

PERANCANGAN ULANG BEJANA TEKAN VERTIKAL *SLUG CATCHER* KAPASITAS 3 m³,
TEKANAN INTERNAL 98 barg, DAN TEMPERATUR
60 °C DENGAN BANTUAN *SOFTWARE* PV ELITE 2014

Muhammad Faris Ainin
Prodi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Muhammadiyah Yogyakarta
Jl. Lingkar Barat, Tamantirto, Kasihan Bantul 55183
Email: faris4inin@yahoo.com

ABSTRAK

Pemanfaatan bejana tekan akhir-akhir ini telah berkembang pesat di berbagai proses industri. Bejana tekan berfungsi sebagai media untuk memproses maupun menyimpan material fluida. Bejana tekan merupakan peralatan teknik yang mengandung resiko bahaya tinggi yang dapat menyebabkan terjadinya kecelakaan. Oleh karena itu maka sebuah perancangan bejana tekan harus memiliki tingkat keamanan yang tinggi dan sesuai dengan standar yang berlaku.

Perancangan bejana tekan dapat dilakukan dengan metode yang disesuaikan dengan kemajuan teknologi. Dalam perancangan ini bejana yang dirancang adalah bejana tekan *Slug Catcher* dengan kapasitas 3 m³, tekanan internal 98 bar, dan temperatur 60 °C. Perancangan tersebut dilakukan berdasarkan perhitungan manual dan dengan bantuan software PV Elite 2014.

Berdasarkan perhitungan manual didapat ketebalan shell yang diperlukan sebesar 1,5435 in, ketebalan head 1,4912 in, MAWP shell 1424,31 psi, dan MAWP head 1478,15 psi. Sementara itu, berdasarkan perancangan dengan software didapat ketebalan shell 1,5526 in, ketebalan head 1,4539 in, MAWP shell 1627,58 psi, dan MAWP head 1756,45 psi. Meskipun terdapat perbedaan hasil dari kedua metode perancangan tersebut, namun keduanya menggunakan standar yang sama yaitu ASME VIII Divisi I. Perancangan dengan menggunakan software lebih dianjurkan karena lebih efisien dari segi waktu yang digunakan dalam perancangan.

Kata Kunci : *Slug Catcher, Software PV Elite 2014, Head, Shell, MAWP*

A. PENDAHULUAN

Dalam dunia industri terutama dalam bidang oil and gas, setiap proses yang ada membutuhkan peran alat-alat penunjang yang perlu mendapatkan perhatian karena fluida kerja yang ada merupakan senyawa yang kompleks. Salah satu peralatan tersebut adalah *pressure vessel* (bejana tekan). Bejana tekan berfungsi sebagai media untuk memproses maupun menyimpan material fluida. Bejana tekan memiliki tekanan pada bagian internal dan eksternal. Selain itu, bejana tekan juga harus mampu menahan beban dari luar seperti korosi, angin dan gempa yang merupakan beberapa faktor yang sangat berpengaruh dalam perencanaan, pembuatan dan pemasangan bejana tekan. Tingginya tekanan dan temperatur mengakibatkan perencanaan bejana membutuhkan angka keamanan yang sangat

tinggi sehingga dapat meminimalisir terjadinya kecelakaan kerja akibat kegagalan bejana tekan.

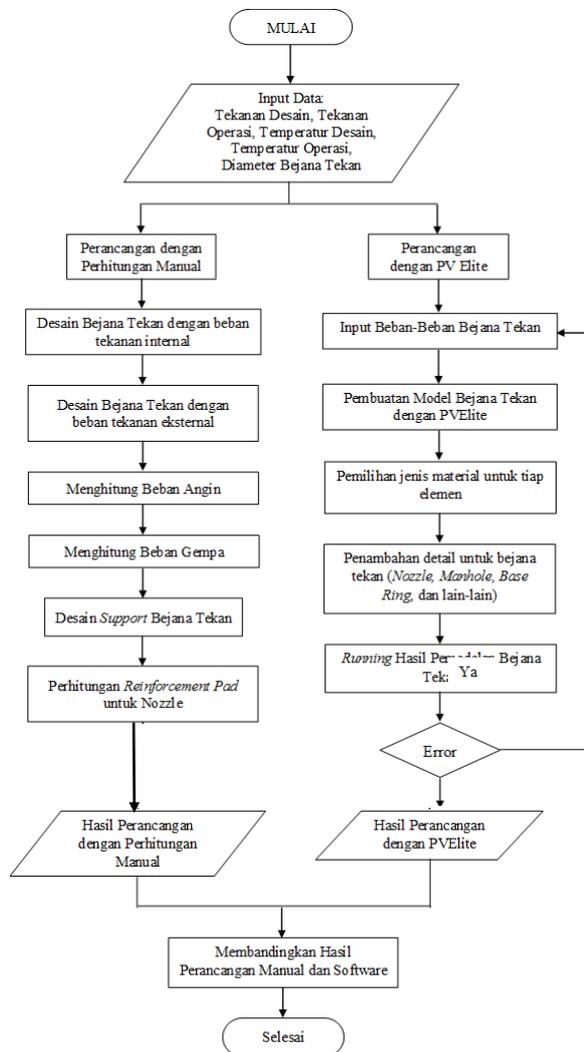
Pada tanggal 20 Maret 1905, ledakan sebuah boiler terjadi di dalam pabrik sepatu Brocton, Massachusetts, dengan korban meninggal dunia sebanyak 58 orang dan 117 luka-luka serta menyebabkan kerugian material sebesar seperempat juta dolar Amerika (Ellenberger, 2004). Pada 3 Desember 2004, terjadi ledakan bejana tekan seberat 50.000 pound di Marcus Oil and Chemical Facility, Houston. Ledakan mengakibatkan kerusakan yang cukup luas di daerah tersebut dan kebakaran yang berlangsung selama 7 Jam. Tiga petugas pemadam kebakaran mengalami luka-luka ketika berusaha memadamkan api. Bangunan-bangunan yang terletak di dekat lokasi ledakan mengalami kerusakan struktur dan interior yang cukup parah (CSB, 2004). Dari kedua kasus kecelakaan tersebut

menggambarkan bahwa baik dalam segi perancangan maupun pengoperasian bejana tekan memerlukan perhatian yang cukup serius.

Oleh karena itu, pada penelitian ini dilakukan perancangan ulang terhadap sebuah bejana tekan vertikal dengan perhitungan manual dan dengan bantuan software PV Elite 2014 untuk mengetahui tingkat keamanan dari bejana tekan tersebut.

