

## Desain Jalur Pipa dari Flare *Knockout Drum* 43 MBD 310/401 menuju *Flare Stack*

Wisnu Priambodo<sup>1\*</sup>, Eko Julianto<sup>2</sup>, dan Ekky Nur Budiyo<sup>3</sup>

Program studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia<sup>1\*,2,3</sup>

Email: [wisnupriambodo2@gmail.com](mailto:wisnupriambodo2@gmail.com)<sup>1\*</sup>; [eko\\_julianto@ppns.ac.id](mailto:eko_julianto@ppns.ac.id)<sup>2\*</sup>; [ekky@ppns.co.id](mailto:ekky@ppns.co.id)<sup>3\*</sup>;

**Abstract** - Piping flare system is designed with 165Psi pressure, 63Psi operating pressure. Design temperature is 250°F and operating temperature is 225°F. Initial design design has a displacement of -5.77 on the X axis and -9.80 on the Z axis due to thermal expansion. Project specifications state a maximum displacement of 50mm or 2in. Variation in the dimensions of the expansion loop is done to determine the effect on the displacement value. The planned expansion dimensions are 12m for design I, 18m for design II, and 24m for design III. Stress and pressure drop in the piping system are also considered in addition to the displacement value. The magnitude of the direction of the X-axis displacement after the addition of the expansion loop in design I, design II and design III is 1,66in, 1,585in and 1,397in, respectively. Whereas in the Z axis direction is 1,790in, 1,15in and 1,147in. Stress analysis using manual and software shows that the value is accepted based on ASME B31.3 standard. While the maximum thermal load value based on software analysis is 896.9Psi, 621.6Psi, and 591.2Psi. Pressure drop analysis performed on design III shows a value of 0.198Psi.

**Keywords:** Displacement, flare, pressure drop, stress

### Nomenclature

$V_c$	fluid critical velocity, m/s
$P$	density, kg/m <sup>3</sup>
$t_m$	thickness min required
$P$	internal design pressure, Psi
$S$	allowable stress value of material, Psi
$E_q$	quality factor
$Y$	coefficient, for temperature below 900°F use value 0,4
$Ca$	corrosion allowance, in
$\Delta$	thermal expansion(in)
$\alpha$	koefisien Thermal Expansion , in/in/°F (mm/mm/°C)
$T_d$	temperatur Desain, °F (°C)
$T_o$	Temperatur Operasi, °F (°C)
$K1L$	width of loop (ft)
$L_c$	guide distance between loop (ft)
$Sc$	nilai tegangan ijin pada waktu sistem tidak beroperasi ( Psi )
$Sh$	nilai tegangan ijin pada waktu sistem beroperasi ( Psi )
$F_{ax}$	gaya aksial (lb)
$A_m$	cross section area of pipe (in <sup>2</sup> )
$M_b$	momen bending (lb.in)
$Z$	section Modulus (in <sup>3</sup> )
$W$	linear drag force (N/m)
$Re$	reynold number
$M$	momen (lb.in)
$E$	modulus elastisitas (Psi)
$i$	stress intensification factor

L Panjang pipa (in)

### 1. PENDAHULUAN

Flare system adalah bagian dari industri pengolahan gas alam. Sistem ini buat untuk mengolah sisa gas dari proses yang ada pada industri gas alam. Gas tersebut diakumulasikan kedalam flare knockout drum sebelum dipindahkan menuju flarestack. Sistem perpipaan dibuat untuk menghubungkan kedua equipment tersebut menjadi satu sistem.

Desain awal setelah dianalisa menggunakan software menunjukkan nilai ekspansi termal sebesar 5,699 in ke arah X negatif dan 9,632 in ke arah Z negatif. Nilai ini melebihi batas ijin yang disyaratkan perusahaan yaitu sebesar 2 in. Untuk mengurangi besarnya ekspansi termal dilakukan penambahan expansion loop pada area 1 dan area 2. Variasi panjang expansion loop dilakukan untuk mengetahui desain yang paling optimal dengan mempertimbangkan tegangan dan penurunan tekanan yang terjadi pada sistem. Analisa tersebut harus berdasarkan pada Project Basic Design dengan tetap mempertimbangkan kriteria penerimaan ASME B31.3, API 520, dan IPS E-PR-440.

