

DESAIN DAN ANALISIS TEGANGAN SISTEM PERPIPAAN MAIN STEAM (HIGH PRESSURE) PADA COMBINED CYCLE POWER PLANT

*Muhammad Zainal Mahfud¹, Djoeli Satrijo², Toni Prahasto²

¹Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

²Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

Jl. Prof. Sudharto, SH., Tembalang-Semarang 50275, Telp. +62247460059

*E-mail: muhd.zainalmahfud@gmail.com

Abstrak

Pada pembangkit listrik untuk mengalirkan uap dari *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) menuju turbin, maka diperlukan perpipaan sebagai media penyalur uap. Melihat pentingnya peranan pipa dalam operasi pembangkit maka diperlukan suatu analisis tegangan dalam perancangan yang mengacu pada *code* ASME B31.1. Kondisi uap yang dialirkan bertemperatur sebesar 535 °C pada kondisi operasi maksimum dan tekanan maksimum sebesar 47 bar menuju turbin uap *high pressure*. Analisis yang dilakukan menggunakan *software* analisa tegangan pipa berbasis metode elemen hingga dengan elemen garis yaitu pada beban *sustain*, ekspansi termal dan *occasional* (akibat pengaruh aliran uap terhadap belokan dan percabangan pipa). Dari hasil analisis yang dilakukan terdapat nilai tegangan pada beban *sustain* sebesar 24,482 MPa dengan rasio terhadap tegangan ijin 42,9%, pada beban ekspansi termal sebesar 95,301 MPa dengan rasio terhadap tegangan ijin 48,4%, dan beban *occasional* sebesar 24,590 MPa dengan rasio terhadap tegangan ijin 37,4%. Tegangan tertinggi terdapat pada percabangan *tee* 45° akibat tekanan internal dan kombinasi gaya serta momen dari sistem perpipaan, namun tegangannya masih dalam batas di bawah tegangan ijin *code*. Untuk menurunkan tegangan pada *tee* 45° bisa dilakukan dengan metode *reinforcement*. Didapat hasil tegangan setelah dilakukan *reinforcement* yaitu pada beban *sustain* sebesar 21,002 MPa dengan rasio 36,8% dan beban *occasional* sebesar 21,101 MPa dengan rasio 32,1%. Selain itu dilakukan pula pengecekan menggunakan *software* lain dengan elemen volume yang didapatkan hasil tegangan *equivalent* sebesar 55,572 MPa dari beban *sustain* dan 56,1 MPa dari beban *occasional*. Disimpulkan bahwa tegangan yang terjadi masih berada di bawah tegangan ijin *code*, sehingga sistem perpipaan dapat dikatakan aman. Kemudian dilakukan simulasi dinamis dengan *Eigensolver* untuk mengetahui modus getar dan frekuensi pribadi sistem perpipaan. Didapatkan frekuensi sebesar 48,0815 Hz pada mode ke 13 yang mendekati frekuensi turbin 50 Hz. Tampak perilaku dinamis pipa di dekat turbin yang bergerak arah vertikal sumbu Y.

Kata Kunci: beban *sustain*; beban ekspansi termal; beban *occasional*; tegangan *equivalent*

Abstract

For distributing steam on combined cycle power plant from *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG) to steam turbine, piping is needed for operational. The important thing about piping, so it's necessary to analysis the stress of piping design which hold the rule of *code* ASME B31.1. The condition of steam has high temperature on 535 °C dan maximum pressure on 47 bar. Analysis the stress of piping system using finite element software with beam elemen that case on *sustain* load, thermal expansion load and *occasional* load which caused by the force of steam stream on the pipe fittings. On this result, there are stress values 24,482 MPa with ratio 42,9%, on *sustain* load, 95,301 MPa with ratio 48,4% on thermal expansion load, and 24,590MPa with ratio 37,4% on *occasional* load. The most high stress on *tee* 45° that caused by internal pressure, forces and moments from piping system. For reducing *tee* 45° can use *reinforcement* method. After using *reinforcement* method, there are stress results 21,002 MPa with ratio 36,8% on *sustain* load and 21,101 MPa with ratio 32,1% on *occasional* load. Then, *tee* 45° was checked by other finite element software with volume element. The result of *equivalent* stress is 55,572 MPa from *sustain* load and 56,1 MPa from *occasional* load. The conclusion that the stress' below to allowable stress of *code*, so the piping system is safe. Then, dynamic simulation with *Eigensolver* finds mode and natural frequency of piping system. There is 48,0815 Hz as natural frequency on 13th mode which it nears 50 Hz on turbine frequency. From the view simulation, there is movement on piping that nears on turbine to vertical direction.

Keyword: *sustain* load; thermal expansion load; *occasional* load; *equivalent* stress

