



Perancangan Bejana Tekan Dalam Aspek Kekuatan Mekanik Pada *Banyu Urip Project Cepu*

Yudhi Chandra Dwiaji

Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Mercu Buana
yudhichandra7@gmail.com*

Abstract

The shell, head, nozzle, and supports of pressure vessels are based on the results of manual calculations and are widely used in petrochemical plants, energy (power plants), oil and gas (oil and gas plants), and the industrial sector as a whole. The objective of this analysis is to comprehend the code that is used in the vertical pressure vessel design calculations so that they can be utilized in the field. The purpose, aesthetic value, and working environment of the pressure vessel must all be taken into consideration when designing its shape. Design pressure, the ship's dead weight, wind loads, earthquake-related loads, and combined loads are among the ship's loads. The ASME Part VIII Division I code standards are utilized when designing pressure vessels. Microsoft Excel software is used to calculate the shell thickness, head, nozzle, and support, or manual calculation is used. The thicknesses of the shell, head, nozzle, and support vary according to the results of the manual calculations. Shell thickness 1: 13mm, shell thickness 2: 16mm, shell thickness 3: 16mm, top head thickness: 13mm, bot head thickness: 16mm, nozzle thickness: 6mm, skirt thickness: 22mm.

Keywords: shell, head, nozzle, pressure vessels.

Abstrak

Shell, head, nozzle, dan penyangga bejana tekan berdasarkan hasil perhitungan manual dan banyak digunakan di pabrik petrokimia, energi (pembangkit listrik), minyak dan gas (pabrik minyak dan gas), dan sektor industri sebagai utuh. Analisis yang digunakan menggunakan software PV Elite dimana bertujuan untuk memahami kode-kode yang digunakan dalam perhitungan desain bejana tekan vertikal sehingga dapat dimanfaatkan di lapangan, dengan penambahan perhitungan manual. Tujuan, nilai estetika, dan lingkungan kerja bejana tekan semuanya harus dipertimbangkan saat mendesain bentuknya. Tekanan desain, bobot mati kapal, beban angin, beban terkait gempa, dan beban gabungan termasuk beban kapal. Standar kode ASME Bagian VIII Divisi I digunakan saat merancang bejana tekan. Perangkat lunak Microsoft Excel digunakan untuk menghitung ketebalan shell, head, nozzle, dan support, atau perhitungan manual digunakan. Ketebalan shell, head, nozzle, dan support bervariasi menurut hasil perhitungan manual. Tebal shell 1 : 13mm , tebal shell 2 : 16mm , tebal shell 3 : 16mm , tebal top head : 13mm , tebal bot head : 16mm , tebal nozzle : 6mm , tebal skirt : 22mm

Kata kunci: shell, head, nozzle, bejana tekan.

1. Pendahuluan

Pressure vessel atau bejana tekan merupakan objek yang paling utama dalam proses *facility*. Bejana tekan biasanya berbentuk horizontal dan vertikal dalam sebuah *pkant*, bejana tekan memiliki kekuatan ketahanan dengan minimum 15 Psi [1]. Bejana tekan berbentuk silinder umumnya digunakan disektor industri untuk menampung cairan dan gas dibawah tekanan [2]. Desain umum bejana tekan adalah berbentuk silinder dengan penutup ujung atau disebut sebagai kepala (*head*) [3].

Pada dasarnya *pressure vessel* atau bejana tekan di tentukan oleh ketebalan dinding. Beberapa faktor biasanya harus dipertimbangkan saat melakukan proses mendesain. Faktor yang paling penting adalah pemilihan bahan baku untuk berbagai macam komponen, dan aspek *manufactur*. [4] Untuk melakukan proses bejana tekan membutuhkan muatan seperti fluida atau cairan lainnya untuk diproses. Untuk mendapatkan hasil perhitungan yang sangat terinci menggunakan metode

elemen hingga menjadi dasar yang sangat penting untuk analisis tegangan pada bejana tekan [5].

