

# ANALISA DESAIN PIPA BERTEKANAN TINGGI DARI *HIGH PRESSURE STEAM HEADER* MENUJU *BACK PRESSURE TURBINE* PADA *COGENERATION UNIT*

Asbida Nur Rahman<sup>1\*</sup>, Eko Julianto<sup>2</sup>, Abdul Gafur<sup>3</sup>

Program studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia<sup>1\*,2,3</sup>

Email: [asbida.nur@student.ppns.ac.id](mailto:asbida.nur@student.ppns.ac.id)<sup>1\*</sup>, [eko\\_julianto@ppns.ac.id](mailto:eko_julianto@ppns.ac.id)<sup>2\*</sup>, [abdulgafur@ppns.ac.id](mailto:abdulgafur@ppns.ac.id)<sup>3\*</sup>

**Abstract** - In Gempolkrep sugar factory there are Cogeneration Unit piping lines from High Pressure Steam Header to Back Pressure Turbine The pressure and temperature output of the Boiler that is accommodated in the high pressure steam header of 66 bar and 478 ° are very prone to expansion due to overgrowth load. In such conditions can also cause stretching, shrinkage in the pipeline and can cause displacement. In this condition also a critical line because it includes the criteria C so it is necessary to do stress analysis by considering the thermal load and analysis using the software. In this analysis, the method of pipe stress analysis refers to ASME B 31.1 and uses the software of Software Stress Analysis The pipe Material used is Alloy Steel A355-P22 with base metal content (2.25 Cr, 1.0 Mo). Pipe thickness 0500" with diameter 10" and Schedule 60. The stress analysis using Software Stress Analysis against the load sustain obtained the highest load value of 11479.6 lb/in<sup>2</sup>, a thermal expansion load with a high value of 11258.4 lb/in<sup>2</sup> and occasional load with a highest value is 11517.2 lb/in<sup>2</sup>. The stress result on the line is still below allowable standard ASME B 31.1.

**Keyword:** Back Pressure Turbine, Extraction Condensing Turbine, HPSH, Pipe Design, Stress Analysis

## Nomenclature

<b>P</b>	= Tekanan dalam (psi)
<b>Do</b>	= Diameter luar (inch)
<b>Di</b>	= Diameter dalam (inch)
<b>S</b>	= Allowable Stress Material (psi)
<b>Y</b>	= Faktor Koefisien material.
<b>A</b>	= Corrosion Allowance (inch)
<b>tm</b>	= Nominal tebal minimum (inch)
<b>L</b>	= Panjang Pipa (ft)
<b>ρ Pipe</b>	= Density pipa (lb/in <sup>3</sup> )
<b>ρ fluid</b>	= Density Fluida (lb/in <sup>3</sup> )
<b>Z</b>	= Section Modulus (in <sup>3</sup> )
<b>Wo</b>	= Berat per panjang pipa (lb/ft)
<b>Δ</b>	= Batas ijin defleksi (ft)
<b>I</b>	= Moment insersia (in <sup>4</sup> )
<b>i</b>	= Stress intensification factor
<b>Ma</b>	= Resultan momen akibat berat (lb.in)
<b>Mb</b>	= Resultan momen bending akibat beban angin (lb.in)
<b>Mc</b>	= Resultan momen akibat displacement (lb.in)

## 1. PENDAHULUAN

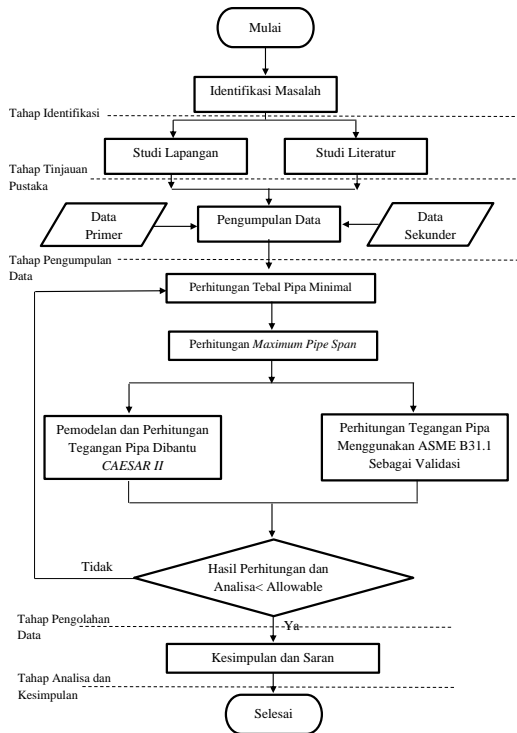
*Engineering Procurement Construction and Commissioning (EPCC)* Peningkatan Kapasitas Pabrik Gula Gempolkrep dari 6500 TCD menjadi 8000 TCD Terintegrasi dengan Pabrik *Bioethanol* dan *Cogeneration* merupakan proyek peningkatan produksi kapasitas Pabrik Gula Gempolkrep Mojokerto yang dikerjakan oleh PT. Barata Indonesia. Proyek tersebut meliputi pembongkaran fasilitas milik Pabrik Gula