1. PENDAHULUAN

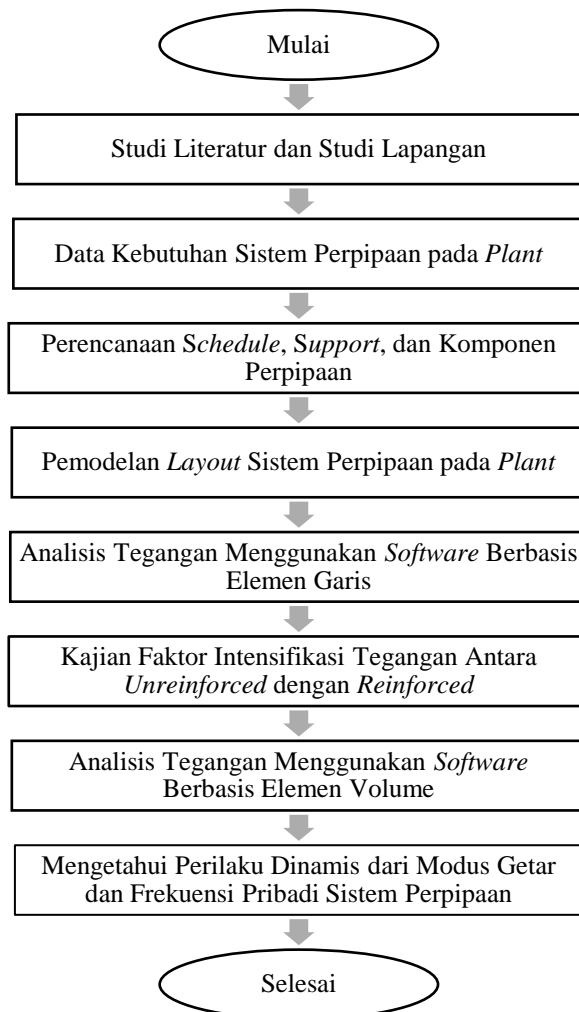
Merancang sistem perpipaan diperlukan juga analisis yang berkaitan sesuai kebutuhan dan tentunya dapat memprediksi dampak-dampak yang terjadi untuk menghindari dan meminimalkan terjadinya kegagalan. Studi kasus dilakukan di sebuah pembangkit menggunakan sistem *combined cycle* (gas dan uap) dimana dalam penelitian ini

dilakukan pemodelan ulang untuk mengetahui bagian pada sistem perpipaan yang mengalami tegangan tertinggi. Analisis tegangan pipa adalah suatu metode terpenting untuk meyakinkan dan menetapkan secara numerik bahwa sistem perpipaan dalam *engineering* adalah aman. Beban yang terjadi secara aktual dibuat sedemikian rupa sehingga beban tersebut tidak melebihi batasan yang telah ditetapkan oleh *Code* dan Standar Internasional ASME B31.1. Dalam analisis bahwa tegangan pada pipa terjadi karena adanya pengaruh tekanan, temperatur, dan berat dari pipa itu sendiri sehingga dapat menyebabkan terjadinya kegagalan seperti deformasi plastis, *bending* dan keretakan.

Adapun tujuan dalam penelitian ini adalah melakukan pemodelan ulang sistem perpipaan *Main Steam (High Pressure)* yang mendistribusikan uap dari HRSG menuju turbin uap dan menganalisis nilai tegangan yang terjadi pada sistem perpipaan mengacu pada standar ASME B31.1 akibat beban *sustain* (tekanan dan berat sistem perpipaan), ekspansi termal (perubahan temperatur) dan *occasional* (beban *sustain* dan ditambah gaya dari aliran uap terhadap belokan dan percabangan pipa). Dari hasil nilai tegangan dapat diketahui lokasi bagian perpipaan yang mengalami tegangan tertinggi. Kemudian mengetahui perilaku dinamis melalui modus getar dan frekuensi pribadi sistem perpipaan.

2. METODE PERANCANGAN

2.1 Diagram Alir Perancangan



Gambar 1. Diagram alir perancangan

2.2 Pernyataan Kebutuhan Sistem Perpipaan

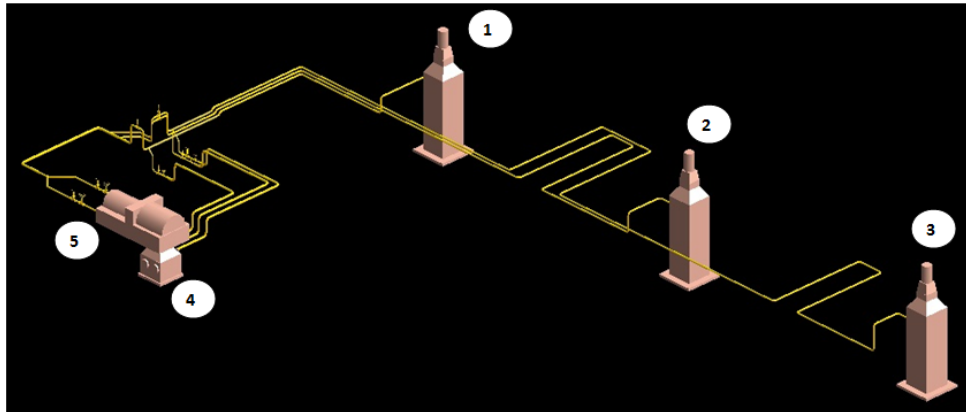
Dari studi lapangan dan literatur dapat ditentukan tekanan dan temperatur kerja maksimum dari masing – masing jalur pipa, yang ditunjukkan pada Tabel 1 di bawah ini.