### 2. METODOLOGI .

#### 2.1 Kecepatan Aliran Kritis

Berdasarkan Iranian Petroleum Standard E-PR-440 maksimum kecepatan kritis fluida dalam pipa dapat diketahui dengan persamaan 2.1. Kecepatan fluida yang mengalir di dalam

pipa harus kurang dari setengah nilai kecepatan kritis fluida.

$$V_c = 31,64 \frac{\sqrt{K.P}}{\rho} \quad (1)$$

## 2.2 Ketebalan Pipa

*Pipe wall thickness* atau ketebalan pipa adalah langkah yang dilakukan untuk mengetahui ketebalan minimum pada pipa berdasarkan tekanan dan jenis material yang digunakan. Perhitungan ketebalan minimum berdasarkan ASME B31.3 adalah sebagai berikut:

$$t_m = \frac{PD}{2(SE+PY)} + Ca \quad (2)$$

## 2.3 Thermal Expansion

*Thermal ekspansi* adalah gejala fisik pada pipa yang disebabkan karena pengaruh perbedaan temperatur fluida dalam pipa dan temperatur lingkungan yang menyebabkan perubahan panjang pipa. Besarnya *thermal expansion* diketahui dengan persamaan 3.

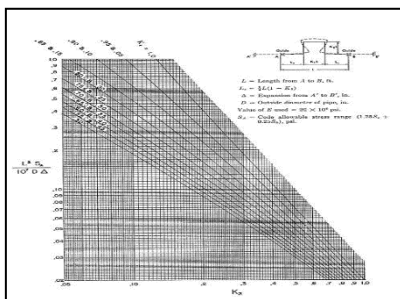
$$\Delta = \alpha \times L \times (T_i - T_o) \quad (3)$$

## 2.4 Expansion Loop

*Expansion loop* adalah salah satu metode yang digunakan untuk mengatasi masalah akibat besarnya *thermalexpansion* pada pipa. Perhitungan dimensi *loop* dilakukan dengan metode MW. Kellog dengan persamaan 4.

$$L = K1L + 2LC \quad (4)$$

Setelah selesai menentukan asumsi panjang *expansion loop*, dilanjutkan dengan menghitung K1 dan nilai  $\frac{L^2 Sa}{10^7 \Delta D}$ . Kemudian nilai K1 dapat diketahui pada grafik K2 -  $\frac{L^2 Sa}{10^7 \Delta D}$ .



Gambar 1. K2 -  $\frac{L^2 Sa}{10^7 \Delta D}$  Chart

## 2.5 Tegangan Ijin

Besarnya tegangan yang diizinkan mengacu pada ASME B31.3 untuk setiap material pada temperatur dan tekanan yang berbeda. Tegangan yang diizinkan pada ASME B31.3 adalah sebagai berikut:

*S due to Sustained Load*

*S due to Occasional Load*  $\leq 1,33Sh$

*S due to Thermal Load*  $\leq Sa = f(1,25 Sc + 0,25 Sh)$

## 2.6 Pembebanan pada Pipa

### 2.6.1 Sustained Load

*Sustained load* adalah jumlah longitudinal *stress* yang terjadi pada pipa meliputi *axialstress*, *bendingstress* dan *stress due to internal pressure*. Besarnya nilai *sustain load* diketahui dengan persamaan 2.8 berikut:

$$SL = \frac{Fax}{Am} + \frac{Mb}{Z} + \frac{P Do}{4 t} \quad (5)$$

### 2.6.2 Occasional Load

*Occasional load* adalah beban yang terjadi akibat gaya eksternal misalnya angin dan gempa. Besarnya tegangan akibat *seismic load* menurut Mohinder L. Nayyardapat dirumuskan sebagai berikut:

$$S_{occ} = 0,75 i 12 \frac{Wcsa L^2}{10 Z} 1,5G \quad (6)$$

Selain *occasionalload* akibat beban *seismic*, terdapat pula *occasional load* akibat beban angin. Besarnya *occasional load* akibat beban angin diketahui dengan persamaan berikut:

$$F = \frac{Cd Do q}{386,4} \quad (7)$$

$$q = \frac{p V}{2} \quad (8)$$

$$Re = p \frac{V Do}{\mu} \quad (9)$$

### 2.6.3 Thermal Load

*Thermal load* adalah beban yang terjadi akibat adanya perbedaan temperatur fluida dalam pipa dengan temperatur lingkungan. *Thermal load* yang terjadi dapat diketahui dengan menggunakan persamaan berikut:

$$S_T = \frac{i M}{Z} \quad (10)$$

$$M = \frac{6EI\Delta}{L^2} \quad (11)$$

$$\Delta = \frac{5WL^4}{384EI} \quad (12)$$

## 2.7 Panjang Equivalent Fitting

Perhitungan panjang *equivalent fitting* dilakukan untuk mengetahui besarnya nilai *equivalent fitting* sehingga *minor losses* yang terjadi pada pipa dapat diketahui. Panjang *equivalent fitting* diketahui dengan persamaan sebagai berikut:

$$L_{eqEI} = (L/D) \times D_o \quad (13)$$

### 2.8 Pressure Drop

Pressure drop adalah penurunan tekanan yang terjadi sepanjang pipa akibat adanya hambatan berupa belokan. Analisa *pressure drop two phase flow* dilakukan dengan Lockhart-Martinelli correlation sebagai berikut:

$$Re = \frac{\rho \cdot D_i \cdot v}{\mu} \quad (14)$$

$$f = \frac{16}{Re} \quad (15)$$

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{TP} = \phi^2 \cdot \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_L = \phi^2 \cdot \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_G \quad (16)$$

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1 Kecepatan Kritis

$$V_c = 31,64 \frac{\sqrt{K \cdot P}}{\rho}$$

$$V_c = 31,64 \frac{\sqrt{2 \cdot 1137,635}}{1,954}$$

$$V_c = 667,14 \text{ m/s}$$

Kecepatan fluida yang mengalir di dalam pipa harus kurang dari setengah nilai kecepatan kritis fluida (IPS-E-PR-440, 2003). Oleh karena itu kecepatan yang direncanakan harus kurang dari 333.57 m/s.

### 3.2 Evaluasi Ketebalan Pipa

Diameter luar pipa yang digunakan pada desain awal adalah 36 in. Ketebalan minimum pipa diketahui dengan persamaan 2.2.

$$t_m = \frac{PD}{2(SE+PY)} + Ca$$

$$t_m = \frac{200 \cdot 36}{2(19200 \cdot 0,8 + 200 \cdot 0,4)} + 0,125$$

$$t_m = 0,358 \text{ in}$$

Ketebalan pipa yang digunakan berdasarkan ASME B36.10M yaitu 0,375 in. schedule STD sehingga diameter dalam pipa yang digunakan adalah 35,25 in. Debit aliran fluida adalah 221,5 mmscfd. Nilai kecepatan fluida yang mengalir adalah :

$$Q = A \cdot v$$

$$Q = 221,5 \text{ Mmscfd}$$

$$Q = 72,43 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2$$

	Allowable		Desain I		Desain II		Desain III
--	-----------	--	----------	--	-----------	--	------------

$$A = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot 0,895^2$$

$$A = 0,63 \text{ m}^2$$

$$v = \frac{Q}{A}$$

$$v = \frac{72,43 \text{ m}^3/\text{s}}{0,63 \text{ m}^2}$$

$$v = 115,20$$

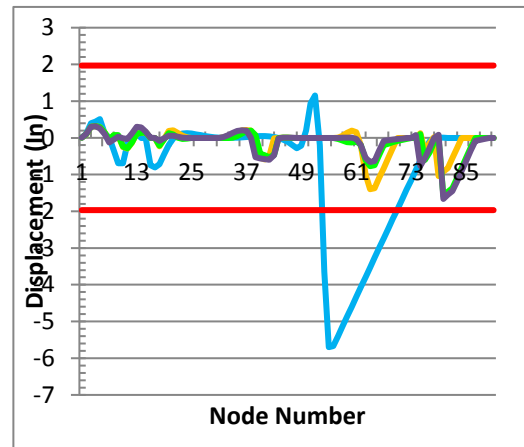
Nilai kecepatan fluida berdasarkan kecepatan yang diijikan IPS-E-PR-440 memenuhi kecepatan yaitu kurang dari setengah kecepatan kritis sehingga diameter dapat diterima.

### 3.3 Displacement

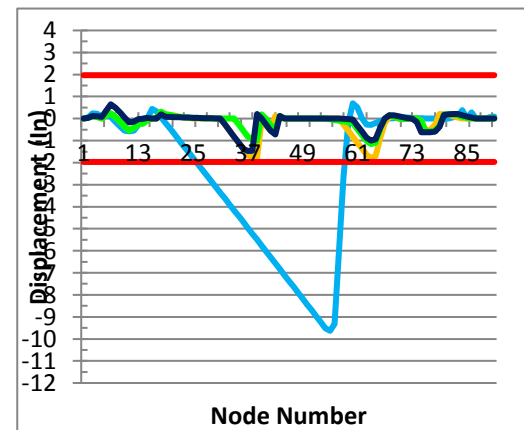
Tabel 1 ketentuan "L/D" beberapa fitting

Fitting	(L/D)
45 Standard elbow	16
90 Long radius elbow	20
Standard tee with flow through run	20

Besarnya displacement yang terjadi desain awal dan ketiga variasi desain dilakukan dengan menggunakan software. Hasil analisa ditampilkan dalam bentuk grafik seperti dibawah ini.



