

## PERANCANGAN DAN ANALISIS TEGANGAN SISTEM PERPIPAAN *AUXILIARY STEAM* PADA *COMBINED CYCLE POWER PLANT*

\*Muchammad Akbar Ghozali<sup>1</sup>, Djoeli Satrijo<sup>2</sup>, Toni Prahasto<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Mahasiswa Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

<sup>2</sup>Dosen Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Diponegoro

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

\*E-mail: akbarghozali23@gmail.com

### Abstrak

Pada *combined cycle power plant* terdapat berbagai jalur pipa yang memiliki fungsi berbeda-beda. Salah satunya adalah sistem perpipaan *auxiliary steam* yang berfungsi sebagai *steam seal* turbin dan proses desalinasi air laut dimana fluida berupa uap didapat dari *main pipe (high and low pressure)* dan *auxiliary boiler*. Perancangan sistem perpipaan yang dilakukan dengan melakukan perhitungan terhadap komponen sistem perpipaan berdasarkan standar ASME B31.1 *Power Piping*. Hasil perhitungan diinput kedalam *Software Caesar II* untuk mendapatkan tegangan *code* agar mengetahui rasio tegangan dimana tegangan tertinggi berada dibawah tegangan yang diizinkan. Analisis tegangan menggunakan *Software Ansys* berdasarkan intensitas tegangan maksimum terhadap tegangan luluhnya. Hasil analisis tegangan *code* tertinggi menggunakan *Software Caesar*, didapatkan nilai tegangan *sustain* sebesar 16.245,5 kPa dibandingkan tegangan yang diizinkan sebesar 117.900 kPa dengan rasio 13,8 %. Tegangan *occasional* sebesar 26.970,6 kPa dibandingkan tegangan yang diizinkan sebesar 135.585,4 kPa dengan rasio 19,9 %. Tegangan *Displacement* sebesar 54.053,5 kPa dibandingkan tegangan yang diizinkan sebesar 279.120,6 kPa dengan rasio 19,4 %. Hasil analisis tegangan *code* ini akan menghasilkan nilai intensitas tegangan maksimum berdasarkan teori kegagalan. Nilai intensitas tegangan maksimum pada *Software Ansys* akibat tekanan internal sebesar 69.092 kPa, akibat beban *sustain* sebesar 125.590 kPa, akibat beban *occasional* sebesar 108.500 kPa, dan akibat beban *operasional* 146.720 kPa. Nilai intensitas tegangan maksimum akan dibandingkan dengan tegangan luluhnya yaitu 241.316,50 kPa dan harus berada dibawah tegangan luluhnya.

**Kata kunci** : ASME B31.1, Intensitas tegangan maksimum, Metode elemen hingga, Sistem perpipaan, Tegangan *code*.

### Abstract

On the *combined cycle power plant* there are pipelines that have different functions. One is a piping system that serves as an *auxiliary steam turbine steam seal* and *sea water desalination process* in which a fluid form obtained from the *main steam pipe (high and low pressure)* and *auxiliary boilers*. Piping system design is done by calculating the piping system components based on standard ASME B31.1 *Power Piping*. The calculation result is inputted into the *Software Caesar II* to get a *code stress* in order to determine the ratio stress where the highest stress is below the permitted stress. Stress analysis using *Ansys software* is based on the maximum stress intensity of the yield stress. Results of highest stress analysis code using *Software Caesar*, obtained *sustain stress* value of 16245.5 kPa than the allowable stress of 117.900 kPa with a ratio of 13.8%. Amounting to 26970.6 kPa *occasional stress* than the allowable stress by 135,585.4 kPa with a ratio of 19.9%. *Displacement stress* at 54053.5 kPa than the allowable stress by 279,120.6 kPa with a ratio of 19.4%. The results of stress analysis of this code will result in the maximum stress intensity value is based on the theory of failure. The value of the maximum stress intensity on *Ansys Software* due to an internal pressure of 69 092 kPa, as a result of the sustained load of 125 590 kPa, as a result of occasional load of 108 500 kPa, and as a result operating expenses 146 720 kPa. The maximum stress intensity value is compared with the yield stress that is 241,316.50 kPa and must be under yield stress.

**Keywords**: ASME B31.1, Code stress, Maximum stress intensity, Piping system, The finite element method

## 1. Pendahuluan

Pembangkit listrik tenaga gas dan uap (PLTGU) atau *combined cycle power plant* memerlukan sistem perpipaan. Pada *combined cycle power plant* terdapat berbagai jalur pipa yang memiliki fungsi berbeda-beda. Salah satunya adalah sistem perpipaan *auxiliary steam* yang berfungsi sebagai *steam seal* turbin dan proses desalinasi air laut dimana fluida berupa uap didapat dari *main pipe (high and low pressure)* dan *auxiliary boiler*.

