

ANALISA TEGANGAN DAN FATIGUE PIPA VENTING CONTROL VALVE LINE 6-MPS-3A-004 JALUR STEAM HEADER GAS COGENERATION PLANT

Radif Ajidan^{1*}, Heroe Poernomo², Sudiyono³

Program studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia^{1}*

Program studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia²

Program studi D-IV Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia³

Email : radif17@gmail.com^{1*}; hero_e_p@poltera.ac.id²; sudiyono@gmail.com³

Abstract - PT.Pembangunan Perumahan (PP) as the main contractor plans to conduct rerouting 6-inch venting valve control valve which is connected to steam header pipe in Gresik gas cogeneration plant. General Arrangement and pipe routing of the initial design will be changed due to brazing piperack and cable tray lines. The operating conditions on the pipe have a design temperature of 420 °C and a design pressure of 53 bar. In this final project will be discussed about stress and fatigue analysis using CAESAR II software which aims to obtain the condition of secure piping system when operated. In this path there needs to be an observation on pipe to reduce the risk of failure of the pipe due to the thermal load. In the results of calculation obtained the value of stress . Highest stress value due to the hydrotest load of 5587.6 psi. Highest stress value due to sustained load of 5225psi.. Highest stress value due to occasional load of 5227.3 psi. Highest stress value due to expansion load of 40446,7psi. Highest stress value due to operation load of 39912.8 psi.

Keywords : fatigue, stress, steam header, venting control valve.

Nomenclature

t	Pressure design thickness (in.)
P	Internal design pressure (psi)
S	Allowable stress material (psi)
E	Quality factor dari tabel A-1B (ASME B31.3)
Y	Coeffisient dari tabel 304.1.1 (ASME B31.3)
CA	Corrosiaon allowance
Z	Modulus section (in ³)
Sh	Allowable stress hot (Psi)
W	Berat pipa (lb/in)
F_a	Gaya aksial (lb)
A_m	Luas penampang pipa (in ²)
M_b	Momen bending (lb.in)
c	Jarak dari sumbu pipa (in)
I	Momen inersia penampang (in ⁴)
P	Tekanan internal
d_o	Diameter luar pipa (in)
t	Tebal pipa (in)
S_L	Tegangan longitudinal (Psi)
S	Seismic stress (Psi)
I	Stress intensification factor
L	Panjang pipa (in)
G	Seismic acceleration

Z	Modulus section (in ³)
Δ	Displacement (in)
L	Modulus elastisitas (psi)
E	Panjang pipa (m)

1. PENDAHULUAN

Pengembangan dengan membangun pembangkit tenaga listrik, dan uap berbahan bakar gas bumi (*Gas Cogeneration Plant*) dengan kapasitas turbin berdaya 22 MW listrik, dan 160 ton steam per hour (TPH) yang yang berasal dari satu package boiler berkapasitas 100 TPH, dan satu *heat recovery steam generation* boiler berkapasitas 60 TPH. Gresik Gas Cogeneration Plant (GGCP) berfungsi untuk memenuhi kebutuhan operasional produksi pabrik baru PG yaitu, Pabrik Amurea II dan Pabrik Pupuk Phonska V berupa steam.

Venting control valve merupakan jalur yang berfungsi sebagai pembuangan steam ke atmosfer melalui silencer ketika tekanan di header melebihi tekanan yang ditentukan. Ditengah pengerjaan proyek tersebut, PT. Pembangunan Perumahan (PP) selaku main kontraktor berencana melakukan perubahan desain jalur pipa *venting control valve* 6-MPS-

3A-004 berukuran 6 inch sch 80 material *carbon steel* ASTM A106 Grade B dengan temperatur desain 420 °C dan tekanan desain 51.5 bar. Jalur tersebut memungkinkan terjadinya beban dan tegangan berlebih karena dimensi *loop pipe* yang lebih pendek dari desain awal sehingga pada jalur tersebut perlu mendapat perhatian khusus agar sistem dapat berjalan dengan baik dan aman sesuai dengan maksimum *allowable* yang diijinkan berdasarkan standard ASME B31.3[1].



