

ANALISIS TEGANGAN PIPA, DEFLEKSI, DAN PEMERIKSAAN KEBOCORAN FLANGE MENGGUNAKAN CAESAR II 2013 PADA JALUR PIPA TN-S177RC TUNU PHASE 11A PT. TOTAL E&P INDONESIA.

Tito Hadji Santoso, Muh Budi Nur Rahman, Intan Wijaya

¹Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Muhammadiyah Yogyakarta
 Jalan Brawijaya, Tamantirto, Kasihan, Bantul, DIYogyakarta, Indonesia 55183
 Intanwijaya@outlook.com

Abstract

Piping system is the most efficient and common means of transporting fluids from one point to another. Every piping system has possibilities to become a critical pipe line. Critical pipe line is a pipe line that has the potential to exceed the maximum limit. High temperature, high pressure, and the size of diameter will cause the critical line. TN-S177RC pipe line become a critical pipe line because the temperature is 115°C, the pressure is 250 barg with 8 inch diameter of pipe. Therefore, stress analysis on critic piping system need to performed to reduce the effect of the exceed maximum limit.

Pipe stress analysis was performed using software CAESAR II 2013, with static load and dynamic load as an input. The data was obtained from isometric drawing, and piping specification. Pipe stress analysis is carried out based on ASME B31.3. The results showed that pipe line TN-S177RC Tunu phase 11A was overstressed with the ratio of stress 143,3% and deflection was exceed the maximum limit with value 9,6052 mm. With adding the pipe support at nodal 150, it make the ratio of stress decrease become 89,7%, and the value of deflection become 3,1398 mm. On the other hand the piping system become safe.

Keyword: Piping System, Stress Analysis, Deflection, Flange Leakage, CAESAR II 2013.

1. PENDAHULUAN

Sistem perpipaan merupakan suatu cara yang paling efisien dan banyak ditemukan untuk menyalurkan fluida dari satu *point* ke *point* yang lain. Sistem perpipaan menyalurkan sumber kehidupan untuk setiap orang, misalnya di kehidupan sehari-hari dapat digunakan untuk menyalurkan air, di industri digunakan untuk menyalurkan minyak, gas, juga uap. Agar bekerja sesuai dengan fungsinya, sistem perpipaan harus mampu menahan semua beban-beban yang bekerja, baik beban statik yaitu beban yang diam namun terus ada, maupun beban dinamik yaitu beban yang berubah – ubah terhadap waktu.

Setiap sistem perpipaan memiliki peluang untuk menjadi jalur pipa kritis. Jalur pipa kritis merupakan jalur pipa yang memiliki kemungkinan besar mengalami tegangan melebihi batas kekuatan izin material. Jalur pipa kritis sendiri terjadi karena pipa memiliki diameter yang besar, temperatur pada fluida yang bekerja juga tekanan yang terjadi tinggi, atau karena pipa tersebut tersambung pada *equipment*. Efek yang ditimbulkan dari jalur pipa kritis ini adalah terjadinya kegagalan.

Analisis tegangan pipa merupakan langkah yang wajib dilakukan pada jalur kritis, agar dampak buruk dari kegagalan material pipa dalam menerima beban dapat diminimalisir bahkan dihindari. Analisa tegangan pipa merupakan suatu metode terpenting untuk meyakinkan dan menetapkan secara numerik bahwa sistem perpipaan aman, atau cara perhitungan tegangan pada pipa yang diakibatkan oleh beban statik dan dinamik.

Permasalahan perlu dilakukannya analisis tegangan pada jalur ini karena jalur TN-S177RC merupakan suatu jalur pipa yang berlokasi di Tunu. Jalur pipa ini termasuk ke dalam kriteria jalur pipa kritis, karena memiliki diameter besar, temperatur tinggi, dan tekanan yang tinggi.

Proses analisa yang dilakukan meliputi proses analisa tegangan, defleksi, serta pemeriksaan kebocoran *flange*, yang dilakukan menggunakan bantuan perangkat lunak CAESAR II 2013. CAESAR II merupakan salah satu perangkat lunak untuk membantu perhitungan analisa tegangan yang mampu memenuhi perhitungan analisa tegangan. Terdapat beberapa perangkat lunak lain seperti Auto Pipe, dan RORH II. Namun dari bermacam perangkat lunak tersebut CAESAR II merupakan perangkat lunak yang lebih mudah digunakan, terdapat simulai analisis tegangan pipa, dan uga mempunyai bermacam-macam pembebanan statis dan dinamik yang dapat disesuaikan.

2. DASAR TEORI

2.1 Analisa Tegangan Pipa

Pipe Stress Analysis (PSA) atau Analisa Tegangan Pipa merupakan suatu cara untuk menjamin bahwa sistem perpipaan dapat bekerja dengan mendapatkan berbagai kondisi pembebanan. Pembebanan akibat beban statis dan dinamis yang disebabkan oleh perubahan temperatur, gaya gravitasi, tekanan dari dalam dan luar pipa, perubahan pada jumlah fluida yang mengalir dan pengaruh aktivitas yang berkaitan dengan gempa bumi.

Analisa tegangan pipa secara umum bertujuan untuk menjaga tegangan di dalam pipa, beban pada

nozzle, menentukan support, dan tegangan bejana tekan pada piping connection dalam range yang diizinkan oleh code/standard international (ASME, ANSI, API, dsb), dan peraturan pemerintah. Analisis tegangan pipa biasa dilakukan menggunakan pendekatan finite element method (metode elemen hingga) dengan memakai perangkat lunak yang sudah umum digunakan, yaitu CAESAR II, Autopipe, dsb.

2.2 Tegangan Normal

Tegangan normal (σ) ialah tegangan yang bekerja tegak lurus terhadap bidang pembebanan. Adapun beban-beban yang menyebabkan terjadinya tegangan normal adalah sebagai berikut:

a. Gaya Tarik

Kekuatan dari gaya tarik dapat diperoleh dengan melakukan percobaan uji tarik terhadap spesimen yang mempunyai luas penampang A dan panjang L. Spesimen dijepit pada mesin uji lalu diberikan gaya tarik berlawanan arah, hingga spesimen tersebut putus. Spesimen tersebut akan mengalami yang disebut pertambahan panjang (ΔL) dan pengecilan luas penampang pada bagian yang memiliki kekuatan yang lebih besar.