Uap bertekanan tinggi menggerakkan sudu pada turbin yang dihubungkan dengan generator yang menghasilkan energi listrik. Perpindahan energi yang sempurna membuat efektifitas kinerja dari komponen dan energi listrik yang dihasilkan akan maksimal. Salah satu komponen yang perlu dijaga adalah kinerja turbin. Terjadinya penurunan kinerja turbin, karena uap yang menggerakkan sudu pada turbin mengalir kebagian poros turbin. Hal ini disebabkan, karena uap bertekanan tinggi akan menuju tempat bertekanan lebih rendah pada poros turbin. Untuk menjaga efektifitas turbin, dibutuhkan proses *steam seal* pada turbin. Proses *sealing* yang menggunakan uap pada turbin disebut *auxiliary steam seal system*. Sehingga, diperlukan perancangan sistem perpipaan *auxiliary steam* untuk mengalirkan uap untuk proses *sealing*.

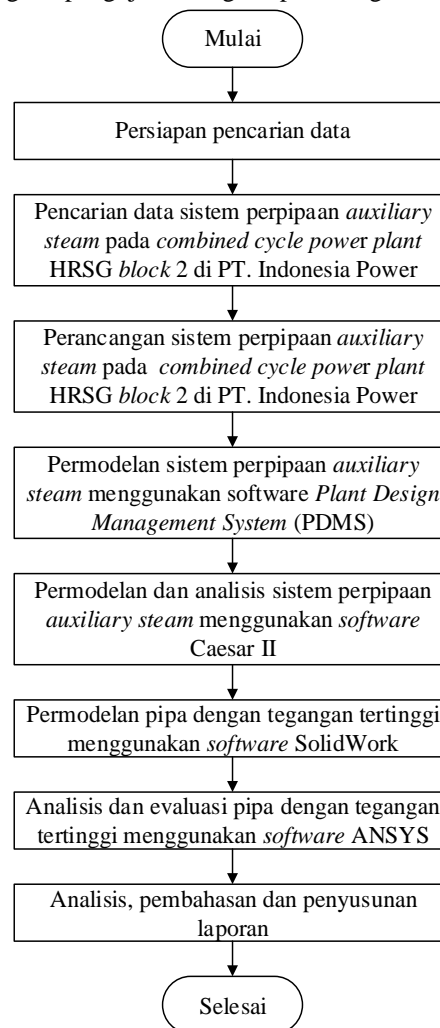
Perancangan sistem perpipaan menjadi aspek yang sangat penting untuk memenuhi *auxiliary steam seal system*. Dalam merancang sistem perpipaan *auxiliary steam*, diperlukan analisis karena uap pada proses *sealing* memiliki tekanan dan temperatur yang tinggi. Metode dalam merancang sistem perpipaan tanpa adanya *overstress* dan *overloading* pada komponen pipa adalah analisis tegangan pipa. Analisis tegangan pipa dilakukan guna memprediksi dampak-dampak yang terjadi untuk menghindari dan meminimalkan terjadinya kegagalan [1].

Tujuan dari perancangan ini yaitu merancang sistem perpipaan *auxiliary steam* berdasarkan standar ASME B31.1 *Power Piping* dan menganalisis tegangan yang divalidasi oleh ASME B31.1 yaitu tegangan *code*. Nilai tegangan *code* yang terjadi harus berada dibawah tegangan yang diizinkan agar memenuhi persyaratan keamanan dalam perancangan sistem perpipaan

## 2. Metodologi Perancangan

### 2.1. Tahapan Perancangan

Pada perancangan ini langkah-langkah pengujian mengacu pada diagram alir berikut :



Gambar 1. Diagram alir perancangan.

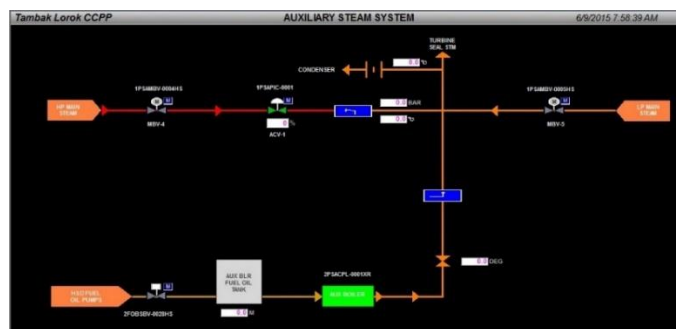
### 2.3. Data

Lokasi antar *equipment* turbin dan *auxiliary boiler* yang dihubungkan dengan sistem perpipaan *auxiliary steam* berjarak  $\pm 100$  m dan beda ketinggian  $\pm 8$  m.



Gambar 2. Turbin uap dan *auxiliary boiler*.

Proses sistem perpipaan *auxiliary steam* ditunjukkan pada Gambar 3., proses sistem perpipaan *auxiliary steam* mengalirkan uap secara bergantian. Saat pembangkit baru dinyalakan uap berasal dari *auxiliary boiler* atau *auxiliary steam HRSG block I* dengan uap sesuai kondisi operasi karena uap yang berasal dari *main steam high pressure* dan *low pressure* digunakan untuk memutar turbin.

