

BAB IV PEMBAHASAN

4.1. Data Perancangan

Berikut data perancangan ulang bejana tekan vertikal sesuai data milik Qatar Petroleum Bul Hanine Arab “C” Cap *Recycling*.

Tabel 4.1 Data Perancangan.

Jenis Bejana Tekan	Vertikal
Tekanan Desain (P_d)	40 barg (580,151 psi)
Temperatur Desain (T_d)	120° C (248° F)
Faktor korosi Diizinkan / CA	3 mm (0,11811 in)
Panjang Silinder	4000 mm (157,48 in)
Diameter Dalam Silinder (D_{new})	1300 mm (51,181 in)
Diameter Dalam Terkorosi (D_{corr})	1306 mm (51,4172 in)
Jari-jari Dalam Terkorosi (R_{corr})	653 mm (25,7086 in)
Panjang Bejana Tekan (<i>head ke head</i>) / z	4650 mm (183,071 in)
<i>Weld joint efficiencies</i> / E	1
Tipe <i>head</i>	2:1 Ellipsodial
Material <i>head</i> dan <i>shell</i>	SA516 Gr.60
Material <i>skirt</i>	SA516 Gr.60/SA283 GR.C
Material <i>nozzle</i>	SA105
Tegangan Max Diizinkan (S)	19212 Psi (ASME 31.3)

Lampiran 1. Data *sheet fuel gas scrubber*.

4.2. Perhitungan Teoretis Bejana Tekan Vertikal *Fuel Gas Scrubber*

4.2.1. Perhitungan Ketebalan *Head* dan *Shell*

Perhitungan untuk ketebalan *head* dan *shell* dilakukan dalam kondisi terkorosi.

a. Tebal *Head*

Sebelum menghitung ketebalan *head* maka perlu diketahui variabel yang dapat mempengaruhi kinerja *head* itu sendiri. Pada perancangan ulang ini menggunakan data dari Qatar Petroleum dan diketahui material *head* adalah SA516 Gr.60, tekanan desain 580,151 psi, diameter dalam terkorosi 1306 mm (51,4172 in), efisiensi *joint* 1, tekanan maksimum diizinkan (S) pada temperatur desain 248°F untuk material SA516 Gr.60 adalah 19212 psi, (ASME B31.3). Maka tebal *head* dapat dihitung menggunakan rumus berikut:

$$t_{head} = \frac{P_d \cdot D_{corr}}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P_d} + CA$$

$$t_{head} = \frac{580,151 \text{ psi} \times 51,4172 \text{ inch}}{2 \times 19212 \text{ psi} \times 1 - 0,2 \times 580,151 \text{ psi}} + 0,11811 \text{ inch}$$

$$t_{head} = 0,89679 \text{ inch}$$

$$t_{new} \text{ atau } t_{pasaran} = 0,9375 \text{ inch} = \frac{15}{16} \text{ in}$$

Dari perhitungan ketebalan *head* didapat ukuran 0,89679 in, ukuran yang tersedia di pasaran adalah 0,9375 in. Karena ukuran yang tersedia di pasaran mencukupi kebutuhan maka tidak perlu melakukan order khusus.

b. Tebal *Shell*

Diketahui material *shell* adalah SA516 Gr.60, tekanan desain 580,151 psi, jari-jari dalam terkorosi 653 mm (25,7086 in), efisiensi *joint* 1, tekanan maksimum diizinkan (S) pada temperatur desain 248 °F untuk

material SA516 Gr.60 adalah 19.212 psi, (ASME B31.3). Maka tebal *shell* dapat dihitung menggunakan rumus berikut:

$$t_{shell} = \frac{P_d \cdot R_{corr}}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_d} + CA$$

$$t_{shell} = \frac{580,151 \text{ psi} \times 25,7086 \text{ inch}}{19212 \text{ psi} \times 1 - 0,6 \times 580,151 \text{ psi}} + 0,11811 \text{ inch}$$

$$t_{shell} = 0,90877 \text{ inch}$$

$$t_{new} \text{ atau } t_{pasaran} = 0,9375 \text{ inch} = \frac{15}{16} \text{ inch}$$

Dari perhitungan ketebalan *shell* didapat ukuran 0,90877 in, ukuran yang tersedia di pasaran adalah 0,9375 in. Karena ukuran yang tersedia di pasaran mencukupi kebutuhan maka tidak perlu melakukan order khusus.

4.2.2. Perhitungan MAWP Shell, Head dan Flange

Maximum Allowable Working Pressure (MAWP) atau tekanan kerja diizinkan diperlukan untuk mengetahui batas aman untuk tekanan kerja pada *head*, *shell* dan *flange*. MAWP dihitung saat R dan t dalam kondisi tanpa korosi.

- $t_{new} = 0,9375 \text{ in}$
- $t_{corroded} = 0,9375 \text{ in} - 0,11811 \text{ in} = 0,81939 \text{ in}$

a. MAWP head

MAWP *head* dihitung menggunakan rumus berikut:

$$MAWP_{head} = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t_{corr}}{D_{corr} + 0,2 \cdot t_{corr}}$$

$$MAWP_{head} = \frac{2 \times 19212 \text{ psi} \times 1 \times 0,81939 \text{ inch}}{51,4172 \text{ inch} + 0,2 \times 0,81939 \text{ inch}}$$

$$MAWP_{head} = 610,384 \text{ psi}$$

Dari hasil perhitungan MAWP *head* diatas didapatkan MAWP *head* adalah sebesar 610,384 psi.

b. MAWP *shell*

MAWP *shell* dihitung menggunakan rumus berikut:

$$MAWP_{shell} = \frac{S \cdot E \cdot t_{corr}}{R_{corr} + 0,6 \cdot t_{corr}}$$

$$MAWP_{shell} = \frac{19121 \text{ psi} \times 1 \times 0,81939 \text{ inch}}{25,7086 \text{ inch} + 0,6 \times 0,81939 \text{ inch}}$$

$$MAWP_{shell} = 600,839 \text{ psi}$$

Dari hasil perhitungan MAWP *shell* diatas didapatkan MAWP *shell* adalah sebesar 600,839 psi.

Pada MAWP *head* dan *shell* didapatkan hasil 600,839 psi untuk *head* dan 610,384 psi untuk *shell* yang lebih besar dari tekanan desain (P_d) yaitu sebesar 580,151 psi, sehingga dengan ukuran tebal dinding *shell* 0,9375 in (15/16 in) dinyatakan aman.

c. MAWP *flange*

Untuk mengetahui MAWP *flange* ditentukan berdasarkan material, suhu dan *rating*nya menggunakan standar ASME B16.5. Pada data *sheet* desain ulang bejana tekan *fuel gas scrubber* diketahui bahwa material bejana tekan adalah SA105, suhu 248 °F. Data selebihnya dapat dilihat pada tabel 4.2.

Tabel 4.2 Data *flange*.