Gambar 2. Grafik . Besarnya displacement arah X



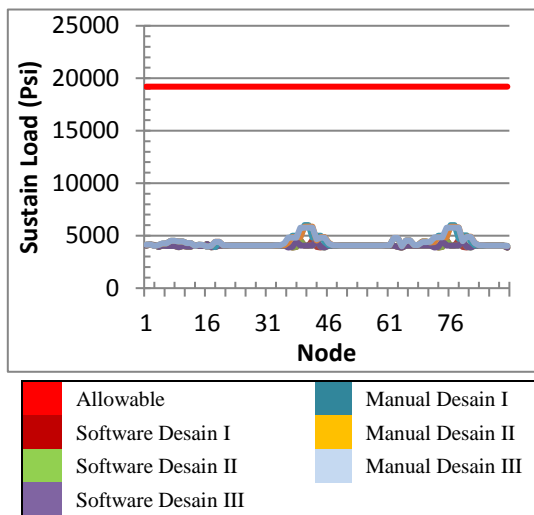
Gambar 3. Grafik . Besarnya displacement arah Z

Berdasarkan grafik 1 desain awal memiliki nilai *displacement* sebesar 5,699 in kearah X negatif pada node 550. Maksimum *displacement* yang terjadi pada desain I adalah 1.397 in terletak pada node 640. Maksimum *displacement* yang terjadi pada desain II adalah 1.585 in terletak pada node 800. Maksimum *displacement* yang terjadi pada desain III adalah 1.663 in terletak pada node 800. Berdasarkan grafik 2 desain awal memiliki nilai *displacement* sebesar 9.632 in kearah Z negatif pada node 550. Maksimum *displacement* yang terjadi pada desain I adalah 1.790 in terletak pada node 640. Maksimum *displacement* yang terjadi pada desain II adalah 1.157 in terletak pada node 640. Maksimum *displacement* yang terjadi pada desain III adalah 1.147 in terletak pada node 370.

### 3.1 Analisa Tegangan

#### 3.1.1 Sustain Load

Nilai maksimum *sustain load* berdasarkan analisa manual berturut-turut adalah sebesar 4.619,37 Psi, 4.542,63 Psi dan 4.490,54 Psi. Sedangkan hasil analisa dengan *software* menunjukkan nilai maksimum berturut-turut adalah sebesar 6011,6 Psi, 5765,8 Psi, 5765,8 Psi. Kenaikan nilai tegangan pada beberapa node disebabkan karena nilai bending stress yang meningkan pada segmen pipa yang lebih pendek, oleh karena itu nilai sustain load menjadi lebih besar.



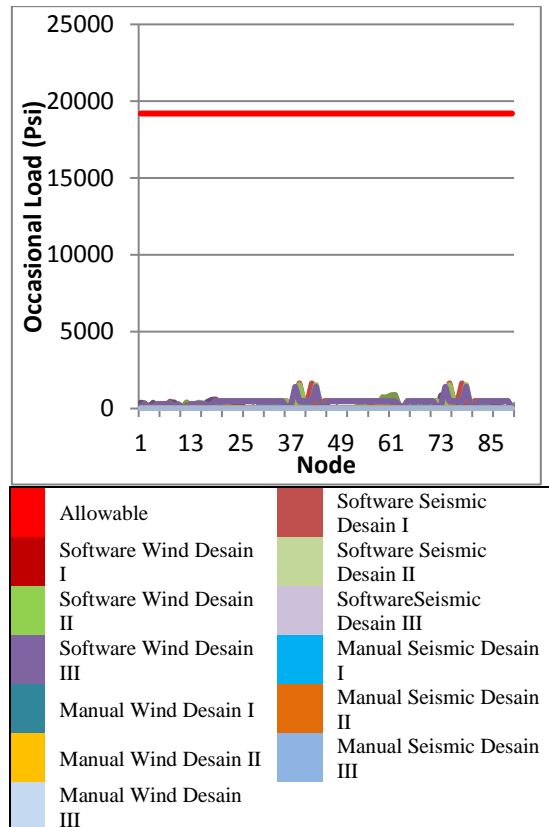
Gambar 4. Grafik Sustain load manual dan software