Tabel 1. Kondisi temperatur dan tekanan pada pipa

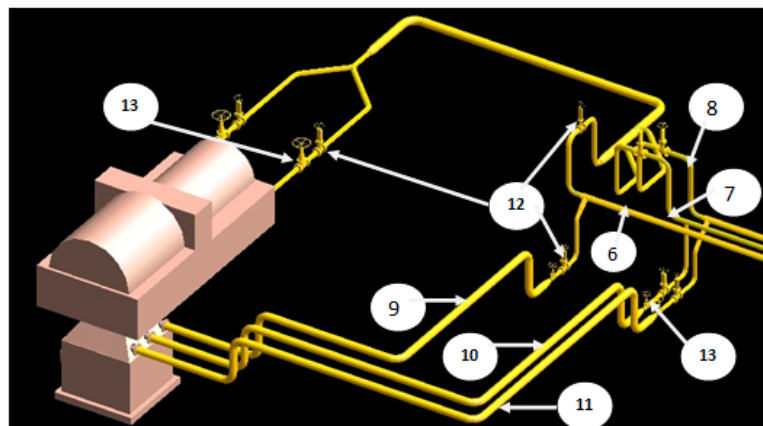
Nama Jalur Pipa	Jalur Penghubung	T _{operasi} (°C)	P _{operasi} (bar)
<i>Main steam – high pressure</i>	HRSG – Turbin HP	535	47

2.3 Plant Layout

Proses distribusi uap berasal dari HRSG 1, HRSG 2 dan HRSG 3, dimana terdapat jalur perpipaan dari masing-masing HRSG. Kemudian jalur pipa HRSG 2 dan HRSG 3 menyatu dengan jalur pipa HRSG 1 ketika akan menuju turbin. Di samping itu terdapat jalur pipa *Bypass* pada masing-masing jalur pipa HRSG. Jalur pipa *Bypass* berfungsi sebagai jalur pembuangan sebagian uap ke kondensor. Selain itu jalur pipa *Bypass* juga sebagai jalur alternatif ketika operasi *shutdown*, maka aliran uap yang menuju turbin akan dihentikan dan dialihkan menuju kondensor. Pada masing-masing jalur sistem perpipaan terdapat *valve*. *Gate valve* berfungsi membuka atau menutup secara penuh pada aliran, sehingga aliran uap yang ada akan masuk atau berhenti. *Control valve* berfungsi mengatur jumlah aliran yang masuk dan tekanan pada pipa.



Gambar 2. Pemodelan *plant* jalur sistem perpipaan dari HRSG menuju turbin dan kondensor



Gambar 3. Jalur sistem perpipaan dan *valve*

Keterangan:

- | | |
|----------------------|--------------------------------|
| 1. HRSG 1 | 8. Jalur pipa HRSG 3 |
| 2. HRSG 2 | 9. Jalur pipa <i>Bypass</i> 1 |
| 3. HRSG 3 | 10. Jalur pipa <i>Bypass</i> 2 |
| 4. Kondensor | 11. Jalur pipa <i>Bypass</i> 3 |
| 5. Turbin | 12. <i>Gate valve</i> |
| 6. Jalur pipa HRSG 1 | 13. <i>Control valve</i> |
| 7. Jalur pipa HRSG 2 | |

2.4 Material Pipa

Pemilihan jenis material untuk pipa pembangkit mengacu pada ASME B31.1 yang dapat dilihat pada tabel 126.1 tentang spesifikasi dan standar. Material yang digunakan untuk sistem perpipaan *main steam (high pressure)* adalah ASTM A335 P22. Material tersebut sesuai untuk fungsi pipa pada operasi temperatur tinggi. Pertimbangan pemilihan material pipa juga didasarkan pada batas tegangan luluh dan juga tegangan yang diijinkan pada kondisi temperatur. Semakin tinggi temperature maka tegangan ijin sesuai aturan ASME B31.1 menjadi semakin rendah. Hal tersebut bertujuan sebagai tindakan preventif untuk mencegah terjadinya kegagalan pada pipa. Berikut spesifikasi material ASTM A335 P22:

Tabel 2. Spesifikasi material ASTM A335 P22 [1]

Jenis Material	<i>Seamless ferritic alloy steel pipe</i>
Paduan	2,25 Cr – 1 Mo
<i>Yield strength</i>	206,838 MPa
<i>Allowable stress</i> (<93,33 °C)	117,898 MPa
<i>Allowable stress</i> (535 °C)	57,118 MPa
Modulus elastisitas	210,97 GPa
<i>Poisson ratio</i>	0,3
Massa jenis	7833,44 kg/m ³

2.5 Penentuan KetebalanPipa

Berikut cara penentuan ketebalan pipa [1]:

$$t = \frac{PD}{2(SE+PY)} + c \quad (1)$$

- P = 9400 KPa, tekanan maksimum operasi yang diberi nilai faktor keamanan 2 kali
 Do = 457 mm, diameter luar pipa
 S = 57118 KPa pada temperatur operasional tabel A-2 ASME B31.1
 E = 1 pada tabel ASME B31.1- Appendix A
 Y = 0,68 pada tabel 104.1.2 ASME B31.1
 c = 0,508 mm asumsi faktor korosi berdasarkan ASME B31.1
 MT = 12,5% toleransi manufaktur yang diperbolehkan

Tabel 3. Hasil perhitungan ketebalan minimum pipa

SIZE	OD (mm)	tm (mm)
250	273	23,67
300	324	27,98
400	406	34,92
450	457	39,23

Kemudian dilanjutkan dengan menghitung *schedule* pipa [2],

$$\begin{aligned} \text{schedule} &= \frac{1000 P}{S} \\ \text{schedule} &= \frac{1000 \times 9400}{57118} \\ \text{schedule} &= 164,57 = 160 \end{aligned} \quad (2)$$

Pada *schedule* 160 ASME B36.10M., pipa dengan diameter 457 mm memiliki tebal nominal 45 mm. Mengacu pada kebutuhan desain di mana $T > t_m$, maka $45 \text{ mm} > 39,23 \text{ mm}$ sehingga sudah sesuai untuk digunakan [2].

