm^2

Maka diperoleh A' = 943,80 in^2 = 6.089,07 mm^2

4. Menghitung volume *tube*

Volume *tube* = ¼ x π x $(ID_{tube})^2$ x L

= 95,04 in^3 = 0,002 m^3

Volume total *tube* = Volume *tube* x N_t

= 117.850,145 in^3 = 1,931 m^3

5. Dimensi *shell and tube*

Tabel F.10 Spesifikasi *shell and tube* pada Evaporator 1 (EV-301)

Shell		*Tube*	
ID	: 37 in : 0,94 m	Jumlah, N_t	: 1.240 buah
Pass	: 1	Panjang, L	: 8 m : 26,25 ft
Baffle space, B	: 37 in : 0,94 m	OD	: 0,75 ft : 0,019 m
Jumlah *baffle*, $N = \frac{L}{\text{baffle space}}$	: 9 buah	ID	: 0,62 in : 0,016 m
		BWG	: 16
		Pitch	: 0,9375 in : 0,024 m (*triangular pitch*)
		Pass	: 1
		a_t'	: 0,302 in^2

Sumber: Tabel 9 dan 10, Kern, 1950

Fluida panas, *steam*, *shell*

1. Menghitung *flow area*, a_s

$$a_s = \frac{IDxC'xB}{144xP_t} = 1{,}901\ ft^2$$

2. Laju alir massa, G_s

W = 31.873,502 kg/jam

= 70.268,323 lb/jam

G_s = W/a_s = 36.956,313 lb/hr.ft^2

Fluida dingin, H_3PO_4 *solution*, *tube*

1'. Menghitung *flow area*, at

$$a_t = \frac{N_t x a_t'}{144xn} = 2{,}601\ ft^2$$

2'. Laju alir masa, G_t

w = 39.192,275 kg/jam

= 86.403,290 lb/jam

G_t = w/a_t = 33.224,935 lb/hr.ft^2

3. Bilangan Reynold, Re_s

T_1 = 248 F

T_2 = 248 F

T_{av} = 248 F

μ = 0,013 cp x 2,42

= 0,031 lb/hr.ft

$Re_s = \frac{D_e \times G_s}{\mu}$ (Pers. 3.6)

De = 6,60 in (Fig. 28, Kern)

= 0,55 ft

maka Re_s = 646.089,391

3'. Bilangan Reynold, Re_t

t_1 = 100,55 F

t_2 = 233,07 F

t_{av} = 166,81 F

μ = 0,724 cp x 2,42

= 1,752 lb/hr.ft

$Re_t = \frac{D \times G_t}{\mu}$ (Pers. 3.6)

D = 0,62 in (Tabel 10, Kern)

= 0,052 ft

maka Re_t = 979,761

Menghitung *heat transfer coeffisien*

4. Menentukan h_o

Untuk *steam*:

h_o = 1.500 Btu/hr.ft^2.F

$\frac{h_o}{\phi_s} = h_o$

4'. Menentukan J_H

J_H = 53 (Fig. 24, Kern)

5'. Menghitung h_i

$\frac{h_i}{\phi_t} = J_H \left(\frac{k}{D_t}\right)\left(\frac{c\mu}{k}\right)^{1/3}$

dengan:

c = 17,341 Btu/hr.ft^2.F/ft

k = 0,406 Btu/lb.F

maka

$\frac{h_i}{\phi_t} = 1.754,004 \text{ Btu/hr.ft}^2.\text{F}$

6'. Menghitung h_{io}

$\frac{h_{io}}{\phi_t} = \frac{h_i}{\phi_t} x \left(\frac{ID}{OD}\right)$

$= 1.449,976 \text{ Btu/hr.ft}^2.\text{F}$

7'. Menghitung t_w

$$t_w = t_a + \frac{h_o/\phi_s}{h_o/\phi_s + h_i/\phi_t}(T_a - t_a)$$

$= 208{,}09$ F

8’. Koreksi h_{io}

Pada t_w:

$\mu_w =$ 0,4 cp x 2,42

$=$ 0,968 lb/hr.ft

$$\phi_t = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,1} = 1{,}087$$

$$h_{io} = \frac{h_{io}}{\phi_t}\phi_t$$

$= 1.575{,}562\ \mathrm{Btu/hr.ft^2.F}$

6. Menghitung *clean overall heat transfer coeffisien*, U_c

$$U_C = \frac{h_{io}\ h_o}{h_{io} + h_o}$$

$= 768{,}43\ \mathrm{Btu/hr.ft^2.F}$

7. Menghitung *dirt factor*, R_d

$$R_d = \frac{U_C - U_D}{U_C U_D}$$

$= 0{,}0013\ \mathrm{hr.ft^2.F/Btu}$

R_d yang diperlukan = 0,001 hr.ft^2.F/Btu (Tabel 12, Kern)

$Rd_{hitung} > Rd_{perlu}$ (memenuhi)

Pressure Drop

Shell

$$\Delta P_s = \frac{f x G_s^2 x D_s x (N+1)}{5{,}22x10^{1}\ x D_e x s x \phi_s}$$

Dimana:

$G_s =$ 36.956,313 lb/hr.ft^2

s = 0,0076

Untuk $Re_s =$ 646.089,391

f = 0,00047 (Fig. 29, Kern)

$D_s =$ 37 in = 3,083 ft

No. of crosses, N+1 = 102,15

Tube

$$\Delta P_t = \frac{f x G_t^2 x L x n}{5{,}22x10^{1}\ x D x s x \phi_t}$$

Dimana:

$G_t =$ 33.224,935 lb/hr.ft^2

s = 0,997

Untuk $Re_t =$ 979,761

f = 0,00053 (Fig. 26, Kern)

D = 0,62 in = 0,052 ft

Maka $\Delta P_t =$ 0,006 psi

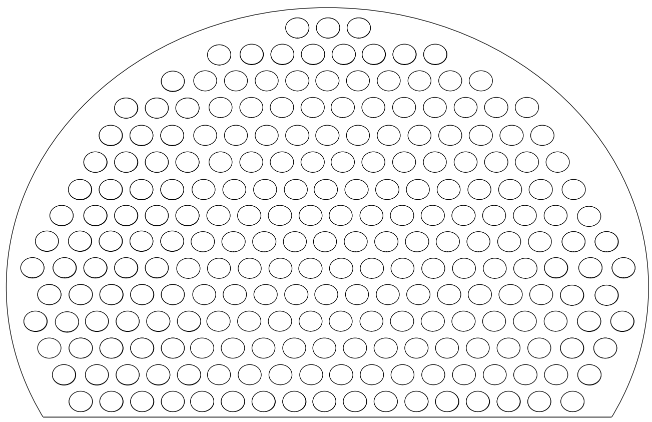
Maka ΔP_s = 0,926 psi

ΔP untuk *steam* < 1 psi (memenuhi)

ΔP untuk *liquid* < 10 psi (memenuhi)

6. Pemilihan *baffle*

Baffle yang dipilih adalah *baffle cut* dapat dilihat pada Gambar F.3 berikut:



Gambar F.3 *Baffle cut* 25 %

Dimensi *baffle*:

$$H_b = D_s \times B_c = \frac{D_b}{2} - D_s\,(0{,}5 - B_c)$$

Keterangan: H_b = Tinggi *baffle cut*

D_b = Diameter *baffle*

D_s = Diameter *shell*

B_c = *Baffle cut* sebagai fraksi

Diketahui: D_b = Ds = PQ = 37 in = 3,083 ft = 0,939 m

B_c = 25 %

maka H_b = 9,25 in = 0,771 ft = 23,49 cm

dimana H_b = CD

AO = BO = PO = QO = DO = Jari-jari *baffle* = ½ x Diameter *baffle*

= 18,5 in

= 1,54 ft

= 46,99 cm

CO = DO – CD = 9,25 in = 23,49 cm

$BC = \sqrt{BO^2 - CO^2} =$ 16,02 in = 40,69 cm

Sehingga AB = 2 x BC = 32,04 in = 81,39 cm

<AOB = <AOC + <BOC

Karena segitiga AOB merupakan segitiga sama kaki maka <AOC = <BOC

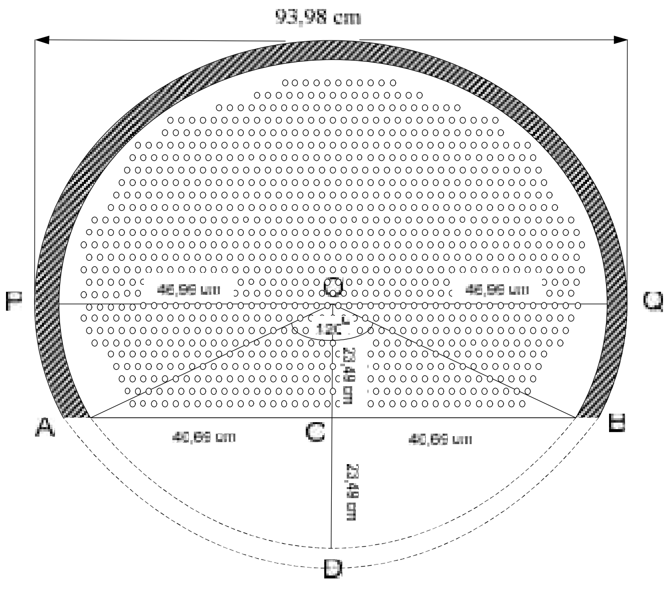
dan <AOC sebesar:

Sin (<AOC) = 0,866

<AOC = 60^o

Sehingga <AOB = 2 x <AOC = 120^o

Dimensi *baffle* dan *baffle cut* dapat dilihat pada Gambar F.4.



Gambar F.4 Dimensi *baffle* dan *baffle cut*

7. Perancangan *shell*

a. Tekanan desain

Bahan yang digunakan : *SA-167 Grade 11 Type 316*

Kondisi operasi : T = 111,71 ^oC = 384,86 K

P = 1,574 atm = 23,126 psi

Tekanan desain 5-10 % di atas tekanan operasi (Coulson, vol. 6, 1983:637). Tekanan desain dibuat 10 % di atasnya.

P_{desain} = 1,1 x ($P_{operasi}$ + P_{hidro})

$P_h = \frac{\rho m \quad (H-1)}{1}$ (Brownell and Young, 1959:342)

P_{hidro} = 10,93 psi

P_{desain} = 37,48 psi = 2,55 atm

b. Tebal *shell*

$$t_s = \frac{P}{2(f \quad - 0,6P)} + C$$

Keterangan:

P = Tekanan desain = 37,48 psi

d = *Inside diameter shell* = 37 in = 93,98 cm

F = *Allowable stress* material = 18.750 psi

(Brownell and Young, 1959)

C = Faktor korosi = 0,125 in/tahun

E = Efisiensi *double welded butt joint* = 0,8

(Tabel 13.2, Brownell and Young, 1959:254)

Maka t_s = 0,171 in

Digunakan standar t_s = 0,1875 in = 0,476 cm

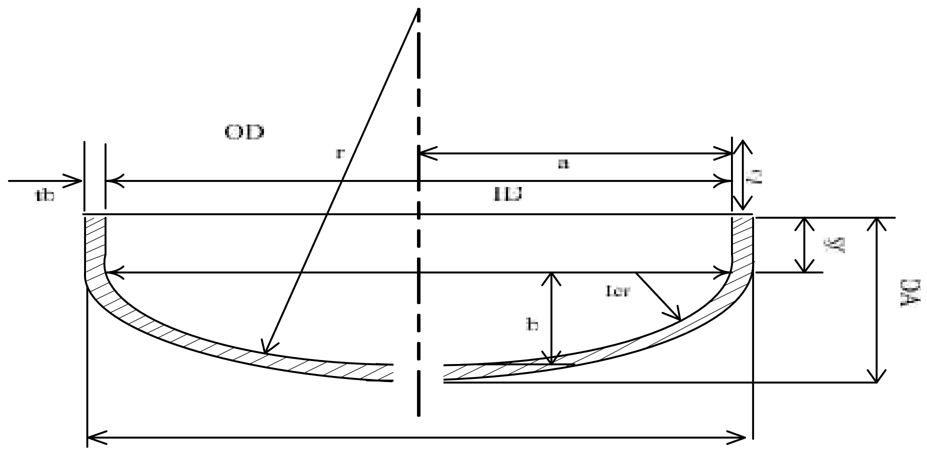
(Tabel 5.8, Brownell and Young, 1959)

OD_{shell} = ID_{shell} + $2.t_s$ = 37,375 in = 94,93 cm

Digunakan $OD_{shell\ standar}$ = 38 in = 96,52 cm

c. Bagian *bottom shell*

Bentuk tutup bagian bawah *shell* yang digunakan adalah *torospherical flanged bottom*. Biasa digunakan untuk merancang *vessel* dengan tekanan dalam rentang 15-200 psig (1,021-13,609 atm).



