JTERA (Jurnal Teknologi Rekayasa), Vol. 4, No. 2, Desember 2019, Hal. 175-184
Terakreditasi "**Peringkat 3"** oleh Kemenristekdikti, Nomor SK: 30/E/KPT/2018
DOI: 10.31544/jtera.v4.i2.2019.175-184
p-ISSN 2548-737X
e-ISSN 2548-8678

Rancang Bangun Tabung Udara Dingin Terkompresi dengan Tekanan 5 Bar

Ade Fahrudin, Mamat Rahmat, Roy Waluyo
Program Studi Teknik Mesin, Universitas Ibn Khaldun Bogor
Jl. K.H. Soleh Iskandar KM. 2 Kota Bogor, Indonesia
roy.waluyo@uika-bogor.ac.id

Abstrak

Tabung udara terkompresi merupakan wadah tertutup yang dirancang untuk menampung udara bertekanan dengan temperatur yang berbeda dari temperatur lingkungan. Tujuan penelitian ini adalah untuk merancang tabung udara dingin terkompresi dengan volume 9 liter dan tekanan 5 bar. Tabung udara dirancang menggunakan material SA-53 dengan *tensile strength* 413,68 MPa untuk *shell* dan SA-36 dengan *tensile strength* 399,89 MPa untuk *head*. Tegangan yang terjadi di dalam tabung yaitu tegangan *longitudinal* dan *circumferential*. Penelitian ini menggunakan metode eksperimental dan simulasi *Finite Element Method* (FEM). Pengujian mengacu pada *hydrostatic test* prosedur ASME *Code Section VIII Division I*. Hasil pengujian dengan tekanan 1,3 x MAWP dan *holding time* selama 2 jam yaitu tabung tidak mengalami kebocoran dan penurunan tekanan. Hasil simulasi menunjukkan terdapat konsentrasi tegangan pada setiap penambahan komponen dalam tabung. Tegangan maksimum yang terjadi sebesar 93,86 MPa, *displacement* maksimum yang terjadi sebesar 0,102 mm, dan regangan yang terjadi sebesar 0,00036. Tegangan, *displacement*, dan regangan yang terjadi lebih kecil dibanding dengan tegangan yang diizinkan sehingga desain dapat dikatakan aman.

Kata kunci: tabung udara terkompresi, *hydrostatic test*, simulasi FEM

Abstract

Compressed air cylinders are closed containers designed to hold compressed air at temperatures different from the ambient temperature. The purpose of this study was to design a compressed cold air tube with a volume of 9 liters and a pressure of 5 bar. The air tube was designed using SA-53 material with 413.68 MPa tensile strength for the shell and SA-36 with 399.89 MPa tensile strength for the head. Stresses that occur in the tube are longitudinal and circumferential stresses. This study uses experimental methods and Finite Element Method (FEM) simulation. The test refers to the ASME Code Section VIII Division I hydrostatic test procedure. The test results with a pressure of 1.3 x MAWP and holding time for 2 hours ie the tube does not experience leakage and pressure drop. The simulation results show that there is a stress concentration at each component addition in the tube. The maximum stress that occurs is 93.86 MPa, the maximum displacement that occurs is 0.102 mm, and the strain that occurs is 0.00036. Stress, displacement, and strain that occurs is smaller than the allowable stress so that the design can be said to be safe.

Keywords: *compressed air cylinder, hydrostatic test, FEM simulation*

I. PENDAHULUAN

Tabung udara terkompresi secara spesifik merupakan *pressure vessel* yang berfungsi sebagai penampung udara bertekanan yang memiliki tekanan dan temperatur berbeda dari temperatur lingkungan[1]. Tabung udara bertekanan secara luas digunakan di industri misalnya untuk kompressor, *air pressure tank*, dan tabung gas. Ketebalan dinding tabung perlu diperhitungkan sedemikian rupa sehingga mampu menahan tekanan fluida secara aman.

Penelitian tentang rancang bangun bejana tekan telah banyak dilakukan dengan kapasitas dan tekanan yang berbeda-beda. Perancangan bejana tekan dengan kapasitas 0,017 m^3 dan tekanan 1 MPa dilakukan untuk menampung air kondensasi *boge screw compressor* [2]. R. C. Putra dkk. membuat bejana tekan dengan posisi vertikal sesuai dengan *code* dan menganalisa kelayakan dari desain tersebut. Penelitian ini bertujuan untuk mendapatkan sambungan las dan *leg support* yang baik untuk posisi vertikal dengan merancang detail *drawing* yang lengkap [3]. D. Satrijo dan S. A. Habsya merancang bejana tekan horizontal dengan metode

Diterima: 14 September 2019; Direvisi: 31 Oktober 2019; Disetujui: 23 November 2019
JTERA, Vol. 4, No. 2, Desember 2019