B. METODOLOGI PERANCANGAN

Data perancangan bejana tekan yang digunakan berdasarkan bejana tekan yang sudah ada yaitu bejana tekan vertikal slug catcher yang terdapat di Qatar Petroleum, Bul Hanine Arab "C" Gas Cap Recycling.



Gambar 1. Diagram Alir Perancangan

C. PEMBAHASAN

1. Perhitungan Manual Desain Tekanan Internal

a. Desain Shell Silindris

1) Kondisi Corroded

$$R_{cor} = \frac{D}{2} + CA$$

$$R_{cor} = \frac{37,4 \text{ in}}{2} + 0,1181 \text{ in}$$

$$R_{cor} = 18,8181 \text{ in}$$

Dengan demikian maka ketebalan shell adalah:

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

$$t_{cor} = \frac{(1421,37 \text{ psi}) \cdot (18,8181 \text{ in})}{(19500 \text{ psi}) \cdot (1) - 0,6 \cdot (1421,37 \text{ psi})}$$

$$t_{cor} = 1,4344 \text{ in}$$

Ketebalan tersebut disesuaikan dengan standar yang ada di pasar menjadi **1,4375 in**.

Dengan data ketebalan dinding shell maka didapat besarnya MAWP shell sebagai berikut :

$$MAWP = \frac{S \cdot E \cdot t_{cor}}{R_{cor} + 0,6 \cdot t_{cor}}$$

$$MAWP = \frac{(19500 \text{ psi}) \cdot (1) \cdot (1,4375 \text{ in})}{(18,8181 \text{ in}) + 0,6 \cdot (1,4375 \text{ in})}$$

$$MAWP = 1424,31 \text{ psi}$$

2) Kondisi New

$$t_{new} = \frac{P_d \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P_d}$$

$$t_{new} = \frac{(1421,37 \text{ psi}) \cdot (18,7 \text{ in})}{(19500 \text{ psi}) \cdot (1) - 0,6 \cdot (1421,37 \text{ psi})} + 0,1181 \text{ in}$$

$$t_{new} = 1,5435 \text{ in}$$

Jika disesuaikan dengan ketebalan pelat yang ada di pasaran maka ketebalan dinding shell menjadi **1,5625 in**.

$$MAWP = \frac{S \cdot E \cdot t_{new}}{R + 0,6 \cdot t_{new}}$$

$$MAWP = \frac{(19500 \text{ psi}) \cdot (1) \cdot (1,5625 \text{ in})}{(18,7 \text{ in}) + 0,6 \cdot (1,5625 \text{ in})}$$

$$MAWP = 1551,56 \text{ psi}$$

Perhitungan di atas menunjukkan jika besarnya MAWP atau tekanan maksimum yang mampu diterima shell adalah sebesar **1424,31 psi** lebih besar dari tekanan internal desain bejana yaitu sebesar **1421,37 psi**. Hal tersebut

menunjukkan jika dengan ketebalan **1,5625 in** maka *shell* dapat dinyatakan sudah cukup aman.

b. Desain *Ellipsoidal Head*

1) Kondisi *Corroded*

$$D_{cor} = D + 2 \cdot CA$$

$$D_{cor} = 37,4 + 2 \cdot 0,1181 \text{ in}$$

$$D_{cor} = 37,64 \text{ in}$$

Dengan data tersebut, maka besarnya ketebalan dinding *head* adalah:

$$t_{cor} = \frac{P_d \cdot D_{cor}}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P_d}$$

$$t_{cor} = \frac{(1421,37 \text{ psi}) \cdot (37,64 \text{ in})}{2 \cdot (19500 \text{ psi}) \cdot (1) - 0,2 \cdot (1421,37 \text{ psi})}$$

$$t_{cor} = 1,3819 \text{ in}$$

Ketebalan tersebut dibulatkan sesuai dengan standar yang ada di pasaran menjadi **1,4375 in.**

Setelah ketebalan dinding *head* didapat, maka besarnya *Maximum Allowable Working Pressure* (MAWP) *head* sebagai berikut :

$$MAWP = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t}{D_{cor} + 0,2 \cdot t}$$

$$MAWP = \frac{2 \cdot (19500 \text{ psi}) \cdot (1) \cdot (1,4375 \text{ in})}{(37,64 \text{ in}) + 0,2 \cdot (1,4375 \text{ in})}$$

$$MAWP = 1478,15 \text{ psi}$$

2) Kondisi *New*

$$t_{new} = \frac{P_d \cdot D}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P_d}$$

$$t_{new} = \frac{(1421,37 \text{ psi}) \cdot (37,4 \text{ in})}{2 \cdot (19500 \text{ psi}) \cdot (1) - 0,2 \cdot (1421,37 \text{ psi})} + 0,1181 \text{ in}$$

$$t_{new} = 1,4912 \text{ in}$$

Dibulatkan sesuai dengan standar yang ada di pasaran menjadi **1,5 in.**

$$MAWP = \frac{2 \cdot S \cdot E \cdot t}{D + 0,2 \cdot t}$$

$$MAWP = \frac{2 \cdot (19500 \text{ psi}) \cdot (1) \cdot (1,4912 \text{ in})}{(37,4 \text{ in}) + 0,2 \cdot (1,4912 \text{ in})}$$

$$MAWP = 1542,69 \text{ psi}$$

Perhitungan di atas menunjukkan jika besarnya tekanan maksimum yang mampu diterima *head* adalah sebesar **1478,15 psi** lebih besar dari tekanan internal desain bejana sebesar 1421,37 psi. Hal tersebut menunjukkan jika dengan ketebalan **1,5 in** maka *head* dapat dinyatakan sudah aman.

c. Desain *Flange*

Berdasarkan Tabel 1 terlihat jika flange pada nozzle N2, K1A, K2A, K3A, K4A, K1B, K2B, K3B, K4B, dan M1 memiliki MAWP terendah hingga di bawah tekanan desain internal. Hal tersebut menunjukkan bahwa terjadi

Kesalahan desain pada bejana Slug Catcher ini. Dengan demikian maka ada dua langkah yang dapat diambil untuk menyikapinya, yang pertama adalah dengan menurunkan tekanan desain yang besarnya tidak melebihi 1350 psig atau dengan menaikkan rating flange tersebut sehingga MAWPnya menjadi menjadi lebih besar. Jika rating flange dinaikkan dari 600# menjadi 900# maka MAWP flange tersebut menjadi **2025 psi.**