Gambar F.5 *Torispherical flanged and dished bottom*

Dimana:

OD = Diameter luar = 38 in = 96,52 cm

ID = Diameter dalam = 37,375 in = 94,93 cm

Berdasarkan Tabel 5.7 dan 5.8 hal 89, Brownell and Young diperoleh nilai icr dan r untuk OD = 38 in dan ketebalan = 0,1875 in yaitu:

icr = *Inside corner radius* = 2,375 in = 6,03 cm

rc = *Radius of dish* = 36 in = 91,44 cm

sf = *Straight flange* = 2 in

- *Stress intensification factor for torispherical dished head* (W)

  $W = \frac{1}{4} x(3 + \sqrt{\frac{r}{ic}}$ (Pers. 7.76, Brownell and Young, 1959)

  = 1,723 in = 4,377 cm

- Tebal *bottom*

  $t_h = \frac{P r_c W}{2 \quad -0{,}2} + C$ (Pers. 7.77, Brownell and Young, 1959)

  = 0,077 in = 0,197 cm

  Diambil standar t_h = 0,1875 in = 0,476 cm

- Tinggi *head bottom*

  $AB = \frac{ID}{2} - icr = 16.312 \text{ in} = 41{,}43 \text{ cm}$

  BC = r – icr = 33,625 in = 85,408 cm

  $AC = \sqrt{BC^2 - AB^2} = 29{,}403 \text{ in} = 74{,}684 \text{ cm}$

- Tinggi *dished* (b)

  $b = r - \sqrt{BC^2 - AB^2} = r - AC = 6{,}59 \text{ in} = 16{,}756 \text{ cm}$

- Tinggi *head* (OA)

  OA = t_h + b + sf = 8,784 in = 0,223 m

- Tinggi total *shell and tube* pada Evaporator (H)

  $H_{total\ dengan\ dish\ bottom}$ = L + OA + Fs

  Dimana: L = Panjang *tube* = 314,96 in = 8 m

  OA = Tinggi bottom = 8,78 in = 0,223 m

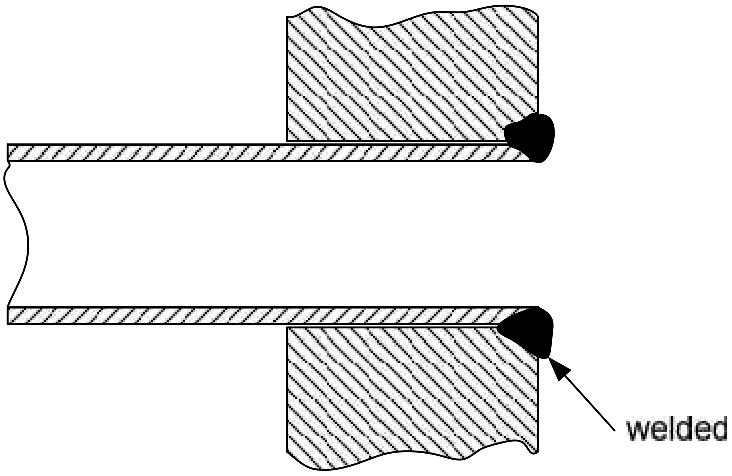
  Fs = Tinggi *flanged* = 3 in = 0,076 m

  $H_{total\ dengan\ dish\ bottom}$ = 8,299 m = 326,74 in = 27,23 ft

$H_{total\ tanpa\ dish\ bottom}$ = 8,076 m = 317,96 in = 26,49 ft

8. Tube sheet

Tube sheet berupa plat berbentu lingkaran dan berfungsi sebagai pemegang ujung-ujung *tube* dan pembatas aliran fluida di sisi *shell* dan *tube*. Pemasangan *tube* pada Evaporator menggunakan teknik pengelasan (*welded*).



Gambar F.6 *Tube sheet* dengan teknik pengelasan

Material *tube sheet*	:	SA-129C
Maximum allowable stress, f	:	10.500 psi
Spec. Min Tensile	:	42.000 psi

Tebal *tube sheet*:

$$t = \frac{F}{2}\left(\frac{P}{S}\right)^{1/2}$$ (Garbett, 1958)

Keterangan:

t = Tebal plat dari *tube sheet* yang efektif, in

S = Tegangan tarik yang diizinkan pada temperatur desain dari bahan yang digunakan *tube sheet* = 10.500 psi

E = Modulus elastici = 42.000 psi

D = Do = Diameter dalam *shell* = 37,375 in

N_t = Jumlah *tube* = 1.240 buah

P = Tekanan desain = 37,48 psi

F = 1

Maka t = 1,135 in = 0,0288 m = 28,8 mm

Digunakan standar t = 1,25 in

Desain perpipaan dan nozzle

- Pipa Umpan

  Digunakan pipa dengan diameter optimum sebagai berikut:

  $D_{i,opt} = 226G^{0,5}\rho^{-0,3}$ (Pers. 5.15, Coulson, vol. 6, 1983:161)

  Data perhitungan:

  Laju alir massa, G = 10,887 kg/s

  ρ_{mix} = 998,638 kg/m^3

  Asumsi aliran turbulen, Nre > 2.100

  Maka $D_{i,optimum}$ = 66,491 mm = 2,62 in

  Diguanakan pipa standar: (Appendix A.5, Geankoplis, 1993:892)

NPS	: 3 in = 7,62 cm
Schedule Number	: 40
OD	: 3,5 in = 0,089 m
ID	: 3,068 in = 0,078 m

Flow area : 0,051 ft^2 = 7,387 in^2

Bilangan Reynold, $N_{re} = \frac{4G}{\pi \mu d} = 245.812,48$

Spesifikasi nozzle standar: (App. F item 1, Brownell and Young, 1959)

Size = 3 in = 7,62 cm

OD of pipe = 3,5 in = 8,89 cm

Nozzle wall thickness (n) = 0,3 in = 0,76 cm

Diameter hole on in reinforcing plate (D_R) = 3,625 in = 9,21 cm

Distance shell to flange face, ouside (J) = 6 in = 15,24 cm

Distance shell to flange face, outside (K) = 6 in = 15,24 cm

Distance from bottom of tank to center of nozzle:

- *Reguler, Type H* = 8 in = 20,32 cm
- *Low, Type C* = 5 in = 12,70 cm

- Pipa *Steam* Masuk

Digunakan pipa dengan diameter optimum sebagai berikut:

$D_{i,opt} = 226 G^{0,5} \rho^{-0,3}$ (Pers. 5.15, Coulson, vol. 6, 1983:161)

Data perhitungan:

Laju alir massa, G = 8,854 kg/s

ρ_{mix} = 0,573 kg/m^3

Asumsi aliran turbulen, Nre > 2.100

Maka $D_{i,optimum}$ = 483,08 mm = 19,02 in

Diguanakan pipa standar: (Appendix A.5, Geankoplis, 1993:892)

NPS : 20 in = 50,80 cm

Schedule Number	: 20
OD	: 20 in = 0,508 m
ID	: 19,25 in = 0,49 m
Flow area	: 2,02 ft^2 = 291 in^2

Bilangan Reynold, $N_{re} = \frac{4G}{\pi\mu d} = 1.774.389,498$

Spesifikasi nozzle standar: (App. F item 1, Brownell and Young, 1959)

Size	= 20 in = 50,80 cm
OD of pipe	= 20 in = 50,80 cm
Nozzle wall thickness (n)	= 0,5 in = 1,27 cm
Diameter hole on in reinforcing plate (D_R)	= 20,12 in =51,12 cm
Distance shell to flange face, ouside (J)	= 10 in = 25,40 cm
Distance shell to flange face, outside (K)	= 8 in = 20,32 cm

Distance from bottom of tank to center of nozzle:

- *Reguler, Type H* = 24 in = 60,96 cm
- *Low, Type C* = 21,5 in = 54,61 cm

- Pipa *Steam* Keluar

Digunakan pipa dengan diameter optimum sebagai berikut:

$D_{i,opt} = 226 G^{0,5} \rho^{-0,3}$ (Pers. 5.15, Coulson, vol. 6, 1983:161)

Data perhitungan:

Laju alir massa, G = 8,864 kg/s

ρ_{mix} = 970 kg/m^3

Asumsi aliran turbulen, Nre > 2.100

Maka $D_{i,optimum}$ = 60,58 mm = 2,38 in

Diguanakan pipa standar: (Appendix A.5, Geankoplis, 1993:892)

NPS : 2,5 in = 6,35 cm

Schedule Number : 40

OD : 2,875 in = 0,073 m

ID : 2,469 in = 0,062 m

Flow area : 0,033 ft^2 = 4,783 in^2

Bilangan Reynold, $N_{re} = \frac{4G}{\pi \mu d} = 899.232{,}426$

Spesifikasi nozzle standar: (App. F item 1, Brownell and Young, 1959)

Size = 2 in = 5,08 cm

OD of pipe = 2,875 in = 7,30 cm

Nozzle wall thickness (n) = 0,2 in = 0,51 cm

Diameter hole on in reinforcing plate (D_R) = 3 in = 7,62 cm

Distance from bottom of tank to center of nozzle:

- *Reguler, Type H* = 7 in = 17,78 cm
- *Low, Type C* = 3 in = 7,62 cm

Tabel F.11 Spesifikasi nozzle pada *shell*

Nozzle	NPS (in)	OD_{pipa} (in)	D_R (in)	n (in)	J (in)
Pipa umpan	3	3,5	3,625	0,3	6
Pipa steam masuk	20	20	20,125	0,5	10
Pipa steam keluar	2,5	2,875	3	0,2	-

B.3 Desain Deflektor (Pemisah Uap)

Laju umpan = 39.192,275 kg/jam

Terdiri dari: *Vapor* (H_2O) = 14.115,421 kg/jam

Liquid = 25.076,855 kg/jam

Densitas *vapor* = 948,25 kg/m^3 = 59,197 lb/ft^3

Densitas *liquid* = 1.001,411 kg/m^3 = 62,516 lb/ft^3

a. Menghitung faktor pemisah uap-cair (F_{LV})

$$F_L = \left(\frac{W_L}{W_V}\right)\sqrt{\frac{\rho_V}{\rho_L}}$$ (Pers. 5.1, Evans, 1979)

Untuk F_{LV} = 1,729 maka diperoleh K_v = 0,05 (Fig. 5.1, Evan, 1979)

b. Menghitung kecepatan uap maksimum (U_{Vmaks})

$$U_V = K_V\sqrt{\frac{\rho_L \rho_V}{\rho_V}}$$ (Evan, 1979)

U_{vmaks} = 0,012 m/s

c. Menghitung debit uap (Q_V)

$$Q_V = \frac{W_V}{\rho_V} = 14{,}886\ \frac{m^3}{ja} = 525{,}68\ \frac{ft^3}{s}$$

d. Menghitung luas penampang dan diameter tangki minimum

$$A_m = \frac{Q_V}{U_V} = 1.257{,}38\ m^2$$ (Pers. 5.2, Evans, 1979)

$$D_m = \sqrt{\frac{4A_m}{\pi}} = 40{,}021\ in$$ (Pers. 5.3, Evans, 1979)

e. Menghitung debit cairan (Q_L)

$$Q_L = \frac{W_L}{\rho_L} = 25{,}04\ \frac{m^3}{ja} = 0{,}0069\ \frac{m^3}{s}$$

f. Menghitung volume cairan dalam tangki (V_L)

Dengan t_{hold} (*holding time*) = 3 menit dengan faktor operasi 2

= 2 x (3 x 60) = 360 s

Maka V_L = Q_L x t_{hold} (Evans, 1979)