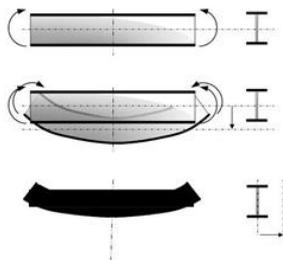


Gambar 1 Gaya Tarik.

$$\sigma_t = \frac{F}{A}$$

b. Momen Lentur

Momen lentur muncul karena adanya gaya radial yang bekerja pada elemen batang dengan gaya radial yang bekerja pada elemen pada jarak yang tegak lurus terhadap titik tumpuan.



Gambar 2 Momen Lentur.

Sehingga:

$$\sigma_L = \frac{M.y}{I_{zz}}$$

$$M = F \cdot L$$

$$I_{zz} = \frac{b.h^3}{12}$$

2.3 Tegangan Geser

Tegangan geser (τ) merupakan tegangan yang bekerja sejajar dengan bidang pembebanan. Tegangan terjadi disebabkan adanya beban yang bekerja pada suatu material. Tegangan ini banyak terjadi pada konstruksi. Macam-macam beban yang menyebabkan teradanya tegangan geser adalah sebagai berikut:

a. Gaya Geser

Gaya geser cenderung untuk memutar bahan searah jarum jam dan bekerja kebagian bawah. Gaya geser terdiri dari dua macam, yaitu gaya geser tunggal dan geser ganda.



Gambar 3 Gaya Geser Tunggal.

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{\frac{\pi}{4}d^2} = \frac{4F}{\pi d^2}$$

b. Momen Puntir

Jika material mendapat beban puntiran, maka serat-serat antara suatu penampang lintang dengan penampang lintang yang lain akan mengalami pergeseran.



Gambar 4 Momen Puntir

Tegangan geser akibat momen torsi, adalah:

$$\tau_p = \frac{T \cdot r}{I_p}$$

$$I_p = \frac{\pi}{64} \cdot d^4$$

2.4 Tegangan Longitudinal

Tegangan longitudinal merupakan tegangan yang bekerja dalam arah aksial yang sejajar dengan sumbu pipa akibat internal pressure.

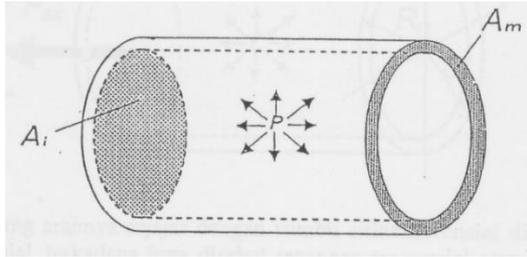
a) Tegangan longitudinal akibat gaya

$$\sigma_L = \frac{F}{A}$$

$$\text{Atau } \sigma_L = \frac{P \cdot d_i^2}{(d_o^2 - d_i^2)}$$

b) Tegangan longitudinal akibat tekanan dalam pipa

$$\sigma_L = \frac{P \cdot d_o}{4 \cdot t}$$



Gambar 5 Tegangan Longitudinal Akibat Tekanan Dalam Pipa.

2.5 Tegangan Radial

Tegangan radial memiliki arah yang sama dengan sumbu radial.

$$S_R = P \frac{1}{(R_o^2 - R_i^2)} \cdot \left(R_i^2 - \frac{R_o^2 - R_i^2}{R^2} \right)$$

2.6 Tegangan Hoop

Hoop Stress adalah tegangan yang terjadi pada bidang kerja yang memiliki bentuk melingkar seperti pipa dan lainnya. Gambar 2.8 menunjukkan contoh hoop stress pada pipa.

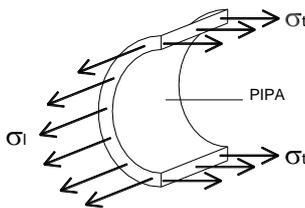
$$\sigma_H = \frac{P \left(r_i^2 + \frac{r_o^2 \cdot r_i^2}{r^2} \right)}{(r_o^2 - r_i^2)}$$

Untuk pipa dinding tipis dapat dilakukan penyederhanaan penurunan rumus tegangan pipa tangensial dengan mengasumsikan gaya akibat tekanan dalam bekerja sepanjang pipa, yaitu $F = P \cdot d_i \cdot L$ ditahan oleh dinding pipa seluas $A_m = 2 \cdot t \cdot L$ sehingga rumus untuk tegangan tangensial dapat ditulis sebagai berikut:

$$\sigma_H = \frac{P \cdot d_i}{2 \cdot t}$$

Atau

$$\sigma_H = \frac{P \cdot d_o}{2 \cdot t}$$



Gambar 6 Tegangan Hoop

2.7 Torsional Stress

Torsional stress merupakan tegangan yang diakibatkan oleh beban puntir yang terjadi pada pipa.

$$\tau_T = \frac{T \cdot c}{J}$$

Atau:

$$\tau_T = \frac{M_t}{2Z}$$

2.8 Bending Stress

Bending Stress merupakan tegangan yang terjadi diakibatkan adanya momen lentur (*bending*) yang terjadi pada benda kerja.

$$S_b = \sqrt{S_{by}^2 + S_{bz}^2} = \frac{1}{Z} \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$$

2.9 Kode Standar Desain Pipa

Kode standar desain pipa merupakan sebuah kumpulan persyaratan yang mengandung batasan dan aturan tentang *stress analysis, setting standard*, konstruksi, dan operasi sebuah sistem perpipaan. Sistem perpipaan dapat dinyatakan aman ketika semua kode standar desain pipa diikuti dengan baik.