Tabel 4. Ukuran pipa pada *schedule* 160

SIZE	OD (mm)	ID (mm)	T (mm)
250	273	215	29
300	324	258	33
400	406	326	40
450	457	367	45

2.6 Perhitungan Pembebanan

Pada sistem perpipaan, pipa menerima pembebanan akibat dari gaya-gaya dalam (*Hoop Stress*) [3]. Dengan data yang telah ditentukan sebelumnya maka besarnya tegangan yang diterima oleh pipa dengan tekanan operasi 4,7 MPa memiliki diameter 324 mm pada *schedule* 160 dengan tebal 33 mm adalah

$$SH = \frac{P \cdot OD}{2 \cdot t} \quad (3)$$

$$SH = \frac{4,7 \times 324}{2 \times 33}$$

$$= 23,07 \text{ MPa}$$

Tabel 5. Hasil perhitungan *Hoop stress* pada *schedule 160*

SIZE	OD (mm)	ID (mm)	t sch-160 (mm)	Hoop Stress (MPa)	S _A (MPa) pada 535 °C
250	273	215	29	22,12	57,118
300	324	258	33	23,07	57,118
400	406	326	40	23,85	57,118
450	457	367	45	23,87	57,118

Pada Tabel 5 menjelaskan bahwa *Hoop stress* pada semua ukuran diameter dan ketebalan pipa mempunyai nilai tegangan di bawah tegangan ijin pada temperatur operasi maksimum berdasarkan ASME B31.1.

2.7 Penentuan Jarak Antar *Support* (*Span*)

Penentuan jarak antar *support* bisa menggunakan rumus batas defleksi. Dimana *support* jarak antar *support* sangat berpengaruh terhadap terjadinya tegangan *bending* atau menyebabkan defleksi [4].

Tabel 6. Jarak antar *support* pada pipa size 300

Unit	Panjang (m)	weight of pipe (kg)	content weight (kg)	insulation weight (kg)	total weight (kg)	Span (m)
HRSG 3	229,074	54108,426	318,395	5075,171	59501,992	1,146
HRSG 2	149,121	35223,127	207,267	3303,799	38734,193	1,275
HRSG 1	66,719	15759,362	92,734	1478,170	17330,266	1,559

Tabel 7. Jarak antar *support* pada pipa size 400

Unit	Panjang (m)	weight of pipe (kg)	content weight (kg)	insulation weight (kg)	total weight (kg)	Span (m)
Bypass 3	33,798	12170,663	0,104	897,508	13068,276	2,081
Bypass 2	32,423	11675,526	0,100	860,995	12536,621	2,103
Bypass 1	31,038	11176,787	0,096	824,216	12001,099	2,126

Tabel 8. Jarak antar *support* pada pipa satu unit size 450

Panjang (m)	weight of pipe (kg)	content weight (kg)	insulation weight (kg)	total weight (kg)	Span (m)
20,900	9530,994	65,815	612,194	10209,003	2,496

2.8 Penentuan *Life Cycle* pada Pipa

Pemilihan jenis material, kondisi tekanan dan temperatur sangat berpengaruh terhadap *life cycle* (siklus umur) pada pipa. Penentuan *life cycle* berdasarkan kajian material untuk tegangan *displacement* yang terjadi akibat beban ekspansi termal. Tegangan ijin untuk tegangan *displacement* sangat diperlukan untuk mengetahui berapa kali siklus pipa untuk beroperasi dan mencegah terjadinya kegagalan akibat melebihi tegangan luluh pada material pipa. Sehingga pada perencanaan sistem perpipaan nilai tegangan *displacement* tidak boleh melebihi nilai tegangan ijin yang disertakan dengan jumlah siklus yang sudah diketahui. Berikut perhitungan *life cycle* berdasarkan tegangan ijin [1]:

$$S_A = f(1,25S_c + 0,25S_h) \quad (4)$$

dimana,

$f = 6/N^{0,2} \leq 1$, faktor tegangan bersiklus

S_c = Tegangan ijin saat kondisi *cold* = 117,897656 Mpa

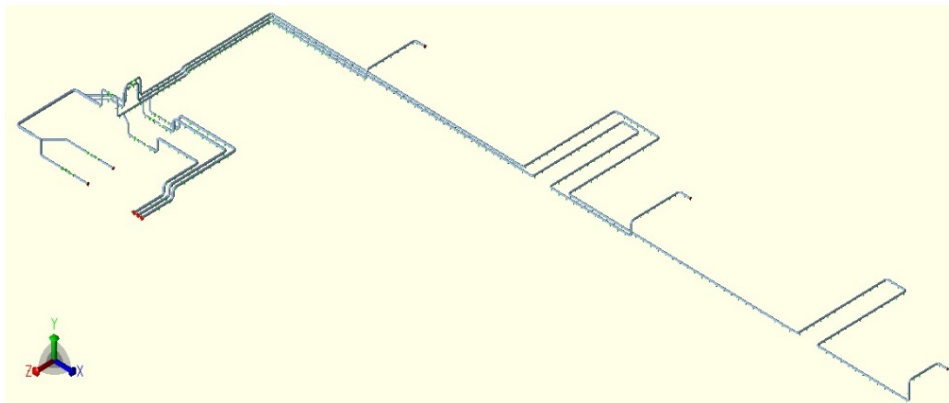
S_h = Tegangan ijin saat kondisi *hot* (temperatur operasi) = 57,118016 Mpa

