

Analisa Tegangan pada *Expansion Joint* Sistem Perpipaan *Diesel Fuel Tank*

Pranasetya Candra Mahardika^{1*}, Adi Wirawan Husodo², Pekik Mahardhika³

Program Studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia^{1*,2,3}

Email : candra.mahardika@student.ppns.ac.id^{1*}; adi_wirawan@ppns.ac.id²; pekikmahardhika@ppns.ac.id³ ;

Abstract - *Expansion joints installed on 30-inch pipelines that flow crude oil fluid, suffered damage caused by the high value of the bellows stress in the design conditions, resulting in over stress and over pressure on the expansion joint bellows. Stress analysis and static loading on the pipeline along with expansion joint bellows components are needed to determine the value of the internal pressure and stresses that occur. Static analysis using CAESAR II software includes stress analysis, pipe loading and pipe flexibility according to ASME B31.3 standard. While the bellows stress analysis refers to the EJMA standard. The results of static stress analysis are still within safe limits, but in a failure condition, the load received by the expansion joint is 55528 lb, exceeding the value of expansion joint pressure thrust. The amount of load received by the expansion joint, resulting in an internal pressure value of 75,175 psi exceeds the design limit, so that over pressure occurs in the expansion joint and surrounding pipelines. In addition, the value of the stress that occurs in the expansion joint bellows of 29372.601 psi, exceeds the permit limit of material stress according to EJMA standards, resulting in over stress on the bellows.*

Keyword : *expansion joint, stress analysis, over stress, over pressure, bellows*

Nomenclature

A_c	Luas permukaan rata-rata <i>bellows</i> (in ²)	S_c	Basic allowable stress at minimum metal temperature (psi)
A_e	Luas permukaan efektif <i>expansion joint</i> (in ²)	S_h	Basic allowable stress at maximum metal temperature (psi)
C_{d,f,p}	Faktor perhitungan desain U-shaped <i>bellows</i>	S_t	Tegangan puntir / torsi (psi)
C_m	Material strength factor	S_{ab}	Allowable stress bellow material (psi)
C_{wb}	Longitudinal weld efficiency	Z	Section modulus pipe (in ³)
D_b	Diameter dalam <i>bellows convolution</i> (in.)	e	Total ekuivalen axial movement (in.)
D_c	Diameter rata-rata <i>collar</i> (in.)	e_x	Pergerakan axial yang dikenakan oleh arah gerak gaya aksial (in.)
D_m	Diameter rata-rata <i>bellows convolution</i> (in.)	e_y	Pergerakan axial yang dikenakan oleh arah gerak gaya lateral (in.)
E_b	Modulus elastisitas <i>bellows</i> (psi)	e_o	Pergerakan axial yang dikenakan oleh arah gerak gaya rotasi (in.)
E_c	Modulus elastisitas <i>collar</i> (psi)	f	Stress range reduction factor
F_s	Tekanan / beban dorong (lbf.)	i	Inplane stress intensification factor
F₁	Gaya yang bekerja pada sumbu 1 (lb.)	i_o	Outplane stress intensification factor
F₂	Gaya yang bekerja pada sumbu 2 (lb.)	k	Faktor efek penguatan pada pengelasan <i>convolution</i>
K_r	Faktor tegangan sirkumferensial	n	Jumlah <i>plies</i> pada <i>bellow</i>
K_u	Faktor rasio L _u dan L _b	q	Jarak <i>convolution</i> (in.)
K_o	Faktor rotasi angular	r_m	Radius rata-rata <i>bellows</i> (in.)
L_b	Panjang <i>bellow convoluted</i> (in.)	t	Tebal <i>plies</i> pada <i>bellow</i> (in.)
L_c	Panjang <i>collar</i> pada <i>bellows</i> (in.)	t_c	Tebal <i>collar</i> (in.)
L_t	Panjang <i>bellows tangent</i> (in.)	t_p	Tebal material <i>bellows</i> untuk satu <i>plies</i> (in.)
L_u	Jarak paling luar dari <i>convolution</i> (in.)	w	Tinggi <i>convolution</i> (in.)
M_i	Inplane bending moment (in.ib)	x	Applied axial movement (in.)
M_o	Outplane bending moment (in.ib)	y	Defleksi lateral (in.)
N	Jumlah <i>convolution</i> pada satu <i>bellow</i>	α	Sudut gaya (°)
P	Tekanan desain (psi)	θ	Rotasi angular (°)
S_A	Allowable displacement stress range (psi)		
S_E	Tegangan akibat pembebanan termal ekspansi (psi)		
S_a	Tegangan longitudinal akibat gaya aksial (psi)		
S_b	Tegangan bending (psi)		