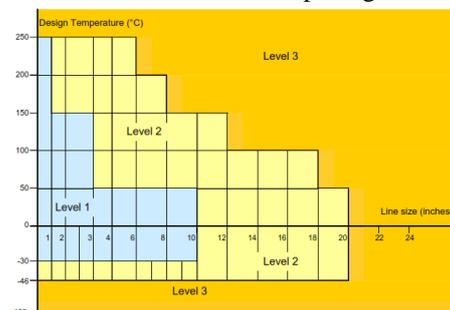
Beberapa kode standar desain pipa yang banyak digunakan sebagai referensi untuk membuat/mendesain sistem perpipaan di Indonesia:

- ASME/ANSI B31.1 untuk pipa pembangkit listrik
- ASME/ANSI B31.3 untuk pipa proses dan petrokimia
- ASME/ANSI B31.4 untuk pipa transport minyak dan zat cair lainnya
- ASME/ANSI B31.5 untuk pipa pendingin
- ASME/ANSI B31.8 untuk pipa transport bahan bakar gas
- ASME/ANSI B31.9 untuk pipa pada gedung
- ASME/ANSI B31.11 untuk pipa transport slurry

Kode standar desain bukanlah buku petunjuk perancangan yang memberikan instruksi bagaimana cara merancang sistem perpipaan. Kode standar hanyalah sebuah alat untuk mengkaji sebuah rancangan sistem perpipaan dengan memberikan persamaan-persamaan yang disederhanakan untuk menentukan besarnya tegangan dan menjamin keamanan pada sistem perpipaan.

2.10 Jalur Pipa Kritis

Terdapat dua cara untuk menganalisa, berdasarkan ukuran pipa dan temperatur, yaitu: dengan cara manual dan bantuan perangkat lunak.



Gambar 7 Indikasi Jalur Pipa Kritis

Jalur pipa kritis sendiri merupakan jalur pipa yang diduga akan terjadi tegangan melebihi batas kekuatan izin material pipa. Jalur pipa kritis

disebabkan oleh diameter pipa yang besar, temperatur yang tinggi, dan tekanan yang tinggi. Pada Gambar 7 dapat dilihat bahwa pada level 1 analisis tegangan pipa masih bisa dihitung secara manual, karena pada temperatur yang tinggi diameter pipa masih kecil dan pada diameter pipa yang mulai membesar temperatur pipa masih kecil. Namun pada level 2 dan 3, analisis harus dilakukan menggunakan perangkat lunak, karena sudah memiliki temperatur yang relatif tinggi dan diameter yang relatif besar.

2.11 Persamaan Tegangan pada Sistem Perpipaan

Pembatasan tegangan menurut *code* ASME B31.3 adalah sebagai berikut:

a. Tegangan Karena Beban Sustained

Beban *sustained* mencakup:

- Tekanan internal
- Berat perpipaan
- Berat fluida

Aturan aman dinyatakan dengan rumus:

$$S_L < S_h$$

$$S_L = \frac{F}{A_m} + \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{Z} + \frac{PD_o}{4t}$$

b. Tegangan Karena Beban Occasional

Tegangan kombinasi pipa karena beban perpindahan tumpuan, anchor, misalnya karena gempa bumi, angin, dan sebagainya. Aturan aman dinyatakan dengan rumus:

$$S_L + S_{occ} \leq 1,33 \cdot S_h$$

$$S_{occ} = \frac{\sqrt{(i_i M_i)^2 + (i_o M_o)^2}}{Z}$$

c. Tegangan Karena Beban Ekspansi

Tegangan kombinasi yang disebabkan oleh perbedaan temperatur (beban ekspansi termal). Aturan aman dinyatakan dengan rumus:

$$S_E \leq S_A$$

Dimana:

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

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

$$S_A = f (1,25S_c + 0,25S_h)$$

Tabel 1 Siklus Termal pada Pipa.

Siklus Termal (N)	f
< 7000	1
7000 < N < 14000	0,9
14000 < N < 22000	0,8
22000 < N < 45000	0,7
45000 < N < 100000	0,6
N > 100000	0,5

Dari tabel 1 dapat ditentukan siklus termal (N) = 1 per hari untuk daerah tropis, jadi perbaris merupakan akumulasi untuk 19 tahun desain sistem perpipaan.

2.12 Defleksi pada Sistem Perpipaan

Untuk menghindari kegagalan pada sistem perpipaan, ketentuan span atau bentang antar 2 tumpuan atau *support* pada pipa sudah dibuat.

Pada Tabel 2 dapat dilihat nilai ijin berdasarkan bahan pipa dan standar ketebalan dinding pipa.

Tabel 2 Defleksi Ijin (Sherwood dkk, 1973)

STEEL PIPE, SCHEDULE 160

NOMINAL PIPE SIZE	PIPE SPAN*		WEIGHT OF WATER-FILLED PIPE SPAN (Lb)	MAXIMUM DEFLECTION* (in.)
	Ft.	In.		
1.0-INCH	15	8.77	48	0.234
1.5-INCH	19	3.28	105	0.243
2.0-INCH	21	6.79	182	0.243
2.5-INCH	23	9.87	275	0.245
3.0-INCH	26	3.66	438	0.245
4.0-INCH	29	9.30	793	0.245
6.0-INCH	36	2.01	1,970	0.245
8.0-INCH	41	2.89	3,732	0.245
10.0-INCH	45	11.75	6,465	0.244
12.0-INCH	50	0.40	9,801	0.244
14.0-INCH	52	4.67	12,186	0.243
16.0-INCH	56	0.99	16,875	0.244
18.0-INCH	59	5.13	22,582	0.244
20.0-INCH	62	8.17	29,266	0.244
24.0-INCH	68	7.74	45,923	0.244

2.13 Analisis Kebocoran Flange

Analisis kebocoran mengulas tentang masalah kebocoran yang terjadi pada suatu sistem perpipaan akibat beban yang terjadi. Metode ini berperan untuk menganalisa dan memeriksa kebocoran yang terjadi pada sistem perpipaan agar tidak melebihi pembebanan yang diizinkan oleh *standard* komponen - komponen *fitting* pada sistem perpipaan. Salah satunya menganalisis kebocoran yang terjadi pada *flange*.

