

ANALISA FLEKSIBILITAS SISTEM PERPIPAAN PADA *FATTY ACID PLANT* AKIBAT PERGESERAN POSISI EVAPORATOR

Adi Wirawan Husodo¹⁾, Pekik Mahardhika¹⁾, Viqqi Vadilla V.A.²⁾

¹⁾ Staf Pengajar Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Jl. T. Kimia Kampus ITS, Surabaya, 60111

²⁾ Mahasiswa Program Studi Teknik Perpipaan, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Jl. T. Kimia Kampus ITS, Surabaya, 60111
E-mail: adi_wirawan@ppns.ac.id

Abstract

This paper examines the magnitude of stresses that occur in the piping system, the load on the pump nozzle and the local stress on the evaporator. The study was conducted statically due to incorrect installation of evaporator placement that was not as planned. The stress analysis carried out includes the stress due to sustain load and stress due to the thermal expansion load. Pipeline system stress analysis refers to ASME B31.3, pump load nozzle analysis refers to API 610 provisions, and local stress analysis on evaporator refers to WRC 107 provisions. From the stress analysis results obtained that the magnitude of stress due to sustain load and thermal expansion still meet criterion of allowable stress. From the analysis of nozzle load at the pump, it is known that the value exceeds the allowable requirements, and from the local stress analysis result, it is known that the local stress of evaporator nozzle still meets the allowable stress criterion. Furthermore, the effect of shifting the evaporator position during the installation causes the magnitude of the nozzle load of pump increased. However, the stress of piping system and the local stress of evaporator nozzle do not have significant changes.

Keywords: pipe stress analysis, nozzle load, local stress, allowable stress

Abstrak

Makalah ini mengkaji besarnya tegangan yang terjadi pada sistem perpipaan, beban pada nosel pompa dan tegangan lokal pada evaporator. Kajian bersifat statik tersebut dilakukan karena adanya kesalahan instalasi penempatan evaporator yang tidak sesuai perencanaan. Analisa tegangan yang dilakukan mencakup tegangan akibat beban sustain dan tegangan akibat beban ekspansi thermal. Analisa tegangan sistem perpipaan mengacu pada ketentuan ASME B31.3, analisa beban nosel pompa mengacu pada ketentuan API 610, dan analisa tegangan lokal pada evaporator mengacu pada ketentuan WRC 107. Dari hasil analisa tegangan diperoleh bahwa besarnya tegangan akibat beban sustain dan ekspansi thermal masih memenuhi kriteria tegangan ijin. Dari hasil analisa beban nosel pada pompa diketahui nilai yang melebihi ketentuan ijin, dan dari hasil analisa tegangan lokal diketahui besarnya tegangan lokal nosel evaporator masih memenuhi besarnya tegangan ijin. Sehingga dapat dikatakan bahwa efek pergeseran posisi evaporator saat instalasi menyebabkan besarnya beban nosel pompa berlebih, namun dari sisi tegangan sistem perpipaan tidak mengalami perubahan signifikan.

Kata Kunci: analisa tegangan pipa, beban nosel, tegangan lokal, tegangan ijin

PENDAHULUAN

Dalam proses perancangan sistem perpipaan, analisa statis dan analisa dinamis perlu dilakukan untuk menjamin keamanan rancangan dan keamanan operasional dari sistem perpipaan tersebut. Greer, B., dkk (2012) mengatakan bahwa studi fleksibilitas suatu sistem perpipaan ditujukan untuk memastikan apakah tegangan statik, gaya statik,

defleksi statik akibat beban-beban tekanan dan berat dalam keadaan aman. Chamsudi (2005) mendefinisikan bahwa beban statik merupakan beban yang disebabkan oleh pengatuh internal seperti tekanan, temperatur, berat pipa dan berat komponen yang terdapat pada sistem perpipaan. Kannappan (1985) mendefinisikan analisa statik sistem perpipaan dipengaruhi oleh berat, ekspansi thermal, perpindahan

support, tekanan internal dan tekanan eksternal. Sedangkan cakupan analisa statis menurut ASME B31.3 (2010) pada dasarnya berfokus pada pengecekan besarnya tegangan yang diakibatkan oleh beban-beban statis seperti beban sustain, beban okasional dan beban akibat ekspansi panas. Sedangkan analisa dinamis bisa berupa analisa mode getaran ataupun analisa harmoni.