Unit	Ukuran	Rating	Tekanan MAWP
N1	6 in	300 #	665,4 psi
N2	4 in	300 #	665,4psi
N3	3 in	300 #	665,4 psi
N4	4 in	300 #	665,4 psi
N5	2 in	300#	665,4psi

Unit	Ukuran	Rating	Tekanan MAWP
N6	2 in	300 #	665,4 psi
K1 A/B	2 in	300 #	665,4 psi
K2 A/B	2 in	300 #	665,4psi
K3	2 in	300 #	665,4 psi
K4	2 in	300 #	665,4 psi
K5	2 in	300 #	665,4psi
M1	20 in	300 #	665,4 psi

Berdasarkan data *flange* diatas diketahui MAWP *flange* adalah 665,4 psig dan lebih besar dari tekanan desain sebesar 580,151 psi, sehingga dengan rating 300#, *flange* yang dipilih sudah dapat dinyatakan aman.

d. MAWP Bejana Tekan

MAWP bejana tekan ditetapkan dari nilai MAWP terkecil dari MAWP *head*, *shell* dan *flange*. Dari perhitungan MAWP diatas diketahui MAWP terkecil adalah MAWP *shell* yaitu sebesar 600,839 psi, maka ditentukan MAWP bejana tekan adalah sebesar 600,839 psi.

4.2.3. Perhitungan Tekanan Tes *Hydrostatic*

Tes tekanan *hydrostatic* dilakukan untuk mengetahui kekuatan bejana tekan dalam menahan tekanan dari dalam. Tes tekanan *hydrostatic* dihitung menggunakan rumus berikut:

Data yang diketahui :

- Material = SA 516 Gr.60
- Tekanan Desain (P_d) = 580,151 psi
- T_{test} = 65°C / 149°F
- T_{design} = 120°C / 248°F
- S_{Ttest} = 19755 psi (ASME 31.3)

- $S_{Tdesign} = 19212 \text{ psi (ASME 31.3)}$

Perhitungan tes tekanan *hydrostatic*:

$$P_{hs} = 1,3 \cdot P_d \cdot \frac{ST_{test}}{ST_{Desain}}$$

$$P_{hs} = 1,3 \times 580,151 \text{ psi} \times \frac{19755 \text{ psi}}{19212 \text{ psi}}$$

$$P_{hs} = 775,5126 \text{ psi}$$

4.2.4. Perhitungan Beban Tekanan Eksternal

Beban tekanan eksternal merupakan beban yang ditanggung oleh bejana tekan karena adanya tekanan dari luar bejana yang menekan kedalam, karena bejana tekan juga memiliki tekanan internal maka perlu dilakukan perhitungan pada beban tekanan eksternal. Beban tekanan eksternal dapat dihitung menggunakan rumus berikut:

1. Tebal dinding *shell*

Ketebalan dinding *shell* yang digunakan adalah ketebalan dinding hasil perhitungan teoretis yaitu 0,9375 in.

Data perhitungan:

tekanan eksternal (P) = 14,7 *psi (full vacuum)*

panjang *shell* (L) = 157,48 *in*

diameter luar (D_o) = $D_i + 2 \times 0,9375 \text{ in}$
= 53,056 *in*

temperatur desain (T_d) = 248°C

- Faktor A

Besarnya nilai faktor A ditentukan dengan memeriksa grafik pada gambar 2.10. Diperoleh data:

$$L/D_o = 157,48 \text{ in} / 53,056 \text{ in} = 2,968$$

$$D_o/t = 53,056 \text{ in} / 0,9375 \text{ in} = 56,593$$

Dari hasil di dapat nilai A adalah 0,00105 (lampiran 3)

- Faktor B

Karena material *shell* yang digunakan adalah SA 516 Gr.60, merupakan material *Carbon Steel* dengan *yield strength* 32000 psi, maka digunakan grafik pada gambar 2.11. Dengan data:

$$A = 0,00105$$

$$T_d = 248^\circ\text{F}$$

Maka diperoleh nilai Faktor B sebesar 13000 psi (lampiran 4).

Menghitung Tekanan izin Maksimum (P_a)

Besarnya tekanan izin maksimum ditentukan dengan melakukan perhitungan seperti pada rumus 2.7.

$$P_a = \frac{4 \cdot B}{3 \cdot (D_o/t)}$$

$$P_a = \frac{4 \cdot 13000 \text{ psi}}{3 \cdot (53,056 \text{ in} / 0,9375 \text{ in})}$$

$$P_a = 306,28 \text{ psi}$$

Dengan demikian maka desain *shell* dengan ketebalan dinding 0,9375 in sudah aman karena berdasarkan perhitungan diatas diperoleh tekanan izin maksimum *shell* (P_a) 306,28 psi, lebih besar dibandingkan tekanan eksternal (*full vacuum*) yaitu 14,7 psi.

2. Tebal Dinding *Head*

Ketebalan dinding *head* adalah ketebalan dinding berdasarkan hasil perhitungan dengan tebal dinding *head* 0,9375 in. Dengan demikian maka diperoleh data untuk *ellipsoidal head*:

$$\text{Diameter luar } (D_o) = 53,056 \text{ in}$$

$$\text{Diameter dalam } (D_i) = 51,181 \text{ in}$$

$$\text{Temperatur desain } (T_d) = 248^\circ\text{F}$$

$$\text{Jari-jari luar } (R_o) = 0,9 D_o$$

$$= 47,7504 \text{ in}$$

Ketebalan *head* yang diperlukan dihitung dengan persamaan pada perhitungan tekanan internal dengan tekanan desain (P_d) 1,67 kali tekanan eksternal.

$$P_d = 1,67 \times P_{eksternal}$$

$$P_d = 1,67 \times 14,7 \text{ psi}$$

$$P_d = 24,549 \text{ psi}$$

Menentukan Nilai Faktor A

Nilai faktor A ditentukan seperti pada persamaan 2.10.

$$A = \frac{0.125}{R_0/t}$$

$$A = \frac{0.125}{47,7054 \text{ in} / 0,9375 \text{ in}}$$

$$A = 0,002454$$

Menentukan Nilai B

Dengan data :

$$A = 0,002454$$

$$T_d = 248 \text{ }^\circ\text{F}$$

Didapat nilai B sebesar 15800 psi (lampiran 5)

Menghitung tekanan izin maksimum (P_a)

$$P_a = \frac{B}{R_0/t}$$

$$P_a = \frac{15800 \text{ psi}}{47,7054 \text{ in} / 0,9375 \text{ in}}$$

$$P_a = 310,499 \text{ psi}$$

Nilai tekanan maksimum yang diterima *head* dengan ketebalan dinding 0,9375 in adalah 310,499 psi, sehingga aman digunakan karena lebih besar dari tekanan desain eksternal minimum.

4.2.5. Perhitungan Beban Angin dan Beban Gempa

1) Beban Angin

Pada bejana tekan khususnya untuk bejana tekan vertikal akan terkena beban angin (*wind load*). Agar bejana tekan aman dan tidak terganggu oleh tekanan angin (*wind pressure*) yang mengakibatkan kerusakan maka tekanan angin perlu dihitung saat melakukan perancangan.