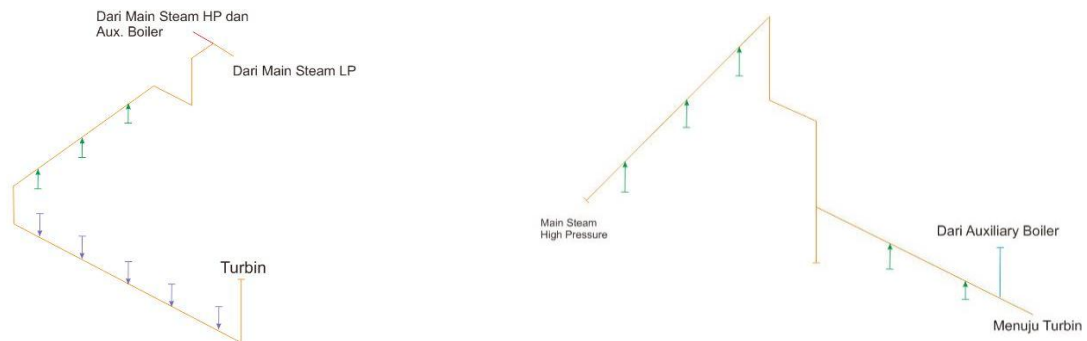


Gambar 3. Proses sistem perpipaan *auxiliary steam*.

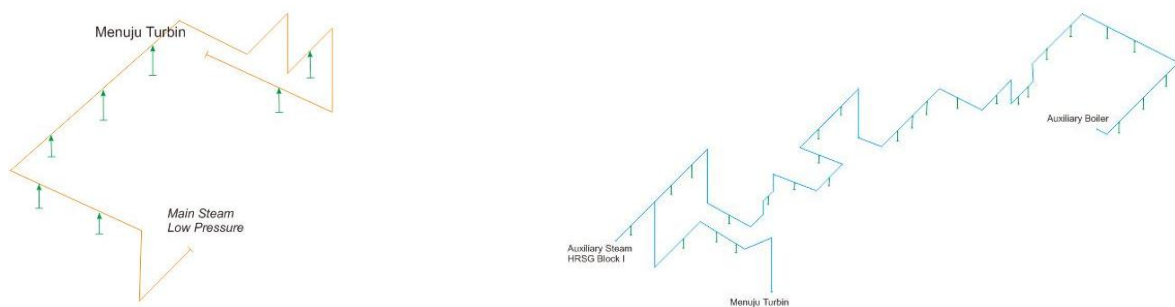
### 2.4. Perancangan Sistem Perpipaan

#### 2.4.1. Sketsa Awal Jalur Pipa

Pembuatan sketsa layout akan menjadi acuan dalam pembuatan gambar isometri.



Gambar 4. Jalur pipa menuju turbin, dan Jalur pipa dengan sumber uap berasal dari *main steam high pressure*.



Gambar 5. (a) Jalur pipa dengan sumber uap berasal dari *main steam low pressure*, dan (b) Jalur pipa dengan sumber uap berasal dari *auxiliary boiler* dan *auxiliary steam HRSG block I*.

#### 2.4.2. Penentuan Nominal Diameter Sistem Perpipaan

Penentuan ukuran diameter pipa *auxiliary steam* berdasarkan *nozzle* dari *equipment* (turbin dan *auxiliary boiler*) dan sumber uap dari sistem perpipaan *main steam* (*high pressure* dan *low pressure*) sebagai berikut:

1. *Nozzle* dari *equipment auxiliary boiler* adalah 150 mm.
2. Sambungan pipa dari *main pipe high pressure* adalah 65 mm
3. Adanya sambungan pipa ukuran 250 mm dari pipa *auxiliary boiler*
4. Sambungan pipa dari *main pipe low pressure* dan *auxiliary steam HRSG block I* adalah 200 mm
5. *Nozzle* dari *equipment* turbin adalah 100 mm.

#### 2.4.3. Penentuan Material Sistem Perpipaan

Pemilihan material yang digunakan adalah A106 Grade B untuk temperatur tinggi sesuai kondisi desain sekitar 1,5 kali dari kondisi operasi yaitu tekanan 7,2 bar dan temperatur 285° C [2].

#### 2.4.4. Penentuan Ketebalan Pipa

Menghitung ketebalan pipa berdasarkan kondisi desain pada sistem perpipaan *auxiliary steam*, serta beberapa data yang disesuaikan dengan standar ASME B31.1 menggunakan persamaan dengan rumus sebagai berikut [2]:

$$t_m = \frac{PD_0}{2(SE + Py)} + A \quad (1)$$

$$t_{nom} = \frac{t_m}{(1 - MT)} \quad (2)$$

#### 2.4.5. Perhitungan Pembebanan

Pada sistem perpipaan, pipa menerima pembebanan akibat dari gaya-gaya dalam dimana *hoop stress* bekerja. Sehingga perlu ditentukan besarnya tegangan yang diterima oleh ketebalan pada pipa sesuai data yang telah ditentukan [2]. Sistem perpipaan *auxiliary steam* yang memiliki tekanan desain sebesar 7,2 bar = 720 kPa.