1 PENDAHULUAN

Oil and gas industry merupakan industri yang bergerak dibidang pengolahan minyak mentah (*crude oil*) menjadi produk-produk BBM

(Bahan Bakar Minyak), Non BBM, dan petrokimia. Terdapat beberapa proses yang terjadi dalam melakukan pengolahan terhadap minyak mentah, diantaranya proses destilasi, proses konversi, proses pengolahan, formulasi dan pencampuran serta proses-proses lainnya [9]. Pada proses destilasi, jalur perpipaan berukuran 30 inch dengan tekanan desain sebesar 71,117 psi yang menghubungkan antara *industrial diesel fuel tank* menuju ke *anchor point*, terdapat komponen *expansion joint* yang mengalami kerusakan disebabkan oleh *over stress* dan *over pressure*, sehingga mengakibatkan kondisi *bellow expansion joint* pecah.

Expansion joint merupakan komponen yang digunakan untuk meredam kemungkinan pergerakan berlebih dalam suatu sistem perpipaan ketika fluida yang melaluinya bertekanan dan bersuhu tinggi [7]. *Piping stress analysis* adalah suatu metode terpenting untuk meyakinkan dan menetapkan secara numerik bahwa sistem perpipaan dalam kondisi aman. Dalam analisa tegangan, bahwa beban terjadi karena adanya pengaruh perlakuan beban statik dan perlakuan beban dinamik [3]. Beban yang bekerja pada sistem perpipaan diteruskan ke struktur bangunan penumpu melalui peralatan-peralatan penumpu & *restraint* [1]. Pada saat beroperasi sistem perpipaan harus mempunyai fleksibilitas yang cukup sehingga ekspansi termal atau kontraksi atau pergerakan pendukung (*support*) dan titik - titik terminal tidak menyebabkan kegagalan sistem perpipaan akibat *overstress* atau *fatigue*, kebocoran pada sambungan, distorsi pada pipa atau pada *equipment* yang menghasilkan dorongan berlebihan atau *moment* pada pipa [7]. Untuk membuat sistem aman secara analisa statik dan analisa dinamik tidak hanya dilakukan konfigurasi *support* saja melainkan dengan perubahan diameter, panjang pipa, dan pemberian *damping* [8].

Dari permasalahan tersebut perlu dilakukan analisa tegangan dan pembebanan statik pada jalur perpipaan serta komponen *expansion joint bellow*. Analisa tegangan dan pembebanan pada jalur pipa mengacu pada ASME B31.3 code, sedangkan analisa tegangan pada *expansion joint bellow* mengacu pada standar EJMA. Pemodelan serta analisa sistem perpipaan menggunakan bantuan *software* CAESAR II.

2 METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Jalur pipa dengan *line number* 42-PL-1712-A1A1-30"-ST-40 merupakan jalur perpipaan dengan fluida *crude oil* yang menghubungkan antara *industrial diesel fuel tank* (42-T-304B) dengan pompa (42-P-503C/D/E). *Steam tracing* digunakan pada jalur perpipaan ini sebagai *heat*

tracing system untuk dapat menjaga kekentalan fluida juga kondisi temperatur dengan tebal insulasi sebesar 1,575 inch dengan material *rock woll*. Diameter pipa yang digunakan sebesar 30 inch dengan temperatur desain 221°F dan tekanan desain sebesar 71,117 psi. Material pipa yang digunakan yaitu API 5L Grade-B. Sedangkan *expansion joint* yang digunakan merupakan *universal type* dengan nilai *pressure thrust* sebesar 55528 lb.

Dari data yang telah diperoleh, analisa yang dilakukan bertujuan untuk mengetahui besaran nilai tegangan dan beban yang terjadi pada sistem perpipaan serta komponen *expansion joint*. Analisa ini dilakukan menggunakan perhitungan manual dan bantuan *software* CAESAR II. Analisa yang dilakukan meliputi.

- 1) Tegangan pada *expansion joint bellows*.
- 2) Beban dan tekanan internal pada *expansion joint*.
- 3) Tegangan pada sistem perpipaan akibat beban sustain dan termal.