Data perhitungan beban angin:

- Kecepatan Angin (V_w) = 45 m/s = 100,7 mph
- Diameter luar Bejana Tekan (D_o) = 53,056 in = 4,4213 ft
- Tinggi Bejana Tekan (H) = 225,0652 in
= 18,7554 ft
- Titik Tengah Bejana Tekan (h) = 137,795 in = 11,48 ft
- Tinggi *skirt* (h_T) = 59,055 in = 4,92 ft

Wind pressure (P_w) dihitung menggunakan rumus berikut :

$$P_w = 0,0025 \cdot V_w^2$$

$$P_w = 0,0025 \times (100,7 \text{ mph})^2$$

$$P_w = 25,331 \text{ psf} * \frac{1 \text{ lbf}}{12^2 \text{ in}^2}$$

$$P_w = 0,1759 \text{ psi}$$

Adanya tekanan angin mengakibatkan terjadi tegangan geser dan momen pada bejana tekan. Tegangan geser dan momen akibat tekanan angin dihitung menggunakan rumus berikut:

Tegangan Geser (V):

$$F = P_w \cdot D_o \cdot H$$

$$F = 25,331 \text{ psf} \times 4,42 \text{ ft} \times 18,755 \text{ ft}$$

$$F = 2100,631447 \text{ lbf}$$

Momen (M):

$$M = F \cdot h$$

$$M = 2100,631447 \text{ lbf} \cdot 11,48 \text{ ft}$$

$$M = 24121,34084 \text{ ft. lbf}$$

2) Beban Gempa

Dalam perhitungan beban gempa harus diketahui dimana bejana tekan akan ditempatkan karena dapat diketahui besarnya Total *Seismic Zone* (V). karena dalam menentukan besarnya total *seismic zone* harus diketahui berapa *seismic zone* (zona gempa) pada daerah tersebut. *Fuel gas scrubber* milik Qatar Petroleum berada di Arabian Gulf yang berada pada zona gempa 2A yang memiliki faktor zona gempa (*seismic zone factor / Z*) rata-rata 0,15, (journal *earthquake engineering*).

Data perhitungan zona gempa:

- Zona gempa = zona 2A (lampiran 17)
- *Seismic Zone Factor* (Z) = 0,15 (lampiran 17)
- Koefisien Numerik (R_w) = 2,9 (untuk bejana tekan)
- *Numerical Coefficient* (C_t) = 0,035 (Megyesy)
- *Occupancy importance coefficient* (I) = 1 (untuk bejana tekan)
- Diameter Luar Bejana Tekan (D_o) = 53,056 in
- Tinggi *Skirt* (h_T) = 4,92 ft (59,055 in)
- Panjang *Shell* (X) = 13,08 ft (157,48 in)
- Tinggi Bejana (H) = 18,7554 ft (225,0652 in)
- Total Berat Bejana Tekan (W) = 12566,3 lb
- Koefisien Nilai Tanah (S) = 1 (asumsi)

Sebelum menentukan beban gempa (V) terlebih dahulu perlu mencari periode getaran (T) dan *numerical coefficient* (C). untuk mencari T dan V dapat dilakukan menggunakan rumus berikut:

Periode Getaran

$$T = C_t \cdot H^{\frac{3}{4}}$$

$$T = 0,035 \times 18,7554 \text{ ft}^{\frac{3}{4}}$$

$$T = 0,3154 \text{ detik}$$

Numerical coefficient (C)

$$C = \frac{1,25 \cdot S}{T^{\frac{2}{3}}}$$

$$C = \frac{1,25 \times 1}{0,3154^{\frac{2}{3}}}$$

$$C = 2,69775$$

Karena besarnya nilai C kurang dari 2,75 maka dapat digunakan menghitung total nilai V. nilai V dihitung menggunakan rumus berikut:

Total seismic shear (V)

$$V = \frac{Z \cdot I \cdot C}{R_w} \cdot W$$

$$V = \frac{0,15 \times 1 \times 2,69775}{2,9} \times 12566,3 \text{ lb}$$

$$V = 1753,486 \text{ lb}$$

Total gaya gempa horizontal (F_t)

Untuk besarnya nilai F_t tidak boleh lebih dari $0,25 \times V$

$$F_t = 0,07 \cdot T \cdot V$$

$$F_t = 0,07 \times 0,3154 \text{ s} \times 1753,486 \text{ lb}$$

$$F_t = 38,713 \text{ lb}$$

$$F_t < 0,25 \times V (483,37 \text{ lb})$$

Karena F_t lebih kecil dari $0,25 \times V$ maka dinyatakan aman.

Momen maksimal di dasar bejana tekan (M)

$$M = F_t \cdot H + (V - F_t) \cdot \frac{2 \cdot H}{3}$$

$$M = 38,713 \text{ lb} \cdot 18,7544 \text{ ft} + (1753,486 \text{ lb} - 38,713 \text{ lb})$$

$$\cdot \frac{2 \times 18,7554 \text{ ft}}{3}$$

$$M = 22166,875 \text{ in. lbf}$$

$$M = 1847,24 \text{ ft. lbf}$$

4.2.6. Perhitungan *Skirt Support*

Desain *skirt* diperlukan untuk mengetahui ketebalan dindingnya, untuk menghitung ketebalan dinding *skirt support* dapat diketahui menggunakan rumus berikut:

Data perhitungan *skirt*:

- Momen gempa pada dasar bejana tekan (M) = 1847,24 ft.lbf
- Diameter Luar Bejana Tekan (D_o) = 53,056
- Jari-jari luar bejana tekan (R) = 26,528 in
- Efisiensi sambungan *skirt* ke *head* = 0,6
(asumsi *butt weld*)
- Tegangan Izin (S) = 19.212 psi
- Berat Bejana Tekan (W) = 12566,3 lb

Menentukan ketebalan *skirt support*:

$$t = \frac{12 \cdot M}{R^2 \cdot \pi \cdot S \cdot E} + \frac{W}{D \cdot \pi \cdot S \cdot E}$$

$$t = \frac{12 \times 1847,24 \text{ ft. lbf}}{26,528 \text{ in} \times \pi \times 19212 \text{ psi} \cdot 0,6} + \frac{12566,3 \text{ lb}}{53,056 \text{ in} \times \pi \times 19212 \text{ psi} \times 0,6}$$

$$t = 0,0231 \text{ in} + 0,00654 \text{ in}$$

$$t = 0,02964 \text{ in}$$

t tersedia 0,3125 in

4.2.7. Perhitungan Penguat *Nozzle (Reinforcement pad)*

Untuk menentukan diperlukan atau tidaknya plat penguat pada *nozzle* maka perlu dilakukan perhitungan. Berikut perhitungan yang dilakukan untuk mengetahui apakah *nozzle* memerlukan plat penguat.

- Perhitungan pada *Nozzle* N1
 - Diameter dalam *Shell* ($D_{i_{shell}}$) = 51,181 in
 - Jari-jari dalam *Shell* ($R_{i_{shell}}$) = 25,5905 in

Temperatur Desain (T_d)	= 248°F
Tekanan Desain (P_d)	= 580,151 psi
Material <i>Shell</i>	= SA516 Gr.60
Tegangan Izin <i>Shell</i> (S_{shell})	= 19212 psi
Tebal Dinding <i>Shell</i> (t_{corr})	= 0,81939 in
Faktor Korosi (CA)	= 0,11811 in
Efisiensi Sambungan (E)	= 1
NPS/ <i>Schedule</i>	= 6 in/-
Material <i>Nozzle</i>	= SA 105
Tegangan Izin <i>Nozzle</i> (S_{nozzle})	= 21612 psi (ASME B31.3)
Diameter dalam <i>Nozzle</i> ($D_{inonozle}$)	= 6,187 in
Jari-jari dalam <i>Nozzle</i> (R_{nozzle})	= 3,0935 in
Tebal Dinding <i>Nozzle</i> (t_n)	= 0,10089 in
<i>Filled Weld Size</i>	= 0,5 in (asumsi)
<i>Projection Inside</i> (h)	= 0 in (asumsi)

a. Ketebalan Dinding Yang Diperlukan

1) *Shell*

$$t_r = \frac{P_d \cdot R_{corr}}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_d}$$

$$t_r = \frac{580,151 \text{ psi} \times 25,5905 \text{ in}}{19212 \text{ psi} \times 1 - 0,6 \times 580,151 \text{ psi}}$$

$$t_r = 0.787 \text{ in}$$

2) *Nozzle*

$$t_{rn} = \frac{P_d \cdot R_{ncorr}}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_d}$$

$$t_{rn} = \frac{580,151 \text{ psi} \times 3,21161 \text{ in}}{21612 \text{ psi} \times 1 - 0,6 \times 580,151 \text{ psi}}$$

$$t_{rn} = 0,0876 \text{ in}$$

b. Bidang Penguat yang Diperlukan

- Nilai A

$$A = d \cdot t_r$$

$$A = 6,187 \text{ in} \times 0,787 \text{ in}$$

$$A = 4,869 \text{ in}^2$$

c. Bidang yang Tersedia Untuk Penguatan

Bidang penguatan *opening* ditentukan dari jumlah nilai A1, A2, A3 dan A4.