Tabel 9. Hasil tegangan ijin dengan *life cycle*

<i>Cyclic Stress Factor</i>	Tegangan Ijin (MPa)	<i>Life Cycle (Cycle)</i>
1	162,652	7776
0,9	145,486	13169
0,8	129,321	23730
0,7	113,156	46266
0,6	96,991	100000
0,5	80,826	248832
0,4	64,661	759375
0,3	48,495	3200000
0,2	32,330	24300000
0,15	24,248	102400000

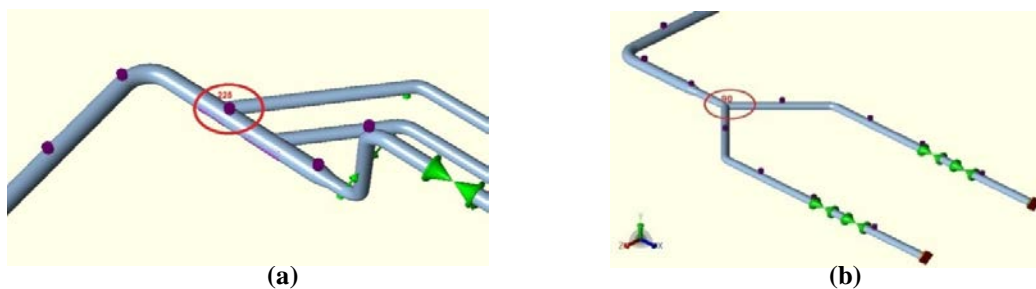
3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Analisis Tegangan Perpipaan Berdasarkan Code ASME B31.1



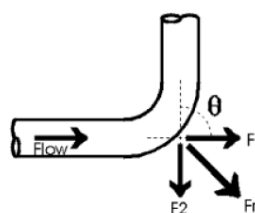
Gambar 4. Pemodelan jalur sistem perpipaan menggunakan *software* analisa tegangan pipa berbasis elemen garis

Simulasi yang dilakukan mengacu pada *code* ASME B31.1 dimana tegangan yang terjadi akibat beban *sustain*, beban ekspansi termal, dan beban *occasional*.



Gambar 5. Lokasi tegangan (a) Beban *Sustain* dan (b) Beban Ekspansi Termal

Pada beban *occasional* pada hakikatnya merupakan beban *sustain*, namun terdapat beban atau gaya tambahan. Gaya tambahan pada analisis ini disebabkan oleh aliran uap yang terjadi pada belokan atau percabangan pipa sehingga dapat menyebabkan momentum karena perubahan arah aliran [5].



Gambar 6. Gaya-gaya pada belokan pipa [5]

dimana,

$$F_1 = \rho v^2 A(1 - \cos \theta) \quad (5)$$

$$F_r = \rho v^2 A [2(1 - \cos \theta)]^{1/2} \quad (6)$$

$$F_2 = \rho v^2 A \sin \theta \quad (7)$$

Sehingga nilai gaya-gaya yang terjadi terdapat pada Tabel 10 dan 11,

a. Pada Belokan 90°

Tabel 10. Gaya pada belokan 90°

Diameter (mm)	Luas (m ²)	Kecepatan (m/s)	F _x (N)	F _y (N)
215	0,03629	71,2	2314,13	2314,13
258	0,05225	49,47	1608,69	1608,69
326	0,08343	30,92	1003,38	1003,38
367	0,10573	24,4	791,88	791,88

b. Pada Belokan 45°

Tabel 11. Gaya pada belokan 45°

Diameter (mm)	Luas (m ²)	Kecepatan (m/s)	F _x (N)	F _y (N)
215	0,03629	71,2	677,81	1636,32
258	0,05225	49,47	471,19	1137,51

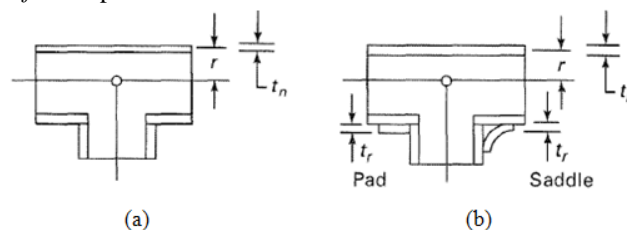
Kemudian nilai-nilai tegangan *code* maksimum yang terjadi pada masing-masing beban adalah

Tabel 12. Nilai tegangan maksimum akibat beban-beban pada sistem perpipaan

Jenis Beban	Nilai Tegangan (MPa)	Tegangan Ijin (MPa) [1]	Rasio
<i>Sustain</i>	24,482	57,118	42,9%
Ekspansi Termal	95,301	196,964	48,4%.
<i>Occasional</i>	24,590	65,686	37,4%

3.2 Perbandingan Hasil Tegangan antara *Unreinforced* dengan *Reinforced*

Perbedaan antara *unreinforced* dengan *reinforced* adalah nilai faktor intensifikasi tegangan. *Reinforced* pada percabangan *tee* 45° dengan ketebalan *pad* 45 mm mempunyai nilai faktor intensifikasi tegangan yang lebih rendah dibanding *unreinforced*. Hal tersebut akan berpengaruh terhadap nilai tegangan yang akan terjadi. Berikut perbandingan antara *unreinforced* dengan *reinforced* pada node 225.