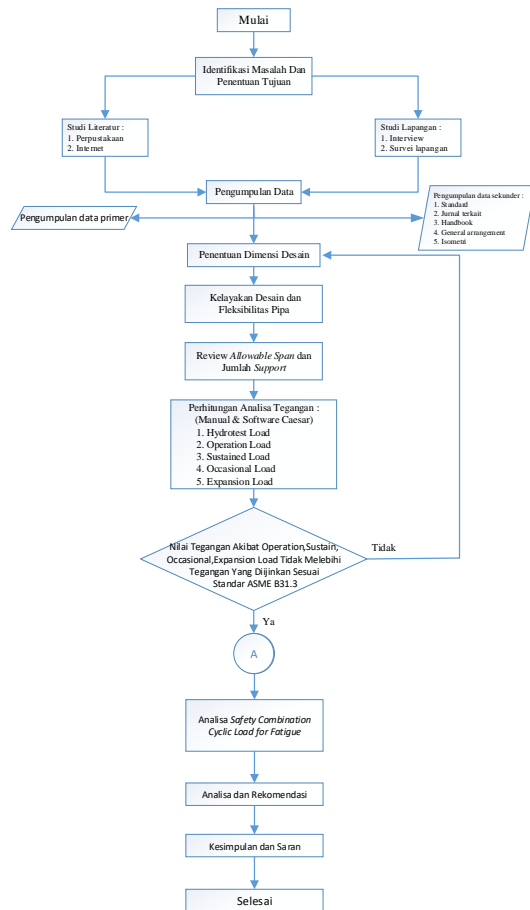
Gambar 1. Naviswork Layout Design of Venting Control Valve1 (Pribadi,2018)

Dalam tugas akhir ini akan dibahas penelitian mengenai analisa tegangan dan *fatigue* pipa *medium pressure steam venting* material ASTM A106 Gr. B diameter 6 inch pada *Gresik Gas Cogeneration Plant (GGCP)* yang perancangannya dilakukan oleh PT.PP jalur 6-MPS-3A-004 keluaran dari *steam header* 14-MPS-3A-003 menuju Pabrik Amurea II. Analisis sistem perpipaan ini meliputi analisa tegangan yang bertujuan untuk memperoleh kondisi sistem perpipaan yang aman ketika beroperasi dengan memperhatikan aspek teknis. Analisa tegangan yang dilakukan pada 5 kondisi pembebanan yakni hidrotest, operasi, sustain, okasional, ekspansi. Perhitungan tegangan dan *fatigue* dilakukan berdasarkan *standard code ASME B31.3* dan *software CAESAR II*.

2. METODOLOGI

2.1 Diagram Alir Penelitian

Didalam suatu penelitian diperlukan suatu data pendukung untuk mempermudah dalam melakukan suatu penelitian. Pada penelitian ini akan dilakukan analisa tegangan dan *fatigue* untuk memastikan desain sistem perpipaan sesuai dengan kriteria yang diijinkan pada piping code & standard ASME B31.3 “*Process Piping*” dan *software CAESAR II*. Diagram alir dari penelitian tugas akhir ini dapat dilihat pada Gambar 2.



Gambar 2. Diagram Alir Penelitian

2.2 Data Penelitian

Material Pipa : Carbon Steel, SA A106 Gr B (*Seamless*)

Outside Diameter (OD) :	6,625 inc
Inside Diameter (ID) :	5,761 inc
Corrosion Allowance :	0,05 inc
Density Pipa :	0,283 lb/in ³
Temperatur Desain :	420 °C
Temperatur Operasi :	330 °C
Tekanan Desain :	53 bar
Tekanan Hidrotest :	77,25 bar
Jenis Fluida :	Steam
Density Fluida :	17,02 kg/m ³
Insulasi Pipa :	Calcium Silikat
Tebal Insulasi :	4,5 inc
Inertia Moment :	40,49 inc ⁴
Sh, T= 420 °C :	12000 psi (82,62 MPa)
Kode Standar Desain :	ASME B31.3