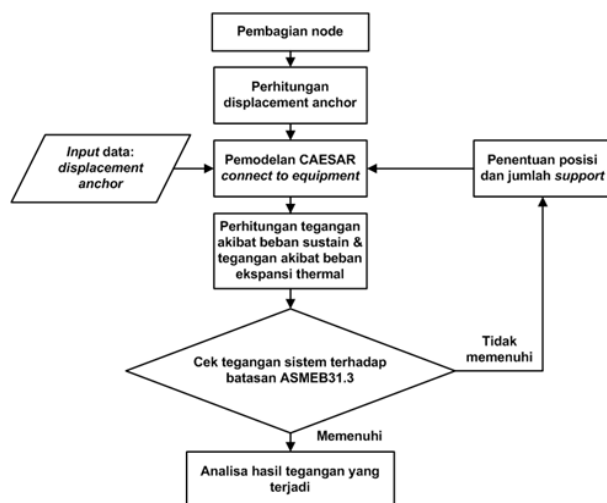
Beberapa kajian terkait sistem perpipaan ataupun *pipeline* cukup banyak dilakukan, baik yang fokus pada analisa statik, analisa dinamik ataupun kelelahan (*fatigue*). Hewapathirana (2012) melakukan analisa kelelahan pada sistem perpipaan di Offshore Platform. Analisa dilakukan untuk mempelajari pengaruh beban siklis akibat gelombang terhadap sistem perpipaan. Acuan yang digunakan adalah ASME B31.3 dan menggunakan bantuan software simulasi CAESAR II. Li (2012) mengkaji besarnya tegangan dan fenomena *fatigue* pada pipa fleksibel (*flexible risers*) dengan pendekatan metode elemen hingga (*Finite Element Method*). Untuk analisa tegangan, input yang digunakan adalah tegangan akibat bending akibat pengaruh parameter-parameter seperti koefisien gesek, regangan aksial dan kurvatur pipa. Sedangkan analisa *fatigue* dilakukan dengan memperhatikan pengaruh *cyclic bending*. Metode penyelesaian menggunakan solusi analitik yang kemudian dibandingkan dengan simulasi numerik. Rani., dkk (2016) melakukan analisa tegangan terhadap rancangan sistem perpipaan *steam power plant* menggunakan CAESAR II, terutama akibat pengaruh adanya *hanger* dan *expansion joint*. Sehingga tujuan utamanya adalah untuk memperoleh fleksibilitas sistem perpipaan yang cukup untuk mengatasi beban ekspansi thermal, disamping pemenuhan terhadap kriteria tegangan dan displacement.

Pada makalah ini dilakukan analisa tegangan akibat beban-beban statis yang bekerja pada sistem perpipaan karena adanya perubahan atau pergeseran posisi evaporator dari rencana semula. Perubahan

posisi evaporator ini sudah barang tentu merubah perilaku tegangan statis dan dinamis. Hal ini disebabkan karena perubahan tersebut mengakibatkan perubahan posisi support pipa terhadap posisi evaporator. Padahal rancangan support suatu sistem perpipaan merupakan kegiatan iteratif yang sangat terkait dengan tegangan statik yang terjadi (Nayyar, 2000). Tegangan statis yang dikaji adalah tegangan yang bekerja pada sistem perpipaan akibat beban sustain dan beban ekspansi panas. Disamping itu juga dianalisa pengaruh perubahan posisi evaporator tersebut terhadap besarnya beban-beban yang bekerja pada nosel pompa dan tegangan lokal pada evaporator.