2.2 Perhitungan Movement

Expansion joint dapat mengalami gerakan aksial, rotasi sudut, defleksi lateral, atau kombinasi keduanya [4]. Persamaan (1) sampai dengan (5) merupakan persamaan perhitungan *movement* pada *expansion joint*.

- 1) *Axial movement per convolution resulting from imposed axial movement*

$$e_x = \frac{x}{2N} \quad (1)$$

- 2) *Axial movement per convolution resulting from imposed lateral deflection*

$$e_y = \frac{K_u D_m y}{2N(L_u - L_b \pm \frac{x}{2})} \quad (2)$$

$$K_u = \frac{L_u}{2L_b} \quad (3)$$

$$D_m = D_b + w + nt \quad (4)$$

- 3) *Axial movement per convolution resulting from imposed axial movement*

$$e_\theta = \frac{\theta D_m}{4N} \quad (5)$$

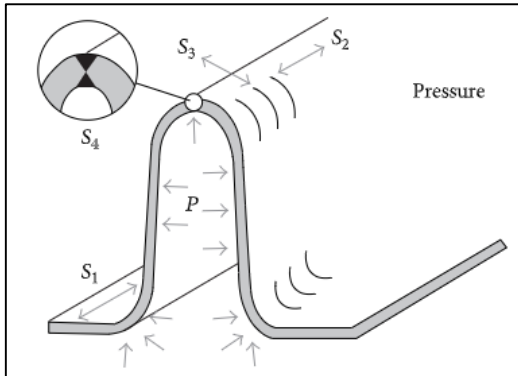
2.3 Tegangan pada Expansion Joint Bellow

Sesuai dengan literatur dan survei industri, terlihat bahwa bellow adalah salah satu elemen paling penting dalam sambungan ekspansi dan memiliki fungsi untuk menyerap ekspansi yang teratur dan tidak teratur serta kontraksi sistem [5].

Dalam sistem perpipaan industri, *expansion joint* sering digunakan untuk mengakomodasi pergerakan akibat perubahan termal dan mekanik dalam sistem perpipaan tersebut [7].

Tegangan yang terjadi pada *expansion joint bellow* yaitu tegangan akibat *internal pressure* dan tegangan akibat defleksi [4].

Persyaratan batas izin tegangan adalah S_1 dan $S_2 \leq C_{wb} \cdot S_{ab}$. Sedangkan untuk $S_3 + S_4 \leq C_m \cdot S_{ab}$.



Gambar 1. Tegangan pada Expansion Joint Bellow
 (Sumber : Gawande, 2015) [5]

2.3.1 Tegangan yang Disebabkan oleh Tekanan Internal

Menurut [4], tegangan yang terjadi pada bellows yang disebabkan oleh tekanan internal, dibagi menjadi 4 jenis, yaitu.

- 1) *Bellows Tangent Circumferential Membran Stress Due to Pressure*

$$S_1 = \frac{P (D_b + nt)^2 L_t E_b k}{2 (nt E_b L_t (D_b + nt) t_c k E_c L_c D_c)} \quad (6)$$

$$D_c = D_b + 2nt + t_c \quad (7)$$

$$k = \frac{L_t}{1,5 \sqrt{D_b t}} \quad (8)$$

- 2) *Bellows Circumferential Membran Stress Due to Pressure*

$$S_2 = \frac{P D_m K_r q}{2 A_c} \quad (9)$$

$$K_r = \frac{2(q + e_x) + \left(\frac{e_\theta}{K_\theta}\right) + e_y}{2q} \quad (10)$$

$$A_c = \left[2\pi(r_m) + 2\sqrt{\left(\frac{q}{2} - 2(r_m)\right)^2 + (w - 2(r_m))^2} \right] t_p \quad (11)$$

$$t_p = t \sqrt{\frac{D_b}{D_m}} \quad (12)$$

- 3) *Bellows Meridional Membran Stress Due to Pressure*

$$S_3 = \frac{P w}{2n t_p} \quad (13)$$

- 4) *Bellows Meridional Bending Stress Due to Pressure*

$$S_4 = \frac{P}{2n} \left(\frac{w}{t_p}\right)^2 C_p \quad (14)$$

2.3.2 Tegangan yang Disebabkan oleh Defleksi

Menurut [4], tegangan yang terjadi pada bellows yang disebabkan oleh defleksi, dibagi menjadi 2 jenis, yaitu.