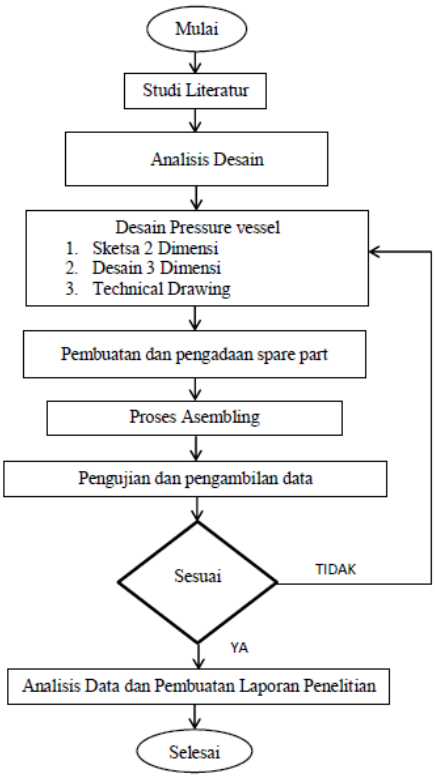
© 2019 JTERA (Jurnal Teknologi Rekayasa), Politeknik Sukabumi

elemen hingga. Terjadi beberapa titik kritis akibat konsentrasi dan diskontinuitas tegangan yaitu pada pertemuan *shell* dan *head* serta pada bagian *manway* [4]. D. Wicaksono dkk. merancang bejana tekan dengan tipe *head knock out drum* menggunakan metode elemen hingga. Dalam penelitian tersebut dilakukan analisis pengaruh bentuk kepala *head* terhadap tegangan maksimum yang diterima oleh bejana tekan. Tujuan dari penelitian tersebut adalah mengetahui bentuk kepala *head* yang efisien terhadap tegangan yang dihasilkan [5]. B. S. Kumar dkk. mendesain dan mengevaluasi sebuah bejana tekan. Desain bejana tekan menggunakan *pro-E creo*, sementara model bejana tekan dianalisis untuk mencari titik-titik kritis bejana tekan dengan metode *finite element analysis* menggunakan *software* ANSYS 15. Bejana tekan didesain dan dievaluasi dengan mengacu pada prinsip-prinsip *American Society of Mechanical Engineers* (ASME) *Code Section VIII Division 1* [6]. Penerapan pendekatan secara analitis maupun dengan *software* diharapkan dapat memberikan analisis tegangan yang terjadi pada bejana tekan sehingga dapat diketahui besar dan posisi tegangan pada bagian bejana tekan yang terjadi, sehingga dapat terhindar dari hal-hal yang diinginkan seperti, kegagalan saat perancangan atau pun saat kondisi operasi bejana tekan [7].

Dalam penelitian ini telah dibuat tabung udara terkompresi yang akan digunakan untuk mengalirkan sekaligus mendinginkan udara bertekanan. Udara berasal dari kompresor dan akan dialirkan ke ruangan memalui *air multiflier*. Sebagai pendingin, tabung udara dilengkapi elemen *peltier*. Tabung dirancang dengan volume 9 liter dan tekanan 5 bar. Tabung dibuat dari pipa dengan diameter 6 inch dengan desain mengacu pada ASME *Code Section VIII Division 1*. Penelitian ini bertujuan mendapatkan dimensi (panjang dan tebal) tabung optimum serta memperoleh gambaran konsentrasi dan distribusi tegangan secara simulasi. Tujuan lainnya adalah menentukan dimensi pengelasan dan ukuran baut yang digunakan dalam desain.

II. METODE PENELITIAN

Tahapan penelitian mengikuti diagram alir yang dapat dilihat pada Gambar 1. Proses penelitian dimulai dari mengkaji literatur untuk mencari referensi yang sesuai. Selanjutnya, menentukan *design requirements* dengan mengaitkan fungsi, jenis bahan, dan struktur bejana tekan. Sebelum bejana tekan dibuat, dilakukan *modeling* 3D berbasis *solid medeling*. Model bejana tekan dianalisis menggunakan metode *finite element analysis* untuk mengetahui distribusi dan konsentrasi tegangan. Analisis menggunakan variasi tekanan dilakukan untuk mendapatkan *safety factor* yang sesuai. Pengujian bejana tekan menggunakan *hydrostatic test* mengacu pada ASME *Code Section VIII Division 1*. Pengujian menggunakan tekanan maksimum sebesar 1,3 x MAWP. Tekanan pengujian menggunakan tekanan berturut-turut 2 bar, 3 bar, 4 bar, 5 bar, dan 6,5 bar. Pengujian dilakukan selama 2 jam untuk tiap tekanan. Pengambilan data diambil setiap 15 menit untuk mencatat penurunan tekanan. Setelah 2 jam tekanan ditambah berturut turut sampai 1,3 x MAWP (6,5 bar). Analisis material uang merupakan pemilihan bahan untuk tabung udara dapat dilihat pada Tabel 1 dan Tabel 2.



Gambar 1. Diagram alir penelitian

Tabel 1. Nilai tegangan maksimum yang diizinkan untuk bahan [8]

Bahan	Kode	*Tensile Strenght* (MPa)	*Yield Strengh t,* (MPa)	σ_{max} diizinkan (MPa) (-29-38^{0}C)
CS	SA-53	413,68	241,31	117,9
CS	SA-36	399,89	248,21	114,4

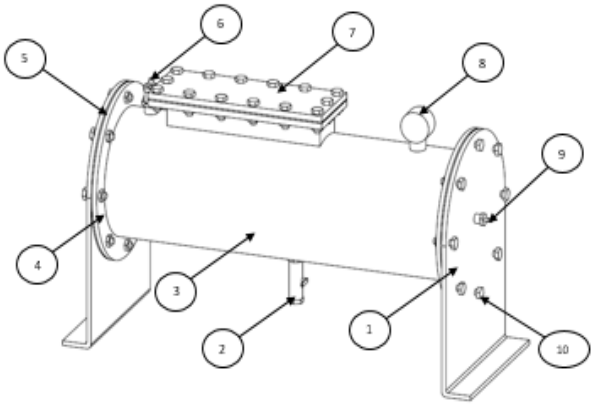
Tabel 2. Tegangan yang diizinkan untuk baut [9]

Material baut standar ASTM	Tegangan geser yang diizinkan	Tegangan tarik yang diizinkan
A307	69 MPa	138 MPa
A325 dan A449	121 MPa	303 MPa
A490	152 MPa	372 MPa

A. Desain dan Proses Produksi

Pembuatan gambar dilakukan agar tidak terjadi kesalahan dalam proses pembuatan, seperti salah ukuran atau bentuk komponen-komponen dari bejana tekan. Pembuatan gambar juga dapat membantu pengerjaan menjadi berurutan, sehingga pekerjaan lebih mudah dan sistematis. Hasil desain tabung seperti terlihat pada Gambar 2 dengan penjelasan tersaji pada Tabel 3.