METODE PENELITIAN

Penelitian ini bersifat numerik dengan solusi berbasis pada software. Sistem perpipaan *discharge line* dimodelkan dengan menggunakan CAESAR II. Pemodelan dan simulasi dilakukan untuk mengevaluasi pengaruh perubahan posisi evaporator terhadap besarnya tegangan-egangan statik yang terjadi, apakah masih memenuhi kriteria tegangan ijin menurut ASME B31.3. Tegangan yang bekerja pada sistem perpipaan yang dianalisa adalah tegangan akibat beban sustain dan tegangan akibat beban ekspansi thermal. Kode standar (*load case*) yang digunakan adalah *Load Case-3* (W + P1) untuk perhitungan tegangan akibat beban ekspansi dan *Load Case-5* (L5 = L1 – L3) untuk perhitungan tegangan akibat beban ekspansi thermal. Alur penelitian untuk menghitung tegangan akibat beban sustain dan tegangan akibat beban ekspansi thermal dapat dilihat pada Gambar 1. Penelitian ini juga mengevaluasi besarnya beban nosel pada pompa dan tegangan lokal pada vessel (evaporator). Acuan besarnya beban nosel pada pompa mengacu pada ketentuan API 610 dan besarnya tegangan lokal pada vessel (evaporator) mengacu pada ketentuan WRC 107.



Gambar 1. Alur Perhitungan Tegangan akibat Beban Sustain dan Beban Ekspansi Thermal

HASIL DAN PEMBAHASAN

Spesifikasi dan Karakter *Critical Line* Sistem Perpipaan

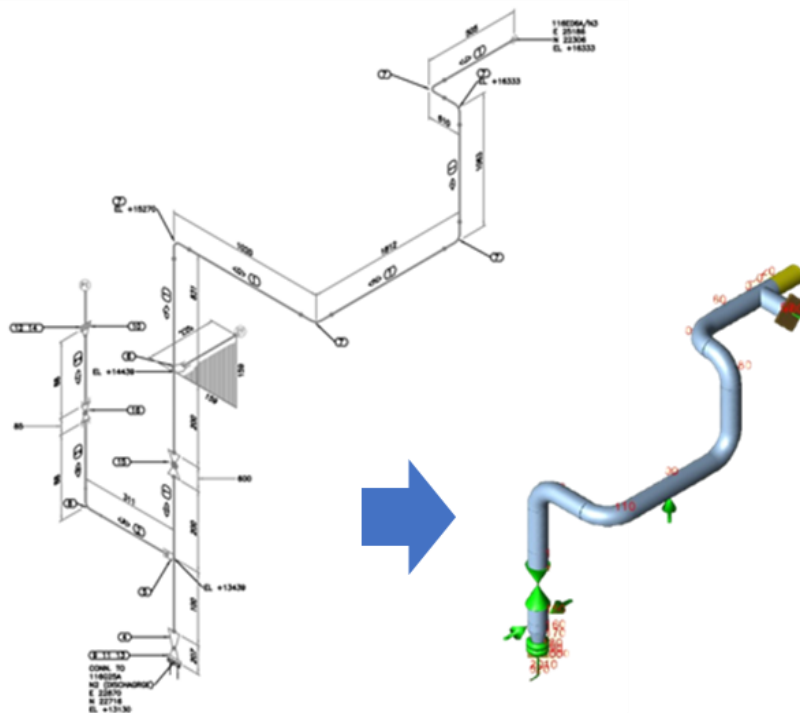
Sistem perpipaan *discharge line* dari *Discharge Pump* (xxxG25A) menuju *Falling Film Evaporator* (xxxEO6A) merupakan sistem perpipaan yang

terhubung dengan *rotating equipment*. Spesifikasi teknis dari sistem perpipaan tersebut dapat dilihat pada Tabel 1. Mengacu pada data spesifikasi teknis tersebut dan ketentuan *critical line* menurut Chamsudi (2005), maka sistem perpipaan ini masuk dalam kategori yang harus dilakukan analisa tegangan.

Tabel 1
Spesifikasi Teknis Sistem Perpipaan *Discharge Line*

Parameter	Besaran	Unit Satuan
NPS	200	inchi
Schedule	20	
Inside Diameter	8.125	inchi
Outside Diameter	8.625	inchi
Thickness	0.250	inchi
Material Type	ASTM A106 Gr. B	
Pipe Density	0.283	lb/in ³
Moment of Inertia	13.4	in ⁴
Insulation Material	0.007	lb/in ³
Density		
Thick. of insulation	4	inchi
Thermal Coefficient	0.0085	W/m.K
Temperatur Operasi	428	°F
Temperatur Desain	554	°F
Tekanan Operasi	72.5	psia
Tekanan Desain	145.038	psia
Jenis Fluida	Terminol	-
Massa Jenis Fluida	0.031	lb/in ³