Gempolkrep, pengembangan fasilitas produksi, pembangunan *refinery unit*, pengembangan turunan *bioethanol*, dan pembangunan *cogeneration unit*. Output pressure dan temperature dari Boiler yang ditampung pada *high pressure steam header (HPSH)* sebesar 66 bar(g) dan 478 °C sangat rawan terjadi pemuaiian akibat beban ekspansi berlebih. Dalam kondisi tersebut juga dapat menyebabkan peregangan, penyusutan pada pipa dan dapat menyebabkan displacement, tegangan yang berlebih juga dapat merusak pipa dan struktur penyangga. Dalam kondisi tersebut juga merupakan karena termasuk kriteria C sehingga *critical line* perlu dilakukan *stress analysis* dengan mempertimbangkan pengaruh *thermal load* dan dilakukan analisa menggunakan software. Dalam analisa ini dilakukan metode *pipe stress analysis* yang mengacu pada *ASME B31.1* dan analisa tegangan menggunakan *software stress analysis*.

## 2. METODOLOGI

### 2.1 Diagram Alir

Berikut ini adalah sistematika pengerjaan mengenai Analisa tegangan pipa dari high pressur steam header menuju back pressure turbine yang disajikan berupa diagram alir pengerjaan.



Gambar 1. Diagram Alir Pengerjaan

**2.2 Perhitungan Tebal Pipa**

Tebal pipa merupakan salah satu hal terpenting dalam merancang sistem perpipaan. Tebal pipa akan mempengaruhi nilai tegangan sistem perpipaan. Selain itu tebal pipa juga mempengaruhi biaya yang dikeluarkan oleh perusah. Tebal pipa ditentukan berdasarkan tekanan desain, diameter, jenis sambungan, dan metode pengujian. Untuk menentukan tebal pipa dapat mengacu pada *Code and Standard B31.1 Power Piping*. [1]

$$t = \frac{PD_o}{2(SE+PY)} + A \tag{1}$$

$$t_m = \frac{t}{1-Mt} \tag{2}$$

**2.3 Batas Tekanan Kerja**

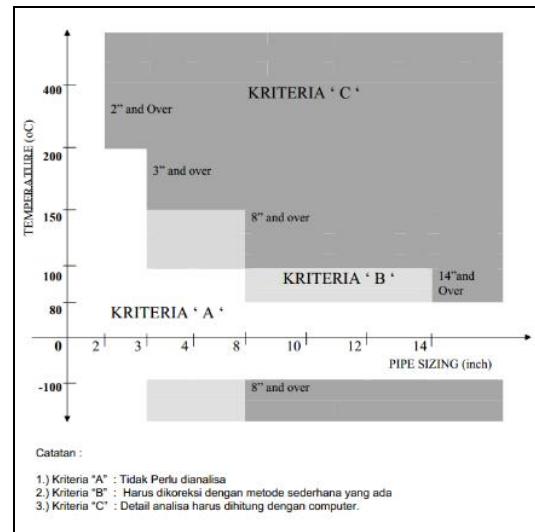
Batas tekanan kerja atau *AWP (Allowable Working Pressure)* perlu diperhitungkan untuk mengetahui batas tekanan ijin saat beroperasi. Perhitungan tekanan kerja mengacu pada *Code and Standard B31.1 Power Piping*. [1].

$$t = \frac{2SE(tm-A)}{Do-2Y(tm-A)} \tag{3}$$

**2.4 Jalur Pipa Krikital**

Pembagian *piping* dalam *system engineering* ada dua bagian, yakni *non-Critical Piping* dan *Critical Piping*. *Non critical piping* adalah semua jalur pipa (*pipe line*) tidak dipertimbangkan atau diperhitungkan dalam *piping stress analysis*, karena temperatur fluida dalam pipa tidak memenuhi sebagaimana yang ditetapkan dalam

kriteria. Sedang *Critical Piping* adalah semua sistem pipa yang harus dipertimbangkan dalam *piping stress analysis*, karena temperatur fluida dalam pipa memenuhi ketetapan dalam kriteria [2].