V_L = 0,0069 m^3/s x 360 s

V_L = 2,504 ft^3

Tinggi atau kedalaman li $(H_L) = \frac{4V}{\pi D^2} = 3{,}087$ m

g. Menentukan tinggi *vapor* (H_V) dan tinggi *liquid* (H_L)

Volume *vapor* = Q_V x t_{hold} = 1,488 m^3

Tinggi *vapor* (H_V) = 0,5 x H_L = 1,543 m

Cek geometri

Jika 3<L/D< 5 maka desain separator sudah benar (Evan, 1979)

L/D = 4,56 **(satisfactory)**

h. Bagian *shell* Deflektor

Bahan yang digunakan : *SA-167 Grade 11 Type 316*

Kondisi operasi : T = 111,71 ^oC = 384,86 K

P = 1,57 atm

P_{desain} = 37,48 psi = 2,55 atm

Perhitungan tebal shell Deflektor:

$$t_s = \frac{P}{2(f \quad - 0{,}6P)} + C$$

Keterangan:

P = Tekanan desain = 37,48 psi

d = *Inside diameter shell* = 40,021 in = 101,61 cm

F = *Allowable stress* material = 18.750 psi

(Brownell and Young, 1959)

C = Faktor korosi = 0,125 in/tahun

E = Efisiensi *double welded butt joint* = 0,8

(Tabel 13.2, Brownell and Young, 1959:254)

Maka t_s = 0,163 in

Digunakan standar t_s = 0,1875 in = 0,476 cm

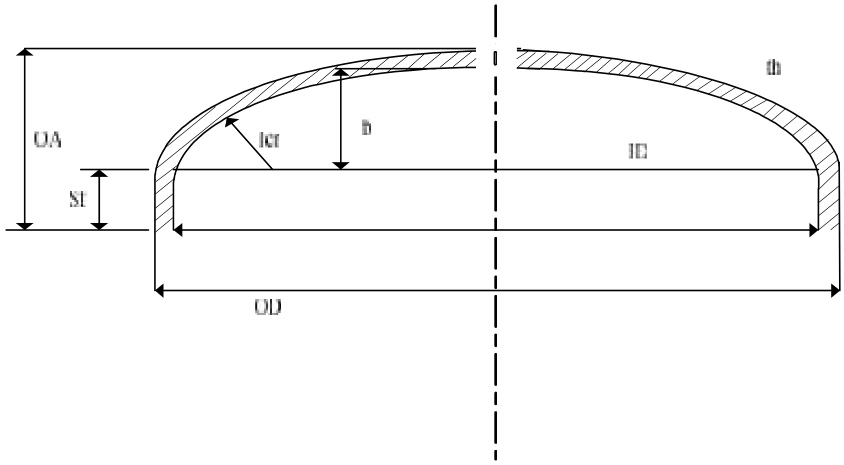
(Tabel 5.8, Brownell and Young, 1959)

OD_{shell} = ID_{shell} + $2.t_s$ = 40,397 in = 102,61 cm

Diambil OD_{shell} standar = 42 in = 106,68 cm

i. Bagian *head* Deflektor

Bentuk tutup yang digunakan adalah *torospherical flanged head*. Biasa digunakan untuk merancang *vessel* dengan tekanan dalam rentang 15-200 psig (1,021-13,609 atm).



Gambar F.7 *Torispherical flanged and dished head*

Dimana:

OD = Diameter luar = 42 in = 106,68 cm

ID = Diameter dalam = 40,021 in = 101,61 cm

Berdasarkan Tabel 5.7 dan 5.8 hal 89, Brownell and Young diperoleh nilai icr dan r untuk OD = 42 in dan ketebalan = 0,1875 in yaitu:

icr = *Inside corner radius* = 2,625 in = 6,67 cm

rc = *Radius of dish* = 42 in = 106,68 cm

sf = *Straight flange* = 2 in = 5,08 cm

- *Stress intensification factor for torispherical dished head* (W)

$W = \frac{1}{4} x \left(3 + \sqrt{\frac{r}{ic}}\right)$ (Pers. 7.76, Brownell and Young, 1959)

= 1,75 in = 4,44 cm

- Tebal *head*

$t_h = \frac{P r_c W}{2 \quad - 0,2} + C$ (Pers. 7.77, Brownell and Young, 1959)

= 0,069 in = 0,175 cm

Digunakan standar t_h = 0,1875 in = 0,476 cm

- Tinggi *head bottom*

$AB = \frac{ID}{2} - icr = 17,573 \text{ in} = 44,64 \text{ cm}$

BC = r – icr = 39,375 in = 100,01 cm

$AC = \sqrt{BC^2 - AB^2} = 35,236 \text{ in} = 89,49 \text{ cm}$

- Tinggi *dished* (b)

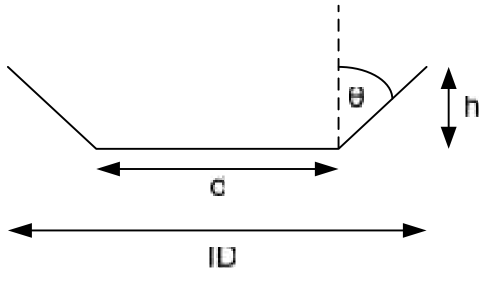
$b = r - \sqrt{BC^2 - AB^2} = r - AC = 6,764 \text{ in} = 17,18 \text{ cm}$

- Tinggi *head* (OA)

OA = t_h + b + sf = 8,952 in = 0,23 m

j. Bagian *bottom* Deflektor (konis)

Bentuk bottom Deflektor: Kerucut terpancung (konis)



Gambar F.8 *Bottom* Deflektor (konis)

ID = Diameter Deflektor = 40,397 in

d = Diameter ujung konis = Diameter shell pada Evaporator

= 37 in

h = Tinggi konis, in

q = Sudut konis = 60^o

Maka h = {(ID – d)/2} tan q

h = {(ID – d)/2} tan 60^o

h = 0,866 (ID – d)

h = 2,92 in = 0,24 ft = 0,075 m

Tinggi total Deflektor = Tinggi Deflektor + Tinggi *head* Deflektor + Tinggi bottom Deflektor

= 4,63 m + 0,23 m + 0,075 m

= 4,93 m

Tinggi total Evaporator = Tinggi total *shell and tube* + Tinggi total Deflektor

= 8,29 m + 4,93 m

= 13,23 m

<u>Desain perpipaan dan nozzle</u>

- Pipa Produk *Liquid*

  Digunakan pipa dengan diameter optimum sebagai berikut:

  $D_{i,opt} = 226 G^{0,5} \rho^{-0,3}$ (Pers. 5.15, Coulson, vol. 6, 1983:161)

  Data perhitungan:

  Laju alir massa, G = 6,966 kg/s

ρ_{mix} = 1.001,411 kg/m^3

Asumsi aliran turbulen, Nre > 2.100

Maka $D_{i,optimum}$ = 53,13 mm = 2,09 in

Diguanakan pipa standar: (Appendix A.5, Geankoplis, 1993:892)

NPS	: 2,5 in = 6,35 cm
Schedule Number	: 40
OD	: 2,875 in = 0,073 m
ID	: 2,469 in = 0,063 m
Flow area	: 0,033 ft^2 = 4,784 in^2

Bilangan Reynold, $N_{r} = \dfrac{4G}{\pi\mu d} = 194.828,682$

Spesifikasi nozzle standar: (App. F item 1, Brownell and Young, 1959)

Size	= 2 in = 5,08 cm
OD of pipe	= 2,875 in = 7,30 cm
Nozzle wall thickness (n)	= 0,2 in = 0,51 cm
Diameter hole on in reinforcing plate (D_R)	= 3 in = 7,62 cm

Distance from bottom of tank to center of nozzle:

- *Reguler, Type H* = 7 in = 17,78 cm
- *Low, Type C* = 3 in = 7,62 cm

- Pipa Produk *Vapor*

Digunakan pipa dengan diameter optimum sebagai berikut:

$D_{i,o} = 226G^{0,5}\rho^{-0,3}$ (Pers. 5.15, Coulson, vol. 6, 1983:161)

Data perhitungan:

Laju alir massa, G = 3,921 kg/jam

ρ_{mix} = 948,25 kg/m^3

Asumsi aliran turbulen, Nre > 2.100

Maka $D_{i,optimum}$ = 40,63 mm = 1,59 in

Diguanakan pipa standar: (Appendix A.5, Geankoplis, 1993:892)

NPS	: 2 in = 5,08 cm
Schedule Number	: 40
OD	: 2,375 in = 0,060 m
ID	: 2,067 in = 0,052 m
Flow area	: 0,023 ft^2 = 3,355 in^2

Bilangan Reynold, $N_{r} = \dfrac{4G}{\pi \mu d} = 7.318.182$

Spesifikasi nozzle standar: (App. F item 1, Brownell and Young, 1959)

Size	= 1,5 in = 3,81 cm
OD of pipe	= 1,9 in = 4,83 cm
Nozzle wall thickness (n)	= 0,2 in = 0,51 cm
Diameter hole on in reinforcing plate (D_R)	= 2 in = 5,08 cm
Distance shell to flange face, ouside (J)	= 6 in = 15,24 cm
Distance shell to flange face, outside (K)	= 6 in = 15,24 cm

Distance from bottom of tank to center of nozzle:

- *Reguler, Type H* = 6 in = 15,24 cm
- *Low, Type C* = 3 in = 7,62 cm

Tabel F.12 Spesifikasi nozzle pada Deflektor

Nozzle	NPS (in)	OD_{pipa} (in)	D_R (in)	n (in)	J (in)
Pipa produk *liquid* keluar	2,5	2,875	3	2	-
Pipa produk *vapor* keluar	2	1,9	2	0,2	6

B.4 Menghitung Berat Evaporator

ρ_{steel} = 490 lb/ft^3 (Brownell and Young, 1959:156)

1. Bagian *Shell and Tube*

a. Berat *shell*

Diameter dalam *shell* (ID) = 37 in = 0,939 m

Ketebalan *shell* (t_s) = 0,1875 in = 0,005 m

Diameter luar *shell* (OD) = 38 in = 0,965 m

Tinggi *shell* (H_s) = 8,076 in = 317,96 m

Volume *shell* = ¼ π x H_s x (OD^2 – ID^2)

= 0,307 m^3 = 10,833 ft^3

Berat *shell* = Volume *shell* x ρ_{steel}

= 5.308,307 lb = 2.407,832 kg

b. Berat *dish bottom*

Diameter luar *dish* (OD) = 38 in = 0,965 m

Ketebalan *dish* (t_d) = 0,1875 in = 0,005 m

Panjang *straight flange* = 2 in = 0,051 m

Inside corner radius = 2,375 in = 0,06 m

Untuk t_d < 1 in, perkiraan *blank diameter* (b_d) adalah:

$b_d = OD + \frac{U}{4} + 2sf + \frac{2}{3}icr$ (Pers. 5.12, Brownell n Young 1959:88)

= 44,488 in = 3,707 ft

Volume *dish* = ¼ π x b_d^2 x t_d

= 291,312 in^3 = 0,168 ft^3

Berat *dish* = Volume *dish* x ρ_{steel}

= 82,603 lb = 37,469 kg

c. Berat *accessories*

- Berat pipa

Perhitungan berat pipa berdasarkan pada Fig. 12.2, Brownell and Young, 1959:221 sebagai berikut:

Pipa	Ukuran Pipa (in)	Berat Pipa	
		lb	kg
Pipa umpan	3	10	4,536
Pipa steam masuk	20	170	77,111
Pipa steam keluar	2,5	8	3,628
Total		188	85,276