No	Nozzle	NPS (in)	Flange		MAWP (psig)
			Rating	Material	
1	N1	8	1500#	SA 105	3375
2	N2	6	600#	SA 105	1350
3	N3	2	600#	SB 564 GR.1 UNS NO6625	1500
4	N4	2	600#	SB 564 GR.1 UNS NO6625	1500
5	N5	3	600#	SB 564 GR.1 UNS NO6625	1500
6	N6	3	600#	SB 564 GR.1 UNS NO6625	1500
7	N7	2	600#	SB 564 GR.1 UNS NO6625	1500
8	N8	2	600#	SB 564 GR.1 UNS NO6625	1500
9	K5	2	600#	SB 564 GR.1 UNS NO6625	1500
10	K6	2	600#	SB 564 GR.1 UNS NO6625	1500
11	K1A	4	600#	SA 105	1350
12	K2A	4	600#	SA 105	1350
13	K3A	4	600#	SA 105	1350
14	K4A	4	600#	SA 105	1350
15	K1B	4	600#	SA 105	1350
16	K2B	4	600#	SA 105	1350
17	K3B	4	600#	SA 105	1350
18	K4B	4	600#	SA 105	1350
19	M1	20	600#	SA 105	1350

d. *Maximum Allowable Working Pressure*

MAWP bejana tekan biasanya dibatasi oleh MAWP pada shell atau head. Pada perhitungan sebelumnya didapatkan bahwa besarnya MAWP terkecil di antara dua elemen tersebut adalah pada shell yaitu sebesar 1532,82 psig. Oleh sebab itu, maka:

$$MAWP_{BejanaTekan} = MAWP_{Shell} = 1424,31 \text{ psig}$$

e. Tekanan Tes Hidrostatik

Besarnya tekanan tes hidrostatik sebagai berikut :

$$P_{HT} = 1,5 \cdot P_d \cdot \frac{S_a}{S}$$

$$P_{HT} = 1,5 \cdot (1421,37 \text{ psi}) \cdot \left(\frac{20.000 \text{ psi}}{19.500 \text{ psi}} \right)$$

$$P_{HT} = 2186,72 \text{ psi}$$

Desain Tekanan Eksternal

a. Desain *Shell* Silindris

Menghitung Ketebalan Dinding yang diperlukan

1) Asumsi Ketebalan Dinding *Shell* (t)

Karena data diameter luar belum diketahui maka dihitung menggunakan data yang ada berdasarkan data sheet.

$$D_o = D_i + 2 \cdot t$$

$$= 37,4 \text{ in} + 2 \cdot 1,77 \text{ in}$$

$$= 40,94 \text{ in}$$

$$h = 0,25 \cdot D_o$$

$$= 0,25 \cdot 40,94 \text{ in}$$

$$= 10,235 \text{ in}$$

$$L = X + 2 \cdot \left(\frac{1}{3} h \right)$$

$$= 175 \text{ in} + \left(\frac{1}{3} \cdot 10,235 \text{ in} \right)$$

$$= 178,41 \text{ in}$$

Dengan demikian maka ketebalan dinding yang diperlukan tidak dapat diketahui karena panjang bejana tekan (L) melampaui batas maksimum pada grafik.

Memeriksa Ketebalan Dinding Shell Berdasarkan Perhitungan Tekanan Internal

1) Ketebalan Dinding Shell (t)

Ketebalan dinding adalah ketebalan dinding berdasarkan hasil perhitungan dengan tekanan internal yaitu 1,5625 in. Dengan demikian maka diperoleh :

$$\begin{aligned} D_o &= D_i + 2 \cdot t \\ &= 37,4 \text{ in} + 2 \cdot 1,5625 \text{ in} \\ &= 40,525 \text{ in} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} h &= 0,25 \cdot D_o & L &= X + 2 \cdot \left(\frac{1}{3}h\right) \\ &= 0,25 \cdot 40,525 \text{ in} & &= 175 \text{ in} + \left(\frac{1}{3} \cdot 10,13 \text{ in}\right) \\ &= 10,13 \text{ in} & &= 178,38 \text{ in} \end{aligned}$$

2) Menentukan Faktor A

Dengan data :

$$L/Do = 178,38 \text{ in} / 40,525 \text{ in} = 4,4$$

$$Do/t = 40,525 \text{ in} / 1,5625 \text{ in} = 26,2$$

maka didapat Faktor A sebesar **0,002**.

3) Menentukan Faktor B

Dengan data :

$$A = 0,002$$

$$E = 29.000.000$$

maka didapat Faktor B sebesar **15000** (lihat lampiran 9).

4) Menghitung Tekanan Ijin Maksimum (Pa)

Besarnya tekanan ijin maksimum ditentukan dengan melakukan perhitungan sebagai berikut :

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

$$P_a = \frac{4 \cdot (15000)}{3 \cdot (26,2)}$$

$$P_a = 763,36 \text{ psi}$$

Dengan demikian maka desain *shell* dengan ketebalan dinding sebesar 1,5625 in sudah memenuhi atau aman karena berdasarkan perhitungan di atas didapat tekanan ijin maksimum *shell* (Pa) 763,36 psi, lebih besar dibandingkan tekanan eksternal (*full vacuum*) yaitu 14,7 psi.

b. Desain *Ellipsoidal Head*

Menghitung Ketebalan Dinding yang Diperlukan

1) Ketebalan Head (t)

Ketebalan head yang diperlukan dihitung dengan persamaan pada

perhitungan tekanan internal dengan tekanan desain (Pd) 1,67 kali tekanan eksternal.

$$P_d = 1,67 \cdot P_{Ext}$$

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

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

Dengan demikian maka besarnya ketebalan head berdasarkan tekanan eksternal adalah :

$$t = \frac{P_d \cdot D_{cor}}{2 \cdot S \cdot E - 0,2 \cdot P_d}$$

$$t = \frac{(24,549 \text{ psi}) \cdot (37,64 \text{ in})}{2 \cdot (19500 \text{ psi}) \cdot (1) - 0,2 \cdot (24,549 \text{ psi})}$$

$$t = 0,0237 \text{ in} + 0,1181 \text{ in}$$

$$t = 0,1418 \text{ in}$$

Jika dibulatkan, maka dapat dipilih ketebalan sesuai dengan yang ada di pasaran yaitu sebesar **0,25 in**.