Gambar 2. Kriteria Critical Line

**2.5 Perhitungan Penyangga**

Maksimum jarak antara penyangga/Maximum allowable pipe span yang diijinkan untuk sistem perpipaan horisontal dibatasi 3 faktor utama yaitu tegangan tekuk, defleksi vertikal, dan frekuensi alami. Penyangga untuk pipa harus diberi jarak berdasarkan 3 pertimbangan yaitu, kemampuan penempatan penyangga di lokasi yang diinginkan, batas jarak yang diijinkan, menghindari tegangan ijin yang berlebihan dan konsentrasi beban antara penyangga. [3] [4]

**a) Beban Mati**

$$W_{Pipe} = \frac{\pi(D_o^2 - I D^2) \times \rho_{pipe} \times L_{pipe}}{4} \tag{4}$$

$$W_{Fluids} = \frac{\pi(I D^2) \times \rho \times L_{Pipe}}{4} \tag{5}$$

$$W_{Insulation} = \frac{\pi \times t \times \rho_{Insulation} \times L_{Pipe}}{4} \tag{6}$$

$$W_{Total} = W_{Pipe} + W_{Fluids} + W_{Insulation} \tag{7}$$

**b) Pipe Span**

Jarak maksimum yang diijinkan antara satu *support* ke *support* lain disebut juga dengan *allowable span*. Jarak maksimum yang diijinkan sangat penting agar pipa tidak mengalami tegangan berlebih (*over stress*), mengurangi resiko terjadinya lendutan berlebih pada perpipaan, dan mengontrol *natural frequency* dari sistem demi menghindari vibrasi. [3] [4]

$$L_{span} = \sqrt{\frac{0.33 \times Z \times S}{W_o}} \tag{8}$$

$$L_{Deflection} = \sqrt[4]{\frac{\Delta \times E \times I}{13.5 \times W_o}} \tag{9}$$

$$f_n = \frac{3.12}{\sqrt{L}} \tag{10}$$

Nilai *calculation factor* untuk menentukan jarak antar penyangga pipa berdasarkan frekuensi alami. Nantinya nilai *calculation factor* akan dikalikan dengan *Ls* defleksi sehingga didapatkan jarak antara penyangga pipa [3] [4]

Jika minimum frekuensi yang diijinkan (fn) adalah C dikali span <i>Ls</i>	3.32	4	5	6	7	8	9	10	15	20
	1.000	0.883	0.790	0.720	0.668	0.625	0.589	0.559	0.456	0.395

Gambar 3. Tabel Calculation Factor Support

## 2.5 Analisa Tegangan Pipa

### a) Sustain Load

Beban sustain merupakan beban yang bekerja secara terus menerus yang terjadi pada sistem perpipaan. Beban ini diakibatkan oleh kombinasi tekanan dan berat pipa tersebut. [2]

$$SL = \frac{PD}{4t} + \frac{0.75 i M_A}{z} \leq 1.0 S_h \quad (11)$$

### b) Expansion Load

Tegangan akibat beban ekspansi merupakan tegangan yang ditimbulkan akibat panas fluida. Panas dapat menyebabkan material mengalami pemuaian sehingga hal ini mengakibatkan pipa bergerak searah aksial dan mengalami pergeseran. Pergeseran ini disebut dengan displacement. [2]

$$S_E = \frac{i M_C}{z} \leq S_A \quad (12)$$

### c) Occasional Load

Beban occasional merupakan beban yang kadang kadang terjadi pada sistem perpipaan. Hal ini ditimbulkan dari faktor seperti beban angin dan beban gempa. Beban occasional tidak terjadi secara terus menerus dan tergantung pada kondisi alam. [2]