- Berat *tube*

Volume 1 *tube* = ¼ π x $(ID_t)^2$ x L

= 95,04 in^3

Volume total *tube* = Volume 1 *tube* x N_t

= 117.850,145 in^3 = 68,198 ft^3

Berat total *tube* = Volume *tube* x ρ_{steel}

= 33.417,136 lb = 15.157,913 kg

Berat 1 *tube* = 12,224 kg

- Berat *baffle*

Jumlah *baffle* = 9

Tebal *baffle* (t_b) = 0,1875 in = 0,476 cm

Baffle space = ID_s = 37 in = 93,98 cm

Baffle cut 25 % = ¼ x ID_s

= 9,25 in = 23,49 cm

Volume *baffle* 100 % = ¼ π x $(ID_s)^2$ x t_b

= 201,499 in^3 = 0,117 ft^3

Maka volume *baffle* 75 % = 151,125 in^3 = 0,087 ft^3

Berat 1 *baffle* = Volume *baffle* x ρ_{steel}

= 42,852 lb = 19,438 kg

Berat total *baffle* = 385,671 lb = 174,939 kg

- Berat *tube sheet*

Diameter *tube sheet* = 37 in = 3,083 ft

Tebal *tube sheet* = 1,25 in = 0,104 ft

W = (¼ π x D^2 x t_s) x ρ_{steel}

= 380,909 lb = 172,779 kg

W_t = 2 x W

= 761,819 lb = 345,559 kg

Berat *Shell and Tube*:

= 5.308,307 + 82,603 + 188 + 33.417,136 + 385,671 + 761,819

= 40.143,537 lb = 18.208,99 kg = 18,209 ton

2. Bagian Deflektor

a. Berat *shell*

Diameter dalam *shell* (ID) = 40,021 in = 1,016 m

Ketebalan *shell* (t_s) = 0,1875 in = 0,005 m

Diameter luar *shell* (OD) = 42 in = 1,067 m

Tinggi *shell* (H_s) = 4,63 in = 182,29 m

Volume *shell* = ¼ π x H_s x (OD^2 – ID^2)

= 0,38 m^3 = 13,435 ft^3

Berat *shell* = Volume *shell* x ρ_{steel}

= 6.538,385 lb = 2.986,204 kg

b. Berat *dish head*

Diameter luar *dish* (OD) = 42 in = 1,067 m

Ketebalan *dish* (t_d) = 0,1875 in = 0,005 m

Panjang *straight flange* = 2 in = 0,051 m

Inside corner radius = 2,625 in = 0,067 m

Untuk t_d < 1 in, perkiraan *blank diameter* (b_d) adalah:

$b_d = OD + \frac{U}{4} + 2sf + \frac{2}{3} icr$ (Pers. 5.12, Brownell n Young 1959:88)

= 48,75 in = 4,062 ft

Volume *dish* = ¼ π x b_d^2 x t_d

= 349,80 in^3 = 0,202 ft^3

Berat *dish* = Volume *dish* x ρ_{steel}

= 99,188 lb = 44,99 kg

c. Berat *bottom* Deflektor

Diameter luar *bottom* (OD) = 42 in = 1,067 m

Ketebalan *bottom* (t_b) = 0,1875 in = 0,005 m

Panjang *straight flange* = 2 in = 0,051 m

Inside corner radius = 2,625 in = 0,067 m

Untuk t_d < 1 in, perkiraan *blank diameter* (b_d) adalah:

$b_d = OD + \frac{U}{4} + 2sf + \frac{2}{3}icr$ (Pers. 5.12, Brownell n Young 1959:88)

= 48,75 in = 4,062 ft

Volume *bottom* = ¼ π x b_d^2 x t_b

= 349,80 in^3 = 0,202 ft^3

Berat *bottom* = Volume *bottom* x ρ_{steel}

= 99,188 lb = 44,99 kg

d. Berat pipa

Perhitungan berat pipa berdasarkan pada Fig. 12.2, Brownell and Young, 1959:221 sebagai berikut:

Pipa	Ukuran Pipa (in)	Berat Pipa	
		lb	kg
Pipa produk liquid keluar	2,5	8	3,63
Pipa produk vapor keluar	2	6	2,72
Total		14	6,35

Berat Deflektor = berat *shell* + berat *dish head* + berat *bottom* + berat pipa

= 6.795,76 lb = 3.082,537 kg

3. Berat material di dalam Evaporator

Dengan t_{hold} = 3 menit dengan faktor operasi 2

= 6 menit = 0,1 jam

Berat umpan = 39.192,275 kg/jam x 0,1 jam

= 3.919,227 kg

Berat *steam* = 31.873,502 kg/jam x 0,1 jam

= 3.187,350 kg

Berat total material di dalam Evaporator = 7.106,578 kg

= 15.667,161 lb

Sehingga berat total Evaporator (EV-301):

= Berat *shell and tube* + Berat Deflektor + Berat material di dalam Evaporator

= 40.143,537 + 6.795,761 + 15.667,161

= 62.606,459 lb = 28.398,104 kg = 28,398 ton

B.5 Perancangan *Flange, Bolt* dan Gasket dari Vessel

a. *Head* Deflektor

Sambungan antara tutup bejana dengan bagian *shell* pada Deflektor menggunakan sistem *flange* dan baut.

Data perancangan:

Tekanan desain = 37,48 psi

Temperatur operasi = 111,71 ^{o}C

Material *flange* = ASTM-201, Grade B

(Brownell and Young, 1959:242)

Tegangan dari material *flange* = 15.000 psi

Bolting steel = ASTM-193, Grade B7

(Brownell and Young, 1959:242)

Tegangan dari *bolting material* = 20.000 psi

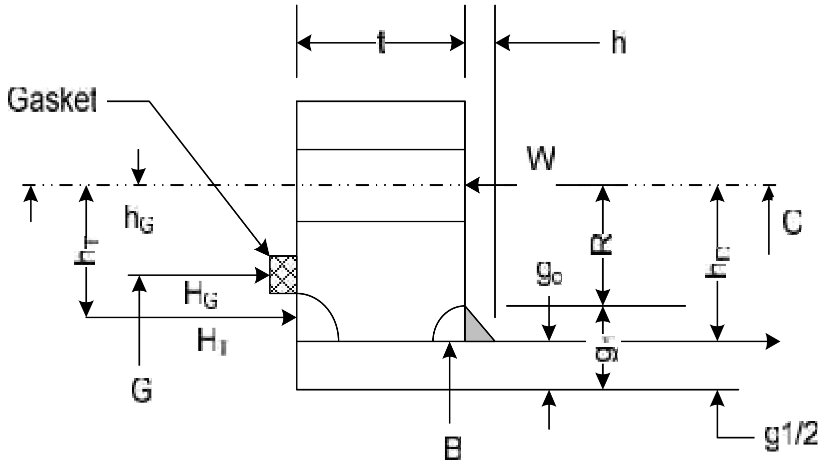
Material gasket = *Asbestos composition*

(Fig. 12.11, Brownell and Young, 1959)

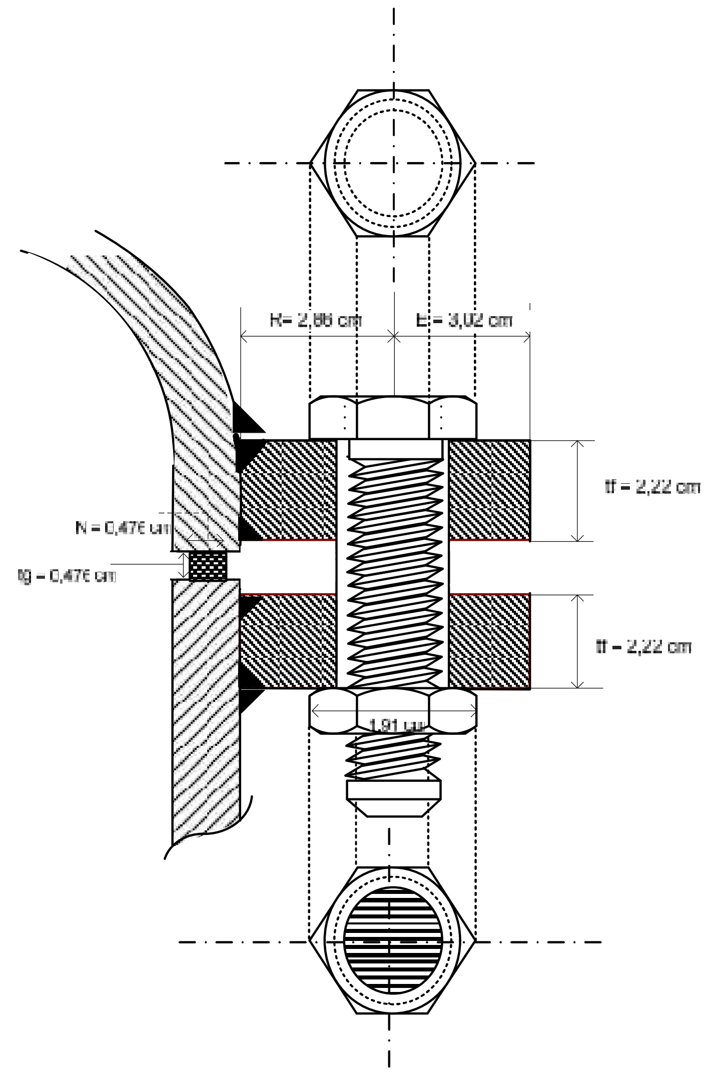
Diameter luar *shell* = 42 in = 106,68 cm

Diameter dalam *shell*	= 40,021 in = 101,66 cm
Ketebalan *shell*	= 0,1875 in = 0,476 cm
Tipe *flange*	= *Optional loose type*

(Fig. 12.24.8a, Brownell and Young, 1959:240)



Gambar F.9 Sketsa tipe *flange* dan dimensinya



Gambar F.10 Detail untuk *flange* dan *bolt* pada *head* Evaporator 1

1. Perhitungan lebar gasket minimum

$\frac{d_o}{d_i} = \sqrt{\frac{y-p}{y-p(m-1)}}$ (Pers. 12.2, Brownell and Young, 1959:226)

Dimana:

d_o : Diameter luar gasket, in

d_i : Diameter dalam gasket, in

y : Yield stress = 6.500 lb/in^2

(Fig. 12.11, Brownell and Young, 1959)

m : Faktor gasket = 3,5 (Fig. 12.11, Brownell and Young, 1959) p : Tekanan desain = 37,48 psi

Asumsi lebar gasket $^{1}/_{8}$ in, dari Fig. 12.11, Pers. 12.2 Brownell and Young sehingga,

$$\frac{d_o}{d_i} = 1{,}0005$$

Asumsi bahwa diameter dalam gasket di sama dengan diameter luar *shell* = 48 in = 121,92 cm

Sehingga:

d_o = 1,0005 x 42 in

= 42,021 in = 106,73 cm

Lebar gasket minimum = $N = \frac{d_o - d_i}{2} = 0{,}01 \text{ in} = 0{,}027 \text{ cm}$

Digunakan standar gasket dengan diameter 0,1875 in

Diameter gasket rata-rata, G = d_i + lebar gasket

= 42,1875 in = 107,156 cm

2. Perhitungan beban baut (*bolt*)

   Beban untuk baut (*bolt*) terdiri dari:

   - Beban karena *tightening up* (pengencangan) baut (Wm_2) atau beban untuk *seal gasket*
   - Beban karena kondisi operasi (Wm_1)

   - Beban untuk *seal* gasket

     $Wm_2 = Hy = b\pi Gy$ (Pers. 12.88, Brownell and Young, 1959:240)

     Dimana:

     Hy : Berat beban *bolt* maksimum

G : Diameter gasket rata-rata

B : Efektif gasket

Dari Fig 12.12 Brownell and Young, 1959:229, kolom 1, tipe 1.a:

$b_o = \frac{N}{2} =$ 0,005 in

Karena b_o < 0,25 in maka b = bo sehingga b = 0.005 in = 0,013 cm

Maka diperoleh Wm_2 = 4.520,496 lb

- Beban karena kondisi operasi
  - Beban untuk menjaga *joint tight* saat operasi

    $H_p = 2b\pi Gmp$ (Pers. 12.90, Brownell and Young, 1959:240)

    = 182,401 lb
  - Beban karena tekanan internal (H)

    $H = \frac{\pi G^2}{4} \times p$ (Pers. 12.89, Brownell and Young, 1959:240)

    = 52.347,311 lb

  Maka beban total karena kondisi operasi:

  $Wm_1 = H + H_p$ (Pers. 12.91, Brownell and Young, 1959:240)

  = 52.529,712 lb

Karena $Wm_1 > Wm_2$ maka Wm_1 sebagai beban pengontrol.