2) Menentukan Faktor A

Nilai A ditentukan dengan perhitungan sebagai berikut :

$$A = \frac{0,125}{\frac{R_o}{t}}$$

$$A = \frac{0,125}{\frac{36,47 \text{ in}}{0,25 \text{ in}}}$$

$$A = 0,000857$$

3) Menentukan Faktor B

Besarnya nilai dari faktor B ditentukan sebagai berikut:

Dengan data :

$$A = 0,000857$$

$$E = 29.000.000$$

Didapat nilai **B = 11500** (lihat lampiran 10)

4) Menghitung Tekanan Ijin Maksimum (Pa)

$$P_a = \frac{B}{\frac{R_o}{t}}$$

$$P_a = \frac{11500}{\frac{36,47 \text{ in}}{0,25 \text{ in}}}$$

$$P_a = 78,83 \text{ psi}$$

Memeriksa Ketebalan Dinding Head Berdasarkan Perhitungan dengan Tekanan Internal

1) Ketebalan Dinding
Ketebalan dinding yang digunakan berdasarkan perhitungan tekanan internal adalah sebesar **1,5 in.**

2) Menentukan Faktor A
Nilai dari faktor A ditentukan sebagai berikut :

$$A = \frac{0,125}{R_o/t}$$

$$A = \frac{0,125}{36,47 \text{ in} / 1,5 \text{ in}}$$

$$A = 0,0051$$

3) Menentukan Nilai B
Dengan data :

$$A = 0,0051$$

$$E = 29.000.000$$

Didapat nilai **B = 17000**

4) Menghitung Tekanan Ijin Maksimum (Pa)

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

$$P_a = \frac{17.000}{36,47 \text{ in} / 1,5 \text{ in}}$$

$$P_a = 699,2 \text{ psi}$$

Beban Angin

Dengan data kecepatan angin sebesar 100,66 mph maka didapat besarnya *Wind Pressure* (P_w) sebagai berikut :

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

$$P_w = 0,0025 \cdot 100,66^2$$

$$P_w = 25,33 \text{ psf}$$

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

Beban Gempa

Sebelum menentukan nilai V, terlebih dulu menentukan nilai C yang besarnya harus kurang dari 2,75. Berikut langkah-langkahnya :

a. Menentukan Periode Getaran

$$T = C_t \cdot H^{\frac{3}{4}} = 0,035 \cdot 234,06^{\frac{3}{4}} \text{ in} = 2,09 \text{ detik}$$

b. Menghitung Nilai C

Dengan mengasumsikan nilai koefisien karakteristik tanah, S adalah 1,5, maka :

$$C = \frac{1,25 \cdot S}{T^{\frac{2}{3}}} = \frac{1,25 \cdot 1,5}{2,09^{\frac{2}{3}}} = 1,15 < 2,75 \text{ Maka}$$

besarnya *Total Seismic Shear* dapat ditentukan dengan persamaan berikut :

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

$$V = \frac{(0,15) \cdot (1) \cdot (1,15)}{2,9} \cdot 22487,15 \text{ lb}$$

$$V = 1337,59 \text{ lb}$$

Desain Skirt Support

a. Menentukan Lebar Bejana dengan Insulasi (D_I)

Karena tidak terdapat insulasi pada bejana tekan ini, maka :

$$D_I = D_o$$

$$D_I = 40,525 \text{ in}$$

b. Menentukan total gaya gempa horizontal (F_t)

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

$$F_t = 0,07 \cdot 2,09 \cdot 1337,59 \text{ lb}$$

$$F_t = 195,69 \text{ lb}$$

c. Menentukan Momen Maksimum di Dasar Bejana (M)

Momen di dasar bejana (M) ditentukan sebagai berikut :

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

$$M = (195,69 \text{ lb}) \cdot (234,06 \text{ in}) + (1337,59 \text{ lb} - 195,69 \text{ lb}) \cdot \left(\frac{2 \cdot (234,06 \text{ in})}{3} \right)$$

$$M = 223985,28 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

d. Menentukan Momen pada Sambungan Bawah (M_T)

Besarnya momen pada sambungan bawah ditentukan sebagai berikut :

$$M_T = M - h_T \cdot (V - 0,5 \cdot P_w \cdot D_I \cdot h_T)$$

$$M_T = 223985,28 \text{ lb} \cdot \text{in} - 59,06 \text{ in} \cdot (1337,59 \text{ lb} - 0,5 \cdot 0,1759 \text{ psi} \cdot 40,525 \text{ in} \cdot 59,06 \text{ in})$$

$$M_T = 157419,35 \text{ lb} \cdot \text{in}$$

e. Menentukan Ketebalan Skirt (t)

Jika diasumsikan sambungan las dari skirt ke head adalah *butt weld*, maka nilai efisiensi sambungannya 0,6 sehingga

besarnya ketebalan dinding skirt adalah sebagai berikut :

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

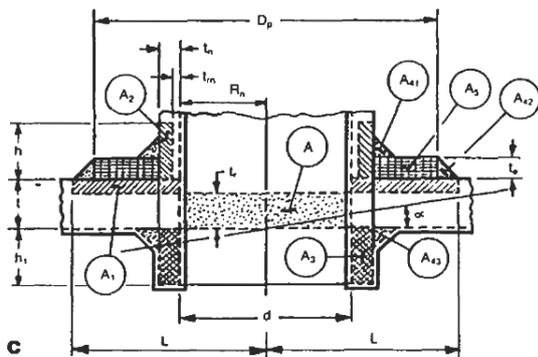
$$t = \frac{12 \cdot (157419,35 \text{ lb} \cdot \text{in})}{(20,26 \text{ in})^2 \cdot (3,14) \cdot (19500 \text{ psi}) \cdot (0,6)} + \frac{(22487,15 \text{ lb})}{(40,525 \text{ in}) \cdot (3,14) \cdot (19500 \text{ psi}) \cdot (0,6)}$$

$$t = 0,14 \text{ in} + 0,1181 \text{ in}$$

$$t = 0,258 \text{ in}$$

Maka dibulatkan sesuai dengan standar ketebalan yang ada di pasaran menjadi **0,3125 in.**

Desain Penguat Opening



Gambar 2. Opening

a. Ketebalan Dinding yang Diperlukan

1) Shell

$$t_r = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P}$$

$$= \frac{(1421,37 \text{ psi}) \cdot (18,7 \text{ in})}{(19.500 \text{ psi}) \cdot (1,00) - 0,6 \cdot (1421,37 \text{ psi})} \quad 2)$$

$$= 1,425 \text{ in}$$

Nozzle

$$t_{rn} = \frac{P \cdot R_n}{S \cdot E - 0,6 \cdot P}$$

$$= \frac{(1421,37 \text{ psi}) \cdot (3,8125 \text{ in})}{(21.900 \text{ psi}) \cdot (1,00) - 0,6 \cdot (1421,37 \text{ psi})}$$

$$= 0,257 \text{ in}$$

b. Bidang Penguatan

Luas bidang penguatan opening yang dibutuhkan ditentukan sebagai berikut :

$$A = d \cdot t_r = 7,625 \text{ in} \cdot 1,425 \text{ in} = 10,87 \text{ in}^2$$

c. Bidang yang Tersedia untuk Penguatan

Bidang yang tersedia untuk penguatan opening atau nozzle terdiri dari bidang A1, A2, A3, A4 dan A5.