2.3 Formula Perhitungan

Rumus yang digunakan dalam perhitungan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Minimum wallthickness

Tebal minimum pipa mengacu pada standard ASME B31.3, 2016 [1] dengan rumus sebagai berikut :

$$Tm = \frac{P.D}{2(SE+PY)} + CA \quad (1)$$

2. Weight of pipe

Perhitungan secara manual diawali dengan menghitung berat pipa per satuan panjang (w). Berat tersebut dapat dihitung sesuai dengan persamaan (Sam Kannapan, 1986) [3] sebagai berikut :

$$a) \text{ Weight of pipe } (W_p) = \frac{\pi}{4} \cdot (OD^2 - ID^2) \cdot \rho_{\text{pipe}} \cdot L \quad (2)$$

$$b) \text{ Weight of content } (W_c) = \frac{\pi}{4} \cdot (ID^2) \cdot \rho_{\text{fluida}} \cdot L \quad (3)$$

$$c) \text{ Weight of insulation } (W_i) = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{\text{ins}} - OD^2) \cdot \rho_{\text{insulasi}} \cdot L \quad (4)$$

$$d) \text{ Weight total of pipe } (W) = W_p + W_c + W_i \quad (5)$$

3. Pipe support

Penyangga pipa dalam sistem perpipaan adalah sebuah alat yang berfungsi untuk menjadi penahan atau penumpu pipa yang melintas dari suatu tempat ke tempat yang lain. Perhitungan *allowable pipe span based on limitation of stress* (Chamsudi, 2005) [2].

$$\text{Allowable Pipe Span} = \sqrt{0,33xZxSh/W} \quad (6)$$

4. Pipe load classification

Pipe load adalah beban yang terjadi pada sistem perpipaan yang diteruskan ke struktur bangunan penumpu melalui peralatan penumpu atau restraint. Sistem perpipaan pada kondisi operasi tentunya mengalami berbagai macam beban. Beban yang dialami diantaranya beban pipa, berat fluida, berat insulasi, beban angin maupun gempa bumi.

a) Beban Sustain (*Sustained Load*)

Sustain adalah beban yang bekerja secara terus-menerus pada pipa. Tegangan yang terjadi pada beban sustain merupakan hasil dari jumlah tegangan longitudinal S_L akibat tekanan, berat, dan beban sustain lain dengan tidak melebihi dari S_h ($S_L < S_h$) (Chamsudi, 2005)[2]. Nilai tegangan izin pada kondisi sustained load berdasarkan ASME B31.3 *Appendix A Table A-1*. Beban sustain menyebabkan terjadinya tegangan antara lain *axial stress longitudinal stress*, dan *bending stress*.

$$S_L = \frac{Fax}{Am} + \frac{Mbc}{I} + \frac{Pdo}{4t} \quad (7)$$

b) Beban Okasional (*Seismic Load*)

Beban ini juga disebut beban *seismic*, disebabkan oleh bergeraknya tanah secara acak yang melalui anchor struktur/pipa ke tanah dan menyebabkan beban inersia dari struktur/pipa yang terinduksi. Pergerakan tanah yang acak ini sebenarnya merupakan somasi yang tak

hingga jumlahnya dari pergerakan tanah yang sifatnya siklus (Tijara Pratama, 2004)[6].

$$S = 0.75i \times 12 \times \frac{WL^2}{8Z} \times 1.5G \quad (8)$$

c) Beban Ekspansi (*Thermal Load*)

Beban ekspansi merupakan beban yang timbul akibat ekspansi panas. Beban dapat disebabkan oleh Beban thermal akibat pembatasan gerak oleh tumpuan, beban ini (gaya dan momen) timbul jika ekspansi atau kontraksi bebas perpipaan akibat termal terhalang oleh tumpuan.