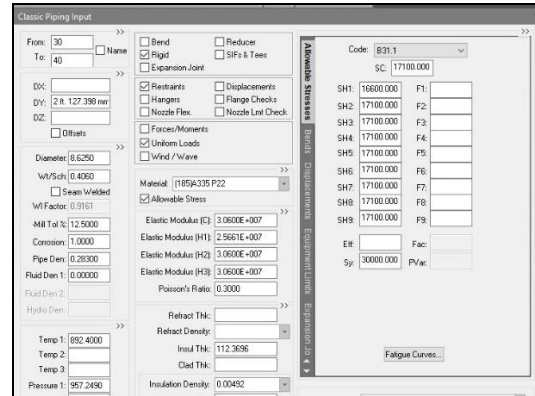
$$S_{oc} = \frac{PD_o}{4t_n} + \frac{0.75 i M_A}{z} + \frac{0.75 i M_B}{z} \leq k \cdot S_h \quad (13)$$

## 2.6 Software Stress Analysis

*Software Stress Analysis* merupakan salah satu program yang digunakan oleh *piping engineer* dalam mengolah perhitungan terutama *stress analysis*. Pengolahan data yang dilakukan *Software Stress Analysis* adalah perhitungan *displacement*, beban yang diijinkan, dan *Stress* yang terjadi pada sistem perpipaan. *Software Stress Analysis* juga menyediakan 2 fungsi analisa yaitu *static analysis* dan *dynamic analysis*. Perbedaan analisa ini tergantung pada kasus yang akan digunakan dimana *static analysis* hanya dilakukan pada analisa dasar tanpa memperhitungkan fungsi waktu, sedangkan *dynamic analysis* dilakukan dengan memperhitungkan fungsi waktu. [5]

### a) Piping Input

*Piping input* merupakan *menu* yang digunakan untuk memasukkan data dan *properties*. Beberapa data yang perlu dimasukkan yaitu; panjang pipa, diameter, *pipe schedule*, *fluids density*, pemilihan jenis material, suhu desain dan suhu operasi, tekanan desain, tekanan operasi, dan *Code Standard* yang digunakan. [5]



Gambar 4. Piping Input Software Stress Analysis 2016

### b) Load Case

*Load case* pada Analisa ini menggunakan loadcase dari perusahaan yang dapat dilihat pada table berikut:

Tabel 1: Load Case

Load Case	Combination	Description	Stress Type
L1	WW+HP	Hydro Test Case	HYD
L2	W+T1+P1	Design Case	OPE
L3	W+P1	Sustain Design Case	SUS
L4	W+T1+P1+U1	W+T1+P1+U1(OPE)	OPE
L5	L4-L3	L6-L3(OCC)	OCC
L6	L5+L5	L10+L4(OCC)	OCC
L7	L3-L2	L3+L2(EXP)	EXP

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1 Data Parameter

Data yang digunakan dalam pembahasan tugas akhir ini merupakan data sekunder dan beberapa data primer yang didapatkan dari pengumpulan informasi dan pendukung (layout, PFD, P&ID) pada saat melakukan On the Job Training di perusahaan. Adapun data yang digunakan adalah sebagai berikut:

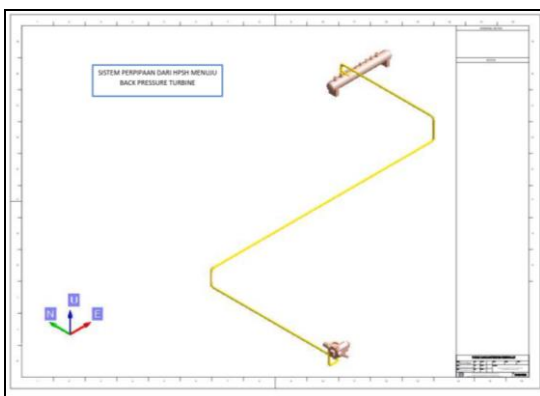
Tabel 2: Piping Parameter Data

Material Data Sheet A 335 P22				
No.	Keterangan	Simbol	Nilai	Satuan (US)
1	Allowable Stress	S	16600	psi
2	Inside Diameter	Di	9,75	inch
3	Outside Diameter	Do	10,75	inch