Dari desain yang telah dibuat kemudian dilakukan proses produksi tabung udara sesuai dengan konsep desain telah dibuat hasil proses produksi seperti terlihat pada Gambar 3.



Gambar 2. Hasil desain tabung udara

Tabel 3. Bagian-bagian tabung udara

No	Nama	*Material*	Jumlah
1	*Head*	SA-36	2
2	*Drain valve*	-	1
3	*Shell* pipa	SA-53	1
4	*Flange*	SA-36	2
5	Gasket	Silikon	3
6	*Safety valve*	-	1
7	Tutup plat	Aluminium	1
8	*Pressure gauge*	-	1
9	*Air coupler*	-	1
10	Baut	A307	30



Gambar 3. Foto hasil proses produksi

B. Menghitung Volume Tabung

Menghitung volume tabung untuk mengetahui pemilihan panjang dan tebal agar mencapai volume 9 liter dapat dihitung dengan persamaan (1) berikut [10].

$$V = 0{,}7854 \times D^2 \times L \qquad (1)$$

dengan V adalah volume, D adalah diameter, dan L adalah panjang. Tabel 4 menunjukkan variabel perhitungan untuk mendapatkan volume tabung 9 liter.

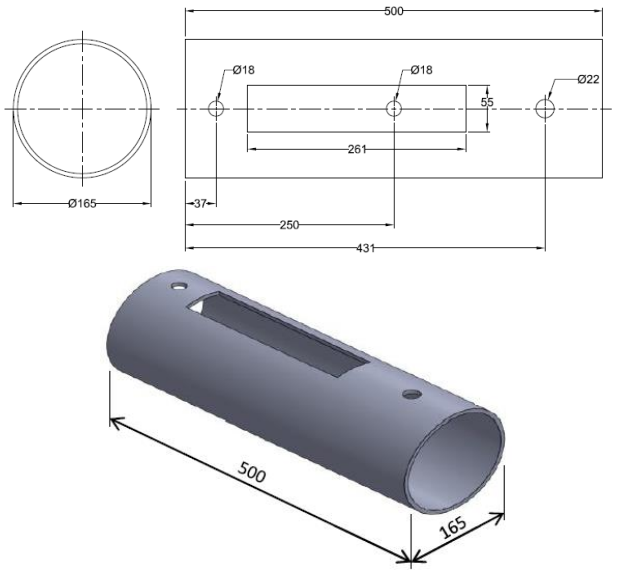
Tabel 4. Variabel perhitungan untuk mendapatkan volume 9 liter

Tebal (mm)	Diameter dalam pipa (mm)	Panjang (mm)	Volume (mm^3)
4	157	465	9.002.085
5	155	477	9.000.625
6	153	490	9.008.860

Dari tabel hasil perhitungan dipilih nilai perhitungan terbesar dengan tebal pipa 6 mm, diameter dalam pipa 153 mm, dan panjang 490 mm. Pemilihan tersebut untuk memperkecil terjadinya risiko tegangan longitudinal dan circumferential pada *shell* dan volume yang ditargetkan 9 liter telah tercapai.

C. Menghitung Tegangan Longitudinal dan Circumferential

Untuk mengetahui kekuatan material yang dipakai dalam menahan tekanan yang diberikan, perlu perhitungan tegangan longitudinal dan circumferential pada *shell*. Gambar 4 menunjukan desain dua dimensi (2d) dan tiga dimensi (3d) *shell*.



Gambar 4. Desain 2d dan 3d *shell*

Tegangan longitudinal dapat dihitung dengan persamaan (2), sedangkan tegangan circumferential dapat dihitung dengan persamaan (3) sebagai berikut [2].

$$\sigma_L = \frac{P\ x\ D}{4\ x\ t} \quad (2)$$

$$\sigma_C = \frac{P\ x\ D}{2\ x\ t} \quad (3)$$

dengan σ_L adalah tegangan longitudinal (MPa), σ_C adalah tegangan circumferential (MPa), P adalah *internal pressure* (MPa), dan t adalah *thickness* (mm). Tabel 3 menunjukkan hasil perhitungan tegangan longitudinal dan circumferential untuk beberapa variasi ketebalan.

Dari tabel hasil perhitungan tegangan longitudinal dan tegangan circumferential didapat nilai 4,14 MPa untuk tegangan longitudinal dan 8,29 MPa untuk tegangan circumferential pada ketebalan 6 mm. Semakin besar diameter pipa yang dipilih maka nilai tegangan longitudinal dan tegangan circumferential akan semakin besar. Jika semakin panjang pipa yang dipilih maka nilai tegangan longitudinal dan tegangan circumferential akan semakin kecil. Sementara itu, *shell* menggunakan material SA-53 dengan tegangan tarik sebesar 117,9 MPa seperti pada Tabel 1. Tegangan yang terjadi kurang dari kekuatan material SA-53 sehingga dapat dikatakan aman.