1. Beban thermal akibat perbedaan temperatur yang besar dan cepat, termasuk juga akibat distribusi temperature yang tidak seragam karena adanya aliran kalor yang tinggi melalui dinding pipa.

2. Beban thermal akibat koefisien ekspansi, setiap material pipa mempunyai koefisien ekspansi yang berbeda.

Untuk pipa lurus analisa ekspansi thermal didapat berdasarkan metode *guided cantilever*. Sebelumnya didapatkan dulu nilai deflection dan induced moment menggunakan persamaan sebagai berikut (Tijara Pratama, 2004) [6] :

$$\Delta = \frac{5WL^4}{384EI}$$

$$M = \frac{6EI\Delta}{L^2}$$

$$S = \frac{LM}{Z}$$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Perhitungan Minimum Wallthickness

Tebal pipa merupakan salah satu faktor agar sistem perpipaan dapat berfungsi dengan aman dalam menahan beban fluida. Ketebalan pipa minimal harus mampu menahan *pressure load* fluida yang mengalir. Besar atau kecilnya nilai ketebalan pipa dipengaruhi oleh *pressure load* fluida dan juga *allowable stress* yang dimiliki oleh tiap material tersebut. Perhitungan minimal ketebalan pipa telah diatur oleh *Code* dan *Standart* yang digunakan sebagai acuan dalam pengerjaan suatu proyek.

Berdasarkan persamaan 1 didapatkan hasil perhitungan minimum wallthickness pipa material SA 106 Gr. B diameter 6 inch berdasarkan desain *pressure* yang ditentukan dengan nilai *corrosion allowance* 1,27 mm sebesar 6,426 mm. Sedangkan tebal yang dibutuhkan dalam perhitungan tersebut ditambahkan mill tolerance sebesar 12,5% , jadi tebal yang dibutuhkan sebesar 7,344 mm..

Tabel 1. Nominal Pipe Size (API 574 Ins Practice)

Pipe Size (NPS)	Pipe Size DN	Actual OD in.	Actual OD mm	Schedule	Weight Class	Approximate ID in.	Approximate ID mm	Nominal Thickness in.	Nominal Thickness mm
6	150	6.625	168.3	40	STD	6.065	154.08	0.280	7.11
				80	XS	5.761	146.36	0.432	10.97
				120		5.501	139.76	0.562	14.27
				160		5.187	131.78	0.719	18.26
				—	XXS	4.897	124.4	0.864	21.95

Schedule yang sesuai berdasarkan perhitungan minimum wall thickness dan penambahan mill tolerance sebesar 12,5% tersebut menggunakan pipa 6 inch schedule 80 dengan nominal thickness sebesar 10,97 mm.

3.2 Menghitung Berat Total Pipa

a) Berat pipa (Wp)

$$W_p = \frac{\pi}{4} \cdot (OD^2 - ID^2) \cdot \rho_{pipe} \cdot L$$

$$= \frac{\pi}{4} \cdot (6,625^2 - 5,761^2) \cdot 0,283 \text{ lb/in}^3 \cdot 12$$

$$= 28,543 \text{ lb/ft}$$

b) Berat fluida (Wf)

$$W_f = \frac{\pi}{4} (ID^2) \cdot \rho_{fluida} \cdot L$$

$$= \frac{\pi}{4} (5,761^2) \cdot 0,0006148 \text{ lb/in}^3 \cdot 12$$

$$= 0,1923 \text{ lb/ft}$$

c) Berat insulasi Calcium Silikat (Wi)

$$W_i = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{ins} - OD)^2 \cdot \rho_{insulasi} \cdot L$$

$$= \frac{\pi}{4} \cdot (11,125^2 - 6,625^2) \cdot 0,0071 \text{ lb/in}^3 \cdot 12$$

$$= 5,2696 \text{ lb/ft}$$

$$* 1 \text{ lb/ft} = 1,4882 \text{ kg/m}$$

d) Berat total (W)