1) Luas Bidang A1

Luas bidang A1 yang digunakan adalah luas yang lebih besar di antara kedua perhitungan berikut :

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

$$= (1,5625 \text{ in} - 1,4250 \text{ in}) \cdot 1,5625 \text{ in}$$

$$= 1,05 \text{ in}^2$$

atau

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

$$= (1,5625 \text{ in} - 1,4250 \text{ in}) \cdot (0,5 \text{ in} + 1,5625 \text{ in}) \cdot 2$$

$$= 0,57 \text{ in}^2$$

maka dipilih **A1 = 1,05 in²**

2) Luas Bidang A2

Luas bidang A2 yang digunakan adalah luasan yang lebih kecil berdasarkan perhitungan berikut :

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

$$A_2 = (0,5 \text{ in} - 0,257 \text{ in}) \cdot 5 \cdot 1,5625 \text{ in} \text{ atau}$$

$$A_2 = 1,77 \text{ in}^2$$

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

$$A_2 = (0,5 \text{ in} - 0,257 \text{ in}) \cdot 5 \cdot (0,5 \text{ in})$$

$$A_2 = 0,607 \text{ in}^2$$

maka dipilih **A2 = 0,607 in²**

3) Luas Bidang Projection Inside (A3)

Besarnya luas bidang A3 ditentukan sebagai berikut:

$$A_3 = 2 \cdot h \cdot (t_n - c)$$

$$A_3 = 2 \cdot (0,75 \text{ in}) \cdot (0,5 \text{ in} - 0,1181 \text{ in})$$

$$A_3 = 0,573 \text{ in}^2$$

4) Luas Bidang Pengelasan (A4)

Bidang pengelasan yang terdapat pada nozzle N1 ada 3. Sehingga besarnya luas bidang A4 ditentukan sebagai berikut :

$$A_{4-1} = 2 \cdot 0,5 \cdot (0,6 \text{ in})^2 = 0,36 \text{ in}^2$$

$$A_{4-3} = 2 \cdot 0,5 \cdot (0,4 \text{ in})^2 = 0,16 \text{ in}^2$$

Maka,

$$A_4 = A_{4-1} + A_{4-3} = 0,36 \text{ in} + 0,16 \text{ in} = 0,52 \text{ in}^2$$

4) Luas Bidang A5

Karena jenis nozzle yang digunakan tidak menggunakan pelat penguat (pad) atau *self-reinforcing nozzle* maka luas bidang A5 adalah 0 in².

Maka jumlah bidang yang tersedia :

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 = 1,05 + 0,607 + 0,573 + 0,52 + 0$$

$$= 2,75 \text{ in}^2$$

Dengan demikian dapat disimpulkan jika nilai A masih lebih besar dari jumlah luas bidang A1, A2, A3, dan A4 sehingga pada nozzle N1 diperlukan pelat penguat.

Namun pada bejana tekan ini semua jenis nozzle yang digunakan adalah *Self Reinforcing Nozzle* sehingga tidak diperlukan adanya pelat penguat tambahan.

Untuk hasil perhitungan pada nozzle lainnya dapat dilihat pada tabel sebagai berikut :

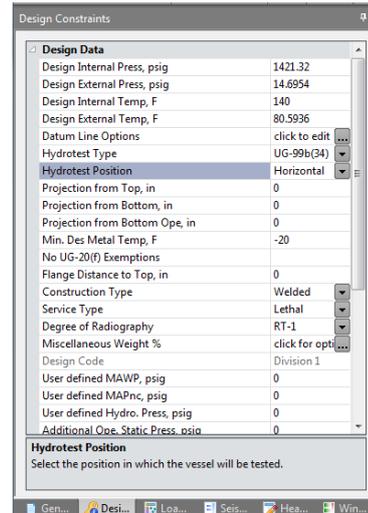
Tabel 2. Hasil Perhitungan Penguatan Nozzle

Nozzle	NPS (in)	D (in)	t _n (in)	Luas yang diperlukan (in ²)	Luas yang Tersedia (in ²)	Pelat Penguat
N1	8	7,625	0,5	10,866	2,75	PERLU
N2	6	5,761	0,432	8,469	2,005	PERLU
N3	2	1,689	0,343	2,407	1,849	PERLU
N4	2	1,689	0,343	2,407	1,849	PERLU
N5	3	2,624	0,438	3,739	2,283	PERLU
N6	3	2,624	0,438	3,857	2,103	PERLU
N7	2	1,689	0,343	2,483	1,678	PERLU
N8	2	1,689	0,343	2,407	1,849	PERLU
K5	2	1,689	0,343	2,407	1,849	PERLU
K6	2	1,689	0,343	2,407	1,849	PERLU
K1A	4	3,438	0,531	4,899	2,775	PERLU
K2A	4	3,438	0,531	4,899	2,775	PERLU
K3A	4	3,438	0,531	4,899	2,775	PERLU
K4A	4	3,438	0,531	4,899	2,775	PERLU
K1B	4	3,438	0,531	4,899	2,775	PERLU
K2B	4	3,438	0,531	4,899	2,775	PERLU
K3B	4	3,438	0,531	4,899	2,775	PERLU
K4B	4	3,438	0,531	4,899	2,775	PERLU
M1	20	17,94	1,968	25,562	6,862	PERLU

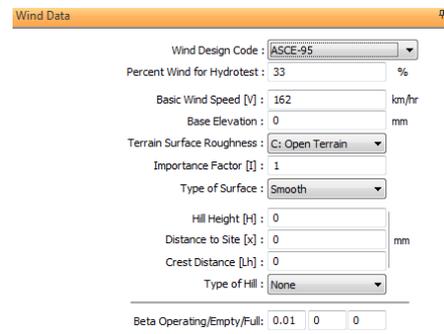
2. Perancangan Bejana Tekan dengan Software PV Elite 2014

Perancangan bejana tekan dengan software PV Elite dilakukan dalam beberapa tahap dengan menggunakan data yang sudah ada. Tahap-tahap perancangan bejana tekan *Slug Catcher* diuraikan sebagai berikut.