Kecelakaan fatal telah terjadi dalam sejarah bejana tekan, bejana tekan sendiri memiliki tingkat ketahanan maksimum. Secara umum tekanan operasi yang lebih tinggi pada bejana tekan akan lebih besar menghasilkan energi yang dilepaskan dan mengarah pada konsekuensi yang lebih buruk bahayanya jika isi bejana tekan berisi cairan mudah terbakar atau beracun [6].

Nilai faktor keselamatan masih ditentukan berdasarkan pengalaman. Teknik mengingat sangat pentingnya keamanan dalam operasional bejana tekan harus dirancang memenuhi persyaratan standar yang berlaku.

2. Metode Penelitian

Tahapan yang ada pada proses analisis *design pressure vessel* yang akan dilaksanakan meliputi :

2.1. Pengambilan Data dan Tujuan Penelitian

Tahap identifikasi awal dilakukan untuk menetapkan tujuan dan melakukan perhitungan awal dan mengetahui data-data yang akan membantu perhitungan.

Tujuan penelitian adalah mengetahui dan memahami perhitungan desain *pressure vessel vertical* serta memahami kode yang digunakan dalam perhitungan sehingga dapat diaplikasikan di lapangan.

2.2. Tahap Pengolahan Data dan Analisis

Tahap pengolahan data merupakan tindak lanjut dari pengumpulan data yang telah dilakukan. Adapun tahap pengolahan data ini antara lain:

- Menghitung, *thickness shell, head, nozzle & support, seismic design* dengan menggunakan microsoft excel dan dibantu dengan software *compress*.
- Dari hasil analisis yang terjadi baik perhitungan microsoft excel harus memenuhi kriteria standar ASME Div. VIII Sec. I.
- Apabila nilai *calculation* melebihi kriteria yang telah ditentukan standard ASME Div. VIII Sec. I, maka desain harus dirubah dan mengulang kembali ke langkah awal.

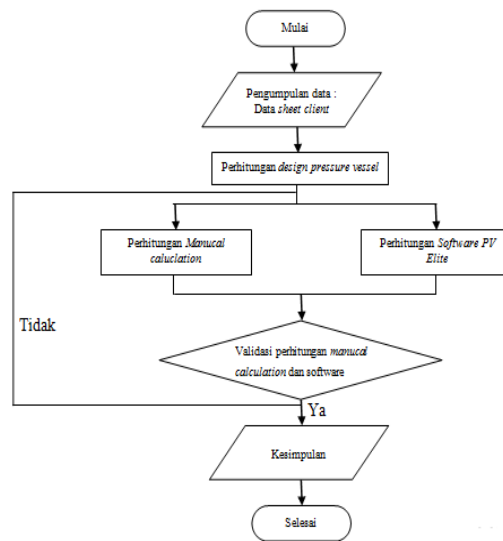
Selanjutnya dilakukan analisa terhadap data yang telah diolah. Data tersebut digunakan sebagai acuan untuk menentukan aman atau tidaknya desain tersebut. Selanjutnya dilakukan analisa terhadap data yang telah diolah. Data tersebut digunakan sebagai acuan untuk menentukan aman atau tidaknya desain tersebut.

Alat dan bahan yang digunakan untuk penelitian ini antara lain sebagai berikut:

- Data sheet *Pressure Vessel Crude Oil Stripper (Item No. NAF625503 / NAF625603)*
- Software Microsoft Excel

Berikut ini merupakan diagram alir dari langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian untuk

memperoleh data dan menganalisis data seperti pada gambar 1 di bawah ini:



Gambar 1. Proses Penelitian

2.3. Bejana Tekan (*Pressure Vessel*)

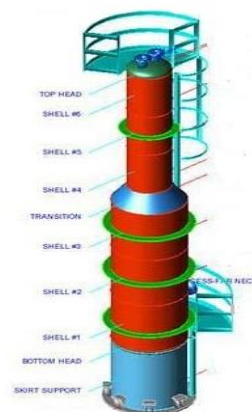
Bejana Tekan (*Pressure Vessel*) merupakan suatu tangki/wadah tertutup yang dirancang untuk menampung fluida pada temperatur yang berbeda dari temperatur lingkungan [7]. Standar pertama *pressure vessel* di luncurkan pada tahun 1911 yang akhirnya diterbitkan pada tahun 1915. *ASME Boiler and Pressure Vessel* telah mematenkan kode desain standar dan prosedur untuk mengembangkan bejana tekan melebihi nilai tekanan 15 Psi [8]

2.4 Klasifikasi Bejana Tekan

Pressure vessel atau bejana tekan di bagi menjadi 2 macam posisi yaitu :

a. *Pressure vessel vertical*

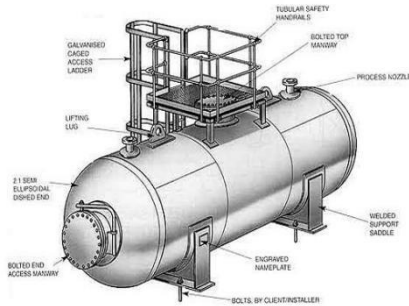
Adalah *pressure vessel* yang posisinya tegak lurus terhadap sumbunya, dan supportnya berbeda dengan yang lain yaitu menggunakan *skirt*.



Gambar 2. *Pressure vessel vertical*

b. *Pressure vessel horizontal*

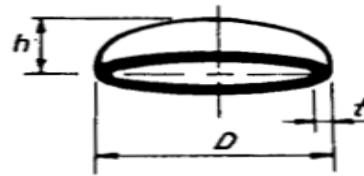
Adalah *pressure vessel* yang memiliki *Saddle* atau layaknya kaki merupakan penyangga agar *horizontal vessel* dapat berdiri dengan baik.



Gambar 2. *Pressure vessel horizontal*

1. *Ellipsoidal head*

Ellipsoidal head dikembangkan oleh rotasi *semiellipse*. *Head* dengan rasio 2:1 dari sumbu R ke sumbu minor *h* adalah penutup yang paling sering digunakan di bejana tekan, khususnya untuk tekanan internal diatas 150 Psi. *Ellipsoidal head* diperlakukan sebagai komponen yang terpisah tanpa hambatan tekanan.



$$h = D/4$$

Gambar 3. *Ellipsoidal head*

2.5. Ketebalan Dinding (*Shell*)

Shell merupakan komponen utama bejana tekan yang berisikan fluida bertekanan pada umumnya shell ada 2 tipe *shell* yaitu *cylindrical shell* dan *spherical shell*. Tetapi hanya *shell* silindris yang sering digunakan di bejana tekan. Kekuatan *shell* ditentukan oleh tekanan desain, tekanan desain di bagi menjadi 2 yaitu *internal pressure* dan *external pressure*. Berdasarkan ASME Section VIII Div.I. Ketebalan *shell* berdasarkan *internal pressure* bisa ditentukan dengan persamaan berikut :

Sambungan memanjang (*longitudinal joint*)

1) Untuk sambungan jenis ketebalan *shell* harus bisa menahan tegangan yang terjadi. Tegangan yang dominan adalah tegangan arah melingkar atau *circumferential*.

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} \tag{1}$$

2) Sambungan melingkar (*circumferential joints*.) Untuk sambungan melingkar ini harus bisa menahan tegangan arah *longitudinal* atau *longitudinal stress*. Untuk memenuhi kriteria tersebut maka ketebalan *shell* dapat ditentukan dari persamaan berikut :

$$t = \frac{PR}{2SE - 0,4P} \tag{2}$$

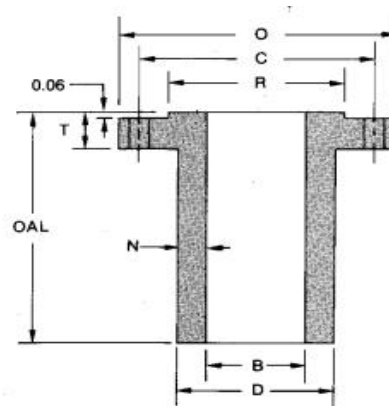
2.6. Ketebalan Kepala (*Head*)