$$W = m \times g$$

$$= (28,543 + 0,1923 + 5,2696) \text{ lb/ft}$$

$$= 34,0049 \text{ lb/ft} \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$= 50,605 \text{ kg/m} \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$= 496,435 \text{ N/m}$$

e) Modulus penampang pipa (Z) = 12,2 inc³

$$= 0,00019992 \text{ m}^3$$

3.3 Pipe Support Analysis

a) Pipe Span Calculation

Penyangga pipa dalam sistem perpipaan adalah sebuah alat yang berfungsi untuk menjadi penahan atau penyangga pipa. Support adalah sebuah komponen dari sistem perpipaan yang menyalurkan beban yang bekerja pada pipa ke struktur penyangga.

Modulus section (Z) = 12,2 inc³

$$= 0,00019992 \text{ m}^3$$

$$L_s = \frac{\sqrt{0,4 \times Z \times S \times h}}{w}$$

$$= \frac{\sqrt{0,4 \times 0,00019992 \text{ m}^3 \times 82620000 \text{ N/m}^2}}{496,435 \text{ N/m}}$$

$$= 3,648 \text{ m}$$

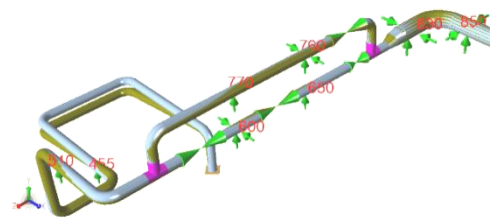
Berdasarkan batasan tegangan, maksimum jarak yang diijinkan antara penyangga pipa adalah 3,648 m dibulatkan menjadi 3,5 m. Sehingga jumlah penyangga yang dibutuhkan : $\frac{24,8}{3,5} \approx 7$ buah

b) Load on Restrained

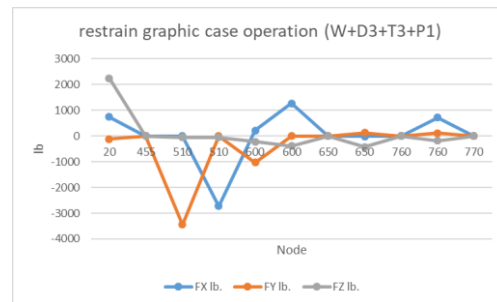
Pada penelitian ini, penentuan jenis support yang dilakukan berdasarkan isometric drawing. Pada analisa perhitungan beban support ini dilakukan pada berbagai kondisi pembebanan menggunakan software CAESAR II. Selanjutnya dilakukan analisa pada kondisi manufaktur. Kondisi manufaktur adalah proses dimensional fabrikasi dan data-data yang digunakan berasal dari manufaktur data report. Pada kondisi ini telah diketahui nilai dimensi support desain. Jenis support pada setiap node ditunjukkan pada Tabel 2 dan Gambar layout CAESAR isometric yang ditunjukkan pada Gambar 3 seperti berikut:

Tabel 2. Penentuan Jenis Support

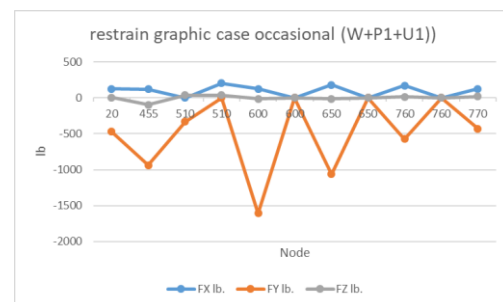
Node	Arah Gaya	Jenis Support
20	Rigid ANC	Anchor
455	Rigid +Y	SR2C
510	Rigid +Y	SD2C
510	Rigid LIM	SD2C
600	Rigid +Y	SG2C
600	Rigid GUI w/gap	SG2C
650	Rigid +Y	SD2C
650	Rigid LIM w/gap	SD2C
760	Rigid +Y	SG2C
760	Rigid GUI w/gap	SG2C
770	Rigid +Y	SR2C