Dengan menghitung tegangan longitudinal dan circumferential pada berbagai tekanan menggunakan pemilihan tebal yang sama yaitu 6 mm, maka akan didapatkan nilai tegangan longitudinal dan circumferential seperti terlihat pada Tabel 6.

Tabel 5. Variabel tegangan longitudinal dan circumferential

Tebal (mm)	Tekanan (MPa)	Teg. Longitudinal (MPa)	Teg. circumferential (MPa)
4	0,65	6,38	12,76
5	0,65	5,04	10,07
6	0,65	4,14	8,29

Tabel 6. Variabel tegangan longitudinal dan circumferential pada berbagai tekanan

Tekanan (MPa)	Tegangan Longitudinal (MPa)	Tegangan Circumferential (Mpa)
0,2	1,27	2,55
0,3	1,91	3,82
0,4	2,55	5,1
0,5	3,19	6,37

Dari hasil perhitungan menunjukkan bahwa semakin besar tekanan yang digunakan maka tegangan longitudinal dan circumferential akan semakin besar.

D. Menghitung Ketebalan Tutup Tabung

Head adalah bagian penutup dari tabung udara. Ketebalan *head* sangat menentukan kekuatan tabung pada saat kondisi operasi. Gambar 5 merupakan desain 2d beserta ukurannya untuk menghitung ketebalan *head*.

Untuk menghitung ketebalan tutup tabung digunakan persamaan sebagai berikut [11].

$$t_1 = d\sqrt{\frac{k.P}{\sigma_t}} \quad (4)$$

dengan t_1 adalah tebal tutup tabung, d adalah diameter tutup tabung, k adalah koefisien empiris untuk berbagai tipe plat, P adalah *internal pressure*, dan σ_t kekutatan tarik material. Hasil perhitungan diperoleh bahwa ketebalan tabung yang diperlukan adalah 5,95 mm.

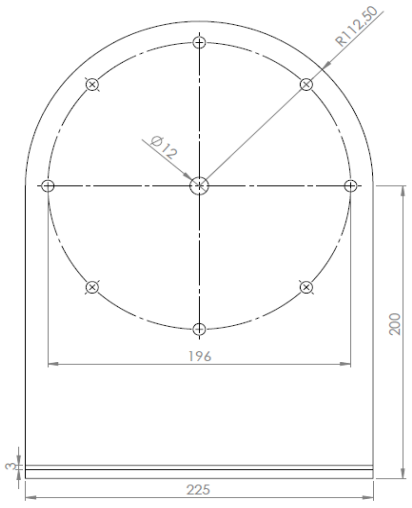
E. Menghitung Tegangan Baut

Untuk menghitung tegangan pada baut pertama hitung terlebih dahulu gaya (F) yang ditahan oleh baut sebagai berikut.

$$F = \frac{D^2 kPA}{t^2} \quad (5)$$

dengan k adalah koefisien empiris dan A adalah luas penampang tutup tabung. Hasil perhitungan diperoleh bahwa gaya yang ditahan oleh baut sebesar 3883,4 N. Maka tegangan pada baut dapat dihitung menggunakan persamaan berikut.

$$\sigma_b = \frac{F}{nA} \quad (6)$$



Gambar 5. Desain *head*

Berdasarkan hasil perhitungan diperoleh tegangan pada baut sebesar 8,559 MPa. Baut menggunakan material A307 memiliki tegangan izin 138 MPa seperti ditunjukkan pada Tabel 2. Hasil perhitungan tegangan yang terjadi kurang dari kekuatan material baut sehingga desain dapat dikatakan aman.

F. Menghitung Kekuatan Sambungan Las

Untuk mengetahui seberapa kuat sambungan las pada tabung maka perlu dilakukan perhitungan. Kawat las menggunakan jenis AWS A5.1 E 6013.

$$\sigma = \frac{P\ x\ 0{,}785\ x\ D^2}{D\ x\ 0{,}707\ x\ s} \quad (7)$$

Hasil perhitungan diperoleh kekuatan sambungan las sebesar 17,06 MPa. Dari hasil perhitungan tegangan yang terjadi pada tabung kurang dari tegangan kawat las yang telah dipilih dengan begitu sambungan dikatakan aman.

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

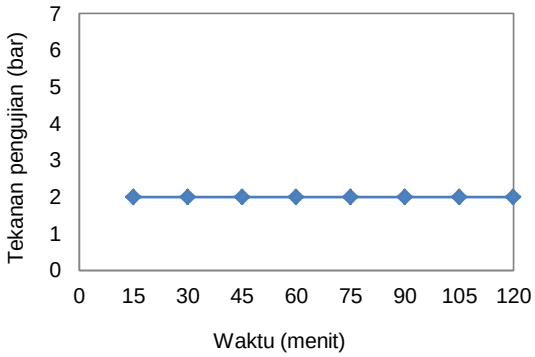
A. Hasil Pengujian Hydrostatic Test

Pengujian dilakukan dengan *hydrostatic test* dimana diberikan variabel tekanan yang berbeda-beda saat waktu pengujian. Pengujian dilakukan selama 2 jam per masing-masing tekanan dan pengambilan data dilakukan setiap 15 menit.