#### 3.1.2 Occasional Load

Nilai maksimum *seismic load* berdasarkan analisa manual berturut-turut adalah sebesar 1.635,31 Psi, 1.524,85 Psi, 1.411,89 Psi. Sedangkan hasil analisa dengan *software* menunjukkan nilai maksimum berturut-turut adalah sebesar 605,7 Psi, 890,4 Psi, 962,1 Psi.

Nilai maksimum *seismic load* berdasarkan analisa manual adalah sebesar 1,437 lb/in<sup>2</sup>. Sedangkan hasil analisa dengan *software*

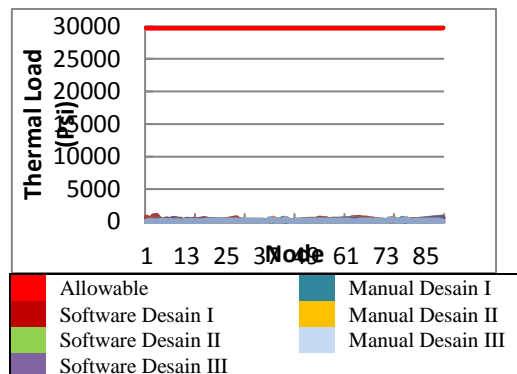
menunjukkan nilai maksimum berturut-turut adalah sebesar 209,2 Psi, 472,3 Psi, 256,4 Psi.



Gambar 5 Grafik occasional load manual dan software

#### 3.1.3 Thermal Load

Nilai maksimum *seismic load* berdasarkan analisa manual berturut-turut adalah sebesar 473,18 Psi, 441,22 Psi dan 408,53 Psi. Sedangkan hasil analisa dengan *software* menunjukkan nilai maksimum berturut-turut adalah sebesar 35.376 Psi, 34.990 Psi, 35.513 Psi. Nilai thermal load dipengaruhi oleh momen bending, dimana momen besarnya sendiri dipengaruhi oleh panjang pipa dan defleksi yang terjadi pada pipa.



Gambar 5 Grafik thermal load manual dan software

### 3.2 Pressure Drop

#### 3.2.1 Panjang Ekuivalen Fitting

Panjang Equivalent pada Elbow

$$\begin{aligned} L_{eqEII} &= 20 \times 914 \text{ mm} \\ L_{eqEII} &= 18280 \text{ mm} \\ \sum L_{eqEII} &= 17 \times 18,280 \text{ m} \\ \sum L_{eqEII} &= 310,76 \text{ m} \end{aligned}$$

Panjang Equivalent pada Tee

$$\begin{aligned} L_{eqT} &= 20 \times 914 \text{ mm} \\ L_{eqT} &= 18280 \text{ mm} \\ \sum L_{eqT} &= 1 \times 18,28 \text{ m} \\ \sum L_{eqT} &= 18,28 \text{ m} \end{aligned}$$

Total panjang equivalent fitting adalah 329,04 m.  
 Sehingga panjang keseluruhan adalah:

$$\begin{aligned} \sum L &= 230 \text{ m} + 130 \text{ m} + 329,04 \text{ m} \\ \sum L &= 589,04 \text{ m} \end{aligned}$$

### 3.2.2 Vapour Phase

$$\begin{aligned} Re &= \frac{\rho D_i v}{\mu} \\ Re &= \frac{1.95 \times 0.895 \times 115,20}{1.4 \times 10^{-5}} \\ Re &= 1.44 \times 10^7 \\ f &= \frac{16}{Re} \\ f &= \frac{16}{1.44 \times 10^7} \\ f &= 1.11 \times 10^{-6} \\ \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_G &= f \times \rho \times v^2 \times \frac{2}{D_i} \\ \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_G &= 1.11 \times 10^{-6} \times 1.95 \times 115,20^2 \times \frac{2}{0.895} \\ \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_G &= 0,064 \text{ Pa/m} \end{aligned}$$