Sumber : Data sekunder yang diolah, Tahun 2018



Gambar 2. Gambar Isometri dan Pemodelan Sistem Perpipaan

Sumber: Data sekunder yang diolah, 2018

Pemodelan dan Segmentasi Sistem Perpipaan

Pemodelan dan simulasi penentuan tegangan statis pada sistem perpipaan *discharge line* dilakukan

dengan menggunakan software CAESAR II. Sistem perpipaan dibagi menjadi beberapa segmen yang ditandai dengan *node*. Terdapat 6 segmen (200 *nodes*)

yang dimodelkan. Pembagian *node* ini didasarkan pada panjang *cut pipe* dan posisi *support*. Pembagian ini bertujuan untuk mengetahui potensi beban memanjang (*longitudinal load*) dan tegangan pada masing-masing *node*. Gambar isometri dan hasil pemodelan dapat dilihat pada Gambar 2.

Kriteria Ijin Tegangan Sistem Perpipaan, Beban Nosel dan Tegangan Lokal

Besarnya tegangan ijin untuk tegangan akibat beban sustain (S_h) menurut ketentuan ASME B31.3 (2010) untuk material ASTM A106 Gr. B dengan temperatur desain 554 °F adalah 18,41 ksi (18.410 psi). Sedang besarnya tegangan ijin untuk tegangan akibat beban ekspansi thermal adalah 48.830 psi. Kedua nilai tegangan ijin ini digunakan sebagai acuan untuk menyatakan apakah tegangan akibat beban sustain dan tegangan akibat beban ekspansi thermal masih dalam kondisi aman. Besarnya beban nosel pada pompa yang diijinkan menurut ketentuan API 610 (2010) untuk tipe pompa sentrifugal-horisontal dapat dilihat pada Tabel 3. Sedangkan besarnya tegangan lokal ijin pada nosel *vessel* (evaporator) mengacu pada ketentuan WRC 107 (Mershon, J. L., dkk, 1987) dapat dilihat pada Tabel 4. Perhitungan

besarnya tegangan lokal ijin pada *vessel* ini dilakukan dengan memperhatikan kondisi operasi *vessel*, desain nosel dan desain dari *vessel* itu sendiri. Perhitungan dilakukan dengan menggunakan bantuan software CAESAR II.

Evaluasi Tegangan Sistem Perpipaan Menurut ASME B31.3

Tegangan akibat beban sustain disebabkan oleh beban yang bekerja secara terus menerus atau kontinyu selama sistem perpipaan tersebut beroperasi pada kondisi normal (Smith, 1987). Sedangkan menurut ASME B31.3 (2010) bahwa tegangan akibat beban sustain merupakan penjumlahan dari semua tegangan longitudinal (S_L - psi) yang disebabkan oleh tekanan, berat dan berat sustain lain. Persamaan (1) digunakan untuk menentukan besarnya tegangan akibat beban sustain (ASME B31.3, 2010). Dimana F_{ax} adalah gaya aksial karena beban tetap (lb), A_m adalah luas penampang pipa (in²), M_b adalah momen bending (lb.in), c adalah jarak netral axis (in), I adalah momen inersia penampang pipa (in⁴), P adalah design pressure (psig), d_o adalah diameter luar pipa (in), dan t adalah tebal pipa (in).

Tabel 3
Beban Nosel Ijin pada Pompa Sentrifugal

No	Parameter	SI (N-N.m)	British (lbf-ft.lbf)
1	Fx	1420 N	320 lbf
2	Fy	1160 N	260 lbf
3	Fz	1780 N	400 lbf
4	Mx	1330 N.m	980 ft.lbf
5	My	680 N.m	500 ft.lbf
6	Mz	1000 N.m	740 ft.lbf

Sumber : API 610

Tabel 4
Batas Tegangan pada Nosel *Vessel*

No	Parameter	SI (bar)	British (psi)
1	Pm (SUS)	1348,25	19549,625
2	Pm+ Pl (SUS)	2022,38	29324,51
3	Pm + Pl + Q (TOTAL)	4089,38	59296,01

Sumber : WRC 107

$$S_L = \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{M_b.c}{I} + \frac{P.d_o}{4t} \leq S_h \quad (1)$$

Kode standar yang digunakan dalam simulasi adalah *Load Case 3* (W + P1). Besarnya tegangan akibat beban sustain yang muncul dari hasil simulasi untuk setiap segmen pipa dapat dilihat pada Tabel 5.