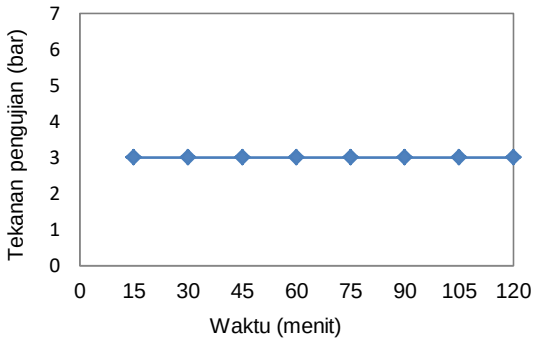
Tekanan desain dan saat operasi pada tabung yaitu sebesar 5 bar. Tekanan dinaikkan secara perlahan. Jika tidak ada kebocoran dan deformasi, maka tekanan dinaikkan sampai batas MAWP (*Maximum Allowable Working Pressure*) yaitu sebesar 6,5 bar. Prosedur ini mengikuti ASME *Code Section VIII Division 1* [8]. Gambar 6, Gambar 7, Gambar 8, Gambar 9, dan Gambar 10 menunjukkan hasil pengujian *hydrostatic test.*

Dari data hasil pengujian dengan *hydrostatic test*, pada tekanan 2 bar, 3 bar, 4 bar, dan 5 bar dengan waktu ditahan (*holding time*) selama 2 jam. Nilai tekanan yang pada *pressure gauge* tidak mengalami penurunan. Tekanan yang terjadi di dalam tabung konstan dimulai menit pertama sampai menit ke-120.

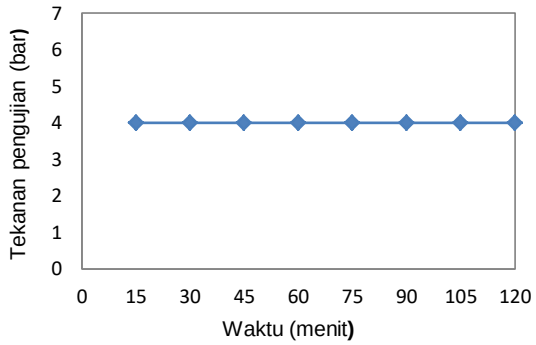
Dari data hasil pengujian dengan *hydrostatic test*, pada tekanan 6,5 bar dengan waktu ditahan (*holding time*) selama 2 jam, nilai tekanan yang pada *pressure gauge* mengalami penurunan sebesar 0,37 bar. Penurunan tekanan terjadi mulai pada menit ke-90 sebesar 0,12 bar dan pada menit ke-105 sebesar 0,24 bar. Penurunan tekanan terjadi akibat karena baut pada *flange* kurang kencang.



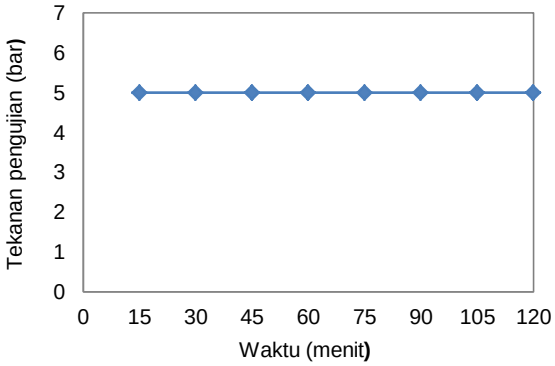
Gambar 6. Grafik hasil pengujian *hydrostatic test* pada tekanan 2 bar



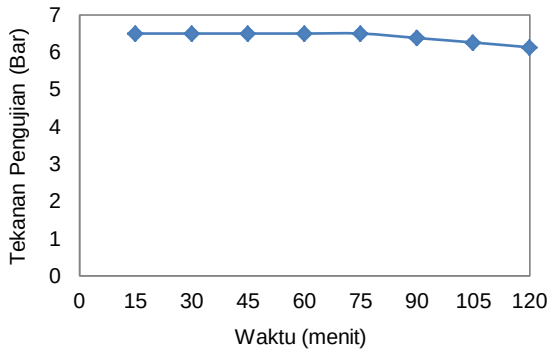
Gambar 7. Grafik hasil pengujian *hydrostatic Test* pada tekanan 3 bar



Gambar 8. Grafik hasil pengujian *hydrostatic test* pada tekanan 4 bar



Gambar 9. Grafik hasil pengujian *hydrostatic test* pada tekanan 5 bar



Gambar 10. Grafik hasil pengujian *hydrostatic test* pada tekanan 6,5 bar

B. Simulasi Finite Element Analysis (FEM)

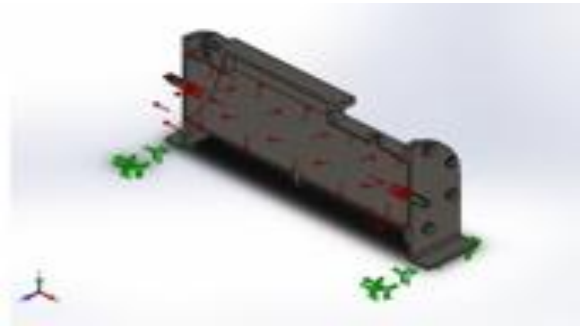
Berdasarkan melalui perhitungan awal untuk menentukan dimensi awal tabung diperoleh dimensi awal tabung udara sebagai berikut: kapasitas 9 liter, diameter pipa 165 mm, panjang 490 mm, tebal *shell* 6 mm, tebal *head* 6 mm, dan *flange* Ø225 mm.

Setelah dimensi awal bejana didapatkan dan dimodelkan di *Solidworks*, selanjutnya adalah simulasi tabung dengan *type analysis static*. Simulasi dilakukan dengan memberikan beban berupa tekanan pada tabung udara. Data hasil analisa yang diharapkan adalah *stress*, *displacement*, dan *strain*. Pemilihan material yang digunakan pada tabung udara harus mampu menahan tegangan yang terjadi dan tekanan pada saat operasi tabung udara, sehingga dipilihlah material yang sesuai. Pemilihan material ini berdasarkan ASME. Data yang diperoleh kemudian dimasukkan ke dalam *software* analisa untuk dilakukan simulasi dengan data spesifikasi material seperti terlihat pada Tabel 5.