Head merupakan komponen utama *pressure vessel* atau bejana tekan yang berfungsi untuk menutupi shell dari tekanan dari luar. *Head* biasanya di bagi beberapa macam jenis diantaranya : *Ellipsoidal head* , *Spherical head* , *Conical head*.

a. Formula *head* berdasarkan *internal pressure* bisa ditentukan dengan persamaan berikut :

2.7. Ketebalan Nosel-nosel (*Nozzle*)

Nozzle adalah komponen yang dirancang untuk mengontrol arah atau karakteristik dari aliran fluida (terutama untuk meningkatkan cairan) saat keluar atau memasuki sebuah ruang tertutup atau pipa [9]. *Nozzle* sering disebut pipa atau tabung dan dapat digunakan untuk mengarahkan atau memodifikasi aliran fluida (cairan atau gas).



Gambar 5 *Nozzle*

Ketebalan *shell* yang dibutuhkan (t_r)

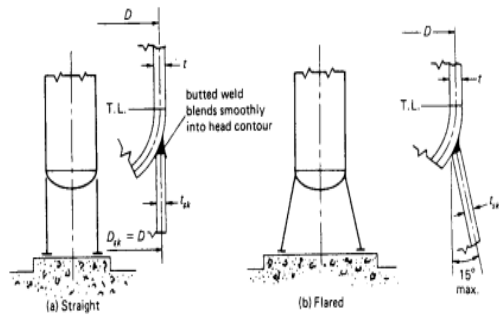
$$t_r = \frac{PR}{SE - 0,6P} \tag{4}$$

Ketebalan dinding *nozzel* yang diperlukan (t_m)

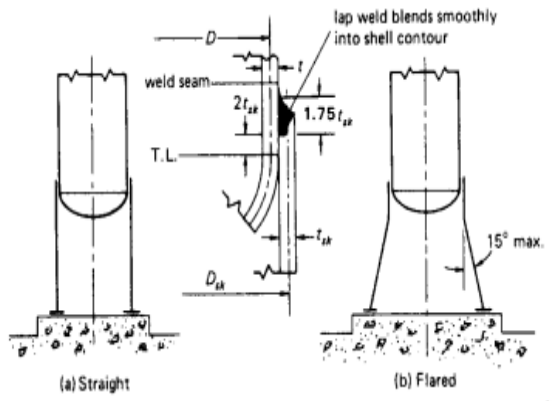
$$t_m = \frac{PR_n}{SE - 0,6P} \tag{5}$$

2.8 Ketebalan Skirt

Adalah bagian penyangga untuk bejana tekan vertikal yang langsung dilas di bagian bawah seperti yang ditunjukkan pada gambar berikut :



Type 1. Skirt di ujung kepala bejana tekan. Efisiensi sambungan las E = 0,55, berdasarkan kaki las sama dengan t_{sk}



Gambar 4 types of support skirts and skirt to head welds.

Type 2. Skirt di pasangkan di bagian atas head atau shell. Efisiensi sambungan las E = 0,80, berdasarkan kaki las sama dengan t_{sk}

Skirt tipe 1 (a) adalah desain yang paling sering digunakan pada bejana tekan vertikal. Jika pengangkatnya dibawah momen eksternal yang dikenakan terlalu tinggi dan jarak baut menjadi terlalu kecil maka skirt dirancang seperti tipe 1 (b). Tegangan lentur yang diinduksi oleh tipe 1 (a) dianggap dapat menahanya, namun dengan dukungan tipe 1 (b) tekanan bisa menjadi berlebihan dan mungkin harus dianalisis lebih teliti.