Segmen-1 mempunyai nilai tegangan akibat beban sustain terbesar karena *node* 30-50 merupakan *reducing tee* (sebagai inlet *nozzle vessel*), dari pipa 8 inchi menjadi 5 inchi. Hal ini berdampak adanya pemusatan beban pada titik tengah *tee*. Pada Segmen 2-5 memiliki nilai tegangan berkisar 759,6 psi ~ 1051,2 psi. Kisaran nilai tegangan pada Segmen 2-5

merupakan fungsi tegangan aksial, bending dan longitudinal tekan.

Analisa terhadap tegangan akibat beban ekspansi thermal dilakukan dengan mengacu pada kode standar *Load Case 5* (L5 = L1 - L3). Tegangan akibat beban ekspansi thermal merupakan tegangan fungsi temperatur fluida dan sifat material pipa. Nayyar (2000) menyebutkan bahwa yang tercakup dalam tegangan akibat beban ekspansi thermal adalah tegangan akibat momen bending dan tegangan akibat momen puntir. Menurut ASME B31.3 (2010) besarnya tegangan akibat beban ekspansi (S_E) merupakan fungsi tegangan puntir (S_t) dan tegangan akibat bending (S_b). Besarnya tegangan akibat beban ekspansi thermal juga harus lebih kecil dari tegangan

yang diijinkan (S_A). Formula untuk menghitung besarnya tegangan akibat beban ekspansi thermal dan tegangan ijin menurut ASME B31.3 dapat dilihat pada Persamaan (2) ~ Persamaan (4).

$$S_E = \sqrt{4S_t^2 + S_b^2} \tag{2}$$

$$S_A = f(1.25S_c + 0.25S_h) \tag{3}$$

$$S_b = \frac{\sqrt{(i_o M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{z} \tag{4}$$

Tabel 5
Tegangan Akibat Beban Sustain pada Segmen

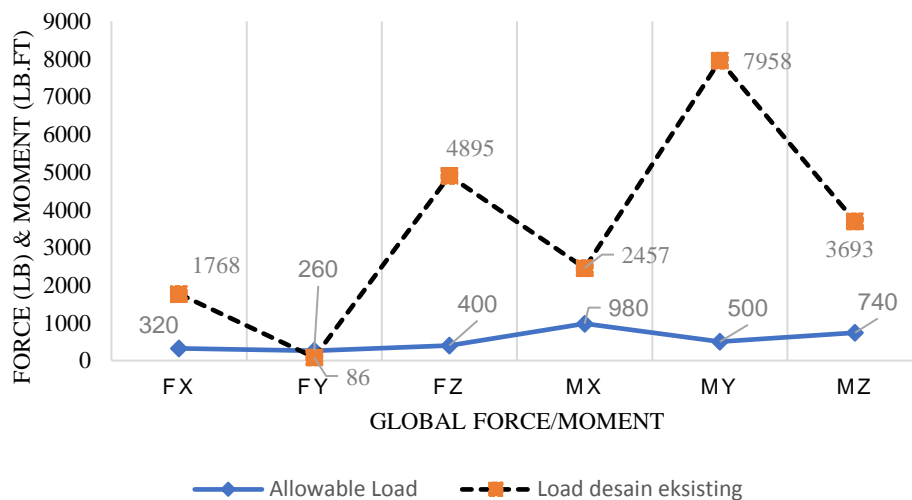
No.	Node	Segmen	Code Stress (psi)	Code Allowable Stress (psi)	Rasio	Keterangan
1	10 - 70	S1	1902,4	18406	0,103	Diterima
2	70 - 80	S2	860,8	18406	0,047	Diterima
3	80 - 90	S3	1003,1	18406	0,054	Diterima
4	90 - 110	S4	1051,2	18406	0,057	Diterima
5	110 - 120	S5	759,6	18406	0,041	Diterima
6	120 - 200	S6	609,6	18406	0,033	Diterima