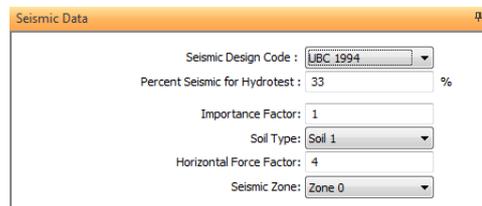
Input Desain Data



Gambar 3. Input Beban Bejana



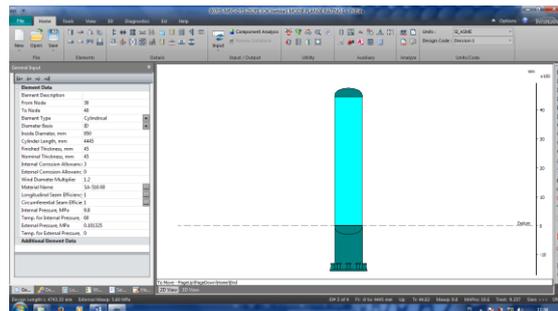
Gambar 4. Input Beban Angin



Gambar 5. Input Beban Gempa

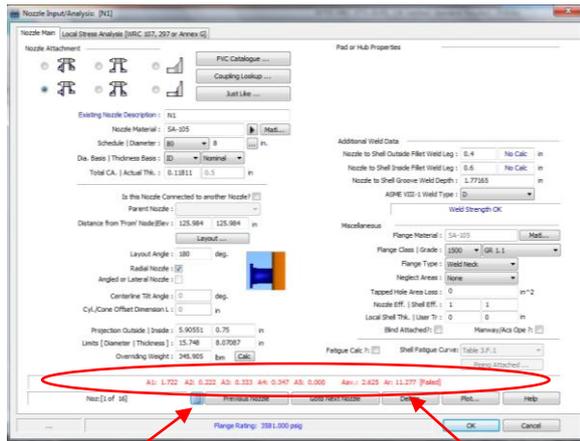
Membuat Model Bejana Tekan

Model bejana dibuat dari skirt kemudian dilanjutkan dengan head bagian bawah, shell dan head bagian bawah.



Gambar 6. Pemodelan Bejana

a. Desain Nozzle

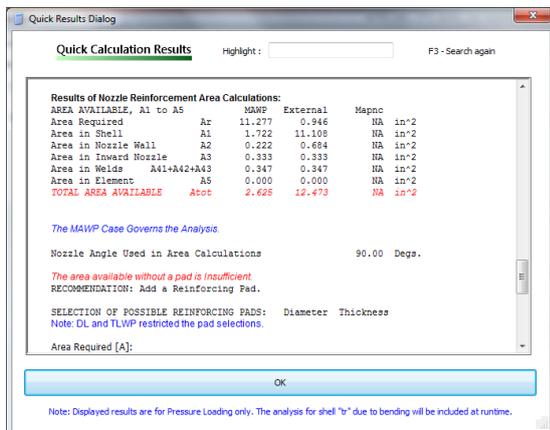


Quick Calculation

Warning

Gambar 7. Desain Nozzle

Dari gambar di atas dapat dilihat bahwa terdapat *warning* pada desain nozzle. *Warning* tersebut dapat diketahui penyebabnya dengan menekan (klik) pada *Quick Calculation*. Dapat diketahui bahwa *warning* tersebut dikarenakan pada nozzle N1 memerlukan penguat.



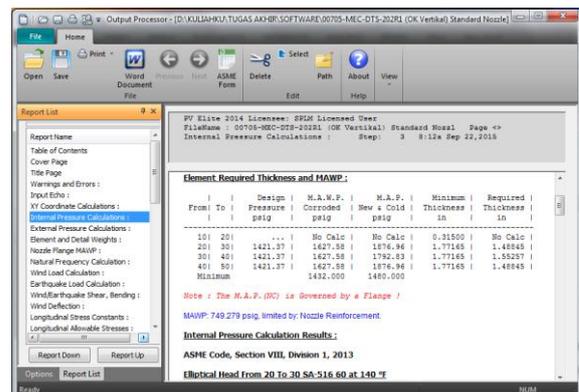
Gambar 8. Quick Calculation

Hal tersebut juga terjadi untuk semua nozzle yang ada. Hal ini membuktikan bahwa klaim dari vendor untuk menggunakan nozzle jenis self-reinforcing nozzle adalah benar sehingga perlu dilakukan pergantian jenis nozzle pada model yang telah dibuat.

Karena jenis *nozzle* yang digunakan adalah *self reinforcing nozzle*, maka penguatan berupa ukuran *hub thickness*, *hub height*, dan *bevel height*. Pada perancangan ini nilai dari ketiga ukuran tersebut diasumsikan hingga tidak terdapat peringatan, hanya saja untuk ukuran *hub thickness* disesuaikan dengan ketebalan standar yang ada di pasaran. Dengan demikian

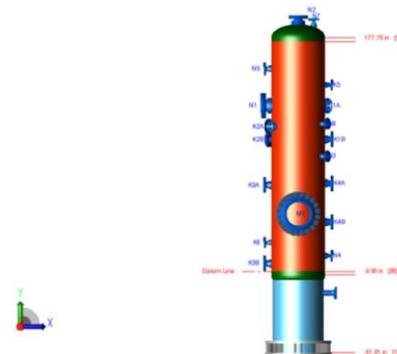
dengan melakukan input data dalam proses perancangan nozzle dengan software dapat diketahui berapa ukuran *hub thickness* yang diperlukan untuk masing-masing nozzle.

Peringatan tersebut juga disebabkan elemen lainnya yaitu flange. Berdasarkan hasil perhitungan, tekanan ijin maksimum dibatasi oleh *flange*. Maka untuk *nozzle* dengan rating flange 600 lb perlu dinaikkan menjadi 900 lb.



Gambar 9. Warning

Setelah desain selesai akan mendapatkan hasil seperti pada gambar di bawah ini.