Pemeriksaan kebocoran pada *flange* menggunakan metode perhitungan dengan tekanan *equivalen* (Peq) berdasarkan *standard* ASME B16.5 adalah:

$$\frac{P_{eq} + P}{\beta} < P_{ASME}$$

Sedangkan, nilai tekanan ekuivalen (P_{eq}) berdasarkan standar ASME B16.5 adalah:

$$P_{eq} = \frac{509296 \times MF}{G^3} + \frac{127 \times FA}{G^2}$$

$$MF = \sqrt{Mi^2 + Mo^2}$$

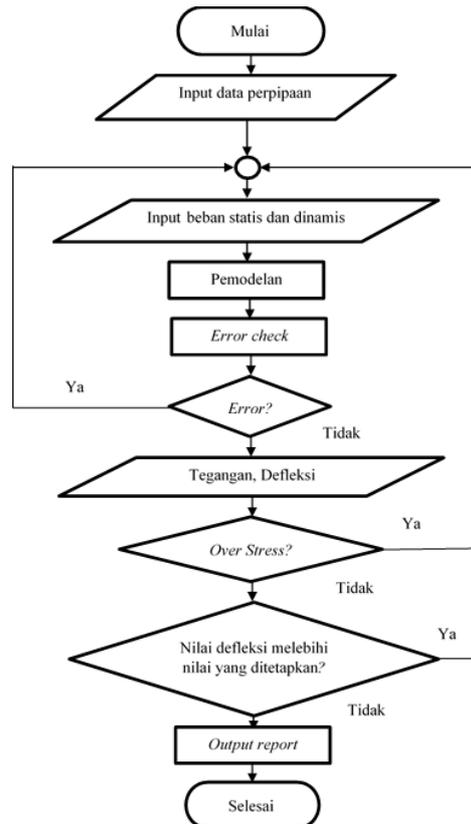
Tabel 4 Koefisien beta pada static loads and dynamic loads

Beta Coefficients (β) in Static Loads + Dynamic Loads:
 Carbon Steel Flanges

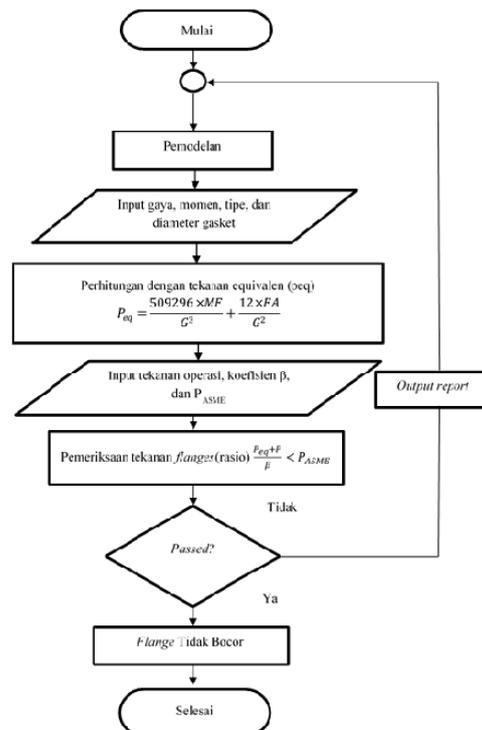
DN	150#	300#	600#	900#	1500#	2500#
Inch	ASME/ Peq+P					
≤6	4.30	3.70	2.10	1.80	1.80	1.80
8	4.30	3.70	2.10	1.80	1.80	1.60
10	4.30	3.40	2.10	1.80	1.80	1.60
12	4.00	3.00	1.80	1.80	1.80	1.60
14	4.00	3.00	1.80	1.80	1.60	
16	3.60	2.70	1.70	1.70	1.60	
18	3.60	2.70	1.70	1.70	1.60	
20	3.60	2.70	1.70	1.70	1.60	
24	3.00	2.20	1.70	1.70	1.60	
26	2.50	2.20	1.70	1.70		
28	2.50	1.80	1.60	1.60		
30	2.50	1.80	1.60	1.60		
32	2.20	1.80	1.60	1.60		
36	2.20	1.80	1.60	1.60		
>36	Note 1	Note 1	Note 1	Note 1		

3. METODELOGI

Metode yang digunakan untuk menyelesaikan permasalahan dalam analisis tegangan pada sistem perpipaan yaitu dengan mengumpulkan data pendukung berdasarkan keadaan yang sebenarnya terjadi. Diagram alir dalam proses pelaksanaan analisa dilakukan seperti pada gambar 8 dan 9.



Gambar 8 Diagram Alir Analisis dan Defleksi



Gambar 9 Diagram Alir Pemeriksaan Kebocoran flange

4. Hasil dan Pembahasan

4.1 Data Proses

Data proses merupakan rangkuman data yang diperoleh dari 3D modeling piping system atau isometric drawing, piping class specification, line list, dan data relief valve.

Tabel 5 Data-data Sistem Perpipaan

NO	DESKRIPSI	UNIT	DATA
1	Material Pipa		API - 5L - X65
2	Suhu Ambien	°C	21
3	Suhu Desain T1	°C	115
4	Tekanan Desain P1	barg	250
5	Tekanan Hidrostatik B31.3	barg	375
6	Fluid Density	kg/m ³	30
7	Corrosion Allowance	mm	5
8	Sumbu Koordinat		
	Sumbu Vertikal	Z	
	Plant South	-Y	
	Plant East	X	
9	Beban Angin		
	Max. Wind Speed	m/s	32,4
	Wind Shaped Factor		0,8
	Direction of Wind		X,Y
10	Eban Gempa		
11	Acceleration		
	X	g	0,1
	Y	g	0,1
	Z	g	0,06

4.2 Pengaturan Unit Satuan pada Caesar II

Unit satuan merupakan metode pendekatan satuan, yang bertujuan untuk menyelaraskan satuan yang dipakai dengan satuan yang tersedia pada CAESAR II. satuan yang dipakai adalah "User" dengan metode pendekatan "MM"