3. Perhitungan luas baut minimum (minimum *bolting area*)

$Am_1 = \frac{W_{m1}}{f_b}$ (Pers. 12.92, Brownell and Young, 1959:240)

Dimana:

Am_1 = Total luas *bolt* pada kondisi operasi, in^2

Wm_1 = Beban berat *bolt* pada kondisi operasi = 52.529,712 lb

f_b = Tegangan ,maksimum material *bolt* = 20.000 psi

Maka diperoleh Am_1 = 2,626 in^2

4. Perhitungan ukuran baut optimum (*optimum bolt size*)

   Penentuan ukuran baut diambil dari Tabel 10-4, Brownell and Young, 1959:188.

Tabel F.12 Perhitungan ukuran baut optimum

Bolt Size (d)	*Root Area*	*Min. No of Bolt*	*Act. No of Bolt*	R
0,5	0,126	20,84	28	1,1875
0,625	0,202	13,00	20	1,3125
0,75	**0,302**	**8,69**	**12**	**1,125**
0,875	0,419	6,27	8	1,25
1	0,551	4,77	8	1,375

B_s	E	$\frac{NB_s}{\pi}$	C [ID+2(1,41go+R)]	Luas Aktual (in^2)
3	0,625	22,93	44,91	3,563
3	0,75	15,29	45,16	3,938
3	**1,1875**	**11,46**	**44,78**	**3,375**
3	1,4375	7,64	45,03	3,75
3	1,625	7,64	45,28	4,125

Dimana:

Jumlah baut minimum= Am_1/*root area*

R = *Minimum radial distance* (in)

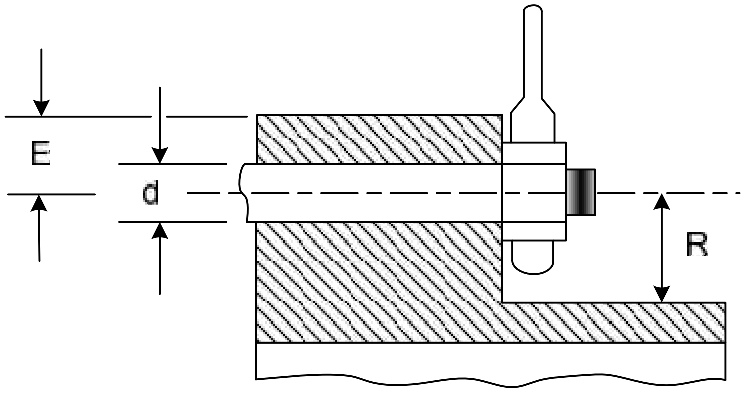
B_s = *Minimum bolt spacing* (in)

E = *Edge distance* (in)

C = *Bolt circle diameter* (in)

go = Tebal *shell* = 0,1875 in

Digunakan baut dengan ukuran 0,75 in. Dari perhitungan pada Tabel F.12 maka jumlah aktual baut yang digunakan adalah 12 buah dengan *bolt corcle diameter* (C) 44,78 in.



Gambar F.11 Detail ukuran baut

5. Perhitungan diameter *flange* luar

Flange OD, A = *bolt circle diameter* + 2E

= 487,156 in = 119,776 cm

Koreksi lebar gasket:

Ab_{aktual} = jumlah baut aktual x *root area*

= 3,624 in^2

Maka lebar gasket minimum:

$$N_m = \frac{Ab_a \quad f_{al}}{2y\pi G}$$

= 0,042 in

(Karena 0,042 in < 0,1875 in maka lebar gasket memenuhi)

6. Perhitungan *moment*

- Untuk *bolting up condition (no internal pressure)*, beban desain:

  W = ½ x (Ab + Am) x f_a (Pers. 12.94, Brownell and Young, 1959:242)

  = 62.504,856 lb

  Hubungan *lever arm*:

  h_G = ½ x (C – G) (Pers. 12.101, Brownell and Young, 1959:242)

  = 1,296 lb

Flange moment adalah sebagai berikut:

Ma = W x h_G (Tabel 12.4, Brownell and Young, 1959:241)

= 81.041,45 lb-in

- Untuk kondisi operasi (W = Wm_1)

H_D = 0,785B^2p (Pers. 12.96, Brownell and Young, 1959:240)

Dimana:

H_D : *Hydrostatic and force* pada area dalam *flange*, lb

B : OD *shell* = 42 in

P : Tekanan desain = 37,48 psi

Maka diperoleh H_D = 51.883,035 lb

Hubungan *lever arm*:

h_D = ½ x (C – G) (Pers. 12.100, Brownell and Young, 1959:242)

= 1,39 lb

Moment adalah sebagai berikut:

M_D = H_D x h_D (Pers. 12.96, Brownell and Young, 1959:242)

= 72.133,632,632 lb-in

H_G dari Pers. 12.98, Brownell and Young, 1959:242:

H_G = W – h = Wm_1 – h

= 646,677 lb

Moment adalah sebagai berikut:

M_G = h_G x H_G (Pers. 12.97, Brownell and Young, 1959:242)

= 838,457 lb-in

$H_T = H - H_D$ (Pers. 12.98, Brownell and Young, 1959:242)

$= 464{,}275$ lb

Hubungan *lever arm*:

$h_T = ½ \times (h_D - h_G)$ (Pers. 12.102, Brownell and Young, 1959:242)

$= 1{,}34$ lb

Moment adalah sebagai berikut:

$M_T = H_T \times h_T$ (Pers. 12.97, Brownell and Young, 1959:242)

$= 623{,}725$ lb-in

Maka jumlah *moment* saat beroperasi:

$Mo = M_D + M_G + M_T$ (Pers. 12.97, Brownell and Young, 1959:242)

$= 73.595{,}814$ lb-in

Sehingga moment saat beroperasi sebagai pengontrol:

$M_{max} = 73.595{,}814$ lb-in

7. Perhitungan tebal *flange*

$t_f = \sqrt{\frac{YM_m}{f_a B}}$ (Pers. 12.85, Brownell and Young, 1959:239)

Keterangan:

t_f = Ketebalan *flange*, in

A = Diameter luar *flange*, in

B = Diameter dalam *flange*, in

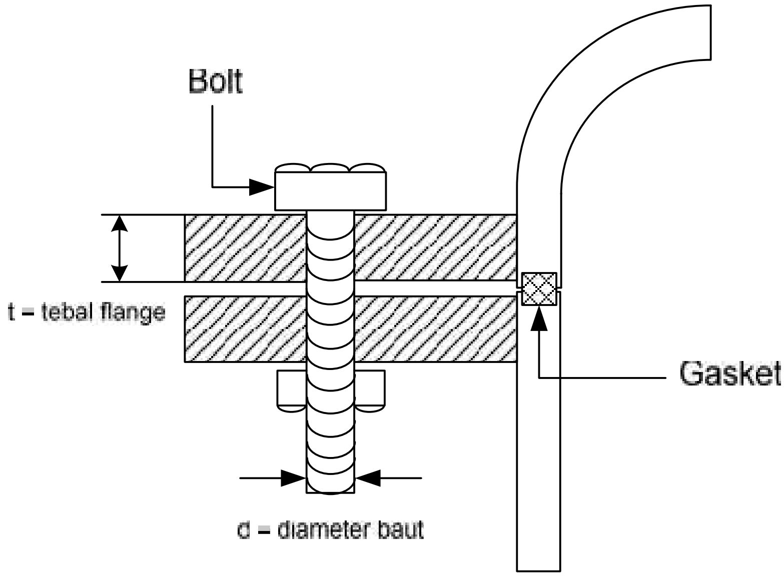
K = Rasio diameter luar terhadap diameter dalam *flange*

= A/B = 1,123

Dari Fig. 12.22 Brownell and Young, 1959:238 dengan K = 1,107 diperoleh Y = 8.5

Maka diperoleh t_f = 0,863 in

Digunakan standar t_f = 0,875 in



Gambar F.12 Detail untuk *flange* dan *bolt* pada *head* Evaporator

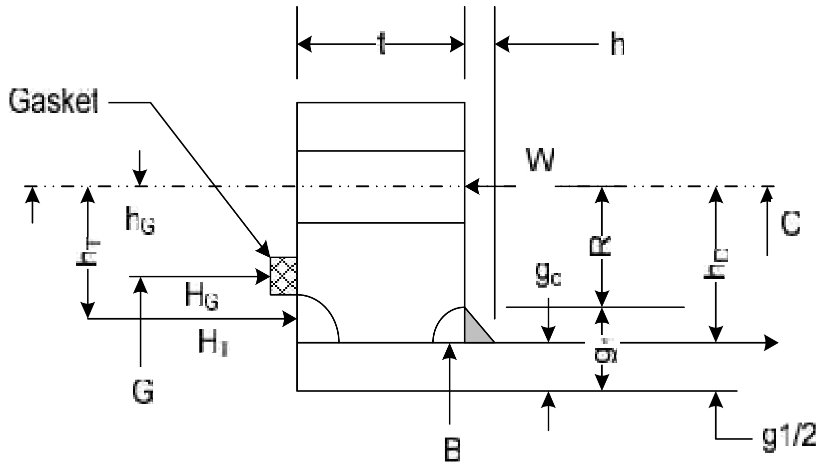
b.Bottom *Shell and Tube*

Sambungan antara tutup bejana dengan bagian *shell* pada *bottom* Evaporator menggunakan sistem *flange* dan baut.

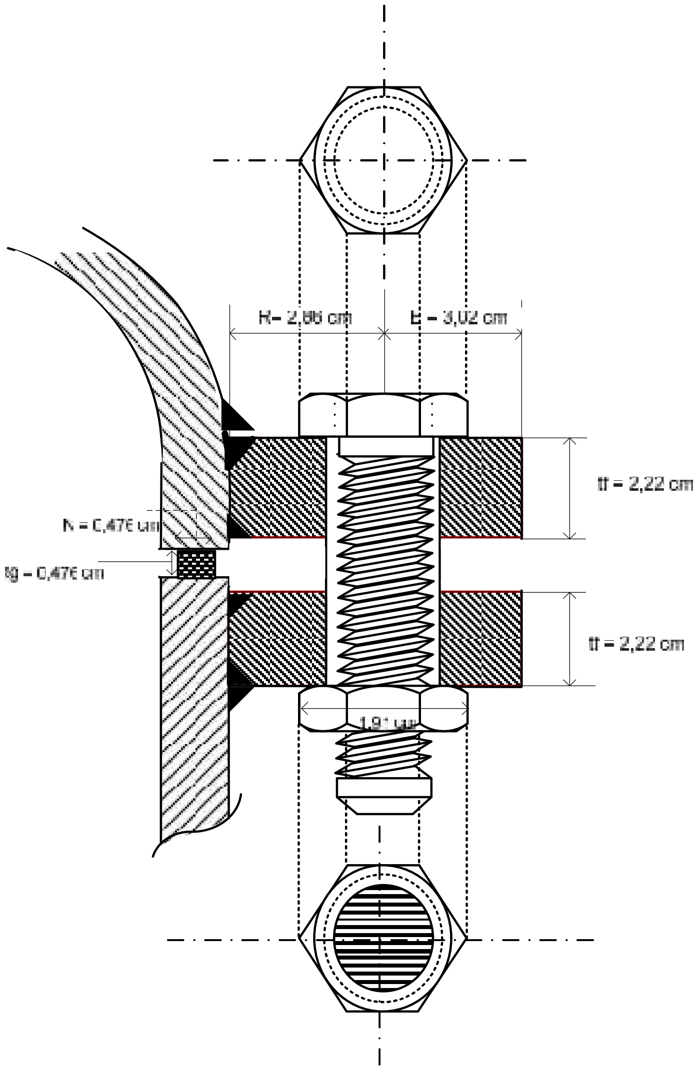
Data perancangan:

Tekanan desain	=	37,48 psi
Temperatur operasi	=	111,71 ^oC
Material *flange*	=	ASTM-201, Grade B
		(Brownell and Young, 1959:242)
Tegangan dari material *flange*	=	15.000 psi
Bolting steel	=	ASTM-193, Grade B7
		(Brownell and Young, 1959:242)
Tegangan dari *bolting material*	=	20.000 psi