Gambar 3. Layout Caesar Isometric (Pribadi, 2018)

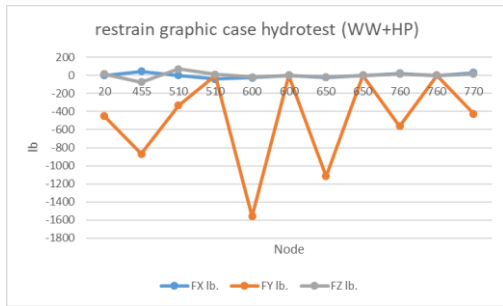


Gambar 4. Grafik Restrain Occasional Load

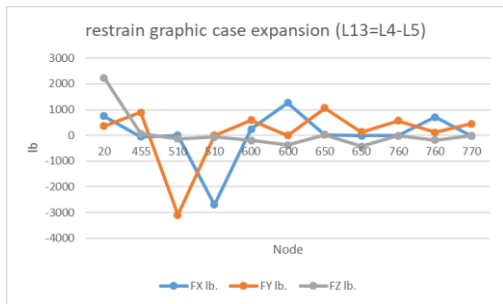


Gambar 5. Grafik Restrain Hydrotest Load

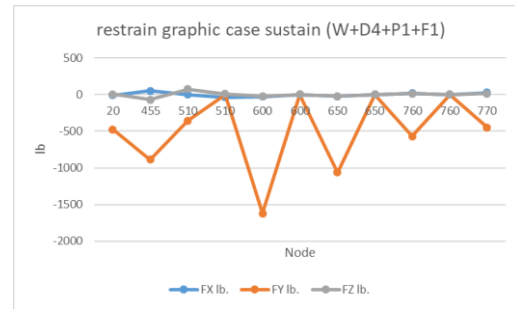
Grafik restrain load berbagai kondisi pembebanan pada setiap node support.



Gambar 6. Grafik Restrain Operation Load



Gambar 7. Grafik Restrain Expansion Load



Gambar 8. Grafik Restrain Sustain Load

Tabel 3. Hasil analisa tegangan beberapa kondisi pembebanan

No	Analysis	Global Force	Piping Code Std	Highest Stress Parameter (lb./ksi.)							Allowable Stress	Ratio
				Code Stress	Actual Stress	Bending Stress	Torsion Stress	Hoop Stress	Max Stress Intensity	Allowable Stress		
1	Stress	Hydrotest (WW+HP)	ASME B31.3	3387.00	3387.00	2254.00	397.00	7516.30	8930.10	35000.00	15.56	
2		Operation load case 1 (W+D4+P1+F1)	ASME B31.3	0.00	2788.10	30630.90	6401.90	5083.90	37146.70	33429.00	0.00	
3		Operation load case 2 (W+D4+P1+F1)	ASME B31.3	0.00	2773.90	20826.20	5629.90	5083.90	32947.20	29621.80	0.00	
4		Sustained load case 1 (W+D4+P1+F1)	ASME B31.3	0.00	3311.50	39770.60	4936.30	5083.90	50909.10	39912.80	0.00	
5		Operation load case 2 (W+D4+P1+F1)	ASME B31.3	5225.00	2794.00	3383.30	442.60	5849.10	7068.40	8647.80	60.42	
6		Sustained load case 2 (W+D4+P1+F1)	ASME B31.3	5225.00	2794.00	3383.30	442.60	5849.10	7068.40	8647.80	60.42	
7		Occasional load case 1 (W+P1-U1)	ASME B31.3	5063.70	2786.50	3682.10	437.40	5849.10	7068.20	11501.60	44.01	
8		Occasional load case 1 (W+P1-U1)	ASME B31.3	5227.30	2792.20	3547.80	464.20	5849.10	7074.30	11501.60	45.45	
9		Occasional load case 1 (W+P1-U1)	ASME B31.3	5206.90	2783.50	3719.30	473.90	5849.10	7074.70	11501.60	45.27	
10		Occasional load case 1 (W+P1-U1)	ASME B31.3	5059.90	2793.90	3737.40	463.00	5849.10	7072.90	11501.60	43.99	
11		Expansion load case 1 (L13=L4-L5)	ASME B31.3	31122.40	887.50	30624.80	6342.30	0.00	34387.60	32913.50	94.56	
12		Expansion load case 2 (L13=L4-L5)	ASME B31.3	27321.00	580.70	26899.10	5449.90	0.00	30189.40	36545.20	74.76	
13		Expansion load case 3 (L13=L4-L5)	ASME B31.3	42446.70	1645.20	40245.90	4870.60	0.00	51416.70	48922.40	82.68	