Pada tipe 2 (a) dipasang pada bagian flens dari bagian kepala atas seperti pada gambat 2.7 sehingga tidak menghalangi inspeksi terhadap lasan pada kepala tersebut. Tipe ini lebih sulit untuk dibuat dan digunakan terutama untuk beban eksternal yang tinggi dan suhu operasi. Kesamaan antara diameter bagian pada tipe 2 (b) digunakan untuk column yang sangat tinggi dengan ekstra tinggi eksternal.

$$t = \frac{12M_t}{R^2 \pi SE} + \frac{W}{\pi DSE} \quad [6]$$

2.9. Beban Mati

Dead load atau beban mati bejana adalah beban karena berat bejana itu sendiri dari setiap bagian yang terhubung secara permanen. Tergantung pada keadaan

a. Beban ereksi (kosong)

Adalah beban berat bejana tanpa isolasi eksternal, tahan api, dan pemipaan struktural eksternal. Pada dasarnya berat bejana yang berdiameter kecil yang harus dimasukkan ke dalam bobot ereksi

b. Beban mati

Adalah berat bejana dalam operasi penuh. Ini adalah berat bejana ditambah isolasi internal atau eksternal, semua peralatan struktural yang diperlukan untuk servis dan inpeksi bejana.

c. Shop test dead load

Adalah hanya terdiri dari berat shell dan setengah pengelasan semua selesai, diisi dengan cairan uji.

2.10. Beban Angin

Wind load atau beban angin adalah aliran angin turbulen di permukaan bumi dengan kecepatan variabel dimana fluktuasi turbulen tiga dimensi lokal ditumpangkan. Kecepatan angin dipengaruhi oleh gesekan permukaan bumi [10] dan meningkat dengan ketinggian diatas tanah hingga beberapa kecepatan maksimum. Bisa dilihat dari formula sesuai standar (code) ASCE-7 2005.

Tomographic factor efek kecepatan angin harus dimasukkan dalam perhitungan beban angin dengan menggunakan faktor K_{zt} :

$$K_{zt} = (1 + K_1 K_2 K_3)^2 \quad [7]$$

Keterangan :

Jika kondisi dan lokasi struktur tidak memenuhi semua yang dikondisikan maka yang ditentukan $K_{zt} = 1$

2.11. Beban Gempa

Beban gempa adalah gaya seismik pada bejana tekan dihasilkan dari gerakan getaran tiba-tiba yang tidak menentu dari tanah. Faktor utama dalam kerusakan struktur adalah intensitas dan durasi gerakan gempa. Kekuatan dan tekanan dalam struktur selama gempa bersifat sementara dan kompleks. Desain tahan gempa sebagian besar bersifat empiris, dan hal yang terpenting dalam mengatasi kekuatan gempa pada struktur didesain untuk bisa menahan gaya geser horizontal.

$$S_{MS} = F_a S_s \quad [8]$$

$$S_{MI} = F_v S_I \quad [9]$$

$$S_{DS} = \frac{2}{3} S_{MS} \quad [10]$$

$$S_{DI} = \frac{2}{3} S_{MI} \quad [11]$$

3. Hasil dan Pembahasan

Data yang diperlukan dalam analisis sistem pemipaan line 2.420-050 adalah sebagai berikut:

Design Data:

Panjang *vessel* keseluruhan / L = 34750 mm
 Panjang *shell* = 28000 mm
 Kapasitas bejana = 123,900 kg
 Tekanan operasi = 1,035 kPag
 Tekanan temperature = 260 °C
 Zona gempa = 2 (diasumsikan)
 Kecepatan angin = 32 km/jam

Material:

Shell / Head (Top): SA-516 Gr.70N + SA 424 (UNS N08825) Clad
Shell / Head (Bottom): SA-516 Gr.70N
Skirt: SA-516 Gr.70N / SA 283 Gr.C
Base plate: SA 283 Gr.C
Nozzle pipe: SA 106 Gr.B + *weld overlay alloy 825*
Reinforcing pad: SA 516 Gr.70N