Tabel 6 Unit Satuan

No	Besaran	Caesar	English	MM	SI	User
1	Length	in	in	mm	cm	mm
2	Force	lb	lb	N	N	N
3	Mass dynamics	lb	lb	kg	kg	kg
4	Moment input	ib.lb	ib.lb	N.m	N.m	N.m
5	Moment output	in.lb	in.lb	N.m	N.m	N.m
6	Stress	psi	psi	kPa	kPa	kPa
7	Rotation	degree	degree	degree	degree	degree
8	Temperature	F	F	C	C	C
9	Pressure	psi	psi	kPa	kPa	Bars
10	Elastic Modulus	psi	psi	kPa	kPa	kPa
11	Pipe Density	lb/cu.in	lb/cu.in	kg/cu.cm	kg/cu.cm	kg/cu.m
12	Insulation Density	lb/cu.in	lb/cu.in	kg/cu.cm	kg/cu.cm	kg/cu.m
13	Fluid Density	lb/cu.in	lb/cu.in	kg/cu.cm	kg/cu.cm	kg/cu.m
14	Elevation	in	in	m	m	mm
15	Diameter	in	in	mm	cm	in
16	Thickness	in	in	mm	cm	mm

4.3 Penambahan Data

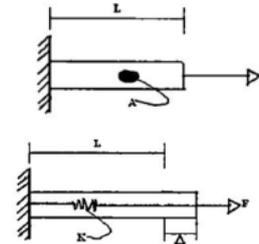
Terdapat penambahan dalam struktur pemodelan desain yang tidak terdapat pada gambar isometri jalur pipa TN-S177RC milik PT. TOTAL E&P Indonesia. Penambahan data yang tidak dijelaskan sebelumnya adalah sebagai berikut:

a. Penambahan anchor fleksibel dengan data kekakuan translasi dan data kekakuan rotasi

Penambahan anchor fleksibel pada nodal 10 di jalur pipa TN-S177RC milik PT. TOTAL E&P

Indonesia. Penambahan ini membutuhkan nilai kekakuan rotasi dan kekakuan translasi, dengan perhitungan sebagai berikut:

- Data kekakuan translasi



Gambar 10 Translasi Yang Terjadi Pada Suatu Benda

$$F = K \cdot \Delta$$

$$\Delta = \frac{F \cdot L}{A \cdot E}$$

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot (do^2 - di^2)$$

$$K = \frac{F}{\Delta} = \frac{F}{F \cdot L / A \cdot E} \quad K = \frac{A \cdot E}{L}$$

Diketahui:

do = 88,9 mm = 0,0889 m

di = 58,42 mm = 0,05842 m

L = 762 mm = 0,762 m

E = 2 x 10¹¹ Pa

Ditanyakan: $K_T = \left(\frac{N}{cm}\right)?$

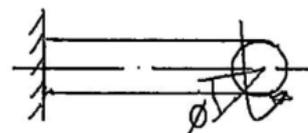
Jawaban:

$$K_T = \frac{\pi}{4} \times \frac{(0,0889^2 - 0,05842^2) \times (2 \times 10^{11})}{0,762}$$

$$K_T = 925638859,5 \frac{N}{m} \times \frac{1 m}{100 cm}$$

$$K_T = 9256388,595 \frac{N}{cm}$$

- Data kekakuan rotasi



Gambar 11 Rotasi Yang Terjadi Pada Suatu Benda

$$T = K_r \cdot \phi$$

$$\phi = \frac{T \cdot L}{I_p \cdot G}$$

$$A = \frac{\pi}{32} \cdot (do^4 - di^4)$$

$$K_r = \frac{T}{\phi} = \frac{T}{T \cdot L / I_p \cdot G} \quad K_r = \frac{I_p \cdot G}{L}$$

Diketahui:

do = 88,9 mm = 0,0889 m

di = 58,42 mm = 0,05842 m

L = 762 mm = 0,762 m

G = 8 x 10⁹ Pa

Ditanyakan: $K_r \left(\frac{N.m}{deg}\right)?$

Jawaban:

$$K_r = \frac{\pi(0,0889^4 - 0,05842^4) \times (8 \times 10^{10})}{0,762}$$

$$K_r = 523731,39 \frac{N.m}{rad} \times \left(\frac{1 rad}{\left(\frac{360}{2\pi}\right) deg} \right)$$

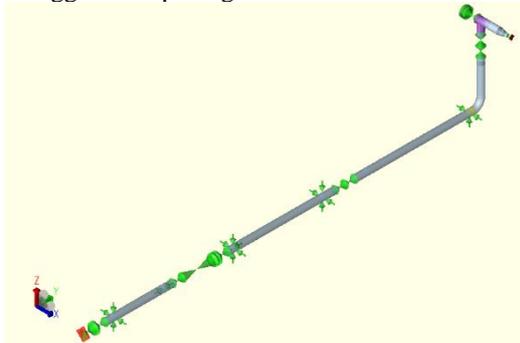
$$K_r = 9140,96 \frac{N.m}{deg}$$

4.4 Analisis Tegangan Pipa

A. Analisis Sebelum Modifikasi

a) Visualisasi Pemodelan Desain

Hal pertama yang dilakukan untuk memulai analisis tegangan, defleksi, dan pengecekan kebocoran flange pada jalur pipa Visualisasi pemodelan desain merupakan hasil dari pengolahan data yang telah dilakukan pada jalur pipa TN-S177RC milik PT. TOTAL E&P Indonesia. Visualisasi pemodelan desain merupakan hasil dari pengolahan data yang telah diterangkan, visualisasi menggunakan perangkat lunak CAESAR II 2013.



Gambar 11 Visualisasi Pemodelan

b) Analisa Tegangan Sebelum Modifikasi

Analisis ini ditunjukkan untuk mengetahui ada atau tidaknya *overstress* pada jalur pipa TN-S177RC milik PT. TOTAL E&P Indonesia, dengan membandingkan *code stress ratio* yang dipengaruhi besaran gaya dan momen X, Y, Z terhadap *stresses allowable*.