Tabel 6
Tegangan Akibat Beban Ekspansi Thermal setiap Segmen

No.	Node	Segmen	Code Stress (psi)	Code Allowable Stress (psi)	Rasio	Keterangan
1	10 - 70	S1	5725,4	48835,5	0,103	Diterima
2	70 - 80	S2	6531,4	48835,5	0,047	Diterima
3	80 - 90	S3	11099,0	48835,5	0,054	Diterima
4	90 - 110	S4	9059,1	48835,5	0,057	Diterima
5	110 - 120	S5	10146,2	48835,5	0,041	Diterima
6	120 - 200	S6	19590,0	48835,5	0,033	Diterima

Tabel 7
Beban Nosel Node 200

Global Force/Moment	Beban Nosel (lb - lb.ft)		Keterangan
	Desain Eksisting	Kriteria API 610	
Fx	1768	320	failed
Fy	86	260	passed
Fz	4895	400	failed
Mx	2457	980	failed
My	7958	500	failed
Mz	3693	740	failed



Gambar 3. Grafik Global Force dan Global Moment pada Nosel Pompa

Hasil simulasi besarnya tegangan akibat beban ekspansi thermal disajikan pada Tabel 6. Secara umum semua besaran tegangan akibat beban ekspansi thermal yang terjadi pada semua segmen masih dibawah tegangan ijin. Sehingga dapat dikatakan bahwa perubahan posisi evaporator tidak berdampak signifikan terhadap besarnya tegangan yang terjadi. Tegangan akibat beban ekspansi terbesar terjadi pada Segmen-6. Hal ini disebabkan karena Segmen-6 terhubung dengan *reducer* dan *rotating equipment*.

Evaluasi Beban Nosel pada Pompa

Perhitungan beban nosel pada pompa dipengaruhi oleh tegangan akibat beban ekspansi thermal. Oleh sebab itu kode standar yang digunakan dalam simulasi juga *Load Case 5* ($L5 = L1 - L3$). Lokasi pembebanan terdapat pada node 200, yaitu pada lokasi *restrain anchor* yang terhubung ke pompa. Besarnya beban nosel pompa hasil simulasi CAESAR II dapat dilihat pada Tabel 7. Secara grafis ditunjukkan pada Gambar 3. Nampak pada Tabel 7 bahwa beban nosel pompa tidak memenuhi kriteria API 610. Pada sistem perpipaan terjadi kegagalan *nozzle* pada seluruh nilai gaya dan momen, kecuali nilai gaya pada arah Sumbu-y. Hal ini dikarenakan sistem perpipaan menggunakan pompa dengan *nozzle discharge* tipe *top side*, dimana gaya secara vertikal menyebabkan momen bending

yang sangat besar. Konstruksi sistem perpipaan dengan tipe menggantung tersebut menyebabkan pemusatan beban pada *connection flange* pada pompa dan pipa. *Connection flange* tersebut menerima beban dari pipa, valve, dan *fitting* yang tidak kecil. Beban tersebut seharusnya ditopang oleh *support*. Namun penggunaan *rigid support* tidak diijinkan karena *vertical movement*.

Evaluasi Tegangan Lokal pada Nosel Vessel

Untuk mengetahui besarnya tegangan lokal nosel pada vessel yang terjadi pada sistem perpipaan maka dilakukan perhitungan tegangan lokal nosel dengan menggunakan software CAESAR II 2014. Berdasarkan hasil analisa menggunakan software, telah didapatkan hasil perhitungan gaya dan momen pada nosel vessel. Tegangan lokal nosel dipengaruhi oleh nilai tegangan sustain dan ekspansi, oleh karena itu digunakan *Load Case 3* untuk keadaan sustain dan *load case 5* untuk keadaan ekspansi. Titik pembebanan terletak pada titik *restrain anchor connected to vessel*, yaitu node 50. Tegangan lokal nosel tersebut harus memenuhi nilai batas tegangan lokal yang telah ditentukan oleh kode standar WRC 107. Besarnya tegangan lokal pada nosel vessel dapat dilihat pada Tabel 8.