Untuk *shell* 1:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P}$$

$$t = \frac{1035.000.1750}{1376.0.1 - 0,6.1035.000}$$

$$t = 13.4728 \text{ mm} + 0.25 \text{ mm}$$

$$t = 13.7228 \text{ mm}$$

Untuk *shell* 2:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P}$$

$$t = \frac{1048.000.1750}{1376.0.1 - 0,6.1048.000}$$

$$t = 13.6367 \text{ mm} + 3 \text{ mm}$$

$$t = 16.6367 \text{ mm}$$

Untuk *shell* 3:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P}$$

$$t = \frac{1091.000.1750}{1376.0.1 - 0,6.1091.000}$$

$$t = 13.9341 \text{ mm} + 3 \text{ mm}$$

$$t = 16.9341 \text{ mm}$$

Untuk *top head*:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0,2P}$$

$$t = \frac{1035.000.3500}{2.1376.0.1 - 0,2.1035.000}$$

$$t = 13.4230 \text{ mm} + 0,25 \text{ mm}$$

$$t = 13.6730 \text{ mm}$$

Untuk *bot head*:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0,2P}$$

$$t = \frac{1091.000.3506}{2.13760.0.1 - 0,2.1091.000}$$

$$t = 13.4230 \text{ mm} + 3 \text{ mm}$$

$$t = 16.4230 \text{ mm}$$

Untuk *nozzle*

Tebal *shell* yang dibutuhkan (t_r) dapat di tentukan dari persamaan berikut:

$$t_r = \frac{PR}{SE - 0,6P}$$

$$t_r = \frac{1035,00.1750,000}{1376,0.1 - 0,6.1035,00}$$

$$t_r = 13,4728$$

Tebal *nozzle* yang dibutuhkan (t_m) dapat di tentukan dari persamaan berikut:

$$t_m = \frac{PR}{SE - 0,6P}$$

$$t_m = \frac{1035,00.30,000}{15000.1 - 0,6.1035,00}$$

$$t_m = 3,3578$$

Karena t_{nozzle} lebih besar dari t_m , maka tebal *nozzle* memenuhi persyaratan untuk perhitungan.

Bidang penguat yang diperlukan, luas bidang penguat *opening* dapat ditentukan dengan rumus:

$$A = d \cdot t_r$$

$$A = 30,000 \text{ mm} \cdot 13,4728 \text{ mm}$$

$$A = 404,128 \text{ mm}^2$$

Jika nilai A lebih kecil dari jumlah nilai A_1 , A_2 , A_3 , dan A_4 maka *nozzle* tidak memerlukan plat penguat. Perhitungan luas bidang penguatan *opening* dapat ditentukan dengan cara:

1. bidang A_2 yang digunakan adalah luas yang paling besar dari dua perhitungan

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

$$A_1 = 30,000 \cdot (13,7228 \text{ mm} - 13,4728 \text{ mm})$$

$$A_1 = 75,000 \text{ mm}^2$$

Atau

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

$$A_1 = 2 \cdot (13,7228 \text{ mm} - 13,4728 \text{ mm}) \cdot (3,3578 \text{ mm} + 13,7228 \text{ mm})$$

$$A_1 = 8,5034 \text{ mm}^2$$

Maka A_1 yang digunakan adalah 75.000 mm²

2. Luas bidang A_2 yang digunakan adalah luas yang paling kecil dari dua perhitungan

$$A_2 = 5 \cdot t \cdot (t_n - t_m)$$

$$A_2 = 5 \cdot 13,7228 \cdot (3,3578 \text{ mm} - 9,000 \text{ mm})$$

$$A_2 = 436,7416 \text{ mm}^2$$

Atau

$$A_2 = 5 \cdot t_n \cdot (t_n - t_m)$$

$$A_2 = 5 \cdot 3,3578 \cdot (3,3578 \text{ mm} - 9,000 \text{ mm})$$

$$A_2 = 106,7411 \text{ mm}^2$$

Maka A_2 yang digunakan adalah 106,7411 mm²

2. Luas bidang A_4 dapat ditentukan dengan rumus berikut:

$$A_4 = (\text{Area of Fillet Weld}) 12,7^2 = 6,35 \text{ mm}^2$$

Maka,

$$A_1 + A_2 + A_3 + A_4 = 75,000 + 106,7411 + 0 + 6,35 \\ = 188,0911 \text{ mm}^2$$