$$S_H = \frac{P D_o}{2 t} \quad (3)$$

#### 2.4.6. Penentuan Isolasi Pipa

Untuk spesifikasi dari isolasi pipa jenis *mineral wool* sebagai berikut:

1. Range temperatur sekitar -29 - 650 °C.
2. Ketebalan isolasi pipa untuk temperatur 285 °C.
  - Diameter pipa 50 – 100 mm = 25,4 mm
  - Diameter pipa 100 – 150 mm = 38,1 mm
  - Diameter pipa 150 keatas = 38,1 mm

#### 2.4.7. Penentuan Jarak Antar Penyangga Pipa

Perhitungan jarak optimum penyangga dengan mempertimbangkan batasannya sebagai berikut [3]:

- a. Perhitungan panjang penyangga pipa berdasarkan batas tegangan:

$$L_s = \sqrt{\frac{0,4 \times Z \times S_{allowable}}{w}} \quad (4)$$

- b. Perhitungan panjang penyangga pipa berdasarkan batas defleksi:

$$L_d = \sqrt[4]{\frac{\Delta E I}{13,5 w}} \quad (5)$$

#### 2.4.8. Penentuan Desain Spring Hanger

Pada sistem perpipaan *auxiliary steam* terdapat *equipment rotating* yaitu turbin dan pipa yang menyalurkan uap ke turbin berada di atap. Sehingga diperlukan penyangga jenis *spring hanger* yang berfungsi menyangga pipa dan meningkatkan kekakuan pipa untuk membatasi *displacement* [4]. *Spring hanger* digunakan pada pipa yang berhubungan langsung dengan turbin yaitu pipa dengan diameter 100 mm. Sehingga estimasi perhitungan *spring rate* sebesar 2,100 N/mm.

#### 2.4.9. Perhitungan Expansion Loop

Ekspanasi termal yang diizinkan akibat sepanjang pipa yang akan dibuat *expansion loop* sebagai berikut [3]:

$$\Delta = \beta \times \text{Panjang} \quad (6)$$

Menentukan panjang belokan (*bending*) pada *expansion loop* dengan rumus sebagai berikut

$$L_d = \sqrt[4]{\frac{\Delta E I}{13,5 w}} \quad (7)$$

#### 2.4.10. Perhitungan Reinforcement Tee

Diperlukan penguatan pada sambungan *tee* jika  $A_2 + A_3 + A_{4 \text{ las}} \leq A_1$ . Jika kriteria ini tidak dapat dipenuhi maka diperlukan tambahan penguatan  $A_2 + A_3 + A_{4 \text{ las}} + A_{4(\text{baja penguat})} \geq A_1$  [3].

Tabel 1. Reinforcement tee.

Tee (mm)	200 x 200	200 x 100	250 x 200
A1 (mm <sup>2</sup> )	144,627	75,212	231,143
A1+A2+A3+A4 (mm <sup>2</sup> )	109,245	60,383	124,056
Keterangan	$A1 \geq A1+A2+A3+A4$	$A1 \geq A1+A2+A3+A4$	$A1 \geq A1+A2+A3+A4$
	Tambahan Baja Penguat	Tambahan Baja Penguat	Tambahan Baja Penguat
Tebal Penguat (tr) (mm)	3,734	3,734	4,19
Jari-jari Penguat (d2) (mm)	216,832	112,762	216,832
Reinforcement zone (L <sub>4</sub> ) (mm)	2,835	2,835	3,975
A4 Baja Penguat (mm <sup>2</sup> )	396,357	204,784	444,76

#### 2.4.11. Penentuan Stress Intensification Factor (SIF)

Sebuah sistem perpipaan bergantung pada lendutan dari pipa belokan (*bending*) untuk menyerap ekspansi termal dan beban perpindahan lainnya. Pipa yang dibelokkan dengan penampang yang melingkar mengakibatkan tegangan maksimum terjadi pada belokan pipa dibagian paling luar dari sumbu (*extreme outer fiber*). Namun, karena adanya momen lentur, elemen pipa melengkung berperilaku berbeda dari yang dari batang melengkung yang padat (*solid*) [4]. Hasil perhitungan fleksibilitas dan SIF pada elbow dengan diameter 100, 150, 200 dan 250 dapat dilihat pada Tabel 2. Dan hasil perhitungan fleksibilitas dan SIF pada *tee* dapat dilihat pada Tabel 3. sebagai berikut :

Tabel 2. Fleksibilitas dan SIF pada elbow.

Elbow (mm)	R (mm)	tn (mm)	h	k	SIF(i)	SIF(o)
100	375	3,369	0,164	10,060	3,004	2,503
150	225	3,557	0,118	13,983	3,741	3,118
200	300	3,734	0,097	17,010	4,263	3,553
250	375	4,19	0,086	19,186	4,619	3,849

Tabel 3. Fleksibilitas dan SIF pada tee.