Tabel 8
Tegangan Lokal Nosel Vessel di Node 50 pada Kondisi Eksisting

No.	Value WRC 107		Desain Eksisting		
	Tipe Stress	Value (psi)	Value (psi)	Ratios	Status
1	Pm (SUS)	19568	4232	0,22	Diterima
2	Pm+ Pl (SUS)	29352	4432	0,15	Diterima
3	Pm + Pl + Q (TOTAL)	59352	9601	0,16	Diterima

Tegangan lokal nosel vessel pada kondisi eksisting memenuhi batas tegangan yang diijinkan oleh kode standar. Pada tabel tersebut, dapat dibuktikan bahwa besarnya tegangan akibat *internal pressure (Pm)*, tegangan akibat *primary local stress sustain (Pl)* dan tegangan akibat *secondary local stress sustain (Q)* memenuhi batas yang diijinkan. Tegangan akibat *internal pressure (Pm)* dipengaruhi oleh tekanan, radius vessel dan tebal plat. Tegangan akibat *primary local stress sustain (Pl)* merupakan fungsi penjumlahan dari tegangan membran (*P*) dan tegangan membran akibat *momen bending longitudinal (ML)*, sedangkan tegangan akibat *secondary local stress sustain (Q)* merupakan fungsi penjumlahan tegangan bending (*P*) dan tegangan bending longitudinal (*ML*).

SIMPULAN

Simulasi untuk menganalisa perilaku tegangan sistem perpipaan akibat pergeseran posisi evaporator telah dilakukan. Hasil analisa menunjukkan bahwa besarnya tegangan akibat beban sustain dan tegangan

akibat beban ekspansi thermal yang terjadi pada sistem perpipaan masih memenuhi kriteria aman menurut ASME B31.3. Hal ini disebabkan nilai maksimal dari kedua tegangan tersebut masih berada di bawah tegangan ijin yang ditentukan. Besarnya beban pada nosel pompa mempunyai nilai yang lebih besar dari ketentuan global force dan global moment pada nose rotating equipment menurut API 610. Sehingga untuk kasus ini dapat disimpulkan bahwa beban nosel yang terjadi pada pompa tidak memenuhi kriteria aman menurut ketentuan. Sedangkan besarnya tegangan lokal pada nosel vessel akibat momen puntir dan bending masih berada di bawah nilai tegangan ijin menurut ketentuan WRC 107. Sehingga pada sistem perpipaan ini perlu dilakukan rancangan ulang khususnya pada posisi support dengan optimasi ruang atau space yang tersedia. Sehingga bisa diperoleh nilai-nilai tegangan statis yang semuanya memenuhi kriteria aman menurut standar.

DAFTAR PUSTAKA

1. American Petroleum Institute. (2010). *API 610-2010, Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries*. Washington DC. API Publishing Service.
2. American Society of Mechanical Engineers. (2010). *ASME B31.3-2010 (Revision of ASME B31.3-2008), Process Piping, ASME Code for Pressure Piping B31.3*. New York, U.S.A.
3. Chamsudi. (2005). *Pipe Stress Analysis*. PT. Rekayasa Industri.
4. Greer, B., Harper, C., Rahnama, R. (2012). *Improved Thermal Piping Analysis for Reciprocating Compressor Piping Systems*. Austin: BETA Machinery.
5. Hewapathirana, P. (2012). Fatigue Analysis of Offshore Piping Systems. Master Thesis. Faculty of Science and Technology. University of Stavanger. Available from <https://brage.bibsys.no/xmlui/bitstream/handle/11250/182880/Hewapathirana%2C%20Pubudu.pdf?sequence=1&isAllowed=y>.
6. Kannappan, S. (1985). *Introduction To Pipe Stress Analysis*. Knoxville: A Wiley-Interscience Publication.
7. Li, H. (2012). Flexible Pipe Stress and Fatigue Analysis. Thesis. Norwegian University of Science and Technology (NTNU). Available from <https://daim.idi.ntnu.no/masteroppgaver/007/7597/masteroppgave.pdf>.
8. Nayyar, M. L. (2000). *Piping Handbook*. McGraw-Hill Book Company.
9. Rani, M. J., Ramanathan, K. (2016). *Design and Analysis of Piping System with Supports Using CAESAR-II*. International Journal of Computer and Systems Engineering. Vol. 10, No.5. pp 980 – 984.
10. Smith, P. R., & Van Laan, T. J. (1987). *Piping and pipe support systems*. McGraw-Hill Book Co.