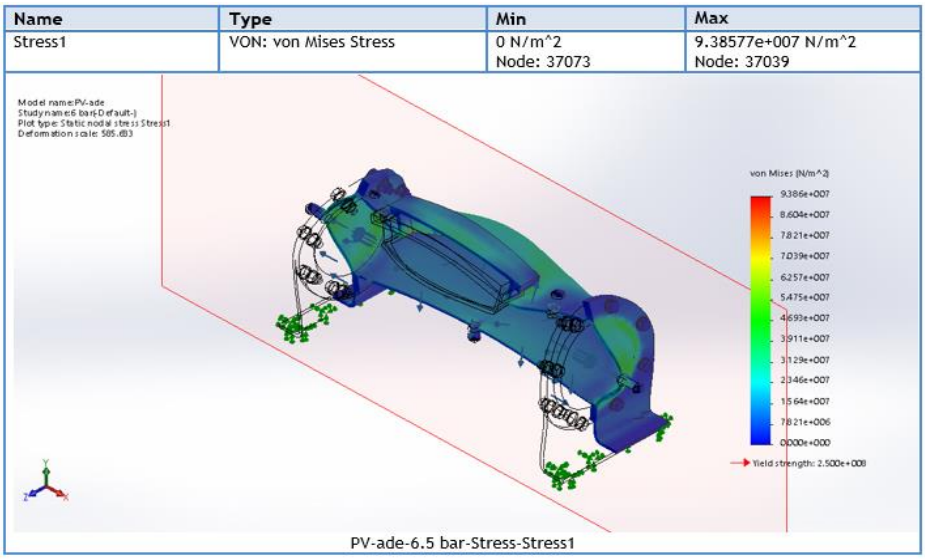
Tabel 5. Spesifikasi *material* simulasi tabung udara

Properties			Components
Material	:	ASTM A36	Solid Body 1
Model type	:	Linier elastic Isotropic	Solid Body 2
Default failure criterion	:	Max. Von Misses Stress	Solid Body 3
Yields strength	:	2.5 x10^8 N/m^2	Solid Body 4
Tensile strength	:	4 x10^8 N/m^2	
elastic modulus	:	2 x10^{11} N/m^2	
Poisson's ratio	:	0.26	
Mass density	:	7850 kg/m^3	
Shear modulus	:	7.93 x10^{10}N/m^2	

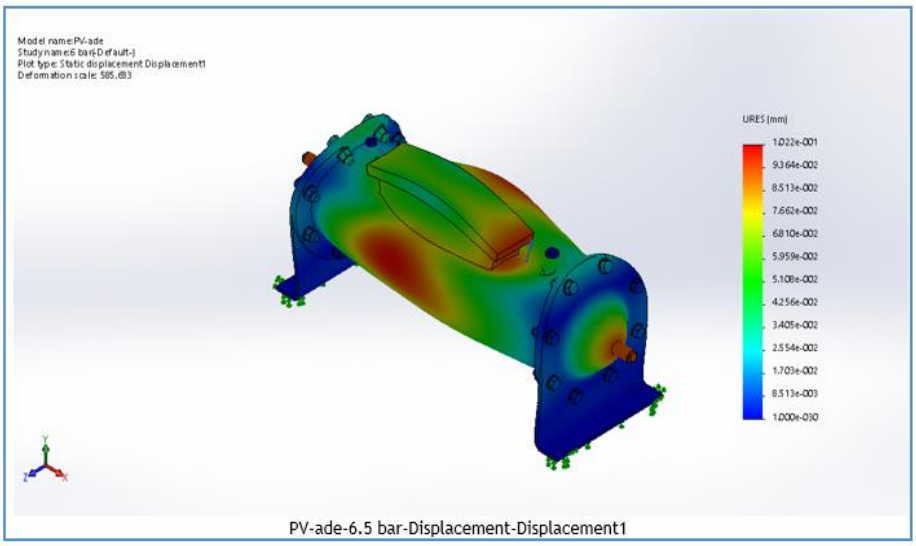
Tekanan diaplikasikan sebagai *internal pressure* dengan pemberian tekanan seperti terlihat pada Gambar 11. Hasil simulasi *stress*, *displacement*, dan *strain* pada tekanan maksimum yaitu 6,5 bar ditunjukkan pada Gambar 12, Gambar 13, dan Gambar 14.