Tabel 7 Stress Summary Sebelum Modifikasi

Load Case	Code Stress (kPa)	Allowable Stress (kPa)	Rasio (%)	Node
L1 (HYD) WW+HP	58314,3	0	0	150
L2 (OPE) W+T1+P1	565887,8	0	0	20
L3 (SUS) W+P1	76645,5	177191,2	43,3	150
L4 (OCC) U1	7611,4	235664,3	3,2	20
L5 (OCC) U2	25004,3	235664,3	10,6	20
L6 (OCC) U3	25301,7	235664,3	10,7	20
L7 (OCC) WIN1	969,3	235664,3	0,4	20
L8 (OCC) WIN2	984,3	235664,3	0,4	20
L9 (OCC) WIN3	3339,6	235664,3	1,4	20
L10 (OCC) WIN4	3286,3	235664,3	1,4	20
L11 = L4+L5+L6 (OCC)	36552,2	235664,3	15,5	20
L12 = L7+L8+ L9+L10 (OCC)	389,5	235664,3	0,2	20
L13 = L13 +L12 (OCC)	36874,9	235664,3	15,6	20
L14 = L3+L13 (OCC)	79182,4	235664,3	33,6	210
L15 = L2-L3 (EXP)	546113	381062	143,3	20

Pada tabel diketahui bahwa *load case* 15 memiliki persentase rasio tegangan yang melebihi nilai tegangan yang diijinkan dengan persentase rasio sebesar 143,3% dan terletak pada nodal 20. Berdasarkan data di atas, *load case* ke-15 terkena beban ekspansi.

b) Analisa Defleksi Sebelum Modifikasi

Analisis defleksi bertujuan untuk mengetahui besar dan arah defleksi pada pipa, sebagaimana ditunjukkan Tabel 5.5.

Nilai defleksi maksimal didapatkan dari tabel S-1 *Piping Guide* atau bisa dilihat pada Tabel 8

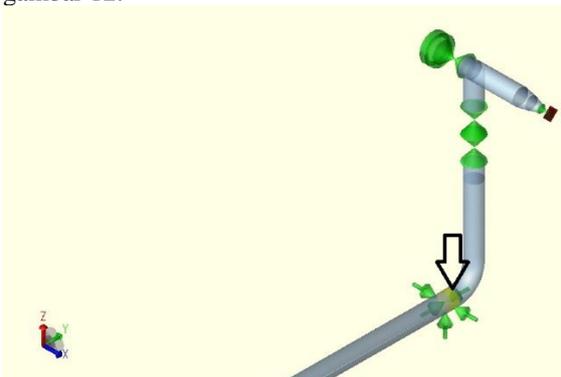
Tabel 8 Defleksi Maksimum Sebelum Modifikasi

Load Case	DX		DY		DZ		Defleksi Maksimal Yang di ijin (mm)
	Besar (mm)	Nodal	Besar (mm)	Nodal	Besar (mm)	Nodal	
L1 (HYD)	-0,0066	130	-0,028	90	-0,3077	160	6,096
L2 (OPE)	-1,76	90	9,5838	140	4,2502	90	6,096
L3 (SUS)	-0,0414	130	-0,1628	90	-1,6995	160	6,096
L4 (OCC)	0,2171	160	-0,0793	90	0,0052	90	6,096
L5 (OCC)	-0,0308	160	0,2463	90	0,072	160	6,096
L6 (OCC)	-0,0397	130	0,0854	90	0,7656	160	6,096
L7 (OCC)	0,0294	160	-0,0107	90	0,0007	50	6,096
L8 (OCC)	-0,0294	160	0,0109	90	0,0022	160	6,096
L9 (OCC)	-0,0041	160	0,0329	90	0,01	160	6,096
L10 (OCC)	0,0042	160	-0,0321	90	0,0041	90	6,096
L11 (OCC)	0,1891	160	0,2525	90	0,8332	160	6,096
L12 (OCC)	-0,0006	130	0,001	90	0,0085	160	6,096
L13 (OCC)	0,1892	160	0,2535	90	0,8416	160	6,096
L14 (OCC)	0,2194	160	0,0907	90	-0,8578	160	6,096
L15 (EXP)	-1,7568	90	9,6052	140	4,0972	90	6,096

B. Analisis Tegangan Setelah Modifikasi

a) Modifikasi Desain

Dapat dilihat dari Tabel 5.4 dan 5.5 di atas, bahwa dalam kasus ini masalah yang terjadi berupa *overstress* yang terdapat pada nodal 20 dan terdapat hasil analisis defleksi yang nilainya melebihi batas ijin maksimal defleksi yang terdapat pada nodal 150. Untuk membuat sistem perpipaan menjadi aman, maka perlu dilakukan modifikasi pada sistem perpipaan tersebut, modifikasi yang dilakukan berupa penambahan penyangga pipa (*pipe support*), seperti yang ditunjukkan pada gambar 12.



Gambar 12 Modifikasi Pemodelan

Penambahan *support* diletakkan pada nodal 150, dengan *support* jenis *limit stop* atau *stopper* seperti yang ditunjukkan Gambar 12, yang berfungsi untuk menahan pergeseran yang searah dengan pipa, karena *overstress* yang terjadi berkecenderungan ke arah Y dan pipa terletak di arah Y.

b) Stress Summary Setelah Modifikasi

Setelah dilakukan modifikasi pada nodal yang mengalami *overstress*, hasil yang didapatkan ditunjukkan oleh Tabel 9.