Gambar 7. (a) *Unreinforced* dan (b) *Reinforced* [1]

Tabel 13. Perbandingan nilai antara *unreinforced* dengan *reinforced*

Jenis <i>tee</i>	Nilai Karakteristik Fleksibilitas	Nilai Faktor Intensifikasi Tegangan
<i>Unreinforced</i>	0,218	2,481
<i>Reinforced</i>	0,602	1,262

Tabel 14. Perbandingan hasil tegangan antara *unreinforced* dengan *reinforced*

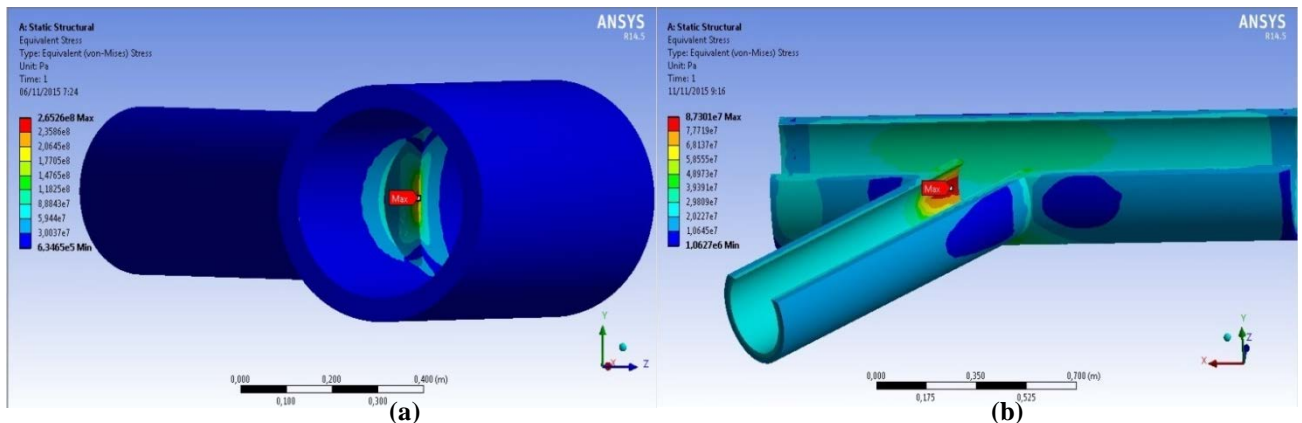
Jenis Beban	Nilai Tegangan <i>Unreinforced</i> (MPa)	Nilai Tegangan <i>Reinforced</i> (MPa)	Tegangan Ijin (MPa) [1]	Rasio <i>Unreinforced</i>	Rasio <i>Reinforced</i>
<i>Sustain</i>	24,482	21,002	57,118	42,9%	36,8%
<i>Occasional</i>	24,590	21,101	65,686	37,4%	32,1%

Dari Tabel 14 dapat disimpulkan bahwa dengan *reinforcement* terjadi penurunan tegangan sebesar 3,48 MPa dengan selisih rasio 6,1% pada beban *sustain* dan terjadi penurunan tegangan sebesar 3,49 MPa dengan selisih rasio 5,3% pada beban *occasional*.

3.3 Analisis Tegangan *Equivalent* Berdasarkan Kajian Teori Kegagalan

Setelah dilakukan analisis tegangan menggunakan *software* berbasis elemen garis, maka selanjutnya hasil tegangan tertinggi pada bagian perpipaan akan disimulasikan untuk mendapatkan nilai tegangan *equivalent* menggunakan *software* berbasis elemen volume dimana memiliki kelebihan mengetahui distribusi tegangan dari kontur warna. Hal tersebut bertujuan untuk mencari nilai pemusatan tegangan. Tegangan tertinggi karena pengaruh tekanan internal, momen dan gaya dari sistem perpipaan terjadi pada *tee* 45°.

A. Tekanan Internal



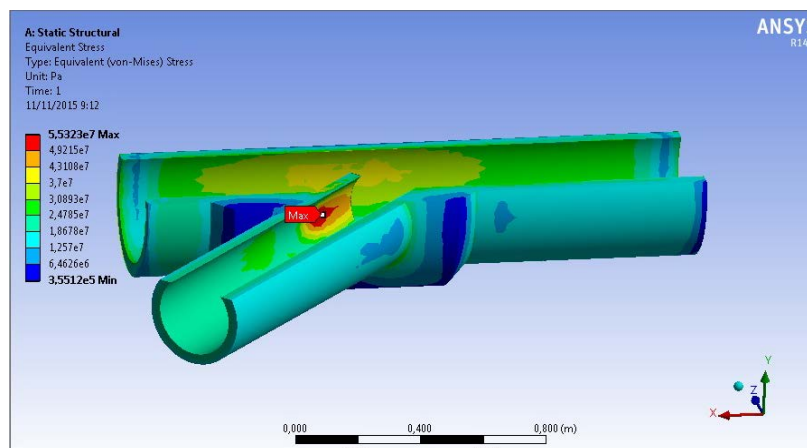
Gambar 8. Lokasi tegangan pada *tee* 45° akibat tekanan internal

(a) Desain yang terdapat sisi lancip dan (b) Desain tanpa sisi lancip dengan *insert* percabangan pada pipa utama

Pada Gambar 8.(a) terdapat pemusatan tegangan pada sisi lancip sebesar 265,26 MPa dimana tegangan yang terjadi melebihi tegangan luluh material sebesar 206,838 MPa, sehingga hal tersebut dapat menyebabkan kegagalan. Oleh sebab itu desain dengan sisi lancip perlu dihindari penggunaannya pada operasi tekanan tinggi. Kemudian, cara mereduksi tegangan yang tinggi yaitu dengan memasukkan pipa cabang ke pipa utama seperti pada Gambar 8.(b). Pada hasil simulasi menggunakan tekanan internal, ternyata *tee* 45° pada desain b mengalami pemusatan tegangan sebesar 87,301 MPa dengan nilai di atas *allowable code* ASME B31.1 pada temperatur operasi. Kemudian dilakukan *reinforcement* seperti terlihat pada Gambar 9 dimana terjadi penurunan tegangan dengan nilai 55,323 MPa.