Gambar 10. Hasil Pemodelan Bejana Tekan *Slug Catcher*

Hasil Perhitungan

Hasil perhitungan dapat diketahui dengan melakukan klik pada ikon Analyze atau menekan tombol F12 pada keyboard.

3. Perbandingan Hasil Perancangan

Berdasarkan perancangan yang telah dilakukan dengan cara manual dan dengan bantuan perangkat lunak PV Elite, maka hasil perancangan tersebut dapat dibandingkan satu sama lain.

Tabel 3. Perbandingan Hasil Perancangan

Parameter	Hasil Perhitungan	
	Manual	PV Elite
Tebal Shell Terhitung (in)	1,5435	1,5526
Tebal Shell Pembulatan (in)	1,5625	-
Desain Tekanan Internal		
Tebal Head Teritung (in)	1,4912	1,4947
Tebal Head Pembulatan (in)	1,5	-
MAWP Shell (psi)	1424,31	1621,20
MAWP Head (psi)	1478,15	1706,05
Tekanan Tes Hidrostatik (psi)	2186,72	1895,16
Tebal Dinding Shell yang Diperlukan (in)	-	0,241
Tebal Dinding Shell (in)	1,5625	1,654
Desain Tekanan Eksternal		
Tebal Dinding Head yang Diperlukan (in)	0,1418	0,1416
Tebal Dinding Head (in)	1,5	1,654
Tekanan Ijin Maks. Shell (psi)	763,35	838,10
Tekanan Ijin Maks. Head (psi)	699,2	785,17
Beban Angin		
Design Wind Force (lbf)	2055,14	-
Wind Pressure (psf)	25,33	26,72
Beban Gempa Desain Skirt		
Total Seismic Shear (lb)	1337,59	1830,1
Tebal Dinding Skirt (in)	0,3125	0,315

Tabel 4. Perbandingan Hasil Perhitungan Bidang Penguatan Nozzle

Nozzle	Manual		PV Elite	
	Luas yang dibutuhkan (in ²)	Luas yang Tersedia (in ²)	Luas yang dibutuhkan (in ²)	Luas yang Tersedia (in ²)
N1	10,866	2,748	11,330	2,570
N2	8,469	2,005	6,707	3,180
N3	2,407	1,849	2,772	1,358
N4	2,407	1,849	2,759	1,384
N5	3,739	2,283	4,122	1,554
N6	3,857	2,103	3,447	2,274
N7	2,483	1,678	2,566	2,138
N8	2,407	1,849	2,772	1,358
K5	2,407	1,849	2,772	1,358
K6	2,407	1,849	2,772	1,358
K1A	4,899	2,775	5,295	2,163
K2A	4,899	2,775	5,295	2,163
K3A	4,899	2,775	5,295	2,163
K4A	4,899	2,775	5,295	2,163

K1B	4,899	2,775	5,295	2,163
K2B	4,899	2,775	5,295	2,163
K3B	4,899	2,775	5,295	2,163
K4B	4,899	2,775	5,295	2,163
M1	25,562	6,862	26,162	6,050

Analisis Hasil Perancangan

Dari tabel di atas dapat dilihat bahwa terdapat perbedaan yang cukup besar untuk beberapa parameter antara hasil yang didapatkan dari perhitungan manual dengan hasil perhitungan software PV Elite 2014.

a. MAWP Shell & MAWP Head

Perbedaan hasil yang terjadi dikarenakan perhitungan MAWP pada software PV Elite 2014 berdasarkan ketebalan aktual sesuai dengan input data yang dilakukan sebelumnya, sedangkan pada perhitungan manual berdasarkan ketebalan yang diperoleh dari hasil perhitungan ketebalan untuk kondisi *corroded*.

b. Tekanan Hidrostatik

Perhitungan untuk tes hidrostatik harus dengan standar UG-99. Hasil perhitungan manual didapat tekanan hidrostatik sebesar 2186,72 psi, sedangkan dari perhitungan software didapat 1895,16 psi. Perbedaan yang cukup besar tersebut disebabkan oleh :

- 1) Pada perhitungan manual perhitungan tes hidrostatik menggunakan standar UG-99 (e) sehingga persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut :

$$P = 1,5 \cdot \text{Tekanan Desain} \cdot \frac{\text{Kekuatan Material @ Suhu Tes}}{\text{Kekuatan Material @ Suhu Desain}}$$

- 2) Pada software PV Elite 2014 perhitungan tes hidrostatik menggunakan standar UG-99 (b) dimana persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut :

$$P = 1,3 \cdot \text{Tekanan Desain} \cdot \frac{\text{Kekuatan Material @ Suhu Tes}}{\text{Kekuatan Material @ Suhu Desain}}$$

c. Tekanan Ijin Maksimum Shell & Head

Perbedaan yang timbul antara hasil perhitungan manual dan software disebabkan oleh:

- 1) Pada perhitungan manual ketebalan dinding shell maupun head yang digunakan untuk perhitungan berdasarkan asumsi dari hasil perhitungan pada

tekanan internal yang dilakukan sebelumnya. Hal tersebut bertujuan untuk memeriksa apakah dengan ketebalan tersebut aman untuk tekanan eksternal. Namun perhitungan manual untuk mengetahui ketebalan minimum yang diperlukan untuk menahan tekanan eksternal juga dilakukan dan hasilnya hampir sama atau mendekati pada hasil perhitungan pada software.

- 2) Pada perhitungan software ketebalan dinding shell dan head yang digunakan berdasarkan ketebalan aktual sesuai dengan input data desain sehingga hasil perhitungan tekanan ijin maksimumnya menjadi lebih besar.

Selain itu, perbedaan hasil tersebut juga dapat disebabkan oleh ketidakakuratan dalam pembacaan grafik dalam proses perhitungan manual untuk mendapatkan nilai dari faktor A dan faktor B. Meskipun hasil dari keduanya berbeda namun standar perhitungan yang dilakukan sudah sama yaitu sesuai dengan standar ASME VIII Divisi I.

d. Desain *Skirt Support*

Desain *skirt support* berdasarkan perhitungan manual didapatkan ketebalan dinding skirt 0,258 in sehingga dibulatkan menjadi 0,3125 in. Ketebalan tersebut hampir sama atau mendekati data dari vendor yaitu 0,315 atau sekitar 8 mm. Berdasarkan perancangan dengan PV Elite, tidak terdapat hasil perhitungan untuk ketebalan yang diperlukan. Perhitungan pada PV Elite hanya menganalisa tegangan aksial yang terjadi pada skirt berdasarkan ketebalan skirt aktual.

e. Desain Penguat Opening

Dari hasil perbandingan hasil untuk kedua metode perancangan dapat dilihat jika hasil yang didapatkan angkanya tidak jauh berbeda.