Tee (mm)	Diameter Luar Header (mm)	tn = tr, Header (mm)	h	k	Sif(i)	Sif(o)
200 x 200	219,1	3,734	0,096	1	3,469	4,293
200 x 100	219,1	3,369	0,096	1	3,469	4,293
250 x 200	273	4,19	0,086	1	3,714	4,619

#### 2.4.13. Perhitungan Gaya-Gaya Aliran Uap

Menentukan kecepatan uap yang mengalir ke turbin melalui pipa dengan rumus dan data sebagai berikut [5]:

$$\dot{m} = \rho A v \quad (8)$$

Selanjutnya mencari kecepatan pada tiap pipa dengan diameter sebagai berikut:

$$\rho A_1 v_1 = \rho A_4 v_4 \quad (9)$$

Selanjutnya mencari gaya pada tiap elbow dan tee dengan diameter sebagai berikut:

$$\Sigma F = \dot{m} \Delta v \quad (10)$$

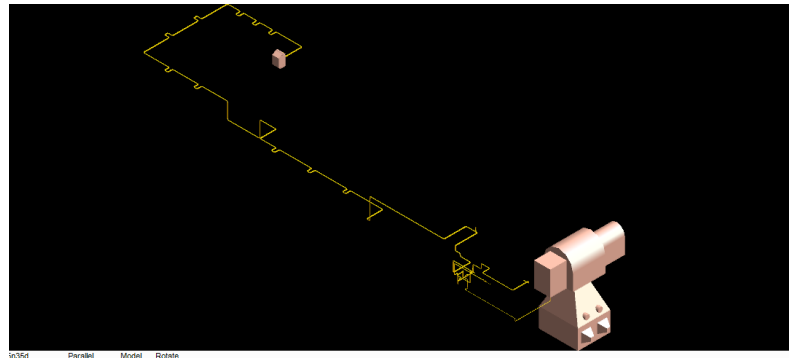
Dengan cara yang sama, hasil perhitungan kecepatan uap pada pipa dengan diameter 65, 100, 150, 200, dan 250 dapat dilihat pada Tabel 4 sebagai berikut :

**Tabel 4.** Kecepatan aliran uap.

Nominal Diameter (mm)	Diameter Dalam (mm)	Luas (m <sup>2</sup> )	Kecepatan (m/s)	F <sub>x</sub> (N)	F <sub>y</sub> (N)
100	107,562	0,009	45,02	57,26	57,26
150	161,186	0,021	20,00	25,45	25,45
200	211,632	0,035	11,68	14,86	14,86
250	264,620	0,055	7,48	9,51	9,51

**2.5. Permodelan Sistem Perpipaan Menggunakan Software PDMS**

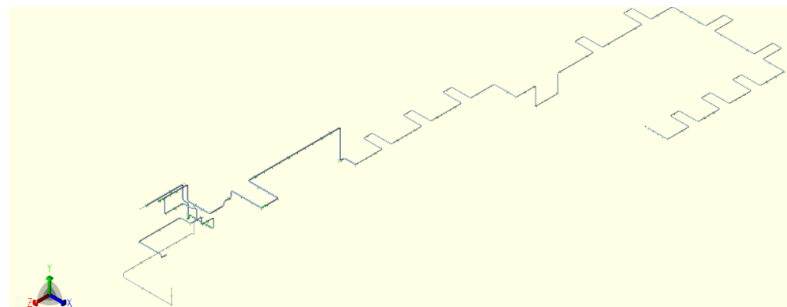
PDMS mampu memberikan masukan yang valid bagi koordinasi antar disiplin dalam sebuah *project plant* dan meminimalisir kesalahan desain. *Output* PDMS dari *piping* mampu menghasilkan piping *isometric drawing* secara otomatis dengan akurasi tinggi.



**Gambar 6.** Desain jalur sistem perpipaan.

**2.6. Permodelan dan Analisis Tegangan Sistem Perpipaan Menggunakan Software Caesar II**

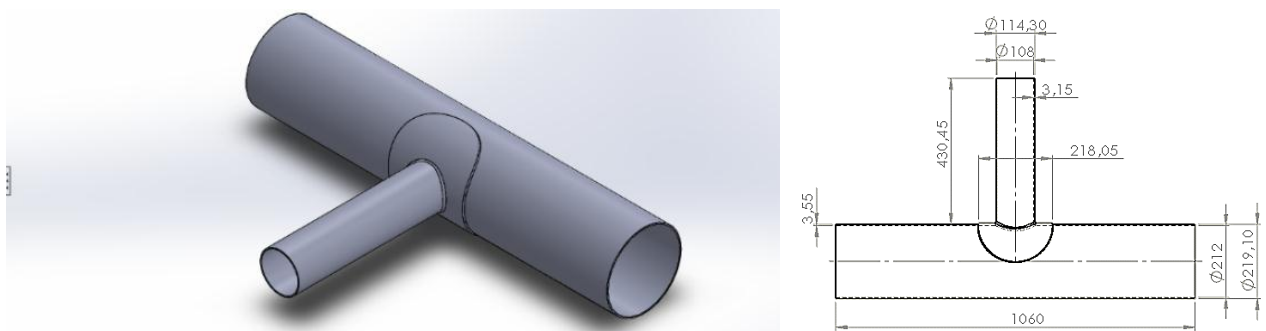
Pada tahap ini melakukan perhitungan sistem perpipaan dengan memasukan data-data yang telah diperoleh dari perhitungan manual:



**Gambar 7.** Sistem perpipaan *auxiliary steam*.

**2.7. Permodelan Pipa Dengan Tegangan Tertinggi Menggunakan Software SolidWork**

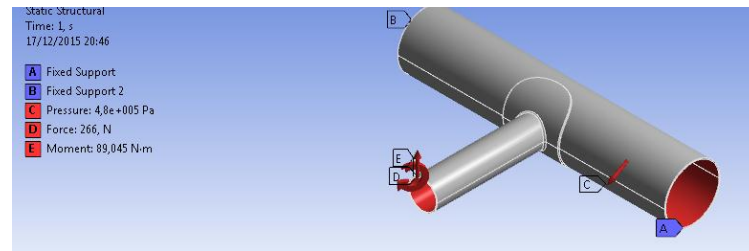
Permodelan *reinforcement tee* yang memiliki tegangan tertinggi menggunakan *software SolidWork*.



**Gambar 8.** Permodelan *reinforcement tee* pada *SolidWork*.

**2.8. Analisis Tegangan Menggunakan Software Ansys**

Tahapan ini dengan mengimport permodelan tee dengan tegangan tertinggi menggunakan *software SolidWork* ke *software Ansys*



Gambar 9. Struktur statis.

### 3. Hasil dan Pembahasan

Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan didapatkan hasil perancangan berupa data spesifikasi pipa, ketebalan pipa, ketebalan isolasi sistem perpipaan, tegangan *hoop*, jarak penyangga pipa, fleksibilitas dan SIF pada elbow, *reinforcement tee*, fleksibilitas dan SIF pada tee, kecepatan aliran uap, dan gaya-gaya aliran uap pada sistem perpipaan *auxiliary steam* untuk memperoleh nilai tegangan *code* sesuai ASME B31.1

#### 3.1 Spesifikasi Pipa

Berdasarkan data survei dan hasil perhiungan didapatkan spesifikasi pipa sebagai berikut:

Tabel 5. Spesifikasi Pipa.

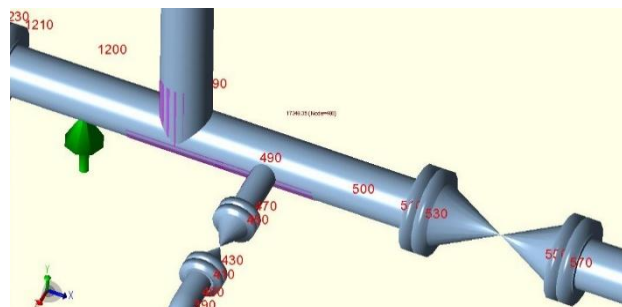
Material	A 106 Grade B	
Jenis Material	Seamless Carbon Steel Pipe	
Komposisi Utama	0,3% C - 0,1% Si	
Massa Jenis (kg/m <sup>3</sup> )	7834,44	
Kondisi Operasi	Tekanan (kPa)	480
	Temperatur ( C )	190
Kondisi Desain	Tekanan (kPa)	720
	Temperatur ( C )	285
Tegangan	Diizinkan (kPa)	117.900
	Yield (kPa)	241.316,50
	UTS (kPa)	413.685,42
Poisson Ratio	0,3	

#### 3.2 Hasil Analisis Tegangan Menggunakan Software Caesar II

Berikut hasil perhitungan untuk mendapatkan tegangan *code* menggunakan *software* Caesar berdasarkan standar ASME B31.3 *Power Piping*.

##### 3.2.1 Analisis Tegangan Sustain

Tegangan *sustain* tertinggi yang dibandingkan dengan tegangan yang diizinkan ditunjukkan pada Gambar 10.



Gambar 10. Tegangan *sustain*

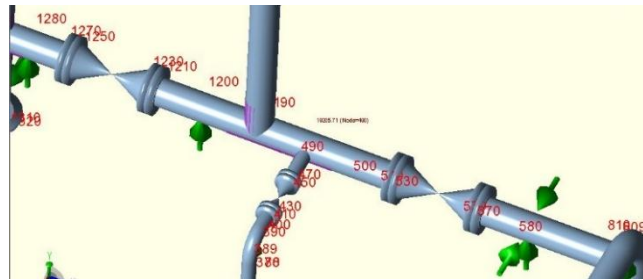
Tabel 6. Tegangan *sustain* [Berat (W) + Tekanan (P)].