Tabel 15. Nilai batas tegangan ijin dan tegangan *equivalent*

Tegangan luluh material	206,838 MPa
Tegangan ijin <i>code (ambient)</i>	117,898 MPa
Tegangan ijin <i>code (535 °C)</i>	57,112 MPa
Tegangan <i>equivalent</i>	87,301 MPa
Tegangan <i>equivalent (reinforcement)</i>	55,323 MPa



Gambar 9. Lokasi tegangan pada *tee* 45° akibat tekanan internal setelah dilakukan *reinforcement* dengan *pad* 45 mm

B. Kombinasi Antara Tekanan Internal dengan Gaya dan Momen

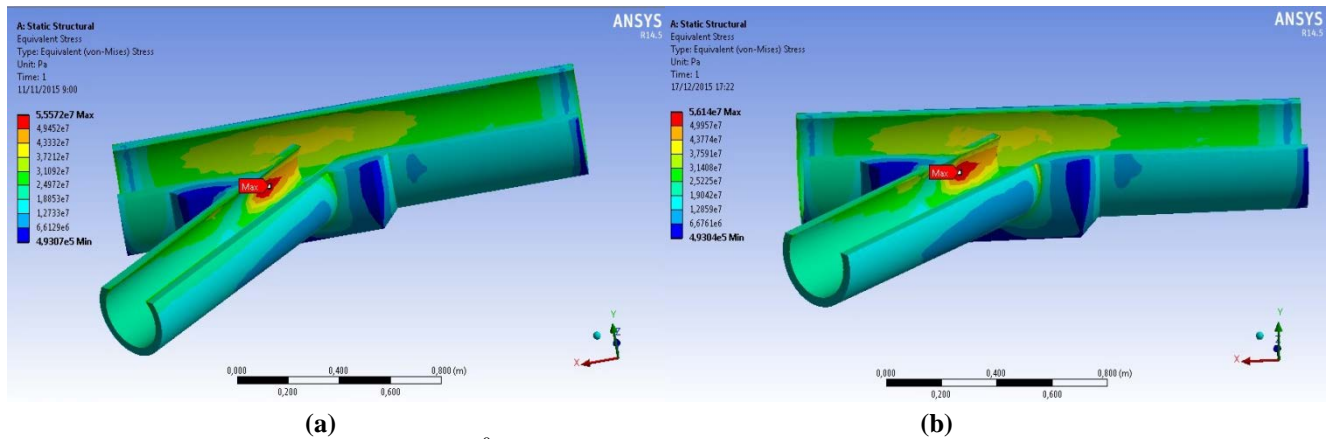
Berikutnya adalah analisis dengan pembebanan kombinasi antara tekanan internal dengan gaya dan momen pada *tee* 45°. Dimana gaya dan momen merupakan hasil analisis *software* berbasis elemen garis yang berasal dari beban sistem perpipaan.

Tabel 16. Input momen dan gaya pada *tee* 45° dari hasil *software* berbasis elemen garis akibat beban *sustain*

Node	Gaya (N)			Momen (N.m)		
	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz
225	-284	11946	-60	17658	867	10994

Tabel 17. Input momen dan gaya pada *tee* 45° dari hasil *software* berbasis elemen garis akibat beban *occasional*

Node	Gaya (N)			Momen (N.m)		
	Fx	Fy	Fz	Mx	My	Mz
225	-435	11926	1966	17332	-3514	11311



Gambar 10. Lokasi tegangan pada *tee* 45° akibat kombinasi tekanan internal dengan gaya dan momen dari beban (a) *sustain* dan (b) *occasional* setelah dilakukan perubahan geometri dan menggunakan *reinforcement*

Pada Gambar 10.(b) menunjukkan nilai tegangan *equivalent* maksimum sebesar 56,100 MPa. Terjadi peningkatan nilai tegangan akibat kombinasi tekanan internal dengan gaya dan momen dari beban *occasional* dibanding beban *sustain* dimana tegangannya bernilai 55,572 MPa. Tegangan yang terjadi berada di bawah tegangan ijin *code* saat temperatur operasi sebesar 57,118 MPa. Sehingga tegangan yang terjadi memenuhi syarat *code*.

Tabel 18. Nilai batas tegangan ijin dan tegangan *equivalent*

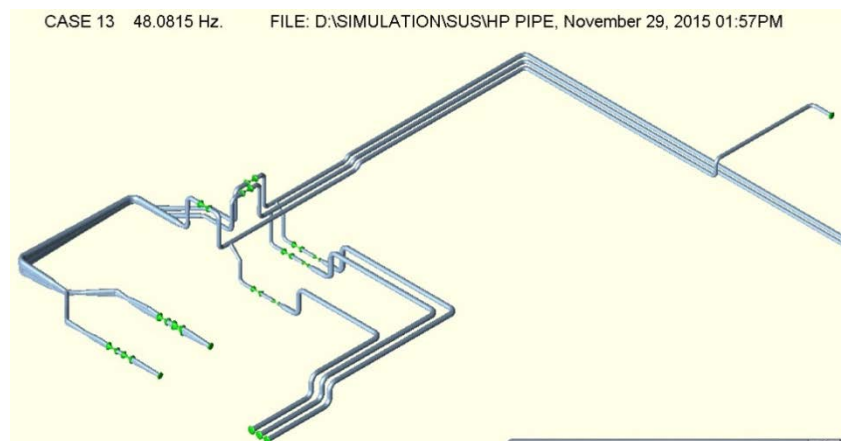
Tegangan luluh material	206,838 MPa
Tegangan ijin <i>code</i> (<i>ambient</i>)	117,898 MPa
Tegangan ijin <i>code</i> (535 °C)	57,118 MPa
Tegangan <i>equivalent</i> (dari <i>sustain</i>)	55,572 MPa
Tegangan <i>equivalent</i> (dari <i>occasional</i>)	56,100 MPa