- 1) *Bellows Meridional Membran Stress Due to Deflection*

$$S_5 = \frac{E_b t_p^2 e}{2 w^3 C_f} \quad (15)$$

- 2) *Bellows Meridional Bending Stress Due to Deflection*

$$S_6 = \frac{5 E_b t_p e}{3 w^3 c_d} \quad (16)$$

2.4 Resultan Gaya

Berikut merupakan persamaan untuk dapat mengetahui besarnya gaya yang diterima oleh expansion joint, besaran tersebut dihitung untuk dapat mengetahui gaya yang diterima komponen pada saat kondisi setelah mengalami kerusakan. Persamaan (17) merupakan perhitungan nilai resultan gaya.

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 F_2 \cos \alpha} \quad (17)$$

2.5 Tekanan Dorong

Tekanan dorong atau *pressure thrust* merupakan beban yang bergerak ke arah sumbu longitudinal *expansion joint*. Persamaan *static thrust* (F_s) berdasarkan *internal pressure* menurut [6], sebagai berikut.

$$F_s = A_e P \quad (18)$$

$$A_e = \pi \frac{(D_m)^2}{4} \quad (19)$$

2.6 Tegangan Izin ASME B31.3

Persamaan penentuan nilai aktual terhadap batasan yang diijinkan pada setiap pembebanan tersebut dijelaskan sebagai berikut [2].

2.6.1 Tegangan Izin Akibat Pembebanan Sustain

Jumlah dari tegangan longitudinal (SL) yang disebabkan oleh tekanan, berat pipa dan semua komponen dalam sistem perpipaan merupakan pembebanan akibat sustained yang tidak boleh lebih dari tegangan ijin pada (S_h) [2]. Dimana S_h diperoleh dari Appendix A table A-1 pada ASME B31.3. Nilai tegangan ijin untuk kondisi akibat pembebanan sustain ditentukan berdasarkan persamaan berikut.

$$S_L = \sqrt{(|S_a| + S_b)^2 + (2S_t)^2} < S_h \quad (20)$$

2.6.2 Tegangan Izin Akibat Pembebanan Termal Ekspansi

Tegangan ijin akibat kondisi *expansion thermal* yang terjadi pada suatu material pipa dan komponennya akibat beban thermal yang berulang, *expansion* maupun *contraction* ditetapkan berdasarkan ASME B31.3 dalam ketentuan 302.3.5 (d). Tegangan akibat pembebanan termal meliputi tegangan bending dan momen puntir [2].

$$S_E = \sqrt{(S_b)^2 + (4S_t)^2} \quad (21)$$

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_o M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{Z} \quad (22)$$

$$S_A = f(1.25S_c + 0.25S_h) \quad (23)$$

3 HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Data Teknis Pipa

Data spesifikasi pipa yang digunakan untuk dapat melakukan perhitungan dan analisa

tegangan serta pembebanan pada jalur pipa menggunakan *software* CAESAR II, dapat dilihat pada Tabel 1 di bawah ini.

Tabel 1. Data Spesifikasi Pipa

Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Material Pipa		API 5L Grade B	
Nominal Pipe Size	NPS	30	in
Outside Diameter	OD	30	in
Inside Diameter	ID	29.25	in
Wall Thickness	t	0.374	in
Design Pressure	P	71.117	psi
Design Temperature	T	221	°F
Specified Minimum Yield Strength	SMYS	35	ksi
Specified Minimum Tensile Strength	SMTS	60	ksi
Insulation Thickness	ti	1.575	in
Densitas Pipa	ρ	7833,4	kg/m ³
Densitas Insulasi	ρ	240	kg/m ³
Densitas Fluida	ρ	932	kg/m ³

3.2 Data Teknis Expansion Joint

Data lain yang digunakan dalam penelitian ini yaitu data spesifikasi *expansion joint* pada line 42-PL-1712-A1A1-30"-ST-40. Tabel 2 merupakan data spesifikasi *expansion joint*.