### 3.2.3 Liquid Phase

$$\begin{aligned} Re &= \frac{\rho D_i v}{\mu} \\ Re &= \frac{799.48 \times 0.895 \times 115,20}{2,17 \times 10^{-4}} \\ Re &= 3,80 \times 10^8 \\ f &= \frac{16}{Re} \\ f &= \frac{16}{3,80 \times 10^8} \\ f &= 4,21 \times 10^{-8} \\ \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_L &= f \times \rho \times v^2 \times \frac{2}{D_i} \\ \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_L &= 4,21 \times 10^{-8} \times 799.48 \times 115,20^2 \times \frac{2}{0.895} \\ \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_L &= 0,997 \text{ Pa/m} \end{aligned}$$

### 3.2.4 Two Phase

$$\begin{aligned} \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{TP} &= \phi^2 \cdot \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_L = \phi^2 \cdot \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_G \\ \phi^2 &= 1 + \frac{C}{X} + \frac{1}{X^2} \\ X^2 &= \left(\frac{\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_L}{\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_G}\right) \\ X^2 &= \left(\frac{0,997 \text{ Pa}}{0,064 \text{ Pa}}\right) \\ X^2 &= 15,50 \\ X &= 3,94 \\ C &= 5 \\ \phi^2 &= 2,33 \\ \left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{TP} &= 2,33 \times 0,997 \text{ Pa/m} \end{aligned}$$

$$\left(\frac{\Delta P}{L}\right)_{TP} = 2,32 \text{ Pa/m}$$

## 4. KESIMPULAN

Berdasarkan analisa yang telah dilakukan pada ketiga desain dengan variasi panjang *expansion loop* yang berbeda, dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut:

1. Ketebalan minimum yang digunakan adalah 3,75 in dengan *inside diameter* pipa 35,25 in.
2. Nilai tegangan yang terjadi pada desain berdasarkan analisa manual dan software dilihat pada tabel berikut:

Tabel 4. Kesimpulan Hasil Analisa Tegangan Pipa

Load Case	Tegangan (Psi)		
	Desain I	Desain II	Desain III
Sustain	4.619,37	4.542,63	4.490,54
	6011,60	5.860,60	5765,80
Occasional Seismic	1.635,31	1.524,85	1.411,89
	605,70	890,40	962,10
Occasional Wind	1.437,00	1.437,00	1.437,00
	209,20	472,30	256,40
Thermal	473,18	441,22	408,53
	896,9	621,6	591,2

3. *Pressure drop* yang terjadi pada desain III adalah sebesar 0,198 Psi telah memenuhi *allowable pressure drop* berdasarkan API 521 yaitu sebesar 2 Psi.
4. Penambahan *expansion loop* menurunkan nilai *displacement*. Besarnya nilai *maximum displacement* pada desain I, II dan III pada arah sumbu X berturut-turut adalah 1.397 in, 1.585 in dan 1.663 in. Sedangkan besarnya nilai *maximum displacement* pada desain I, II dan III pada arah sumbu Z berturut-turut adalah 1.790 in, 1.157 in dan 1.147 in.

## 5. UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis menyadari penyelesaian jurnal ini tidak terlepas dari bimbingan dan motivasi dari berbagai pihak, penulis menyampaikan rasa terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Ir. Eko Julianto, M.Sc, MRINA selaku Direktur Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya sekaligus Dosen Pembimbing I yang telah memberikan pengarahan kepada penulis dalam mengerjakan tugas akhir.
2. Bapak George Endri K., ST., MSc.Eng. selaku Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.

3. Bapak R. Dimas Endro W., ST., MT. selaku Ketua Program Studi Teknik Perpipaan, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
4. Bapak Ekky Nur Budiyanto, S.ST., M.T. selaku Dosen Pembimbing II yang telah memberikan pengarahan kepada penulis dalam mengerjakan tugas akhir.
5. Kedua orang tua penulis yang tiada hentinya memberikan kasih sayang kepada penulis.
6. Teman teman dari Teknik Perpipaan.
7. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

## 7. PUSTAKA

- [1] ASME B31.3 – 2014. *Process Piping*
- [2] Chamsudi, Ahmad. 2005. Diktat – *Piping Stress Analysis*
- [3] Iranian Petroleum Standard – E-PR-440, Mar. 1996: *Engineering Standard For Process Design Of Piping Systems (Process Piping And Pipeline Sizing) Original Edition.*
- [4] Nayyar , Mohinder L. 1999. *Piping Handbook – Seventh Edition*
- [5] Paul R. Smith and Thomas J. Van Laan. 1987. *Piping And Pipe Support: Design And Engineering*
- [6] Sam kannappan. 1986. *Introduction To Pipe Stress Analysis*