3.4 Pipe Stress Analysis

Sistem perpipaan harus mampu menahan semua gaya, moment dan beban yang bekerja selama operasi, baik beban statik maupun beban dinamik. Penjelasan *allowable stress type* dan *load case* :

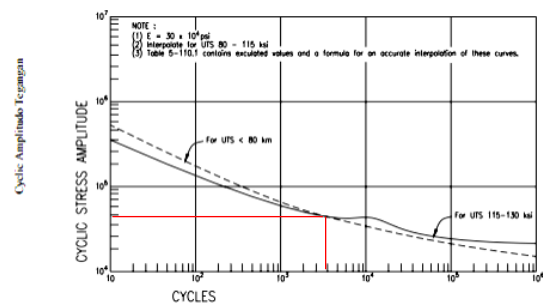
1. (OPE) Operating : Stress yang terjadi akibat beban kombinasi antara *sustain load* dan *expansion load* dimana biasa terjadi pada kondisi *operational*.
2. (SUS) Sustained : Stress yang terjadi secara terus menerus selama umur operasi akibat tekanan, berat pipa dan fluida.
3. (OCC) Occasional : Stress yang terjadi hanya dalam waktu relatif singkat akibat beban *sustained load* ditambah *occasional load* (seperti angin, gempa, *wave*, *vibrasi*, *water hammer* dan lain-lain)
4. (EXP) Expansion : Stress yang terjadi akibat adanya perubahan temperatur.
5. (HYD) Hydrotest : Stress akibat tekanan air saat dilakukan *hydrotest*.

Summary Load Case

Didapatkan perhitungan nilai tegangan menggunakan *software CAESAR II* yang ditampilkan pada Tabel 3 sebagai berikut :

3.5 Combination Cyclic Load of Fatigue

Berdasarkan umur *fatigue (N)*, *fatigue* dapat diklasifikasikan menjadi 2 yaitu *fatigue* siklus rendah (*low cycles fatigue*) untuk umur *fatigue* $10^0 < N < 10^3$ dan *fatigue* siklus tinggi (*high cycles fatigue*) untuk umur *fatigue* $N > 10^5$. Nilai tegangan yang diambil berdasarkan perhitungan *allowed fatigue stress* rang didapatkan nilai sebesar 62647 psi atau 62,647 ksi dengan *minimum allowable cycles* sebesar 200957. Dari tegangan tersebut kemudian di plot ke diagram *S-N curves* untuk mengetahui nilai siklus pada *expansion load* yang ditunjukkan pada Gambar 9 di bawah ini.



Gambar 9. Kurva Ketahanan untuk Material Carbon dan Alloy Steel (ASME Sect VIII Div 2)

Dari Gambar 9 diatas dapat disimpulkan bahwa desain jalur perpipaan ini memiliki umur siklus akibat *thermal* dan *sustained load* sebesar 2×10^3 siklus dan tergolong *fatigue* siklus lemah (*low cyclic fatigue*).