Material gasket	=	*Asbestos composition*
		(Fig. 12.11, Brownell and Young, 1959)
Diameter luar *shell*	=	38 in = 96,52 cm
Diameter dalam *shell*	=	37 in = 93,98 cm
Ketebalan *shell*	=	0,1875 in = cm
Tipe *flange*	=	*Optional loose type*
		(Fig. 12.24.8a, Brownell and Young, 1959:240)



Gambar F.13 Sketsa tipe *flange* dan dimensinya



Gambar F.14 Detail untuk *flange* dan *bolt* pada *bottom* Evaporator 1

1. Perhitungan lebar gasket minimum

$$\frac{d_o}{d_i} = \sqrt{\frac{y-p}{y-p(m-1}}$$ (Pers. 12.2, Brownell and Young, 1959:226)

Dimana:

d_o : Diameter luar gasket, in

d_i : Diameter dalam gasket, in

y : *Yield stress* = 6.500 lb/in^2

(Fig. 12.11, Brownell and Young, 1959)

m : Faktor gasket = 3,5 (Fig. 12.11, Brownell and Young, 1959)

p : Tekanan desain = 37,48 psi

Asumsi lebar gasket $^1/_8$ in, dari Fig. 12.11, Pers. 12.2 Brownell and Young sehingga,

$$\frac{d_o}{d_i} = 1{,}0005$$

Asumsi bahwa diameter dalam gasket di sama dengan diameter luar *shell* = 38 in = 96,52 cm

Sehingga:

d_o = 1,0005 x 38 in

= 38,019 in = 96,56 cm

Lebar gasket minimum = N = $\frac{d_o - d_i}{2} = 0{,}009$ in = $0{,}024$ cm

Digunakan standar gasket dengan diameter 0,1875 in

Diameter gasket rata-rata, G = d_i + lebar gasket

= 38,188 in = 96,99 cm

2. Perhitungan beban baut (*bolt*)

Beban untuk baut (*bolt*) terdiri dari:

- Beban karena *tightening up* (pengencangan) baut (Wm_2) atau beban untuk *seal gasket*
- Beban karena kondisi operasi (Wm_1)

- Beban untuk *seal* gasket

$Wm_2 = Hy = b\pi Gy$ (Pers. 12.88, Brownell and Young, 1959:240)

Dimana:

Hy : Berat beban bolt maksimum

G : Diameter gasket rata-rata

B : Efektif gasket

Dari Fig 12.12 Brownell and Young, 1959:229, kolom 1, tipe 1.a:

$b_o = \frac{N}{2} =$ 0,005 in

Karena b_o > 0,25 in maka $b = \frac{\sqrt{b}}{2}$ sehingga b = 0,005 in = 0,012 cm

Maka diperoleh Wm_2 = 3.702,183 lb

- Beban karena kondisi operasi
  - Beban untuk menjaga *joint tight* saat operasi

    $H_p = 2b\pi Gmp$ (Pers. 12.90, Brownell and Young, 1959:240)

    = 149,413 lb
  - Beban karena tekanan internal (H)

    $H = \frac{\pi G^2}{4} \times p$ (Pers. 12.89, Brownell and Young, 1959:240)

    = 42.900,232 lb

  Maka beban total karena kondisi operasi:

  $Wm_1 = H + H_p$ (Pers. 12.91, Brownell and Young, 1959:240)

  = 43.049,646 lb

Karena $Wm_1 > Wm_2$ maka Wm_1 sebagai beban pengontrol.

3. Perhitungan luas baut minimum (minimum *bolting area*)

$Am_1 = \frac{W_{m1}}{f_b}$ (Pers. 12.92, Brownell and Young, 1959:240)

Dimana:

Am_1 = Total luas *bolt* pada kondisi operasi, in^2

Wm_1 = Beban berat *bolt* pada kondisi operasi = 43.049,646 lb

f_b = Tegangan ,maksimum material *bolt* = 20.000 psi

Maka diperoleh Am_1 = 2,152 in^2

4. Perhitungan ukuran baut optimum (*optimum bolt size*)

   Penentuan ukuran baut diambil dari Tabel 10-4, Brownell and Young, 1959:188.

   Tabel F.13 Perhitungan ukuran baut optimum

Bolt Size (d)	*Root Area*	*Min. No of Bolt*	*Act. No of Bolt*	R
0,5	0,126	17,08	20	1,1875
0,625	0,202	10,66	12	1,3125
0,75	**0,302**	**7,13**	**8**	**1,125**
0,875	0,419	5,14	8	1,25
1	0,551	3,91	4	1,375

B_s	E	$\frac{NB_s}{\pi}$	C [ID+2(1,41go+R)]	Luas Aktual (in^2)
3	0,625	19,11	40,91	3,563
3	0,75	11,46	41,16	3,938
3	**1,1875**	**7,64**	**40,78**	**3,375**
3	1,4375	7,64	41,03	3,75
3	1,625	3,82	41,28	4,125

Dimana:

Jumlah baut minimum= Am_1/*root area*

R = *Minimum radial distance* (in)

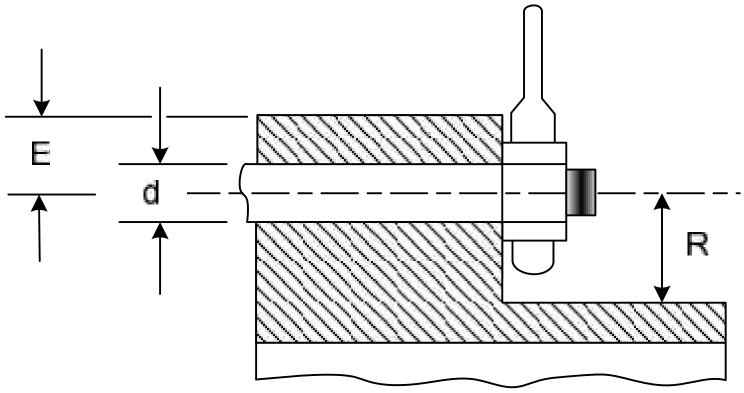
B_s = *Minimum bolt spacing* (in)

E = *Edge distance* (in)

C = *Bolt circle diameter* (in)

go = Tebal *shell* = 0,1875 in

Digunakan baut dengan ukuran 0,75 in. Dari perhitungan pada Tabel F.12 maka jumlah actual baut yang digunakan adalah 8 buah dengan *bolt corcle diameter* (C) 40,78 in.



Gambar F.15 Detail ukuran baut

5. Perhitungan diameter *flange* luar

Flange OD, A = *bolt circle diameter* + 2E

= 43,156 in = 109,62 cm

Koreksi lebar gasket:

Ab_{aktual} = jumlah baut aktual x *root area*

= 2,416 in^2

Maka lebar gasket minimum:

$$N_m = \frac{Ab_a \quad f_{al}}{2y\pi G}$$

= 0,031 in

(Karena 0,031 in < 0,1875 in maka lebar gasket memenuhi)

6. Perhitungan *moment*

- Untuk *bolting up condition (no internal pressure)*, beban desain:

  W = ½ x (Ab + Am) x f_a (Pers. 12.94, Brownell and Young, 1959:242)

  = 57.910 lb

Hubungan *lever arm*:

$h_G = ½ \times (C – G)$ (Pers. 12.101, Brownell and Young, 1959:242)

= 1,296 lb

Flange moment adalah sebagai berikut:

$Ma = W \times h_G$ (Tabel 12.4, Brownell and Young, 1959:241)

= 75.083,93 lb-in

- Untuk kondisi operasi ($W = Wm_1$)

$H_D = 0,785B^2p$ (Pers. 12.96, Brownell and Young, 1959:240)

Dimana:

H_D : *Hydrostatic and force* pada area dalam *flange*, lb

B : OD *shell* = 38 in

P : Tekanan desain = 37,48 psi

Maka diperoleh H_D = 42.479,987 lb

Hubungan *lever arm*:

$h_D = ½ \times (C – G)$ (Pers. 12.100, Brownell and Young, 1959:242)

= 1,39 lb

Moment adalah sebagai berikut:

$M_D = H_D \times h_D$ (Pers. 12.96, Brownell and Young, 1959:242)

= 59.060,458 lb-in

H_G dari Pers. 12.98, Brownell and Young, 1959:242:

$H_G = W – h = Wm_1 – h$

= 569,658 lb

Moment adalah sebagai berikut:

$M_G = h_G \times H_G$ (Pers. 12.97, Brownell and Young, 1959:242)

= 738,597 lb-in

$H_T = H - H_D$ (Pers. 12.98, Brownell and Young, 1959:242)

= 420,245 lb

Hubungan *lever arm*:

$h_T = ½ \times (h_D - h_G)$ (Pers. 12.102, Brownell and Young, 1959:242)

= 1,34 lb

Moment adalah sebagai berikut:

$M_T = H_T \times h_T$ (Pers. 12.97, Brownell and Young, 1959:242)

= 564,572 lb-in

Maka jumlah *moment* saat beroperasi:

$Mo = M_D + M_G + M_T$ (Pers. 12.97, Brownell and Young, 1959:242)

= 60.363,627 lb-in

Sehingga moment saat beroperasi sebagai pengontrol:

M_{max} = 60.363,627 lb-in

7. Perhitungan tebal *flange*

$t_f = \sqrt{\frac{YM_m}{f_a B}}$ (Pers. 12.85, Brownell and Young, 1959:239)

Keterangan:

t_f = Ketebalan *flange*, in

A = Diameter luar *flange*, in

B = Diameter dalam *flange*, in

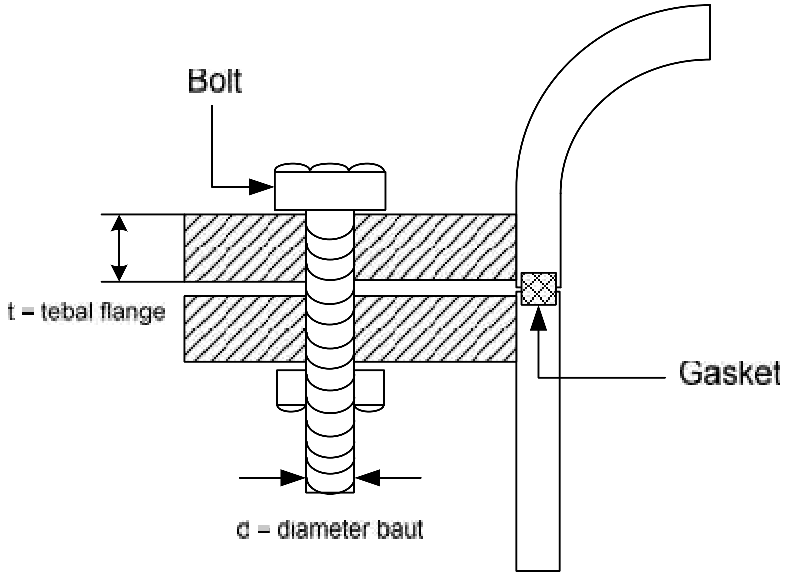
K = Rasio diameter luar terhadap diameter dalam *flange*