PENUTUP

Kesimpulan

Berdasarkan pembahasan mengenai perancangan bejana tekan dengan perhitungan manual dan perancangan dengan perangkat lunak PV Elite yang telah dilakukan maka dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

- a. Berdasarkan perhitungan manual didapatkan ketebalan dinding shell 1,5625 in, ketebalan head 1,5 in dan ketebalan dinding skirt 0,258 in. Tekanan ijin maksimum yang dapat diterima shell dan head masing-masing adalah 1424,31 psi dan 1478,15 psi. Dengan tekanan desain sebesar 1421,37 psig didapat tekanan tes hidrostatis sebesar 2186,72 psig. kemudian bejana tekan menerima *wind force* sebesar 2055,14 dan *wind pressure* sebesar 25,33 psf. Beban gempa memberikan pengaruh terhadap bejana tekan berupa gaya geser atau *total seismic shear* (V) pada dasar bejana tekan sebesar 1337,59 lb. Berdasarkan perhitungan desain opening, semua nozzle memerlukan pelat penguat (pad). Hal tersebut menunjukkan bahwa klaim vendor terhadap tipe nozzle yang digunakan yaitu *self reinforcing nozzle* benar.
- b. Perancangan dengan software memakan waktu yang lebih cepat dan mendapatkan hasil yang tidak jauh berbeda jika dibandingkan dengan perhitungan manual.
- c. Terdapat perbedaan yang cukup besar, diantaranya MAWP pada tekanan internal untuk shell dan head. Pada perhitungan manual didapat 1424,31 psi dan 1478,15 psi sedangkan pada perhitungan software 1621,20 psi dan 1706,05 psi. Kemudian hasil perhitungan tekanan tes hidrostatis berdasarkan perhitungan manual didapat 2186,72 psi sedangkan pada software 1895,16 psi. Perbedaan juga terjadi pada perhitungan tekanan ijin maksimum untuk tekanan eksternal. Pada perhitungan manual untuk shell dan head didapat tekanan ijin maksimum 763,35 psi dan 699,2 psi, sedangkan pada software lebih besar untuk shell dan head masing-masing 838,10 psi dan 785,17 psi. Walaupun terdapat perbedaan hasil, namun standar yang digunakan sama sehingga data-data hasil perancangan dapat dipercaya.

Berdasarkan hasil perancangan yang telah dilakukan maka dengan ketebalan shell dan head sebesar 1,6535 in bejana tekan sudah aman. Namun, dapat diketahui juga bahwa komponen yang paling kritis dalam menerima beban

tekanan adalah flange dengan rating 600# karena memiliki tekanan ijin maksimum sebesar 1350 psi yang lebih kecil dari tekanan desainnya yaitu 1421,37 psi. Maka rating flange perlu dinaikkan karena jika tidak akan meningkatkan resiko terjadinya kegagalan.

Saran

Berdasarkan perancangan yang telah dilakukan terdapat beberapa hal yang dapat disarankan, antara lain :

- a. Proses perancangan harus berdasarkan standar yang diakui.
- b. Perancangan bejana tekan dengan bantuan software PV Elite lebih disarankan karena mendapatkan hasil yang akurat serta lebih efisien karena memakan waktu yang lebih sedikit dibandingkan dengan melakukan perhitungan manual.
- c. Perlu adanya penelitian lebih lanjut mengenai pengaruh adanya elemen-elemen detail bejana tekan lainnya terhadap hasil perancangan bejana tekan.
- d. Perlu adanya penelitian lebih lanjut mengenai perancangan bejana tekan dengan mempertimbangkan kondisi operasi di Indonesia.

DAFTAR PUSTAKA

- Abdalla, J.A., 2005. *“Dynamic Response of UAE Buildings Earthquakes”*, Associate Professor and Chair of Civil Engineering Department, American University of Sharjah, Sharjah, Uni Arab Emirates.
- ASME, 2008. *“ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division 1”*, ASME Press, New York.
- Aziz A., Hamid, A., dan Hidayat, I., 2014. *“Perancangan Bejana Tekan (Pressure Vessel) untuk Separasi 3 Fasa”*, Sinergi, Volume 18, No. 1, Yogyakarta.
- Carucci, Vincent A., 1999. *“Overview of Pressure Vessel Design”*, Carmagen Engineering, Inc., Rockaway, USA.
- Ellenberger, P.J., Chuse, R., dan Carson, B.E., 2004. *“Pressure Vessels”*, The McGraw-Hill Companies.
- Farr, J. R. and Jawad, M.H., 2001. *“Guidebook for The Design of ASME Section VIII Pressure Vessel”*, Second Edition, ASME Press, New York.
- Ghanbari, G., Liaghat, M.A., Sadeghian, A., Mahootchi, A., Sokouti, I., Heidary, R., Mohammadi, M.H., Ansarifard, A. dan Seraj, M., 2011. *“Pressure Vessel Design, Guides & Procedures”*, Hampa Energy Engineering & Design Company, hEDCO.
- Gupta, Shyam R. dan Deshal, A., 2014. *“Design of Horizontal Pressure Vessel Using PVElite Software”*, International Journal for Innovative Research in Science & Technology, Vol. 1, Issue 1, Gujarat.
- Kumar, V. dan Kumar, P., 2014. *“Mechanical Design of Pressure Vessel by Using PV-Elite Software”*, International Journal of Scientific and Research Publications, ISSN: 2250-3153, Vol. 4 Issue 4, Haryana, India.
- Moss, Dennis R., 2004. *“Pressure Vessel Design Manual”*, Gulf Professional Engineering, Burlington, USA.
- Megyesy, Eugene F., 1998. *“Pressure Vessel Handbook”*, Eleventh Edition, Pressure Vessel Publishing Inc., Tulsa, Oklahoma.
- Satrijo, Djoell dan Habsya, Syarief A., 2012. *“Perancangan dan Analisa Tegangan pada Bejana Tekan Horizontal dengan Metode Elemen Hingga”*, Jurnal Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro, Semarang.
- Tayade, R.M., Kumbhani, Ankid D., dan Vyas, Binesh P., 2013. *“Design of Vertical Pressure Vessel Using Pvelite Software”*, International Journal of Engineering Research & Technology, ISSN:2278-0181, Vol. 2 Issue 3, Maharashtra, India.