Tabel 2. Data Spesifikasi Expansion Joint

Parameter	Simbol	Nilai
Column Instability Pressure Reduction Factor	C0	1
Bellow Inside Diameter (in.)	Db	29,99994
Bellow Outside Diameter (in.)	D	31,53537
Bellows Modulus Elasticity at Design Temp (psi)	Eb	28800000
Bellows Modulus Elasticity at Room Temp (psi)	Eb	29537692
Modulus Elasticity Collar (psi)	Ec	28800000
Length of Convolution (in.)	Lb	5,9055
Bellow Tanget Length (in.)	Lt	0,787
Collar Length (in.)	Lc	0,787
Distance Outermost Conv. (in.)	Lu	21,57476
Design Pressure (psi)	P	71,117
Number of Convolution in One Bellows	N	5
Number of Ply	n	2
Bellow Thickness (in.)	t	0,031496
Collar Thickness (in.)	tc	0,059055
Convolution Height (in.)	w	1,53543
Convolution Pitch (in.)	q	1,181
Applied Axial Movement (in.)	x	0,197
Applied Lateral Movement (in.)	y	0,984
Applied Angular Rotation (°)	θ	0,01

3.3 Tegangan pada Expansion Joint Bellow

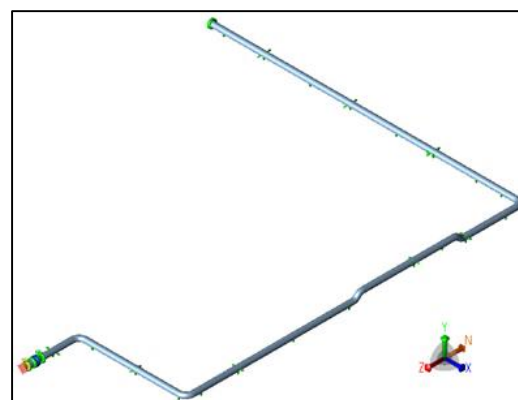
Persamaan (6) sampai dengan (16), digunakan untuk melakukan perhitungan nilai tegangan yang terjadi pada *expansion joint bellow*. Tabel 3 merupakan hasil perhitungan dan perbandingan nilai tegangan *expansion joint bellow* dengan batas izinnnya.

Tabel 3. Perbandingan Nilai Tegangan dengan *Allowable Stress Expansion Joint Bellows*

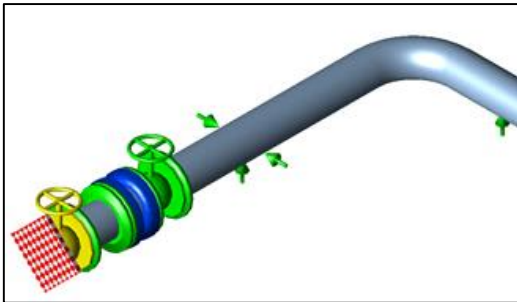
Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Longitudinal Weld Efficiency	Cwb	1	-
Material Strength Factor	Cm	1,5	-
Allowable Stress Material	Sab	18900	psi
Allowable A	Cwb.Sab	18900	psi
Allowable B	Cm.Sab	28350	psi
Bellows Tangent Circumferential Membran Stress Due to Pressure	S1	6073,828	psi
Bellows Circumferential Membran Stress Due to Pressure	S2	136,936	psi
Bellows Meridional Membran and Bending Stress Due to Pressure	S3 + S4	29372,601	psi
Bellows Meridional Membran Stress Due to Deflection	S5	1118,038	psi
Bellows Meridional Bending Stress Due to Deflection	S6	90247,962	psi
		<i>Accepted</i>	
		<i>Accepted</i>	
		<i>Not Accepted</i>	

3.4 Pemodelan Sistem Perpipaan

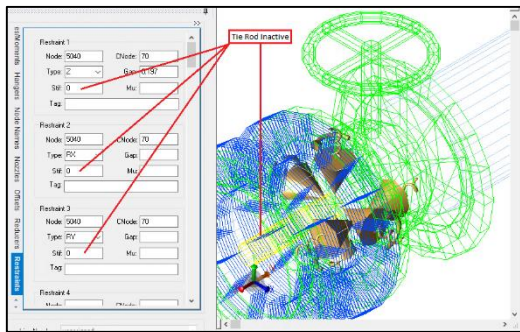
Berikut ini merupakan hasil pemodelan jalur perpipaan dan komponen *expansion joint* pada kondisi desain serta *excess displacement*. Pemodelan dan analisa dilakukan untuk mendapatkan nilai tegangan jalur pipa dan beban yang diterima pada titik yang berdekatan dengan *expansion joint*. Pemodelan ini dilakukan menggunakan *software* CAESAR II.