Untuk *skirt*

Perhitungan untuk *thickness for moment at top (tension)*

$$t = -(0.6 - 0.14 \cdot S_{DS}) \cdot W_t / (\pi \cdot D_t \cdot S_t \cdot E) + 4 M_t / (\pi \cdot D_t^2 \cdot S_t \cdot E) \\ t = -(0.6 - 0.14 \cdot 0.501781) \cdot 503032,1838 / (3,14 \cdot 11,62729659 \cdot 15700 \cdot 0,55) + 4 \cdot 4790654,264 / (3,14 \cdot 11,62729659^2 \cdot 15700 \cdot 0,55) \\ t = 0,365196977 \text{ in} \\ t = 9.2760003 \text{ mm}$$

Perhitungan untuk *thickness for moment at bottom (tension)*

$$t = (0.6 - 0.14 \cdot S_{DS}) \cdot W_t / (\pi \cdot D_t \cdot S_t \cdot E) + 4 M_t / (\pi \cdot D_t^2 \cdot S_t \cdot E) \\ t = -(0.6 - 0.14 \cdot 0.501781) \cdot 503032,1838 / (3,14 \cdot 11,62729659 \cdot 15700 \cdot 0,55) + 4 \cdot 6008930,448 / (3,14 \cdot 11,62729659^2 \cdot 15700 \cdot 0,55) \\ t = 0,371433119 \text{ in} \\ t = 9.434401 \text{ mm}$$

Perhitungan untuk *thickness for moment at top (tension) compression*

$$t = (1 + 0.14 \cdot S_{DS}) \cdot W_t / (\pi \cdot D_t \cdot S_t \cdot E) + 4 M_t / (\pi \cdot D_t^2 \cdot S_t \cdot E) \\ t = (1 + 0.14 \cdot 0.501781) \cdot 503032,1838 / (3,14 \cdot 11,62729659 \cdot 15700 \cdot 0,55) + 4 \cdot 4790654,264 / (3,14 \cdot 11,62729659^2 \cdot 15700 \cdot 0,55) \\ t = 0,935484336 \text{ in} \\ t = 23,7613 \text{ mm}$$

Perhitungan untuk *thickness for moment at bottom (tension) compression*

$$t = (1 + 0.14 \cdot S_{DS}) \cdot W_t / (\pi \cdot D_t \cdot S_t \cdot E) + 4 M_t / (\pi \cdot D_t^2 \cdot S_t \cdot E) \\ t = (1 + 0.14 \cdot 0.501781) \cdot 503032,1838 / (3,14 \cdot 11,62729659 \cdot 15700 \cdot 0,55) + 4 \cdot 6008930,448 / (3,14 \cdot 11,62729659^2 \cdot 15700 \cdot 0,55) \\ t = 0,884260505 \text{ in} \\ t = 23,7613 \text{ mm lainnya.}$$

4. Kesimpulan

Berdasarkan perhitungan yang dilakukan, untuk bejana terisi cairan dengan kapasitas 123.900 kg, tekanan operasi 10,35 bar, temperatur operasi 260° C, dan kecepatan angin 32 m/s maka dimensi akhir komponen-komponen bejana tekan yang aman digunakan adalah sebagai berikut:

1. *Shell 1*
 - Material *shell*: SA 517 Gr.70N
 - Tebal *shell*: 15 mm
2. *Shell 2*
 - Material *shell*: SA 517 Gr.70N
 - Tebal *shell*: 18 mm
3. *Shell 3*
 - Material *shell*: SA 517 Gr.70N
 - Tebal *shell*: 18 mm

4. Top head

- Bentuk *head*: *Ellipsoidal*
- Material *head*: SA 517 Gr.70N
- Tebal *head*: 15 mm

5. Bot head

- Bentuk *head*: *Ellipsoidal*
- Material *head*: SA 517 Gr.70N
- Tebal *head*: 18 mm

6. Nozzle

- Material *nozzle*: SA 106 Gr.B
- Tebal leher *nozzle*: 6 mm
- Jumlah bolt: 16

7. Support

- Jenis *support*: *Skirt*
- Material *skirt*: SA 283 Gr.C
- Tinggi *skirt*: 5500 mm
- Tebal *skirt*: 22mm

Untuk komponen *shell*, *head*, dan *nozzle* komponen yang bisa dipastikan keamanannya dengan hasil perhitungan berdasarkan *data sheet client* tetapi untuk *support skirt* pada *skirt operating new seismic* tidak aman disebabkan dari hasil perhitungan untuk ketebalan yang dibutuhkan adalah 24mm sedangkan ketebalannya dari *data sheet* adalah 22mm.

Daftar Rujukan

- [1] K. Arnold and M. Stewart, "Mechanical Design of Pressure Vessels," *Surf. Prod. Oper.*, pp. 316–350, 2008.
- [2] B. Siva Kumar, P. Prasanna, J. Sushma, and K. P. Srikanth, "Stress Analysis and Design Optimization of A Pressure Vessel Using Ansys Package," *Mater. Today Proc.*, vol. 5, no. 2, pp. 4551–4562, 2018.
- [3] A. Eswara Kumar, R. Krishna Santosh, S. Ravi Teja, and E. Abishek, "Static and Dynamic Analysis of Pressure Vessels with Various Stiffeners," *Mater. Today Proc.*, vol. 5, no. 2, pp. 5039–5048, 2018.
- [4] K. Magnucki, P. Jasion, and M. Rodak, "Strength and buckling of an untypical dished head of a cylindrical pressure vessel," *Int. J. Press. Vessel. Pip.*, vol. 161, pp. 17–21, Mar. 2018, doi: 10.1016/J.IJVP.2018.02.003.
- [5] Q. G. Wu, X. D. Chen, Z. C. Fan, and D. F. Nie, "Stress and Damage Analyses of Composite Overwrapped Pressure Vessel," *Procedia Eng.*, vol. 130, pp. 32–40, Jan. 2015, doi: 10.1016/J.PROENG.2015.12.171.
- [6] X. K. Zhu, "Strength Criteria Versus Plastic Flow Criteria Used in Pressure Vessel Design and Analysis," *J. Press. Vessel Technol. Trans. ASME*, vol. 138, no. 4, Aug. 2016, doi: 10.1115/1.4031284/378025.
- [7] J. Edy, A. N. Mahdi Jurusan D, T. Mesin, and S. Tinggi Teknik -PLN, "Analisis Kekuatan Konstruksi Bejana Tekan Terhadap Tekanan Hydrostatic Test".
- [8] "Pressure vessel design by analysis versus design by rule | Processing Magazine." <https://www.processingmagazine.com/material-handling-dry-wet/tanks-vessels/article/15587043/pressure-vessel-design-by-analysis-versus-design-by-rule> (accessed Jan. 18, 2023).
- [9] F. Yudhi Mandraguna, J. M. Afiff, J. Teknik, and M. Fakultas, "PERANCANGAN PIG LAUNCHER UNTUK PIPA GAS," 2018.
- [10] Sariana, M. I. Jumarang, and R. Adriat, "Kajian Pola Angin Permukaan di Bandara Supadio Pontianak," *Prism. Fis.*, vol. VI, no. 2, pp. 108–116, 2018.