Gambar 11. Pemberian tekanan pada model

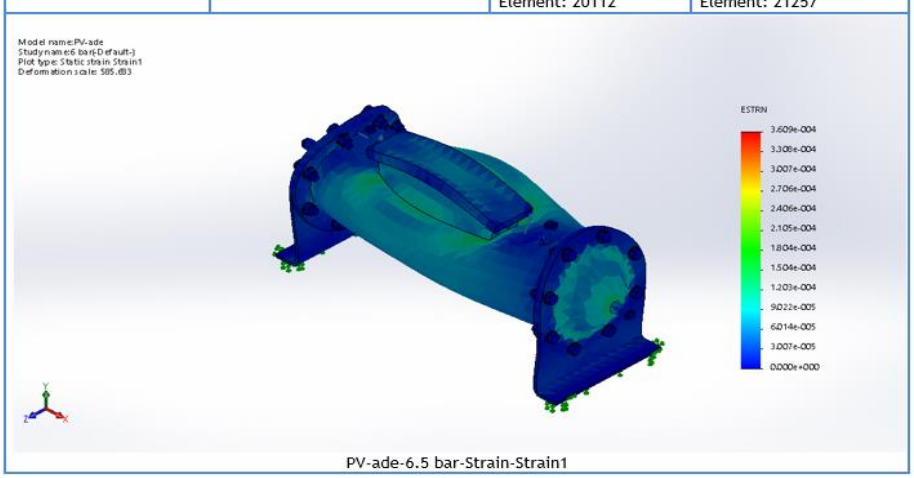


Gambar 12. Hasil simulasi *stress* dengan tekanan 6,5 bar



Gambar 13. Hasil simulasi *displacement* dengan tekanan 6,5 bar

Name	Type	Min	Max
Strain1	ESTRN: Equivalent Strain	0 Element: 20112	0.000360862 Element: 21257



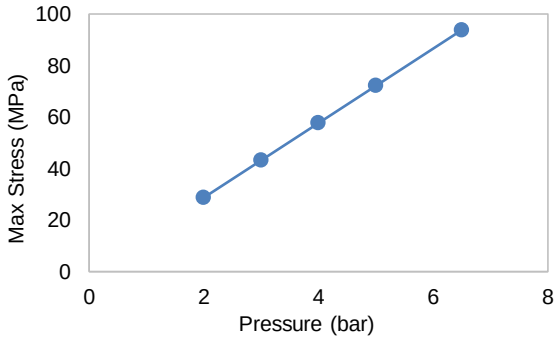
Gambar 14. Hasil simulasi *strain* dengan tekanan 6,5 bar

Dari hasil simulasi untuk tegangan (*stress*) seperti pada Gambar 12 terlihat terdapat bagian kritis pada daerah tertentu karena faktor konsentrasi tegangan yang memiliki tegangan sangat tinggi yaitu 93,86 MPa (tekanan 6,5 bar). Pada bagian antara baut *flange* dan *head* data tegangan yang diambil adalah tegangan keseluruhan pada bagian tabung udara. Hasil simulasi *displacement* terlihat pada Gambar 13. Hasil simulasi untuk *displacement* pada tekanan 6,5 bar menunjukkan terdapat bagian-bagian yang sangat kritis sampai ke titik maksimum yaitu sebesar 0,102 mm pada bagian *shell* tabung, tutup alumunium, *head*, serta *inlet* dan *outlet*. Hasil simulasi regangan (*strain*) seperti terlihat pada Gambar 14. Dari hasil simulasi untuk regangan pada tekanan 6,5 bar terdapat bagian kritis yang menonjol memiliki nilai regangan sebesar 0,00022. *Strain* ini terjadi pada bagian *shell* tabung dan *head* data *strain* yang diambil adalah *strain* keseluruhan pada bagian tabung udara.

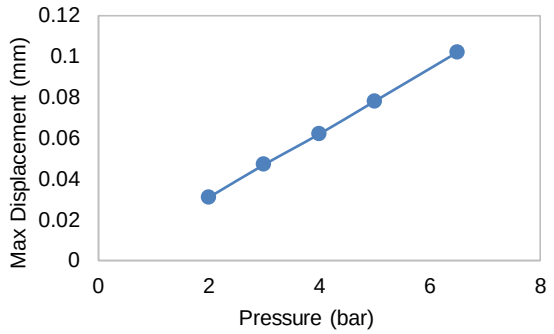
Setelah simulasi terhadap desain awal tabung udara dilakukan, maka diperoleh data *stress*, *displacement*, dan *strain* pada bagian-bagian kritis tabung udara tersebut. Tabel 6 menunjukkan hasil simulasi untuk *stress*, *displacement*, dan *strain* dari berbagai tekanan.

Tabel 6. Hasil simulasi pada berbagai tekanan

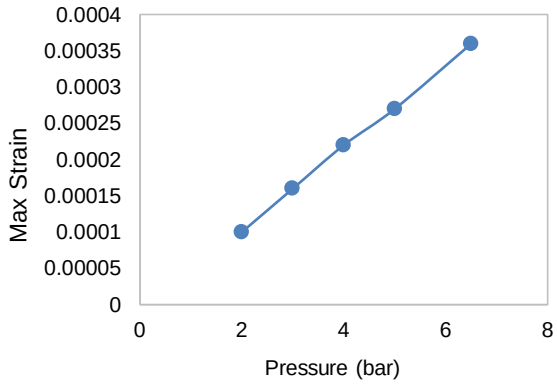
Simulasi	*Pressure* (bar)	*Max. stress* (MPa)	*Max. displacement* (mm)	*Max. strain*
1	2	28,88	0,031	0,0001
2	3	43,31	0,047	0,00016
3	4	57,76	0,062	0,00022
4	5	72,19	0,078	0,00027
5	6,5	93,86	0,102	0,00036



Gambar 15. Grafik hasil simulasi *pressure vs. stress*



Gambar 16. Grafik hasil simulasi *pressure vs. max displacement*



Gambar 17. Grafik hasil simulasi *pressure vs. strain*

Dari data yang telah didapat pada Tabel 6 di atas, maka dapat dibuat grafik perbandingan *pressure vs. max. stress*, *pressure vs. max. displacement*, dan *pressure vs. max. strain* seperti ditunjukkan pada Gambar 15, Gambar 16, dan Gambar 17.