1) Luas Bidang A1

Luas bidang A1 dihitung menggunakan 2 persamaan dan digunakan hasil yang paling besar dari 2 persamaan dibawah:

Persamaan 1

$$A_1 = d \cdot (t - t_r)$$

$$A_1 = 6,187 \text{ in} \times (0,81939 - 0,787) \text{ in}$$

$$A_1 = 0,2004 \text{ in}^2$$

Persamaan 2

$$A_1 = 2 \cdot (t - t_r) \cdot (t_n + t)$$

$$A_1 = 2 \times (0,81939 - 0,787) \text{ in} \times (0,10089 + 0,81939) \text{ in}$$

$$A_1 = 0,0596 \text{ in}^2$$

Karena pada persamaan 1 hasil A₁ lebih besar maka yang digunakan adalah persamaan 1 yaitu 0,2004in².

2) Luas Bidang A₂

Untuk persamaan A₂ digunakan dari hasil paling kecil dari 2 persamaan dibawah:

Persamaan 1

$$A_2 = 5 \cdot t \cdot (t_n - t_{rn})$$

$$A_2 = 5 \times 0,81939 \text{ in} \times (0,10089 \text{ in} - 0,087624 \text{ in})$$

$$A_2 = 0,05435 \text{ in}^2$$

Persamaan 2

$$A_2 = 5 \cdot t_n \cdot (t_n - t_{rn})$$

$$A_2 = 5 \times 0,10089 \text{ in} \times (0,10089 \text{ in} - 0,087624 \text{ in})$$

$$A_2 = 0,006692 \text{ in}^2$$

Karena pada 2 persamaan diatas hasil persamaan 2 lebih kecil maka yang digunakan adalah persamaan 2 yaitu $0,006692 \text{ in}^2$.

3) Luas Bidang A_4

Luas bidang A_4 ditentukan menggunakan persamaan dibawah:

$$A_4 = 0,5 \text{ in}^2 (\text{Area of Fillet Weld}) = 0,25 \text{ in}^2$$

Jadi,

$$\begin{aligned} A_1 + A_2 + A_3 + A_4 &= 0,2004 \text{ in}^2 + 0,006692 \text{ in}^2 + 0 + 0,25 \text{ in}^2 \\ &= 0,457092 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas dapat diketahui besar nilai $A = 4,869 \text{ in}^2$ lebih besar dari total nilai A_1, A_2, A_3 dan A_4 yang sebesar $0,457092 \text{ in}^2$, maka *nozzle* N1 membutuhkan plat penguat tambahan.

Tabel 4.3 Perhitungan Luas Bidang *Nozzle*.

No	Merk No	Size NPS In	A In ²	A ₁ In ²	A ₂ In ²	A ₃ In ²	A ₄ In ²	Luas Daerah yang Tersedia (In ²)
1	N1	6	4,869	0,2004	0,006692	0	0,25	0,4569
2	N2	4	3,246	0,1334	0,003638	0	0,25	0,3871
3	N3	3	2,529	0,104	0,007976	0	0,25	0,362
4	N4	4	2,459	0,1011	0,008405	0	0,25	0,3595
5	N5	2	1,6267	0,0669	0,000802	0	0,25	0,3177
6	N6	2	1,6267	0,0669	0,000802	0	0,25	0,3177

No	Merk No	Size NPS In	A In ²	A ₁ In ²	A ₂ In ²	A ₃ In ²	A ₄ In ²	Luas Daerah yang Tersedia (In ²)
7	K1 A/B	2	1,6267	0,0669	0,000802	0	0,25	0,3177
8	K2 A/B	2	1,6267	0,0669	0,000802	0	0,25	0,3177
9	K3	2	1,6267	0,0669	0,000802	0	0,25	0,3177
10	K4	2	1,6267	0,0669	0,000802	0	0,25	0,3177
11	K5	2	1,6267	0,0669	0,000802	0	0,25	0,3177
12	M1	20	15,051	0,6189	0,089224	0	0,25	0,9581

Dari data diatas diketahui bahwa nilai A pada semua *nozzle* lebih besar dari total A₁, A₂, A₃, dan A₄ (luas daerah bidang yang tersedia), sehingga semua *nozzle* memerlukan tambahan plat penguat.

4.3. Perancangan Menggunakan PV Elite 2014

Dalam perancangan ulang bejana tekan vertikal *fuel gas scrubber* ini dilakukan dalam beberapa tahapan yang diuraikan sebagai berikut.

4.3.1. Membuat Model Bejana Tekan

Data yang digunakan dalam perancangan ulang bejana tekan vertikal *fuel gas scrubber* dapat dilihat pada bab 3:

a. Desain *Skirt*

Data *skirt*:

- Tebal dinding *skirt* = 8 mm
- Tinggi *skirt* = 1500 mm
- Diameter dalam *skirt* = 1300 mm
- Temperatur Desain = 120°C

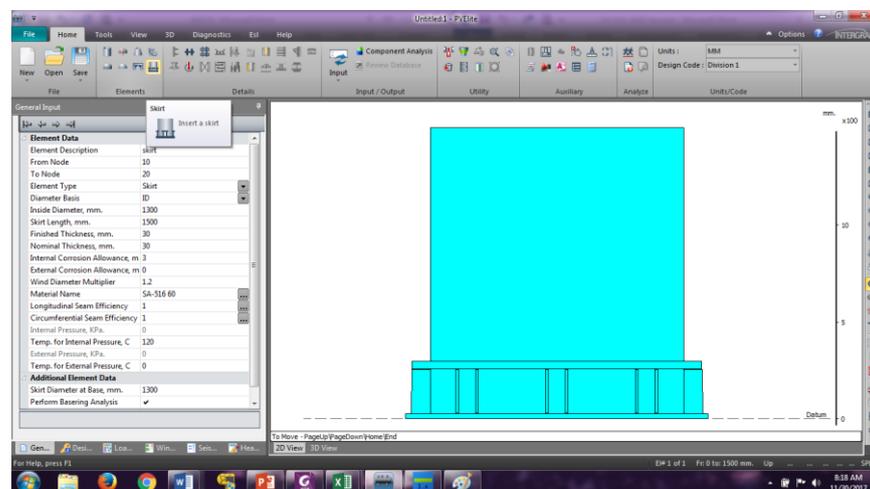
- Material *skirt* = SA516 Gr.60

Untuk *input* data *skirt* pertama klik home – elements – pilih ikon *skirt* (*insert a skirt*), kemudian isi data *skirt* pada *toolbar element data* seperti ditunjukkan oleh gambar 4.1.