Node	Tegangan <i>Sustain</i> (kPa)	Tegangan yang Diizinkan (kPa)	Rasio (%)
490	16.245,5	117.900	13,8

Nilai tegangan *sustain* tertinggi sebesar 16.245,5 kPa dibandingkan tegangan yang diizinkan sebesar 117.900 kPa dengan rasio 13,8%. Sehingga tegangan *sustain* tertinggi masih dibawah batas tegangan yang diizinkan, maka sistem perpipaan *auxiliary steam* berdasarkan analisis tegangan *sustain* sudah aman.

### 3.2.2 Analisis Tegangan Occasional

Tegangan *occasional* tertinggi yang dibandingkan dengan tegangan yang diizinkan ditunjukkan pada Gambar 11.



Gambar 11. Tegangan *occasional*.

Tabel 4.7 Tegangan *occasional* [Berat (W) + Tekanan (P) + Gaya (F)].

Node	Tegangan <i>Occasional</i> (kPa)	Tegangan yang Diizinkan (kPa)	Rasio (%)
490	26.970,6	135.585,4	19,9

Nilai tegangan *occasional* tertinggi sebesar 26.970,6 kPa dibandingkan tegangan yang diizinkan sebesar 135.585,4 kPa dengan rasio 19,9 %. Sehingga tegangan *occasional* tertinggi masih dibawah batas tegangan yang diizinkan, maka sistem perpipaan *auxiliary steam* berdasarkan analisis tegangan *occasional* sudah aman.

### 3.2.3 Analisis Tegangan Displacement

Tegangan *displacement* tertinggi dibandingkan dengan tegangan yang diizinkan ditunjukkan pada Gambar 12.



Gambar 12. Tegangan *displacement*.

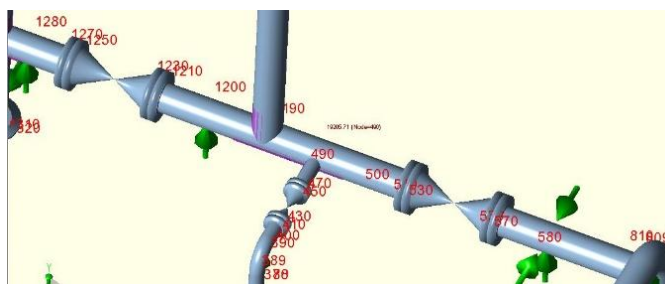
Tabel 4.8 Tegangan *displacement* [Temperatur (T)].

Node	Tegangan <i>Code</i> (kPa)	Tegangan yang Diizinkan (kPa)	Rasio (%)
490	54.053,5	279.120,6	19,4

Nilai tegangan *displacement* tertinggi sebesar 54.053,5 kPa dibandingkan tegangan yang diizinkan sebesar 279.120,6 kPa dengan rasio 19,4 %. Sehingga tegangan *displacement* tertinggi masih dibawah batas tegangan yang diizinkan, maka sistem perpipaan *auxiliary steam* berdasarkan analisis tegangan *displacement* sudah aman.

### 3.2.4 Analisis Tegangan Operasional

Tegangan *operasional* tertinggi yang diizinkan ditunjukkan pada Gambar 4.13.



Gambar 13. Tegangan *operasional*.

Tabel 4.9 Tegangan *operasional* [Berat (W) + Tekanan (P) + Gaya (F)+Temperatur (T)].

Node	Tegangan <i>Code</i> (kPa)	Tegangan yang Diizinkan (kPa)	Rasio (%)
490	52.071,8	0	0



Nilai tegangan *operasional* tertinggi 52.071,8 kPa dan memiliki nilai intensitas tegangan maksimum sebesar 159.113,7 kPa sedangkan tegangan luluhnya 241.316,50 kPa. Sehingga tegangan *operasional* tertinggi masih dibawah batas tegangan tegangan luluhnya, maka sistem perpipaan *auxiliary steam* berdasarkan analisis tegangan *operasional* sudah aman.

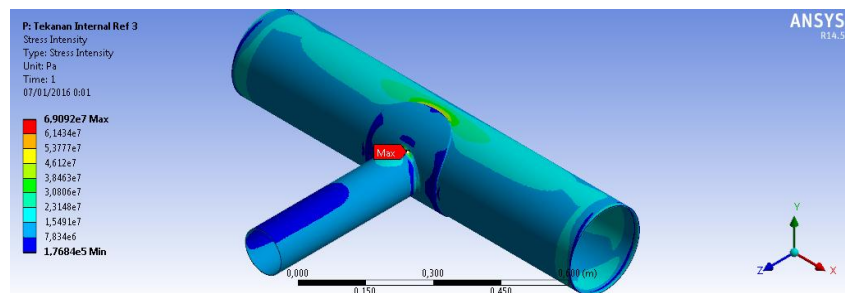
### 3.3 Hasil Analisis Tegangan Menggunakan Software Ansys

Berdasarkan teori kegagalan, intensitas tegangan maksimum dibandingkan tegangan luluhnya pada komponen sistem perpipaan yang mengalami tegangan tertinggi. Berikut hasil perhitungan menggunakan *software* Ansys.