Tabel 9 Stress Summary Setelah Modifikasi

Load Case	Code Stress (kPa)	Allowable Stress (kPa)	Rasio (%)	Node
L1 (HYD) WW+HP	58315,4	0	0	150
L2 (OPE) W+T1+P1	412283,2	0	0	270
L3 (SUS) W+P1	76652,2	177191,2	43,3	150
L4 (OCC) U1	7608,1	235664,3	3,2	20
L5 (OCC) U2	7608,1	235664,3	10,5	20
L6 (OCC) U3	25315,6	235664,3	10,7	20
L7 (OCC) WIN1	968,8	235664,3	0,4	20
L8 (OCC) WIN2	983,9	235664,3	0,4	20
L9 (OCC) WIN3	3332,7	235664,3	1,4	20
L10 (OCC) WIN4	3278,7	235664,3	1,4	20
L11 = L5+L6+L7 (OCC)	36423	235664,3	15,5	20
L12 = L7+L8+ L9+L10 (OCC)	395,7	235664,3	0,2	20
L13 = L13 +L12 (OCC)	36751,4	235664,3	15,6	20
L14 = L3+L13 (OCC)	79094,7	235664,3	33,6	210
L15 = L2-L3 (EXP)	341785,8	381054,9	89,7	20

Data pada tabel diatas menunjukkan bahwa persentase rasio tegangan pipa tertinggi terdapat pada load case 15, dengan rasio 89,7%. Rasio terbesar yang dihasilkan tidak melebihi rasio yang telah ditetapkan, sehingga jalur pipa dapat dinyatakan aman.

c) Analisa Defleksi Setelah Modifikasi

Setelah dilakukan modifikasi dengan menambahkan *support* pada nodal yang nilai defleksinya melebihi batas nilai yang diijinkan, hasil yang didapatkan ditunjukkan oleh Tabel 10.

Tabel 10 Defleksi Maksimum Setelah Modifikasi

Load Case	DX		DY		DZ		Defleksi Maksimal Yang di ijin (mm)
	Besar (mm)	Nodal	Besar (mm)	Nodal	Besar (mm)	Nodal	
L1 (HYD)	-0,0066	130	-0,028	90	-0,3077	160	6,096
L2 (OPE)	-1,7636	90	-1,6915	90	3,2925	90	6,096
L3 (SUS)	-0,0413	130	-0,163	90	-1,6993	160	6,096
L4 (OCC)	0,2171	160	-0,0792	90	0,0052	90	6,096
L5 (OCC)	-0,0306	160	0,2444	90	0,0757	160	6,096
L6 (OCC)	-0,0396	130	0,0857	90	0,765	170	6,096
L7 (OCC)	0,0294	160	-0,0107	90	0,0294	160	6,096
L8 (OCC)	-0,0294	160	0,0109	90	0,0022	160	6,096
L9 (OCC)	-0,0041	160	0,0328	90	0,0102	170	6,096
L10 (OCC)	0,0042	160	-0,032	90	0,0041	90	6,096
L11 (OCC)	0,1893	160	0,2509	90	0,8363	160	6,096
L12 (OCC)	-0,0007	130	0,001	90	0,0086	160	6,096
L13 (OCC)	0,1894	160	0,2519	90	0,8448	160	6,096
L14 (OCC)	0,2197	160	0,0886	90	-0,8544	160	6,096
L15 (EXP)	-1,7646	90	-1,6915	260	3,1398	90	6,096

Data pada tabel diatas menunjukkan bahwa nilai defleksi terbesar terdapat pada load case 2 dan 15 yaitu sebesar, 3,2925 mm. Angka tersebut menunjukkan bahwa defleksi yang terjadi tidak melebihi batas ijin, yaitu sebesar 6,096 mm.

Sistem perpipaan pun bisa dikatakan aman untuk beroperasi.

C. Analisis Kebocoran Flange

Analisis kebocoran *flange* bertujuan untuk mengetahui besar beban gaya dan moment yang diterima oleh *flange* dapat menyebabkan kebocoran pada jalur pipa atau tidak.

Terdapat 4 flange pada jalur pipa TN-S177RC milik PT. TOTAL E&P Indonesia, sehingga analisa kebocoran *flange* mengambil satu *flange* di nodal 120. Tabel 11 menginformasikan tentang besar moment dan gaya, serta ratio dari hasil analisis yang di terima oleh setiap nodal pada jalur pipa TN-S177RC milik PT. TOTAL E&P Indonesia. Hasil yang didapat ditunjukkan pada Tabel 11.

Tabel 11 Hasil Pengecekan Kebocoran *Flange*

Axial Force FA	Bending Moment Mf	Average Diameter G	Equivalent Pressure Peq	Oper. Pressure P	β_1	$(P_{eq}+P)\beta_1$	P_{ASME}	Ratio	Status
(DaN)	(DaN.m)	(mm)	(bar)	(bar)		(bar)	(bar)		
390,50	24,43	268	1,34	250	1,6	157,09	376	41,78%	Passed
9352,40	2927,54	268	94,00	250	1,6	215,00	376	57,18%	Passed
-104,50	2096,12	268	55,28	250	1,6	190,80	376	50,74%	Passed
11,10	57,41	268	1,54	250	1,6	157,21	376	41,81%	Passed
-6,70	55,40	268	1,45	250	1,6	157,16	376	41,80%	Passed
257,50	156,98	268	4,61	250	1,6	159,13	376	42,32%	Passed
1,70	7,80	268	0,21	250	1,6	156,38	376	41,59%	Passed
-0,20	8,40	268	0,22	250	1,6	156,39	376	41,59%	Passed
-0,90	7,60	268	0,20	250	1,6	156,37	376	41,59%	Passed
5,30	7,01	268	0,19	250	1,6	156,37	376	41,59%	Passed
262,00	156,11	268	4,59	250	1,6	159,12	376	42,32%	Passed
5,90	2,42	268	0,07	250	1,6	156,30	376	41,57%	Passed
267,80	158,08	268	4,66	250	1,6	159,16	376	42,33%	Passed
2361,20	182,23	268	9,00	250	1,6	161,87	376	43,05%	Passed
7259,10	2853,41	268	88,33	250	1,6	211,46	376	56,24%	Passed

Dari tabel di atas dapat dilihat bahwa rasio tertinggi terdapat pada *load case* 2 dengan nilai sebesar 57,18%. Nilai tersebut di dapatkan dengan cara sebagai berikut:

$$\frac{(P_{eq}+P)}{\beta} < P_{ASME}$$

Mencari nilai P_{eq}

$$P_{eq} = \frac{509296 \times MF}{G^3} + \frac{127 \times FA}{G^2}$$

$$P_{eq} = \frac{509296 \times 2927,54}{268^3} + \frac{127 \times 9352,4}{268^2}$$

$$P_{eq} = 93,9 \text{ bar}$$

Mencari nilai P_{ASME}

Nilai P_{ASME} didapatkan dengan menggunakan material, suhu desain dan tekanan desain yang terdapat pada *piping material classes* yang dapat dilihat pada Tabel 5.1.