3.4 Analisis Dinamis Sistem Perpipaan

Pada standar desain yang mengacu pada *code* ASME B 31.1 tidak membahas permasalahan getaran pada pipa secara detail. Namun demikian pada kasus di lapangan pipa terhubungan dengan turbin (*rotating equipment*), sehingga terdapat hal-hal yang perlu dilakukan analisis tambahan mengenai getaran pada pipa. Sebelum melakukan analisis dinamis, tentunya sistem perpipaan haruslah aman dari beban statis. Melakukan analisa modal dengan metode *Eigensolver*. Dari hal tersebut terdapat hasil mengenai modus getar dan frekuensi pribadi pipa yang mana pola perilaku dinamis dari sistem perpipaan dapat diketahui melalui simulasi. Pola perilaku dinamis pada bagian-bagian perpipaan mempunyai dampak yang dapat menyebabkan kelelahan (*fatigue*) sehingga dapat terjadi suatu kegagalan [6]. Pipa akan ikut bergetar mengikuti sumber getaran yang berasal dari turbin. Turbin memiliki frekuensi 50 Hz pada putaran 3000 rpm. Dari hasil analisis dinamis dengan posisi, tipe dan jumlah *support* awal sebagaimana dalam analisis statis diperoleh 14 macam modus getar dari frekuensi pribadi terkecil hingga frekuensi terbesar yang mendekati nilai frekuensi turbin.

NATURAL FREQUENCY REPORT			
MODE	(Hz) FREQUENCY	(Radians/Sec) FREQUENCY	(Sec) PERIOD
1	2.958	18.588	0.338
2	3.501	21.995	0.286
3	5.890	37.005	0.170
4	8.311	52.222	0.120
5	9.474	59.525	0.106
6	13.903	87.354	0.072
7	16.566	104.089	0.060
8	23.378	146.889	0.043
9	23.919	150.288	0.042
10	40.899	256.979	0.024
11	41.570	261.195	0.024
12	47.897	300.945	0.021
13	48.082	302.105	0.021
14	70.427	442.505	0.014

Gambar 11. Hasil frekuensi pribadi dari CAESAR II



Gambar 12. Perilaku dinamis sistem perpipaan pada frekuensi 48,082 Hz

Dari Gambar 12 ditunjukkan pola perilaku dinamis sistem perpipaan pada frekuensi pribadi 48,082 Hz, dimana frekuensi tersebut mendekati frekuensi turbin sebesar 50 Hz. Tampak terjadinya getaran pada perpipaan di dekat area turbin dan bergerak vertikal arah sumbu Y. Dari hal tersebut bisa dilakukan peredaman pada bagian yang bergetar.

4. KESIMPULAN

Pada hasil analisis menggunakan jenis elemen garis terdapat lokasi-lokasi tegangan tertinggi yaitu pada *tee* 45⁰ akibat beban *sustain* dan *occasional* serta bagian pipa *wye* akibat beban ekspansi termal. Nilai tegangan yang terjadi masih berada di bawah batas tegangan ijin sesuai *code* ASME B31.1. Metode *reinforcement* pada percabangan *tee* 45⁰ mampu menurunkan nilai tegangan karena nilai faktor intensifikasi tegangannya yang rendah dibandingkan tanpa *reinforcement*. Kemudian pengecekan pada analisis tegangan menggunakan jenis elemen volume (*tetrahedron*) terdapat distribusi tegangan dilihat dari kontur warna dan terdapat pemusatan tegangan maksimum. Kedua jenis elemen yang digunakan pada masing-masing *software* mempunyai nilai yang berbeda dimana elemen garis merupakan metode sederhana dalam analisa tegangan keseluruhan jalur pipa untuk mengetahui lokasi tegangan tertinggi mengacu pada ASME B31.1. Sedangkan elemen volume model tiga dimensi dengan acuan teori kegagalan dimana faktor desain tipe geometri yang lebih kompleks berpengaruh terhadap nilai distribusi tegangan serta memiliki nilai yang lebih besar dan teliti karena dapat mengatur *meshing* pada benda. Pada simulasi menggunakan Eigensolver terdapat 14 modus getar dan frekuensi sistem perpipaan dimana secara kualitatif dapat melihat perilaku dinamis sistem perpipaan.

5. REFERENSI

- [1] ASME Code B 31.1 *Power Piping*.
- [2] Nayyar, Mohinder L. 2000. *Piping Handbook 7th Ed*. Mc. Graw-Hill.
- [3] Peng, L.C., and Peng, T. L. 2009. *Pipe Stress Engineering*. New York: American Society of Mechanical Engineers.
- [4] Kannappan, Sam. 1986. *Introduction to Pipe Stress Analysis*. John Wiley & Sons.
- [5] Integraph. 2014. *CAESAR II User's Guide*. Integraph.
- [6] Raghunandana. 2014. *Vibration Analysis of a Piping System Attached With Pumps and Subjected to Resonance*. International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering, Volume 4.