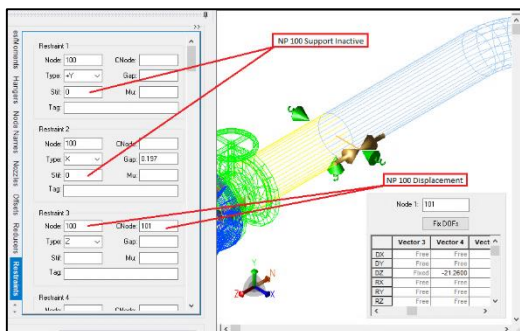
Gambar 2. Pemodelan CAESAR II Jalur Perpipaan Kondisi Desain



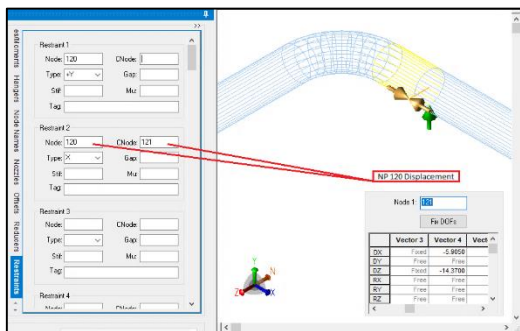
Gambar 3. Pemodelan CAESAR II Expansion Joint Kondisi Desain



Gambar 4. Pemodelan Tie Rod Inactive Kondisi Aktual



Gambar 5. Pemodelan Input Data Node 100 Kondisi Aktual



Gambar 6. Pemodelan Input Data Node 120 Kondisi Aktual

3.5 Pembebanan dan Tekanan Internal pada Kondisi Aktual

Pembebanan yang terjadi pada jalur pipa dengan node 100 dan 120, telah dimodelkan pada Gambar 5 dan 6. Hasil pemodelan tersebut menghasilkan nilai pembebanan dan tekanan yang melebihi batas izinnya. Persamaan (17) sampai dengan (19) digunakan untuk menghitung nilai gaya dan tekanan internal yang diterima oleh expansion joint. Tabel 4

merupakan hasil analisa dan perhitungan beban serta tekanan internal yang terjadi akibat *excess displacement*.

Tabel 4. Hasil Analisa dan Perhitungan Beban dan Tekanan Internal Kondisi Aktual

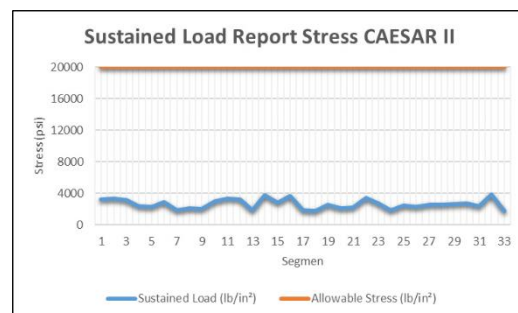
Node	Beban (lb.)		
	FX (lb.)	FY (lb.)	FZ (lb.)
100	0	0	65377
101	0	0	65377
120	21603	-17999	0
121	21603	0	0
Resultant Thrust Load			58951
Pressure Thrust Expansion Joint Designed			55528
Internal Pressure Actual Condition			75,175 psi
Summary			<i>Not Accepted</i>

3.6 Tegangan Akibat Pembebanan Sustain pada Sistem Perpipaan

Perhitungan nilai tegangan mengacu pada persamaan (20), namun hasil yang dicantumkan merupakan *output stress* pemodelan CAESAR II. Tabel 5 merupakan hasil *output stress* pada beberapa segmen, sedangkan Gambar 7 merupakan grafik nilai tegangan pada seluruh segmen. Hasil tersebut menunjukkan nilai tegangan akibat pembebanan sustain pada kondisi desain masih di bawah batas izinnya.