General Input	
Element Data	
Element Description	skirt
From Node	10
To Node	20
Element Type	Skirt
Diameter Basis	ID
Inside Diameter, in.	51.181
Skirt Length, ft.	4.92125
Finished Thickness, in.	0.31496
Nominal Thickness, in.	0.31496
Internal Corrosion Allowance, in.	0.11811
External Corrosion Allowance, in	0
Wind Diameter Multiplier	1.2
Material Name	SA-516 60
Longitudinal Seam Efficiency	1
Circumferential Seam Efficiency	1
Internal Pressure, psig	580.151
Temp. for Internal Pressure, F	248
External Pressure, psig	14.6954
Temp. for External Pressure, F	80.5936
Additional Element Data	
Skirt Diameter at Base, in.	51.181
Perform Basing Analysis	<input checked="" type="checkbox"/>

Gambar 4.1. *Data Skirt.*

Hasil dari pemodelan *skirt* ditunjukkan pada gambar 4.2.



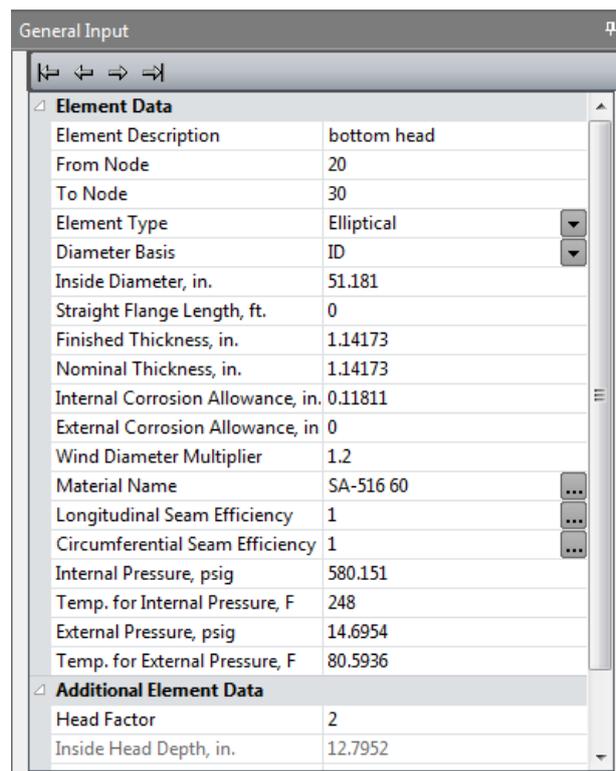
Gambar 4.2 Pemodelan *Skirt.*

b. Desain *Bottom Head*

Data *bottom head*:

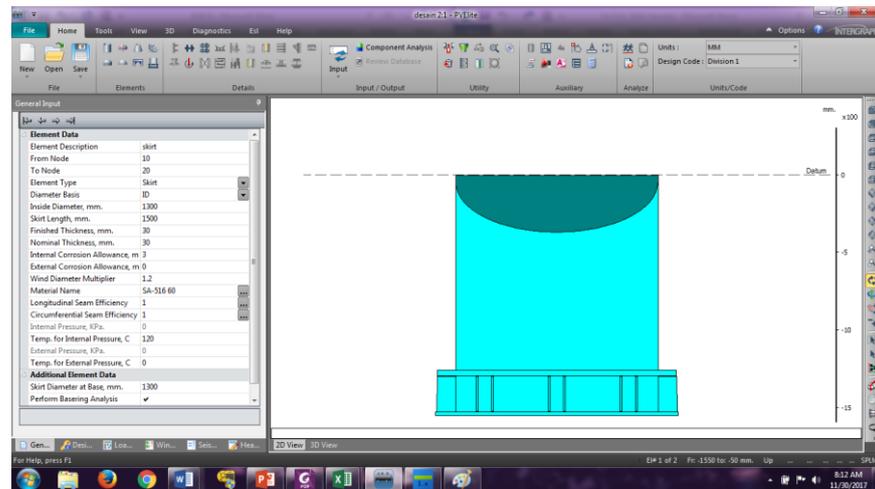
- Tipe *head* = 2:1 *Ellipsodial Head*
- Tebal *head* = 29 mm
- Diameter dalam *head* = 1300 mm
- Temperatur Desain = 120°C
- Material *head* = SA516 Gr. 60

Untuk *input* data *head* pertama klik *home – elements* – pilih ikon ellipse (*insert a elliptical head*), kemudian isi data *head* pada *toolbar elements* data seperti ditunjukkan oleh gambar 4.3.



Gambar 4.3 Data *Bottom Head*.

Hasil dari pemodelan *bottom head* ditunjukkan oleh gambar 4.4.



Gambar 4.4 Pemodelan *Bottom Head*.

c. Desain *Shell*

Data *shell*

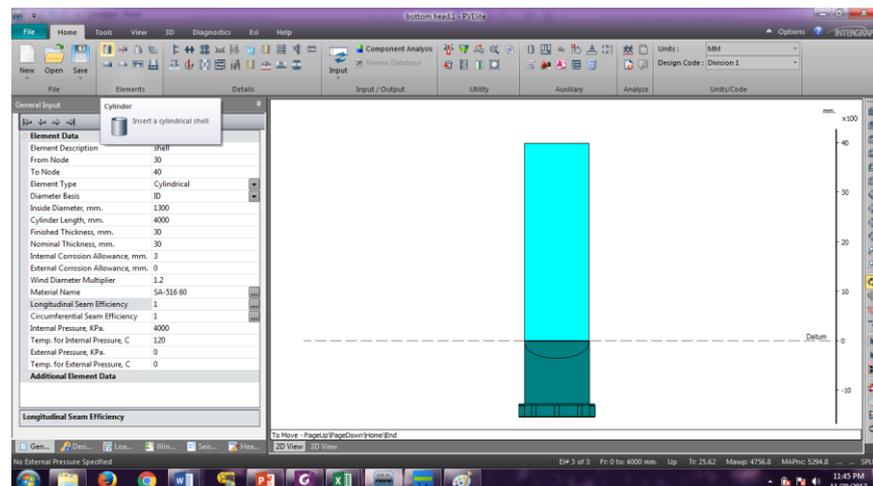
- Tebal *shell* = 30 mm
- Panjang *shell* = 4000 mm
- Diameter *shell* = 1300 mm
- Temperatur desain *shell* = 120
- Material *shell* = SA 516 Gr.60
- Efisiensi sambungan = 1

Untuk *input* data *shell* pertama klik *home* – *elements* – pilih ikon *cylinder (insert a cylindrical shell)*, kemudian isi data *shell* pada *toolbar elements* data seperti ditunjukkan oleh gambar 4.5.

General Input	
Element Data	
Element Description	shell
From Node	30
To Node	40
Element Type	Cylindrical
Diameter Basis	ID
Inside Diameter, in.	51.181
Cylinder Length, ft.	13.1233
Finished Thickness, in.	1.1811
Nominal Thickness, in.	1.1811
Internal Corrosion Allowance, in.	0.11811
External Corrosion Allowance, in	0
Wind Diameter Multiplier	1.2
Material Name	SA-516 60
Longitudinal Seam Efficiency	1
Circumferential Seam Efficiency	1
Internal Pressure, psig	580.151
Temp. for Internal Pressure, F	248
External Pressure, psig	14.6954
Temp. for External Pressure, F	80.5936
Additional Element Data	

Gambar 4.5 Data Shell.