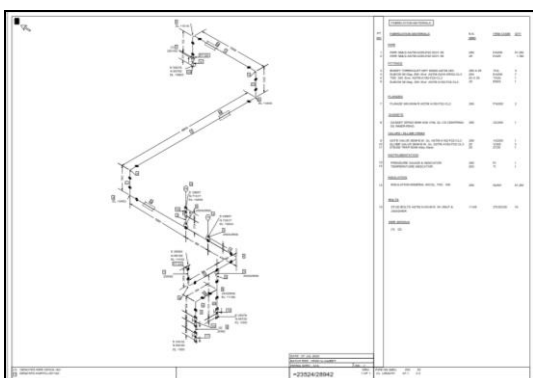
Lanjutan Tabel 2: Piping Parameter Data

4	Design Pressure	P	957,249	psi
5	Design Temperature	T	892,4	F
6	Corrosion Allowance	A	0,0394	inch
7	Efficiency Joint	e	-	-
8	Koefisien Y	Y	-	-
9	Density Material Pipa	Rho1	0,283	lb/in3
10	Density Fluida Steam	Rho2	0,000731	lb/in3
11	Density Insulasi	Rho3	0,00492	lb/in3
12	Section Modulus	Z	39,4	inch3
13	Ellastic Modulus	E	2,26E+07	psi
14	Inertian Moment	I	212	inch4

Isometri jalur perpipaan yang dianalisa memiliki jalur seperti yang modellingkan dalam 3D pada Gambar 5 dan isometric drawing pada Gambar 6 berikut:



Gambar 5. 3D Jalur Perpipaan dari High Pressure Steam Header menuju Back Pressure Turbine



Gambar 6. Isometri Jalur Perpipaan dari High Pressure Steam Header menuju Back Pressure Turbine

### 3.3 Perhitungan Wall Thickness

Perhitungan wall thickness dihitung untuk mengetahui ketebalan minimum pipa apakah sudah benar memenuhi ketebalan minimum ASME B31.1 atau tidak. Perhitungan dilakukan dengan persamaan (1) dan (2) dengan hasil sebagai berikut:

Tabel 3: Hasil Perhitungan Wall Thickness

No	Diameter Pipe	T required (inch)	Sch	Nominal Thickness (Inch)
1	10"	0,342"	60	0,500"

### 3.4 Perhitungan Batas Tekanan Kerja

Perhitungan batas tekanan kerja mengacu pada ASME B31.1 Power Piping menggunakan persamaan (3) dan didapat hasil sebagai berikut:

$$P = 1472,994 \text{ psi}$$

### 3.5 Perhitungan Allowable Pipe Span

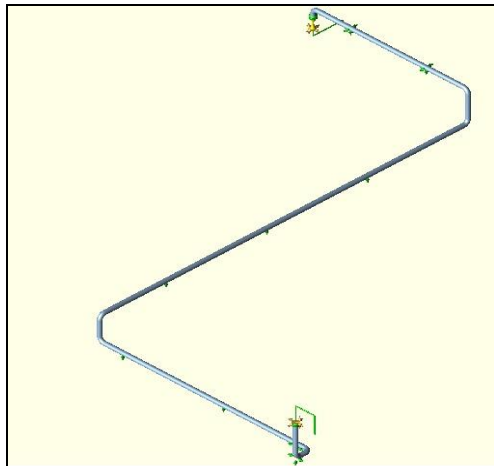
Perhitungan allowable pipe span menggunakan persamaan (4) sampai dengan persamaan (10) dan didapatkan hasil sebagai berikut:

Tabel 4: Hasil Perhitungan Allowable Pipe Span

Hasil Perhitungan Maximum Allowable Pipe Span					
No	Parameter	Nilai	Satuan	Nilai	Satuan
1	NPS 10"				
	Limitation of Stress	56,036	ft	17,078	m
	Limitation of Deflection	37,317	ft	11,374	m
	Frekuensi Alami	31,346	ft	9,554	m

### 3.6 Pemodelan Software Stress Analysis

Pemodelan jalur perpipaan dari High Pressure Steam Header menuju Back Pressure Turbine pada Software Stress Analysis 2016 dilakukan dengan menginputkan parameter seperti yang ada pada Tabe 2 kedalam software, pemodelan rigid to rigid yang dapat dilihat pada Gambar 7



Gambar 7. Pemodelan pada Software Stress Analysis Jalur Perpipaan dari High Pressure Steam Header menuju Back Pressure Turbine