Tabel 5. *Output Stress* Akibat Pembebanan Sustain

Segmen	Node	Sustained Load (lb/in ²)	Allowable Stress (lb/in ²)	Rasio (%)
1	30 - 40	3237,7	20000	16,2
2	40 - 50	3329,6	20000	16,6
3	90 - 100	3154,8	20000	15,8
4	100 - 110	2339,1	20000	11,7
5	110 - 120	2294,6	20000	11,5
6	120 - 130	2907,2	20000	14,5
7	130 - 140	1886,9	20000	9,4
8	140 - 150	2091,6	20000	10,5
9	150 - 160	1995	20000	10,0
10	160 - 170	2960,3	20000	14,8



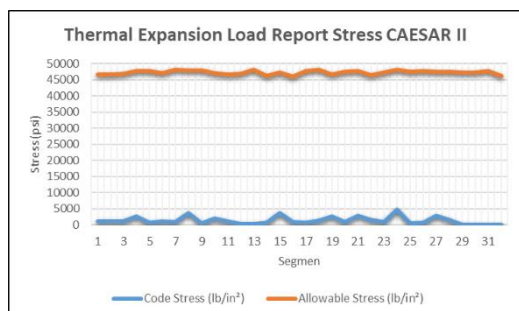
Gambar 7. Grafik Tegangan Akibat Pembebanan Sustain CAESAR II

3.7 Tegangan Akibat Pembebanan Ekspansi pada Sistem Perpipaan

Perhitungan nilai tegangan mengacu pada persamaan (21) sampai (23), namun hasil yang dicantumkan merupakan *output stress* pemodelan CAESAR II. Tabel 6 merupakan hasil *output stress* pada beberapa segmen, sedangkan Gambar 8 merupakan grafik nilai tegangan pada seluruh segmen. Hasil tersebut menunjukkan nilai tegangan akibat pembebanan termal ekspansi pada kondisi desain masih di bawah batas izinnnya.

Tabel 6. *Output Stress* Akibat Pembebanan Termal Ekspansi

Segmen	Node	Code Stress (lb/in ²)	Allowable Stress (lb/in ²)	Rasio (%)
1	30 - 40	1190,4	46758,2	2,5
2	40 - 50	1178,5	46666,4	2,5
3	90 - 100	1077,9	46845,1	2,3
4	100 - 110	2651,2	47660,9	5,6
5	110 - 120	732,7	47705,4	1,5
6	120 - 130	1125,6	47092,8	2,4
7	130 - 140	1022,1	48113,1	2,1
8	140 - 150	3681,7	47908,4	7,7
9	150 - 160	440,2	48005	0,9
10	160 - 170	1982,3	47039,7	4,2



Gambar 8. Grafik Tegangan Akibat Pembebanan Termal Ekspansi CAESAR II

4 KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan dan analisa tegangan serta pembebanan yang terjadi pada jalur perpipaan, menunjukkan nilai *over stress* pada komponen *expansion joint*. Namun, tegangan yang terjadi pada sistem perpipaan dengan kondisi desain masih di batas aman. Selain itu, komponen *expansion joint* pada jalur perpipaan juga mengalami *over pressure*. Hal ini yang menyebabkan kondisi *expansion joint* pecah pada kondisi aktualnya.

5 PUSTAKA

[1] Ardianto, Danang. Adi Wirawan Husodo. Edi Haryono. 2018. "Analisa Dan Desain Ulang Penempatan Support Pipa Ammonia Line Suction Pump P-0301 A/B/C Pada Pabrik 1 A PT. XX." *CPEAA 3rd*.

[2] ASME B31.3. 2016. *Process Piping*. New York: The American Society of Mechanical Engineers.

[3] Chamsudi, Achmad. 2005. *Piping Stress Analysis*. Jakarta.

[4] EJMA. 2008. *Standards of The Expansion Joint Manufactures Association, INC*. 9th ed. New York: Expansion Joint Manufactures Association.

[5] Gawande, S H. 2015. "Numerical Investigations on Characteristics of Stresses in U-Shaped Metal Expansion Bellow." *International Journal of Metal* 2015.

[6] Kannappan, Sam. 1986. *Introduction for Pipe Stress Analysis*. USA: John Wiley & Sons, Inc.

[7] Prayogo, Kuku. 2010. "Perekayasaan Expansion Joint Pada Sistem Perpipaan Reaktor Nuklir." 7(14): 7.

[8] Ratnasari, Ayu; George Endri Kusuma; Pekik Mahardhika. 2018. "Pengaruh Konfigurasi Support Terhadap Tegangan Dan Vibrasi Line Product Shortening & CBS Plant." *CPEAA 3rd*.

[9] Risdiyanta. 2012. "Mengenal Kilang Pengolahan Minyak Bumi (Refinery) Di Indonesia." *Forum Teknologi* 05. http://pusdiklatmigas.esdm.go.id/file/T-3_MENGENAL_KILANG-Risdi.pdf.