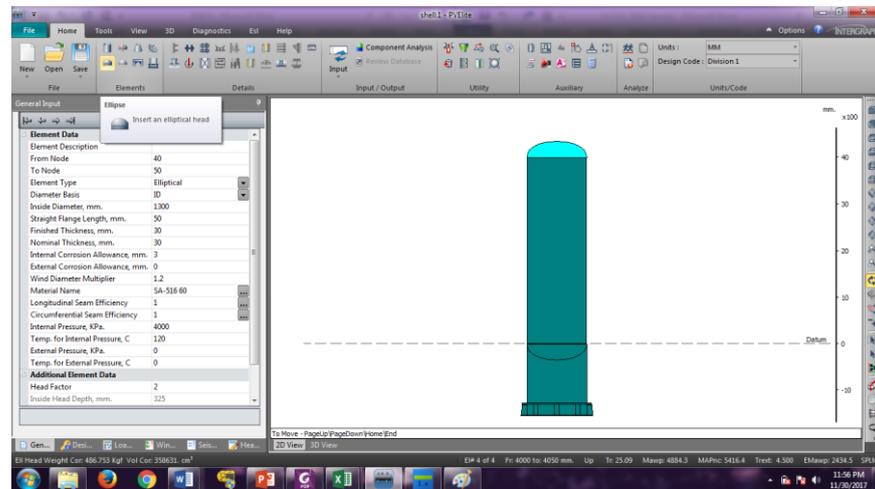
Hasil pemodelan ditunjukkan oleh gambar 4.6.



Gambar 4.6 Pemodelan Shell.

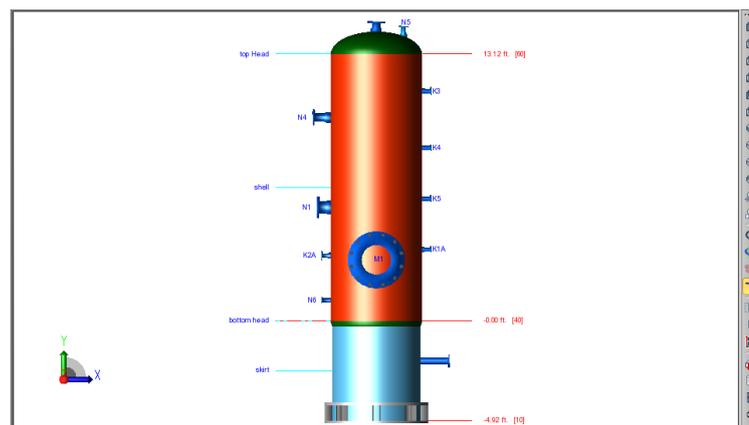
d. Desain *top head*

Data dan cara mendesain *top head* sama dengan data dan cara mendesain *bottom head*, hasil dari pemodelan *top head* ditunjukkan oleh gambar 4.7.



Gambar 4.7 Pemodelan *Top Head*.

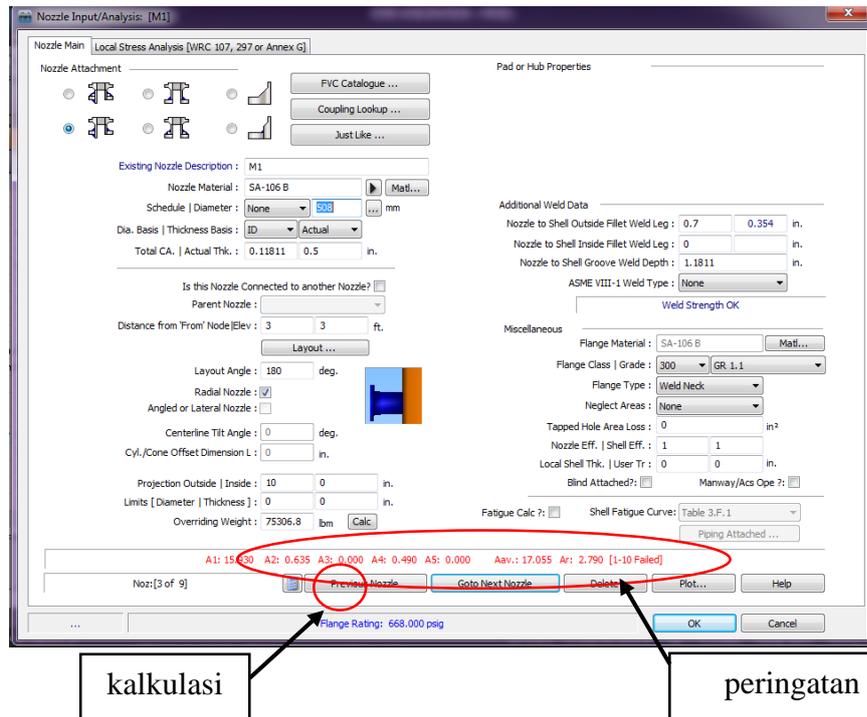
Hasil perancangan letak *nozzle* ditunjukkan oleh gambar 4.8.



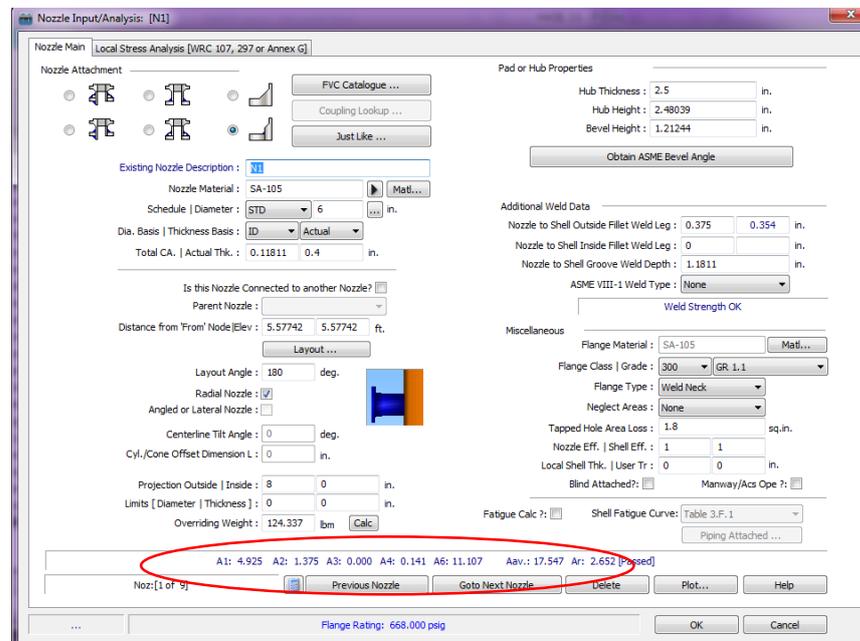
Gambar 4.8 Pemodelan Letak *Nozzle*.

e. *Desain nozzle**Data nozzle*Tabel 4.4 *Data Nozzle*

No	Mark No	Size NPS (in)	Schedule	Flange		Distance From Datum (ft)	Layout Angle (°)
				Rating	Material		
1	N1	6"	STD	400#	SA105	5,577	180
2	N2	4"	STD	400#	SA105	-	0
3	N3	3"	STD	400#	SA105	-	0
4	N4	4"	STD	400#	SA105	10	180
5	N5	2"	STD	400#	SA105	-	0
6	N6	2"	160	400#	SA105	1	180
7	K1 A/B	2"	160	400#	SA105	3,5	0
8	K2 A/B	2"	160	400#	SA105	3,2	270
9	K3	2"	160	400#	SA105	11,3	0
10	K4	2"	160	400#	SA105	8,5	0
11	K5	2"	160	400#	SA105	6	0
12	M1	20"	100	400#	SA105	3	270

Gambar 4.9 *Input Nozzle* tanpa Plat Penguat.