Dari data hasil simulasi untuk tekanan 2-6,5 bar didapat nilai tegangan terkecil untuk tekanan 2 bar sebesar 28,88 MPa dan tegangan terbesar di tekanan 6,5 bar sebesar 93,86 MPa. Jadi, semakin besar tekanan yang disimulasikan maka akan semakin besar tegangan yang terjadi pada tabung. Sementara itu, terdapat pada bagian tabung yang sangat kritis mencapai tegangan maksimum untuk setiap tekanannya yaitu pada bagian antara baut *flange* dan *head*. Tegangan ini disimulasikan pada bagian keseluruhan tabung.

Dari data hasil simulasi untuk tekanan 2-6,5 bar didapat nilai *displacement* terkecil untuk tekanan 2 bar sebesar 0,031 mm dan *displacement* terbesar di tekanan 6,5 bar sebesar 0,102 mm. Jadi, semakin besar tekanan yang diaplikasikan maka akan semakin besar *displacement* yang terjadi pada tabung. Sementara itu, terdapat pada bagian tabung yang sangat kritis mencapai *maximum displacement* untuk setiap tekanannya yaitu pada bagian bagian *shell* tabung, tutup alumunium, *head*, dan *air copler* pada *head*.

Dari data hasil simulasi untuk tekanan 2-6,5 bar didapat nilai *strain* terkecil untuk tekanan 2 bar sebesar 0,0001 dan *strain* terbesar di tekanan 6,5 bar sebesar 0,00036. Jadi, semakin besar tekanan yang disimulasikan maka akan semakin besar *strain* yang terjadi pada tabung. Sementara itu, terdapat *stress* pada bagian tabung yang kritis terlihat menonjol di bagian *shell* tabung dan *head*.

IV. KESIMPULAN

Rancang bangun tabung udara dingin terkompresi dengan Tekanan 5 bar telah berhasil dilakukan pada penelitian ini. Desain dimensi tabung dipilih dengan tegangan terendah yaitu panjang 490 mm, diameter dalam 153 mm, dan tebal 6 mm. Dari hasil simulasi *finite element analysis* dengan tekanan 2-6,5 bar, semakin besar tekanan yang disimulasikan maka akan menghasilkan nilai *stress*, *displacement*, dan *stain* yang besar pula. Bagian kritis untuk *stress* terjadi pada antara baut *flange* dan *head*, untuk *displacement* terjadi pada *shell* tabung, tutup alumunium, *head* dan sok drat *head*, dan untuk *strain* terjadi pada *shell* tabung dan *head*. Penelitian selanjutnya bisa dilakukan dengan mengurangi konsentrasi tegangan dengan ditambahkannya *reinforcement pad* untuk setiap komponen pada *shell* dan untuk mengetahui tegangan yang sebenarnya tabung udara perlu dilengkapi dengan *strain gauge*.

UCAPAN TERIMA KASIH

Terima kasih disampaikan kepada LPPM Universitas Ibn Khaldun Bogor yang telah memberikan bantuan dana penelitian dan kepada kepala Laboratorium Manufaktur Program Studi Teknik Mesin sebagai tempat dilaksanakannya penelitian ini.

REFERENSI

[1] I. Kurniawan, E. Septe, and I. Satria, “Perencanaan Bejana Tekan (Pressure Vessel) Tipe Separator

Untuk Fluida Gas," *Undergrad. Res. Fac. Ind. Technol. BUNG HATTA Univ.*, vol. 6, no. 2, 2015.

[2] C. Sutowo and Hantawan, "Perancangan pressure vessel kapasitas 0,017 m3 tekanan 1 MPa Untuk menampung air kondensasi Boge," *SINTEK*, vol. 5, no. 2, pp. 14–26, 2011.

[3] R. C. Putra, "Perancangan Bejana Tekan Kapasitas 5 M3 Dengan Tekanan Desain 10 Bar Berdasarkan Standar," *J. Tek. MESIN*, vol. 1, no. 1, 2017.

[4] D. Satrijo and S. Habasya, "Perancangan dan Analisa tegangan Bejana Tekan Horizontal dengan metode elemen hingga," *ROTASI*, vol. 14, no. 3, pp. 32–40, 2012.

[5] D. Wicaksono, P. Hartono, and U. Lesmanah, "Analisa pengaruh bentuk head terhadap tegangan maksimum yang diterima pada bejana tekan jenis Knock Out Drum," *J. Tek. Mesin*, vol. 13, no. 1, pp. 1–5, 2019.

[6] S. B. Kumar, P. Prasanna, and S. K.P., "Stress Analysis And Design Optimization Of A Pressure Vessel Using Ansys Package," in *Materialstoday: Proceeding*, 2018, pp. 4551–4562.

[7] E. Manullang, T. Stenly, and B. L. Maluegha, "Analisis Tegangan Pada Bejana Tekan Vertikal 13ZL10004291 Di PT. Aneka Gas Industri," *J. Online Poros Tek. Mesin*, vol. 5, no. 2, pp. 92–102, 2016.

[8] S. ASME, "2017 Boiler and Pressure Vessel Code, An International Code BPVC17," *ASME Boil. Press. Vessel Code*, p. 25, 2017.

[9] H. Sonawan, *Perancangan Elemen Mesin*, 1st ed. Bandung: Alfabeta, 2014.

[10] A. dkk. Aziz, "Perancangan Bejana Tekan (Pressure Vessel) Untuk Separasi 3 Fasa," *J. Ilm. SINERGI*, vol. 18, no. 1, pp. 31–38, 2014.

[11] S. I. Units, "A Text-Book of Obstetrics," *Edinb. Med. J.*, vol. 15, no. 4, p. 354, 1904.