4. KESIMPULAN

Dari pembahasan dan analisa yang telah dilakukan dapat diambil beberapa kesimpulan,

1. Nilai minimum *wall thickness* berdasarkan desain *pressure* pada jalur *reroute* pipa *venting control valve* 6-MPS-3A-004 sebesar 7,344 mm. *Schedule* yang digunakan berdasarkan *piping class* menggunakan *schedule* 80 dengan *nominal thickness* sebesar 10,97 mm.
2. Dari hasil perhitungan *pipe span support*, jarak maksimum antar *pipe support* pada pipa dengan diameter 6 inch material A106 Gr B sebesar 3,648 m dengan jumlah support 7 buah. Nilai beban restrain (X,Y,Z) terbesar akibat beban operasi sebesar -2730 lb, -3447 lb, 2243 lb terletak pada node 510, 510, 455 dengan tipe rigid LIM, rigid +Y, rigid +Y.
3. Desain *reroute* memiliki nilai tegangan akibat pembebanan *hydrotest, operation, sustain, occasional, expansion*. Pada hasil perhitungan di dapatkan nilai tegangan (*stress*). Nilai tegangan tertinggi akibat beban *hydrotest* terdapat pada node 398 sebesar 5587,6 psi dengan nilai allowable stress sebesar 35000 psi. Nilai tegangan tertinggi akibat beban *sustained* terdapat pada node 398 sebesar 5225 psi dengan nilai allowable stress sebesar 8647,8 psi. Nilai tegangan tertinggi akibat beban *occasional* terdapat pada node 20 sebesar 5227,3 psi dengan nilai allowable stress sebesar 11501,6 psi. Nilai tegangan tertinggi akibat beban *expansion* terdapat pada node 700 sebesar 40446,7 psi dengan nilai allowable stress sebesar 32913,5 psi. Nilai tegangan tertinggi akibat beban *operation* terdapat pada node 700 sebesar 39912,8 psi.
Nilai tegangan desain telah memenuhi syarat aman tegangan ijin berdasarkan standard ASME B31.3 sehingga hasil analisa tegangan dapat diterima.
4. Dari analisa menggunakan *S-N curve*, nilai tegangan yang diambil berdasarkan perhitungan *allowed fatigue stress range* tertinggi didapatkan nilai sebesar 62647 psi atau 62,647 ksi disimpulkan bahwa desain jalur perpipaan ini memiliki umur siklus akibat *thermal load* dan *sustained load* sebesar 2×10^3 dan tergolong *fatigue* siklus lemah (*low cyclic fatigue*).

5. UCAPAN TERIMA KASIH

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

1. Kedua orang tua yang telah memberikan dukungan materi, motivasi, kasih sayang, doa dan nasehat hidup bagi penulis
2. Bapak Heroe Poernomo, ST.,MT. selaku dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian tugas akhir.
3. Bapak Sudiyono, ST.,MT. selaku dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama penyelesaian tugas akhir.
4. Teman-teman Teknik Perpipaan 2014 yang telah memberikan motivasi, warna kehidupan dan kebersamaan.

6. PUSTAKA

- [1] ASME B31.3. *ASME B31.3-2016, Process Piping, ASME Code for Pressure Piping B31.3*. New York, U.S.A, 2015.
- [2] Chamsudi. *Diktat - Pipe Stress Analysis*. Jakarta: PT. Rekayasa Industri, 2005. COADE. *Pipe Stress Analysis Seminar Notes*. Houston: COADE Inc, 1998.
- [3] Kannappan, Sam. *Introduction To Pipe Stress Analysis*. Knoxville: A Wiley- Interscience Publication, 1985.
- [4] Paul R. Smith dan Thomas J. Van Laan. *Piping And Pipe Support Systems*. McGraw-Hill Book Company, 1987.
- [5] ASME Sec VIII. *ASME Sec VIII Div 2 - 2010, Process Piping, ASME Boiler and Pressure Vessel Code*. New York, U.S.A, 2010.
- [6] Pratama, Tijara. *Pelatihan Dasar Analisa Tegangan Pipa*. Jakarta: PT. Tijara Pratama, 2004. IOCS Ptc. Ltd dan COADE Inc. Singapore: COADE Inc, 2004.