Pada gambar 4.9 menunjukkan bahwa *nozzle* tanpa plat penguat muncul peringatan.

Gambar 4.10 *Nozzle* dengan Plat Penguat.

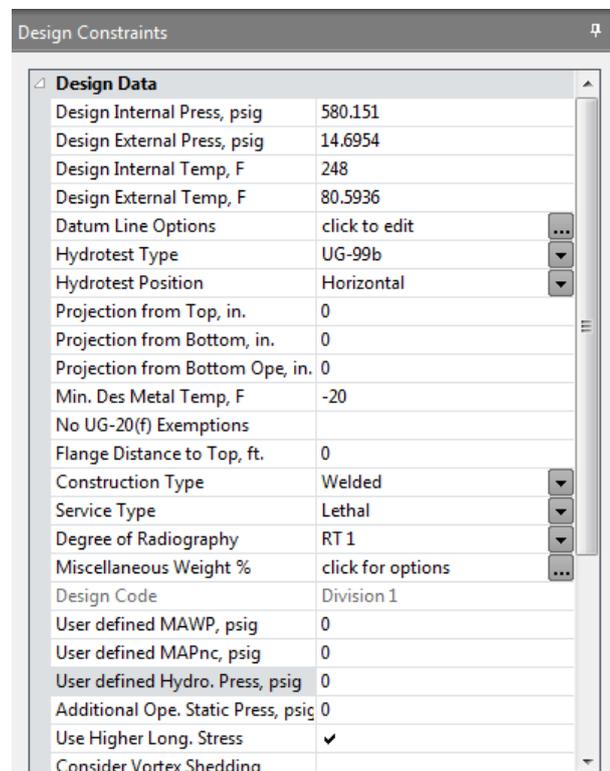
Setelah ditambahkan plat penguat pada *nozzle*, *nozzle* menunjukkan indikator *passed* dan dinyatakan aman.

4.3.2. Beban-Beban Pada Bejana Tekan.

Data beban yang berpengaruh pada bejana tekan ditunjukkan oleh gambar 4.11-4.13.

1. *Design Constrains*

Data pada *design constrains* merupakan data yang digunakan saat bejana tekan bekerja pada kinerja maksimalnya.



Design Data	
Design Internal Press, psig	580.151
Design External Press, psig	14.6954
Design Internal Temp, F	248
Design External Temp, F	80.5936
Datum Line Options	click to edit
Hydrotest Type	UG-99b
Hydrotest Position	Horizontal
Projection from Top, in.	0
Projection from Bottom, in.	0
Projection from Bottom Ope, in.	0
Min. Des Metal Temp, F	-20
No UG-20(f) Exemptions	
Flange Distance to Top, ft.	0
Construction Type	Welded
Service Type	Lethal
Degree of Radiography	RT 1
Miscellaneous Weight %	click for options
Design Code	Division 1
User defined MAWP, psig	0
User defined MAPnc, psig	0
User defined Hydro. Press, psig	0
Additional Ope. Static Press, psig	0
Use Higher Long. Stress	<input checked="" type="checkbox"/>
Consider Vortex Shedding	

Gambar 4.11 Data *Design Constrains*.

2. *Wind Load*

Data mengenai beban angin ditunjukkan oleh gambar 4.12.

Wind Data

Wind Design Code : ASCE-95

Percent Wind for Hydrotest : 33 %

Basic Wind Speed [V] : 100.7 mile/hr

Base Elevation : 0 ft.

Terrain Surface Roughness : C: Open Terrain

Importance Factor [I] : 1

Type of Surface : Smooth

Hill Height [H] : 0

Distance to Site [x] : 0 ft.

Crest Distance [Lh] : 0

Type of Hill : None

Beta Operating/Empty/Full: 0.01 0 0

Gambar 4.12 *Wind Load*.

3. *Seismic Load*

Data beban gempa ditunjukkan oleh gambar 4.13.

Seismic Data

Seismic Design Code : UBC 1994

Percent Seismic for Hydrotest : 33 %

Importance Factor: 1

Soil Type: Soil 1

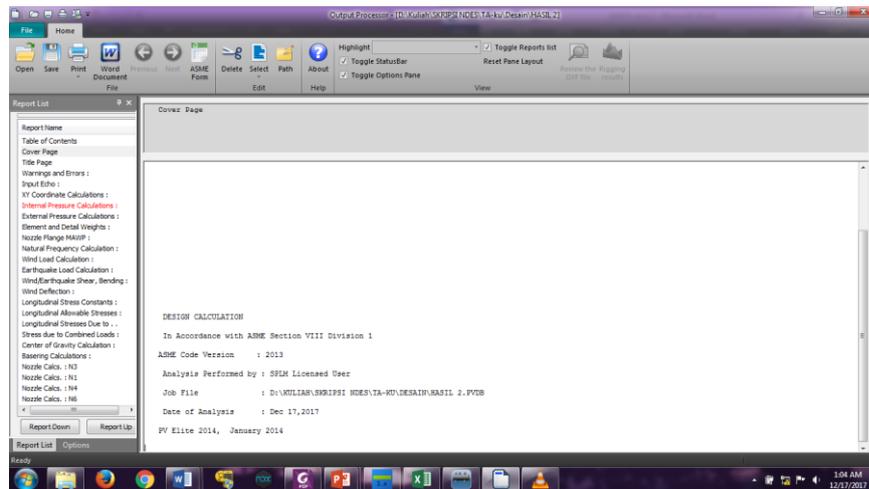
Horizontal Force Factor: 3

Seismic Zone: Zone 2a

Gambar 4.13 *Seismic Load*.

4.4. Hasil Analisis Bejana Tekan

Hasil *analyze* untuk perancangan dilakukan dengan mengklik *icon analyze* pada *tray* atau menggunakan F12. Setelah analisis menggunakan *software* hasil akan ditampilkan seperti ditunjukkan pada gambar 4.14.



Gambar 4.14 Hasil Analisis Menggunakan *Software*.

4.5. Perbandingan Hasil Analisis *Software* dan Perhitungan Teoretis

Pada ketebalan *head* dan *shell* tidak terdapat perbedaan. Pada perhitungan MAWP terdapat sedikit perbedaan karena pada perhitungan teoretis dihitung menggunakan ketebalan perhitungan teoretis yaitu $t_{head} = 0,89679 \text{ in}$ dan $t_{shell} = 0,90877 \text{ in}$ sedangkan pada PV Elite 2 2014 dihitung menggunakan ketebalan desain $t_{head} = 1,14173 \text{ in}$ dan $t_{shell} = 1,1811 \text{ in}$. Kemudian pada beban gempa yang juga terlihat perbedaan karena di sebabkan oleh perbedaan berat bejana yang berbeda. Pada perhitungan manual berat bejana adalah sebesar 12566,3 lb sedangkan pada PV Elite 2 2014 sebesar 13427,9 lb. Berikut hasil perbandingan antara analisis *software* dan perhitungan teoretis dicantumkan dalam tabel 4.5.