Pada tabel diketahui bahwa material nilai suhu desain, dan nilai tekanan desain adalah sebagai berikut:

- Material = A105
- T = 115 °C
- P = 250 bar

Setelah diketahui material, nilai suhu, dan tekanan, nilai P_{ASME} dapat dilihat dari tabel yang

terdapat pada ASME B16.5. Untuk mengetahui group material dari flange, dapat dilihat dari ASME B16.5 tabel 1A, setelah mengetahui group material dan untuk memperoleh nilai dari P_{ASME} dapat melihat tabel 2 – 1.1 pada ASME B16.5.

Dari *piping material* yang diketahui, dapat tentukan bahwa nilai P_{ASME} adalah sebesar 375,6 bar.

Mencari nilai β

Mencari nilai β ditentukan dari NPS pipa yang bisa dilihat pada *piping material class* dan menggunakan nilai rating yang bisa dilihat pada tabel 2-1.1 pada ASME B16.5. Diketahui bahwa: NPS 8 inch dan rating 2500#. Dari tabel 2.4 dapat diketahui bahwa nilai koefisien beta sebesar 1,6.

Maka:

$$\frac{(P_{eq} + P)}{\beta} < P_{ASME}$$

$$\frac{(93,9 + 250)}{1,6} = 250,15 < 375,6$$

$$\text{Ratio} : \frac{250,15}{375,6} \times 100\% = 57,18 \%$$

Jadi nilai yang didapat sebesar 250,15 hanya 57,18% dari nilai P_{ASME} .

Besarnya angka gaya dan momen yang terjadi pada *flange* sangat berpengaruh terhadap kemungkinan terjadinya kebocoran pada *flange* yang menyebabkan angka tekanan ekuivalen tinggi. Besarnya gaya dan momen dipengaruhi oleh beban yang terjadi pada *flange*, seperti beban tekanan, beban temperatur, beban berat, beban angin, dan beban gempa.

4. KESIMPULAN

- Setelah dilakukan analisis tegangan, defleksi, dan pemeriksaan kebocoran pada *flange* pada jalur pipa TN-S177RC milik PT. TOTAL E&P Indonesia, dinyatakan bahwa nilai tegangan pipa tertinggi terdapat pada *load case* 15 nodal 20 yaitu dengan rasio 143,3% dan nilai defleksi sebesar 9,6052 mm yang sudah melebihi nilai ijin maksimum sebesar 6,096.
- Dilakukan modifikasi pada nodal 150 dengan menambahkan penyangga berjenis *limit* untuk mengurangi nilai tegangan dan defleksi yang melebihi nilai ijin maksimum.
- Setelah dilakukan modifikasi rasio pada *load case* 15 menjadi 89,7% dan nilai defleksi menjadi 1,6915.

5. DAFTAR PUSTAKA

ASME B16.5. (2013) *Pipe Flanges and Fitting*. USA.

ASME B31.3. (2013) *Process Piping*. USA.

Bechtel Corp. (1996) *Piping/Mechanical Handbook*. USA: Betchel Corporation.

Husein, A. dkk (2018) Analisis Tegangan Pipa pada Sistem Instalasi Perpipaan Geothermal Di Proyek X. Bina Teknika.

Liang Chuan, Peng. dkk. (2009) *Pipe Stress Engineering*. USA: Peng Engineering.

Maulana, A. (2016) Perhitungan Tegangan Pipa dari *Discharge* Kompresor Menuju *Air Cooler* Menggunakan *Software* CAESAR II 5.10 pada Proyek Gas Lift Compressor Station. Skripsi. Universitas Mercubuana Jakarta.

PT. Pertamina Engineering. (2007) *Stress Analysis*.

PT. TOTAL E&P Indonesia. (2015) *Piping Design Specification*.

PT. TOTAL E&P Indonesia. (2015) *Piping Stress Analysis*.

Santoso, T.H.A. (2016) Diktat Analisis Tegangan Pipa. Yogyakarta.

Santoso, T.H.A. (2016) Diktat Sistem Perpipaan. Yogyakarta.

Sherwood, David R. dan Dennis J. Whistance. (1973) *Piping Guide for The Design and Drafting of Industrial Piping System*. USA: SyenteK Books Company, inc.

Program Studi Teknik Mesin

Lembar Persetujuan Naskah Publikasi dan Abstrak Tugas Akhir (TA)

Judul TA: Analisis Tegangan Pipa, Defleksi, dan Pemeriksaan Kebocoran Flange Menggunakan CAESAR II 2013 Pada Jalur Pipa TN-S177RC Tunu Phase 11A PT. Total E&P Indonesia

Judul Naskah Publikasi: Analisis Tegangan Pipa, Defleksi, dan Pemeriksaan Kebocoran Flange Menggunakan CAESAR II 2013 Pada Jalur Pipa TN-S177RC Tunu Phase 11A PT. Total E&P Indonesia

Nama Mahasiswa: Intan Wijaya

NIM: 20140130204

Pembimbing 1: Tito Hadji Santoso, S.T., M.T.

Pembimbing 2: Muhammad Budi Nur Rahman, S.T., M.Eng.

Hal yang dimintakan persetujuan *:

<input checked="" type="checkbox"/> Abstrak berbahasa Indonesia	<input checked="" type="checkbox"/> Naskah Publikasi	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
<input checked="" type="checkbox"/> Abstrak berbahasa Inggris	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

*beri tanda ✓ di kotak yang sesuai

Tanda Tangan [Signature]
Nama Mahasiswa Intan wijaya

Tanggal 6 September 2018

Persetujuan Dosen Pembimbing dan Program Studi

Disetujui

Tanda Tangan [Signature]
Dosen Pembimbing Tito Hadji S. S.T., M.T.

Tanggal 6 September 2018

Tanda Tangan [Signature]
Ketua/Sekretaris Program Studi

Tanggal 7 September 2018



Formulir persetujuan ini mohon diletakkan pada lampiran terakhir pada naskah TA.