### 3.7 Analisa Tegangan Perpipaan

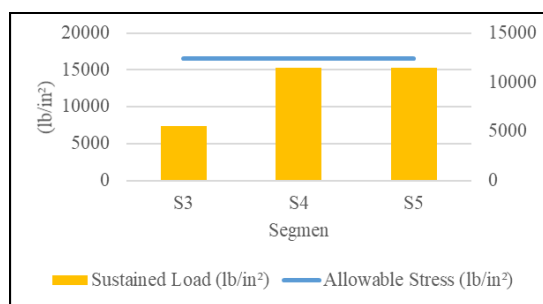
Analisa tegangan dilakukan setelah dilakukan pemodelan dan running software pada *Software Stress Analysis* dan akan didapatkan hasil stress pada perpipaan meliputi stress due sustained load, expansion load dan occasional load dengan hasil dari masing masing tegangan adalah sebagai berikut:

#### a) Sustained Load

Hasil dari Analisa dan perhitungan *Software Stress Analysis sustained load* dapat dilihat pada Tabel 5 dan Gambar 8 berikut:

Tabel 5: Hasil Sustained Load Software Stress Analysis

Node		Sustained Load (lb/in <sup>2</sup> )	Allowable Stress	Keterangan
Dari	Sampai			
50	60	5533,4	16600	Accept
60	70	11479,6	16600	Accept
70	75	11479,6	16600	Accept



Gambar 8. Grafik Hasil Sustained Load Software Stress Analysis

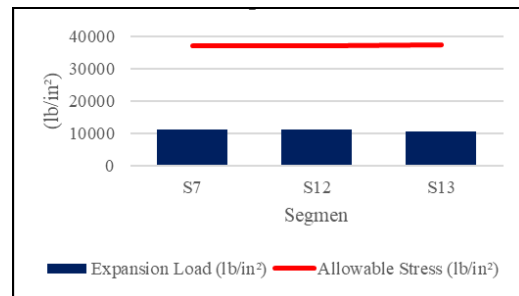
Pada hasil analisa *sustained load* menggunakan *Software Stress Analysis* diatas didapatkan hasil yang masih dibawah *allowable stress* ASME B31.1 yaitu sebesar 16600 lb/in<sup>2</sup>. Dimana hasil *sustained load* terbsesar terletak pada node 60 dan 70 yaitu sebesar 11479,6 lb/in<sup>2</sup>.

#### b) Expansion Load

Hasil dari Analisa dan perhitungan *software Software Stress Analysis expansion load* dapat dilihat pada Tabel 6 dan Gambar 9 berikut:

Tabel 6: Hasil Expansion Load Software Stress Analysis

Node		Expansion Load	Allowable Stress	Keterangan
Dari	Sampai			
80	90	11258,4	36923,8	Accept
130	140	11078,9	37134,7	Accept
140	150	10542,9	37305,1	Accept



Gambar 9. Grafik Hasil Expansion Load Software Stress Analysis

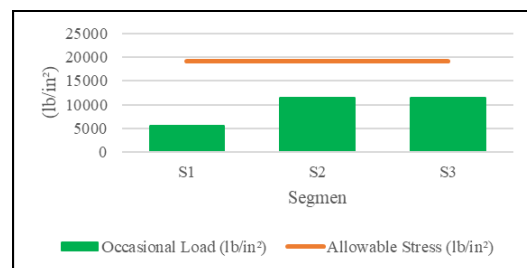
Pada hasil analisa *sustained load* menggunakan *Software Stress Analysis* diatas didapatkan hasil yang masih dibawah *allowable stress* ASME B31.1. Dimana hasil *expansion load* terbsesar terletak pada node 80 yaitu sebesar 11258,4 lb/in<sup>2</sup>.

#### c) Occasional Load

Hasil dari Analisa dan perhitungan *Software Stress Analysis occasional load* dengan memasukkan nilai koefisien gempa dari Standard peta gempa SNI 2017 sebesar 0.4 g dapat dilihat pada Tabel 7 dan Gambar 10 berikut:

Tabel 7: Hasil Occasional Load Software Stress Analysis

Node		Occasional Load (lb/in <sup>2</sup> )	Allowable Stress	Keterangan
Dari	Sampai			
50	60	5593,9	19090	Accept
60	70	11517,2	19090	Accept
70	75	11517,2	19090	Accept



Gambar 10. Grafik Hasil Occasional Load Software Stress Analysis

Pada hasil analisa *sustained load* menggunakan *Software Stress Analysis* diatas didapatkan hasil yang masih dibawah *allowable stress* ASME

B31.1. Dimana hasil *occasional load* terbeser terletak pada node 60 dan 70 yaitu sebesar 11517,2 lb/in<sup>2</sup>.