Tabel 4.5 Perbandingan Analisis *Software* Dan Perhitungan Teoretis.

Parameter		Hasil Perhitungan		
		Teoretis	PV Elite 1	PV Elite 2
Desain Tekanan Internal	Tebal Dinding <i>Shell</i> minimal (in)	0,9088	0,9088	0,9088
	Tebal Dinding <i>Shell</i> digunakan (in)	0,9375	0,9375	0,9375
	Tebal Dinding <i>Head</i> minimal (in)	0,8968	0,8921	0,8921
	Tebal Dinding <i>Head</i> digunakan (in)	0,9375	0,9375	0,9375
	MAWP <i>Shell</i> (psi)	600,839	600,839	775,141
	MAWP <i>Head</i> (psi)	610,384	614,107	766,561
	Tekanan Tes Hidrostatik (psi)	775,5126	781,090	754,196
Tekanan Eksternal	Tebal dinding <i>shell</i> minimal (in)	-	0,1508	0,39142
	Tebal dinding <i>shell</i> digunakan (in)	0,9375	0,9375	1,1811
	Tebal dinding <i>head</i> minimal (in)	-	0,1508	0,25513
	Tebal dinding <i>head</i> digunakan (in)	0,9375	0,9375	1,14173
	Tekanan izin maksimal <i>shell</i> (psi)	306,28	228,99	338,413
	Tekanan izin maksimal <i>head</i> (psi)	310,449	262,070	338,413
Beban Angin	<i>Design Wind Force</i> (lbf)	2100,631	-	-
	<i>Wind Pressure</i> (psf)	25,332	22	22
Beban Gempa	<i>Total Shear</i> (lb)	1753,486	1163,7	1846,3
	Gaya pada bagian atas bejana (lb)	38,713	19,11	19,11

Keterangan: PV Elite 1 menggunakan *input* data dari perhitungan teoretis, PV Elite 2 menggunakan *input* data dari data aktual.

Tabel 4.6 Perbandingan Perhitungan *Nozzle*

Nozzle	Teoretis		PV Elite 2014	
	A (in)	A1+A2+A3+A4 (In)	A (in)	A1+A2+A3+A4 (In)
N1	4,869	0,457	2,652	6,207
N2	3,246	0,387	2,956	2,26
N3	2,529	0,362	2,258	2,036
N4	2,459	0,3595	2,379	4,509
N5	1,627	0,318	1,930	1,638
N6	1,627	0,318	2,063	2,833
K1 A/B	1,627	0,318	2,063	3,69
K2 A/B	1,627	0,318	2,063	3,937
K3	1,627	0,318	2,106	2,771
K4	1,627	0,318	2,063	2,833
K5	1,627	0,318	2,063	2,883
M1	15.051	0,958	4,403	17,455

4.6. Analisis Hasil Perancangan dan Perbandingan

Setelah melakukan perancangan dan perhitungan teoretis dari bejana tekan vertikal *fuel gas scrubber*, dapat dilakukan analisis hasil dari perancangan dan analisis dari *software* PV Elite 2014 dan dari perhitungan teoretisnya terdapat beberapa perbedaan dari hasil analisis menggunakan *software* dan perhitungan teoretisnya antara lain.

a. Ketebalan dinding *shell* dan *head*

Pada ketebalan dinding *head* pada perhitungan teoretis dan PV Elite 1 didapatkan ketebalan 0,8968 in dan pada PV Elite 2 didapatkan ketebalan 0,8921 in, pada *shell* perhitungan teoretis didapatkan 0,9088 in, pada PV Elite 2 juga didapat nilai yang sama dan pada pembulatan untuk ketebalan minimal didapatkan hasil yang sama yaitu 0,9375 in

b. MAWP *shell* dan *head*

Pada MAWP terdapat sedikit perbedaan, pada perhitungan teoretis dan PV Elite 1 diketahui MAWP *head* 610,384 psi dan MAWP *shell* 600,839 sedangkan pada PV Elite 2 didapatkan MAWP *head* 766,561 psi dan MAWP *shell* 775,141 psi. Perbedaan diketahui karena dalam perhitungan MAWP teoretis dan *software* menggunakan ketebalan yang berbeda. Pada perhitungan teoretis menggunakan ketebalan hasil perhitungan yaitu 0,9375 in sedangkan pada PV Elite menggunakan ketebalan desain dari data *sheet* yaitu 1,1811 in.

c. Tes Tekanan *Hydrostatic*

Pada tes tekanan *hydrostatic* tidak terjadi perbedaan yang terlalu besar, perbedaan terjadi karena pada perhitungan PV Elite 2 menggunakan *stress ratio* 1 sedangkan pada perhitungan teoretis dan PV Elite 1 menggunakan $\frac{S_{Ttest}}{S_{Tdesain}}$, namun perbedaan tidak terlalu signifikan dan masih lebih tinggi dibandingkan tekanan desain sebesar 580,181 psi sehingga dapat dinyatakan aman.

d. Beban Tekanan Eksternal

Pada beban tekanan eksternal terdapat perbedaan pada ketebalan dikarenakan pada perhitungan teoretis menggunakan ketebalan minimal hasil perhitungan dan PV Elite 2 menggunakan ketebalan desain. Pada hasil perhitungan MAWP juga terdapat perbedaan karena nilai faktor A dan faktor B berbeda. Pada perhitungan teoretis nilai faktor A = 0,00105 dan faktor B = 13000 psi di *shell* dan nilai faktor A = 0,002454 dan faktor B = 15800 psi di *head* sedangkan pada perhitungan di PV Elite didapat nilai faktor A = 0,0011046 dan faktor B = 12800 psi di *shell* dan faktor A = 0,0026591 dan faktor B = 15908,02 psi.

e. Beban Gempa

Nilai pada dasar bejana tidak terdapat perbedaan yang signifikan, perbedaan hasil perhitungan diakibatkan karena berbedanya beban bejana tekan pada data *sheet* dan pada hasil perancangan pada bejana tekan, namun pada gaya yang diterima di atas bejana terdapat perbedaan hampir setengahnya namun masih memenuhi standar keamanan yaitu gaya pada bagian atas bejana $f_t < 0,25 \times V$ (483,37 lb).

f. Perhitungan *Nozzle*

Pada perhitungan penguat *nozzle* terdapat perbedaan yang signifikan dikarenakan kurangnya data pada data *sheet* sehingga pada perhitungan teoretisnya banyak menggunakan data asumsi, namun saat memasukkan data hasil perhitungan teoretis ke *software* PV Elite untuk mendesain *nozzle* banyak terdapat peringatan karena ketebalan dinding *nozzle* yang kurang. Sehingga untuk mendesain *nozzle* pada PV Elite harus memilih *schedule* yang dapat memenuhi standar keamanannya namun ketebalan dinding *nozzle* tidak sesuai dengan perhitungan teoretisnya dan mengakibatkan perbedaan yang signifikan. Kemudian pada *rating* yang ada pada data *sheet* saat di *input* ke PV Elite 2 muncul peringatan karena MAWP pada *nozzle* lebih kecil dari *shell* dan *head*, sehingga pada perancangan menggunakan PV Elite *rating nozzle* dinaikkan dari 300# ke 400# agar MAWP *nozzle* lebih besar dari MAWP *shell* dan *head* sedangkan pada PV Elite 1 tidak merubah *rating* karena dengan menggunakan ketebalan perhitungan teoretis diketahui MAWP *shell* lebih kecil dari MAWP *head* dan *nozzlenya*.