= A/B = 1,166

Dari Fig. 12.22 Brownell and Young, 1959:238 dengan K = 1,166 diperoleh Y = 7,5

Maka diperoleh t_f = 0,772 in

Digunakan standar t_f = 0,875 in



Gambar F.16 Detail untuk *flange* dan *bolt* pada *bottom* Evaporator

B.6 Sistem Desain Penyangga

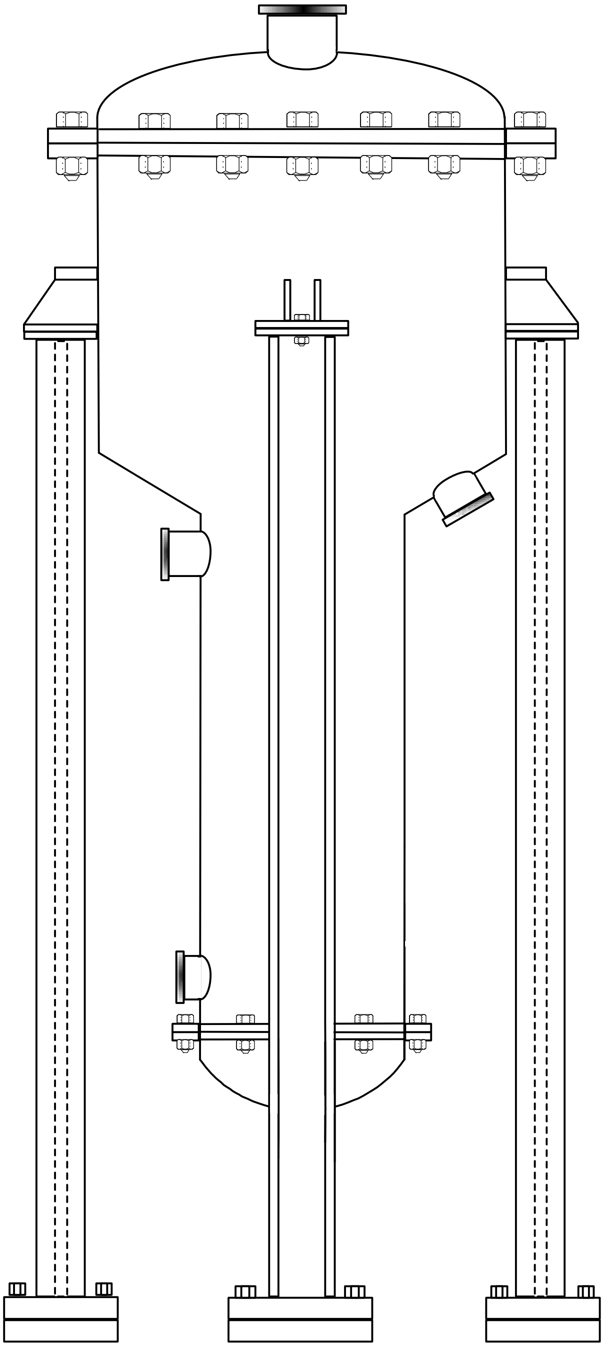
Berat untuk perancangan = 1,2 x berat mati Evapoarator

= 1,2 x 62.606,46 lb

= 75.127,75 lb

Evaporator disangga dengan 4 kaki.

Kaki penyangga dilas di tengah-tengah ketinggian (50 % dari tinggi total Evaporator).



Gambar F.17 Sketsa sistem penyangga Evaporator 1 (EV-301)

1. *Leg Planning*

Evaporator disangga dengan 4 kaki, kaki penyangga dilas pada Deflektor bagian tengah pada ketinggian (h + 1) = (1/2 x tinggi Deflektor + panjang *shell and tube*) + jarak *bottom shell* ke pondasi

Digunakan kaki (leq) tipe I-beam dengan pondasi dari cor atau beton karena kaki di las pada pertengahan ketinggian Evaporator maka ketinggian kaki:

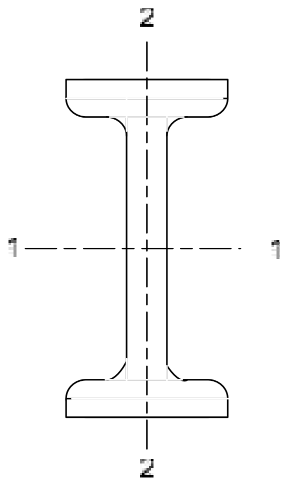
H_{leg} = ½ h + L

Keterangan:

H : Tinggi kaki dari *bottom* Evaporator = 35,32 ft

L : Jarak antara *bottom* Evaporator ke pondasi = 6,562 ft

Maka diperoleh H_{leg} = 55,49 ft = 16,92 m = 2.184,856 in



Gambar F.18 Kaki penyangga tipe I-beam

Digunaka I-beam dengan spesifikasi sebagai berikut: (App. G, item 2, Brownell and Young, 1959:355)

Kedalaman *beam* (h) = 15 in = 38,10 cm

Lebar *flange* (b) = 5,64 in = 14,32 cm

Web thickness = 0,55 in = 1,39 cm

Ketebalan rata-rata *flange* = 0,622 in = 1,58 cm

Area of section (A) = 14,59 in^2 = 94,13 cm^2

Berat/ft = 50 lb = 22,68 kg

Peletakan dengan beban eksentrik (axis 1-1):

I = 481,1 in^4

S = 64,2 in^3

r = 5,74 in

Peletakan tanpa beban eksentrik (axis 2-2):

I = 16 in^4

S = 5,7 in^3

r = 1,05 in

<u>Cek terhadap peletakan sumbu axis 1-1 maupun axis 2-2</u>

- Axis 1-1

  I/r = 83,815 < 120 (memenuhi)

  - *Stress* kompresif yang diizinkan (f_c)

    $$f_c = \frac{P}{a} = \frac{1\ .0}{1+\left(l^2/1\ .0\ \ .r^2\right)}$$ (Pers. 4.21, B and Y, 1959:67)

    f_c = 12.947,15 lb/in^2 < 15.000 psi (memenuhi)

    (B and Y, 1959:201)

    Jarak antara *center line* kolom penyangga dengan *center line shell*:

a $=$ ½ x lebar *flange* (b) + 1,5

a $=$ 3,57 in

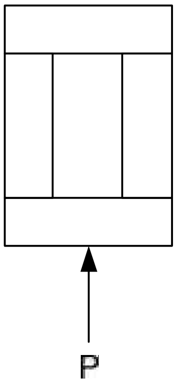
y $=$ ½ x lebar *flange* (b)

y $=$ 2,82 in

z $=$ I/y

$=$ 170,60 in^3

- Beban kompresi total maksimum tiap *leg*



Gambar F.19 Sketsa beban tiap *leg*

$$P = \frac{4P_w(H-L)}{nL_b} + \frac{\Sigma W}{n}$$ (Pers. 10.76, B and Y, 1959:197)

Keterangan:

P_w = Beban angin total pada permukaan yang terbuka, lbm

H = Tinggi Evaporator di atas pondasi, ft

L = Jarak dari pondasi ke bagian bawah Evaporator, ft

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

n = Jumlah penyangga = 4 (Diameter < 3 ft 6 in, Walas)

ΣW= Berat Evapoarator kosong + berat *liquid* dan beban mati lainnya = 75.127,75 lb

Umumnya *vessel* dengan penyangga *lug* atau *leg supported* memiliki ketinggian yang lebih rendah dibandingkan *skirt supported vessel* sehingga *wind load* sangat minor pengaruhnya. Wind load cenderung mempengaruhi jika *vessel* dalam keadaan kosong. Berat *vessel* dalam keadaan terisis oleh cairan cenderung stabil (Brownell and Young, 1959:197).

Jadi, nilai P_w = 0 kemuadian persamaan di atas menjadi:

$P = \frac{\Sigma W}{n} =$ 18.781,94 lb

- Menghitung beban eksentrik

  $f_e = \frac{P.a}{Z} =$ 393,027 lb/in^2

  (Pers. 10.98, Brownell and Young, 1959)

  f = fc – fec

  = 12.554,021 lb/in^2

- Luas penampang lintang

  $A = \frac{P}{f}$ (Pers. 2.2, Brownell and Young, 1959)

  = 1,49 in^2 < *Area of section* = 14,59 in^2 (memenuhi)

➢ Axis 2-2

I/r = 15,24 > 120

- *Stress* kompresif yang diizinkan (f_c)

  $f_c = \frac{P}{a} = \frac{1\ .0}{1+(l^2/1\ .0\ .r^2)}$ (Pers. 4.21, B and Y, 1959:67)

  f_c = 17.770,76 lb/in^2 < 15.000 psi (tidak memenuhi)

Sehingga *leg* dipasang dengan axis 1-1.

2. *Lug Planning*

- Luas *bolt* minimum

  P = 18.781,94 lb

  Masing-masing penyangga memiliki 2 baut (*bolt*).

  Beban maksimum tiap baut:

  $P_b = \frac{P}{n_b} =$ 9.390,97 lb

  Luas lubang baut:

  $A_m = \frac{P_m}{f_b}$ (Pers. 10.35, Brownell and Young, 1959:190)

  Keterangan:

  f_{bolt} = *Stress* maksimum yang dapat ditahan oleh setiap baut

  A_{min} = Luas total baut minimum, in

  P_{max} = Beban maksimum leg, lbm

  Maka diperoleh A_{min} = 0,939 in^2

- Menentukan jumlah baut

  Penentuan ukuran baut diambil dari Tabel 10-4, Brownell and Young, 1959:188.

Tabel F.14 Perhitungan ukuran baut optimum

Bolt Size (d)	*Root Area*	*Min. No of Bolt*	*Act. No of Bolt*	R
0,5	0,126	7,45	8	1,1875
0,625	0,202	4,65	8	1,3125
0,75	**0,302**	**3,11**	**4**	**1,125**
0,875	0,419	2,24	4	1,25
1	0,551	1,70	4	1,375

B_s	E	$\frac{NB_s}{\pi}$	C [ID+2(1,41go+R)]	Luas Aktual (in^2)
3	0,625	11,46	42,93	3,563
3	0,75	7,64	43,18	3,938
3	**1,1875**	**3,82**	**42,80**	**3,375**
3	1,4375	3,82	43,05	3,75
3	1,625	3,82	43,30	4,125

Digunakan baut dengan ukuran 0,75 in. Dari perhitungan pada Tabel F.12 maka jumlah actual baut yang digunakan adalah 4 buah dengan *bolt corcle diameter* (C) 42,80 in.

- Ketebalan plat horizontal

$$t_h = \sqrt{\frac{6M_y}{f_{al}}}$$ (Pers. 10.41, Brownell and Young, 1959:193)

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

Keterangan:

t_{hp} = Tebal horizontal plat, in

M_y = Bending momen maksimum sepanjang sumbu radial, lb-in

P = Beban baut maksimum = 18.781,94 lb

A = Panjang kompresi plat yang digunakan

= Ukuran baut + I = 15,75 in (B and Y, 1959:193)

h = Tinggi gusset = 15 in (B and Y, 1959:192)

b = Lebar gusset, in (B and Y, 1959:193)

= Ukuran baut + 8 in = 8,75 in

I = Jarak radial dari luar horizontal plat ke *shell* = 6 in

μ = *Poisson ratio*, untuk *steel* = 0,3 (B and Y, 1959:192)

f = *Induced stress* = 20.000 psi (B and Y, 1959:193)

ɣ = Konstanta dari Tabel 10.6 B and Y, 1959

e = Radius konsentrasi beban

= Dimensi nut/2 = 0,375 in

Ketebalan plat kompresi:

b/I = 1,46 in

diambil b/I = 1,6 in

Dari Tabel 10.6 Brownell and Young, 1959:192 diperoleh:

ɣ1 = 0,125

maka M_y = 3.454,67 lb-in

Diperoleh t_{hp} = 1,02 in

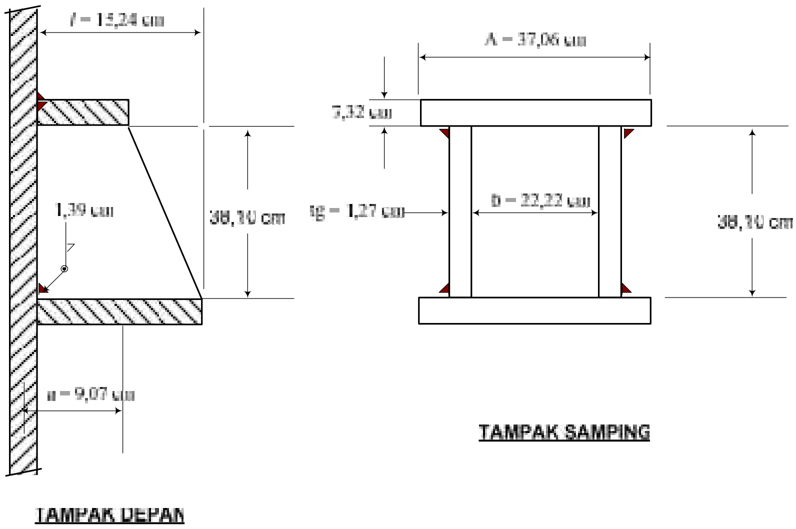
Digunakan standar t_{hp} = 1,125 in

- Ketebalan plat vertical (*Gusset*)

$t_g = {}^{3}/_{8} \times t_{hp}$ (Pers. 10.47, Brownell and Young, 1959:194)

= 0,422 in

Digunakan standar t_g = 0,5 in



Gambar F.20 Detail *Lug*

3. *Base Plate Planning*

Digunakan I-beam dengan ukuran 15 in dan 50 lbm/ft.