**3.8 Perhitungan Manual Validasi**

Perhitungan annual sustained load dilakukan sebagai validasi antara perhitungan software *Software Stress Analysis* dan manual menggunakan persamaan yang ada di ASME B31.1, hasil perhitungan manual dan software dapat dilihat pada Tabel 8 berikut:

Tabel 8: Hasil Perhitungan Manual dan Software Sustained Load

Segmen	Sustain Load Manual (lb/in <sup>2</sup> )	Sustain Load Software (lb/in <sup>2</sup> )	Allowable Stress (lb/in <sup>2</sup> )	Error (%)
Segmen 15	6475,8	6076,3	16600	7%
Segmen 16	5893,7	6076,3	16600	3%

Pada hasil perbandingan diatas diambil sample dari beberapa segmen dari tiap node dan diketahui hasil masih memiliki error yang besar. Hal itu dikarenakan perhitungan manual menggunakan metode sederhana tanpa iterasi sedangkan software menggunakan perhitungan dengan akurasi dan iterasi sehingga memiliki perbedaan hasil antara keduanya.

**4. KESIMPULAN**

Berdasarkan hasil analisa tegangan pipa bertekanan tinggi dari high pressure steam header menuju back pressure turbine pada cogeneration unit dapat disimpulkan bahwa:

1. Ketebalan minimum dari pipa *line* dari *High Pressure Steam Header* menuju *Back Pressure Turbine* DN250-24-S6801-09X2 yaitu 0.500” dengan Schedule 60 dan diameter 10” sudah memenuhi ketebalan minimum yang merujuk ASME B31.1 2016
2. Hasil perhitungan *maximum allowable pipe span* untuk pipa *line* dari *High Pressure Steam Header* menuju *Back Pressure Turbine* DN250-24-S6801-09X2 adalah 31,346 (9,554 m)
3. Analisa tegangan berdasarkan ASME B31.1 2016 yang dibantu menggunakan *Software Stress Analysis* untuk sustained load mendapatkan nilai tegangan tertinggi yaitu 11479,6 lb/in<sup>2</sup>. Nilai tegangan akibat expansion load tertinggi yaitu sebesar 11258,4 lb/in<sup>2</sup>. Nilai tegangan akibat occasional load memiliki nilai tertinggi sebesar 11517,2 lb/in<sup>2</sup>. Dari semua tegangan yang dianalisa masih dibawah allowable stress dari ASME B31.1 yang berarti pipa aman dari tegangan akibat sustained load, expansion load dan occasional load.

**5. UCAPAN TERIMA KASIH**

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

1. Kedua orang tua yang telah memberi motivasi baik moril maupun materil, terlebih ketika pandemi covid-19 melanda.
2. Bapak Eko Julianto selaku dosen pembimbing I yang telah membantu penyusunan dan penyelesaian jurnal ini.
3. Bapak Abdul Gafur selaku dosen pembimbing II yang telah membantu dalam penyusunan konsep jurnal ini.
4. Teman-teman seperjuangan TP-2016 yang telah bersedia untuk direpotkan dalam proses pengerjaan jurnal ini.
5. Pembimbing OJT PG-Gempolkrep (Mas Niko, Laksam, Mbak Puput) yang telah memberikan ilmu dan pengalaman yang bermanfaat ketika OJT.
6. Kedua Tim saya Muh. Bagas Wicaksono dan Ahmad Junaidi Abdillah yang sudah membantu dalam pengerjaan jurnal ini.

**6. PUSTAKA**

- [1] ASME B31.1. (2016). Power Piping. New York: American Society of Mechanical Engineering.
- [2] Chamsudi, Achmad. (2005). Piping Stress Analysis. Badan Tenaga Nuklir. Nasional PUSPITEK, Serpong.
- [3] Kannapan, S. (1986). Introduction to Pipe Stress Analysis. Canada: A Wiley Interscience Publication.
- [4] Mahardika, P. (2017). Penentuan Allowable Span Antar Penyangga Pipa SLF Berdasarkan Tegangan, Defleksi, Frekuensi Alami. Jurnal Iptek, 21. 2
- [5] Kurniawan, H., Kusuma, G. E., & Shah, M. (2017). Perancangan Insulasi dan Pipa Interkoneksi Dari HRSG Menuju Steam Turbine. Conference of Piping Engineering and It's Applications. Surabaya: Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.