Panjang kaki (H_{leg}) = 16,915 ft = 202,98 in

Sehingga berat 1 *leg* = 845,76 lbm

Beban *base plate* (P_b) = Berat 1 leg + P

= 19.627,69 lbm

Base plate area (A_{bp}) = Pb/f

Keterangan:

P_b = *Base plate laoding*, lbm

f = Kapasitas *bearing* (Untuk cor, f = 120 psi)

A_{bp} = 163,56 in^2 = A_{bpmin}

Untuk posisi leg 1-1

A_{bp} = Lebar (l_e) x Panjang (p_a)

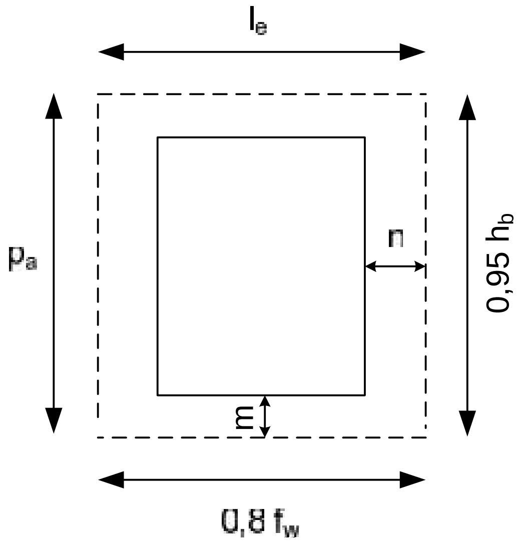
= $(0{,}8.f_w + 2n)(0{,}95.h_b + 2m)$

Keterangan:

f_w = Lebar *flange* = 5,64 in

h_b = Kedalaman *beam* = 15 in

m = n (diasumsikan awal)



Gambar F.21 Sketsa area *base plate*

$A_{bp} = (0,8x5,64 + 2n)(0,95x15 + 2n) = 163,56$

$(4,512 + 2n)(14,25 + 2n) = 163,56$

$(4n^2 + 37,524n) + 64,296 = 163,56$

$4n^2 + 37,524n – 99,27 = 0$

Dapat diselesaikan sehingga diperoleh:

$n_1 = 2,15$

$n_2 = -11,53$

Maka $l_e = (0,8 \times 5,64) + (2 \times 2,15) = 8,82$ in

$p_a = (0,95 \times 15) + (2 \times 2,15) = 18,55$ in

Umumnya dibuat $p_a = l_e$ maka dibuat $p_a = l_e = 19$ in

$A_{bp\ baru} = 361\ in^2$

$n_{baru} = 7,24$ in

$m_{baru} = 2,38$ in

Tebal *base plate*:

t_{bp} = (0,00015 x P_a x n^2)$^{1/2}$

Dimana:

P_a = Tekanan aktual

$P_a = \frac{P}{A_{b\ \ b}} =$ 52,027 psi

Maka diperoleh t_{bp} = 639 in

Digunakan standar t_{bp} = 0,75 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:

$T = 2{,}65x10^{-5}\left(\frac{H}{D}\right)\left(\frac{w}{t}\right)^{1/2}$ (Pers. 9.68. Brownell and Young, 1959)

Keterangan:

D = *Ouside diameter* = 42 ft

H = Tinggi Evaporator termasuk penyangga = 15,23 ft

w = Berat Evaporator = 4.731,515 lb/ft tinggi

t = Ketebalan *shell* = 0,1875 in

Sehingga diperoleh T = 0,01 detik

Dari Tabel 9.3 hal 167 Brownell and Young, 1959, diperoleh koefisien seismic (C) = 0,1. Periode maksimum vibrasi dirumuskan dengan (Megysey, 1983):

$$T_a = 0{,}8 \times \sqrt{\frac{WH}{Vg}}$$

V = CW

Keterangan:

V = Total *shear* = 473,151 lb

g = Percepatan gravitasi = 32,2 ft/s2

Diperoleh T_a = 3,15 detik (T < Ta, perioda 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 menggunkan 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.

As = Area di dalam lingkarang bolt

= 706,5 in^2

C_B = *Circumference* pada lingkaran bolt

= 94,2 in

Menentukan area *bolt*:

Karena tidak ada pengaruh angin, maka T diabaikan.

$$B_A = \frac{TC_B}{S_B N}$$

Keterangan:

S_B = *Maximum allowable stress value* dari material *bolt*

= Digunakan *Carbon Steel SA-325* dengan S_B = 15.000 psi

C_b = *Circumference* pada lingkaran *bolt* = 94,2 in

N = Jumlah dari *anchor bolt* = 4 buah (Tabel B:69, Megyesy)

Area bolt yang diperlukan = 0,0016 in^2

Digunakan *bolt area* = 0,126 in^2

Dari Tabel 10.4 hal 188 Brownell and Young untuk *area both* seluas 0,126 in^2 maka ukuran both = 0,5 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

$$M_s = \frac{4C \quad X^2(3 \quad -X)}{H^2}$$ (Pers. 9.71, Brownell and Young, 1959)

Keterangan:

M_{sx} = *Momen bending*, lb-in

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 = 13,23 ft

W = Berat *shell* = 62.606,46 lb = 34.393,05 kg

Maka diperoleh M_{sx} = 1.087.120,852 lb-in

- *Stress* karena gempa, f_{ex}

$f_s = \frac{M_e}{\pi r^2 (t_s - c)}$ (Pers. 9.72, Brownell and Young, 1959)

= 119.901,933 psi

Keterangan:

r = Jari-jari *shell*+isolasi, in

t_s = Tebal *shell*, in

c = Faktor korosi

7. Perancangan Pondasi

Perancangan pondasi dengan sistem konstruksi beton terdiri dari campuran semen : kerikil : pasir, dengan perbandingan 1 : 2 : 3. Direncanakan pondasi berbentuk limas terpancung. Dianggap hanya gaya vertikal dari kolom yang bekerja pada pondasi.

Berat 1 *Leg* per ft = 50 lb/ft

Panjang *Leg* = 16,92 ft

Berat *Leg* = 845,76 lb

Berat I-beam yang diterima oleh *base plate* = Berat Leg + P

= 19.627,69 lb

Berat *vessel* termasuk perlengkapannya yang diterima oleh:

I-beam pada kondisi operasi = 75.127,75 lb

Berat I-beam yang diterima oleh *base plate* = 19.627,69 lb

Jadi, berat total yang diterima oleh pondasi = 94.755,45 lb

Pondasi yang digunakan adalah beton.

Digunakan tanah dengan ukuran:

Luas bagian atas (a) = 10.000 in^2 (100 in x 100 in)

Luas bagian bawah (b) = 12.100 in^2 (110 in x 110 in)

Tinggi pondasi = 30 in

Volume pondasi = $^1/3$ x tinggi pondasi x ((a+b)+(axb)1/2)

= 331.000 in^3

= 191,55 ft^3

Berat pondasi = Volume x densitas beton

= 191,55 ft^3 x 140 lb/ft^3

= 26.817,28 lb

Jadi berat total tang diterima tanah adalah:

W_{tot} = Berat total yang diterima pondasi + Berat pondasi

= 94.755,45 lb + 26.817,28 lb

= 121.572,73 lb

Tegangan tanah karena beban (Γ) = P/F < 10 ton ft^2

Keterangan:

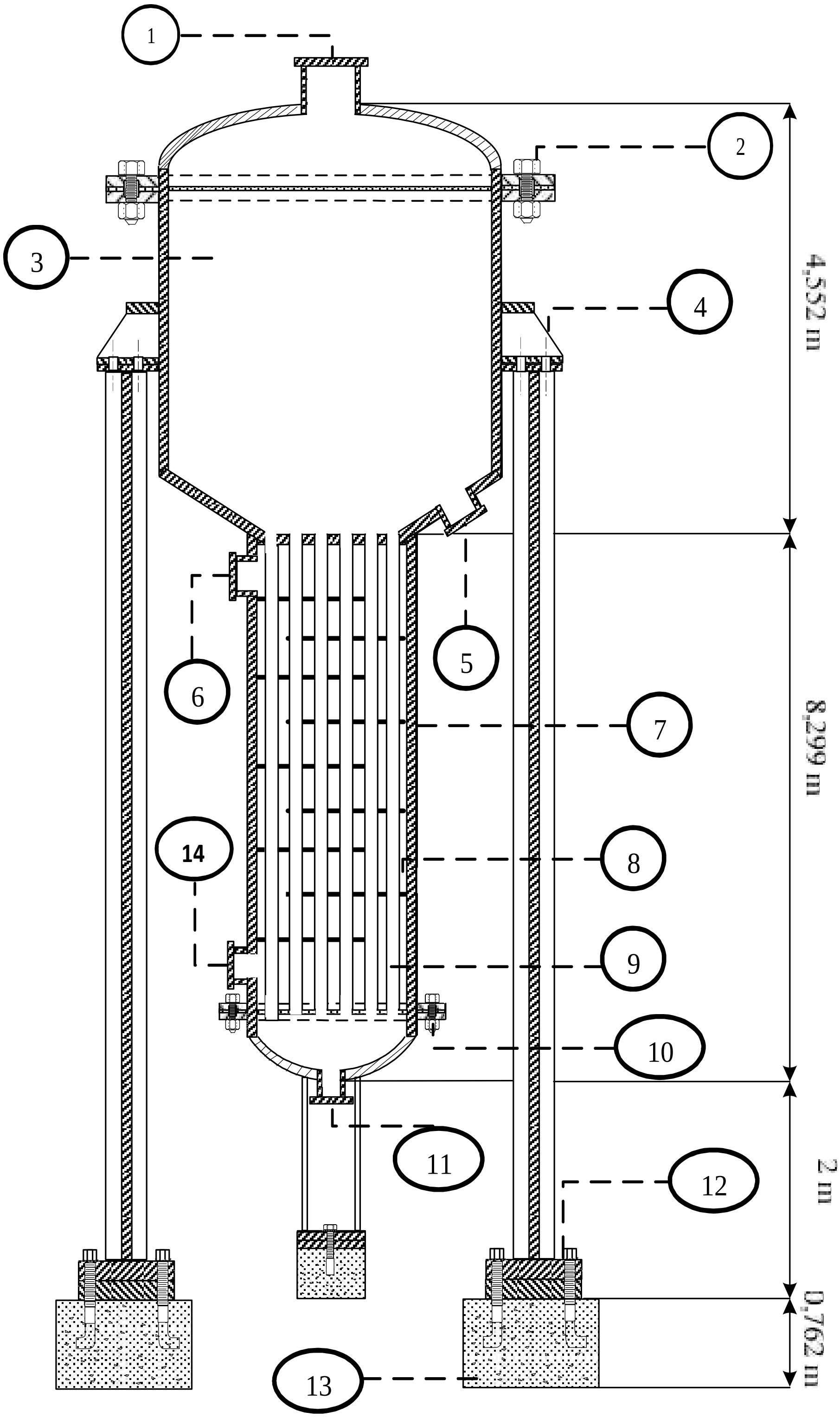
P = Beban yang diterima tanah = W_{tot} = 121.572,73 lb

F = Luas alas = b

Jadi tegangan karena beban (Γ):

$\Gamma = \frac{W_{tot}}{b} = 0{,}933 \frac{lb}{ft^2} = 0{,}0004 \frac{ton}{ft^2}$ < 10 ton/ft^2

Pondasi dapat dipasang pada tanah *clay* karena tegangan tanah karena beban kurang dari *safe bearing* maksimal pada tanah *clay*.



Gambar F.22 Evaporator I (EV-301)

Keterangan:

1 : Saluran keluar uap air

2 : *Flange and bolt* pada *head deflector*

3 : *Deflector*

4 : *Lug supports*

5 : Saluran keluar produk *liquid*

6 : Saluran masuk *steam*/*vapor* pemanas

7 : *Shell*

8 : *Baffle* 75 %

9 : *Tube*

10 : *Flange and bolt* pada *bottom shell*

11 : Saluran masuk umpan

12 : *Base plate*

13 : Pondasi

14 : Saluran keluar kondensat