#### 3.3.1 Analisis Tegangan Akibat Tekanan Internal

Perhitungan yang dilakukan menggunakan *software* Ansys, dimana nilai intensitas tegangan maksimum akan dibandingkan dengan tegangan luluhnya.

*Software* Ansys melakukan perhitungan pada *reinforcement tee* untuk mendapatkan intensitas tegangan maksimum oleh tekanan internal yang ditunjukkan pada Gambar 14.



Gambar 14. Intensitas tegangan maksimum akibat tekanan internal 3x refinement.

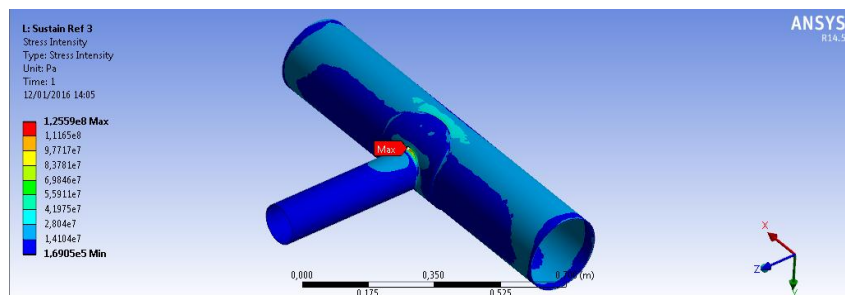
#### 3.3.2 Analisis Tegangan Akibat Beban Sustain

Perhitungan menggunakan *software* Caesar II menimbulkan reaksi berupa gaya dan momen dengan data sebagai berikut:

Tabel 4.10 Gaya dan momen akibat beban *sustain*.

Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Mx (N.m)	My (N.m)	Mz (N.m)
1	-246	1	35	5	-17

*Software* Ansys melakukan perhitungan pada *reinforcement tee* untuk mendapatkan intensitas tegangan maksimum oleh beban *sustain* yang ditunjukkan pada Gambar 15.



Gambar 15. Intensitas tegangan maksimum beban *sustain* 3x refinement.

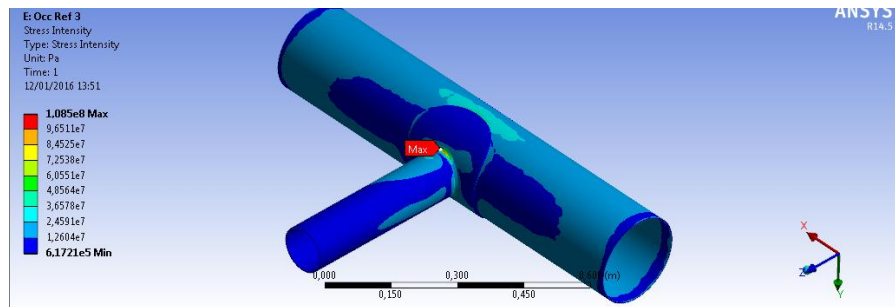
#### 3.3.3 Analisis Tegangan Akibat Beban Occasional

Perhitungan menggunakan *software* Caesar II menimbulkan reaksi berupa gaya dan momen yang akan digunakan dengan data sebagai berikut:

Tabel 4.11 Gaya dan momen beban *occasional*.

Fx (N)	Fy (N)	Fz (N)	Mx (N.m)	My (N.m)	Mz (N.m)
-20	-40	1446	128	80	-121

*Software* Ansys melakukan perhitungan pada *reinforcement tee* untuk mendapatkan intensitas tegangan maksimum oleh beban *occasional* yang ditunjukkan pada Gambar 16.



Gambar 16. Intensitas tegangan maksimum beban *occasional* 3x refinement.

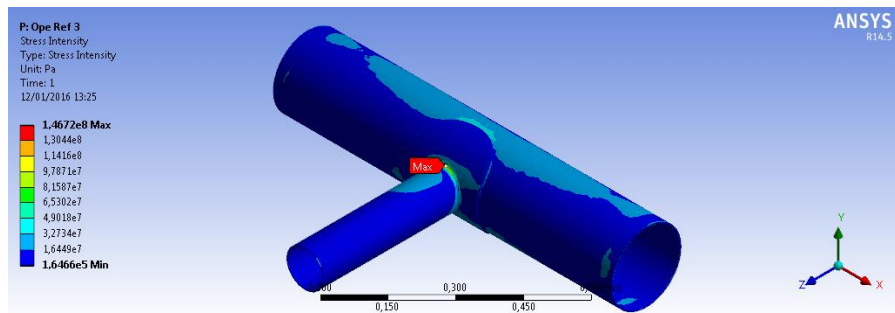
### 3.3.4 Analisis Tegangan Akibat Beban *Operasional*

Perhitungan menggunakan *software* Caesar II menimbulkan reaksi berupa gaya dan momen yang akan digunakan dengan data sebagai berikut:

Tabel 4.12 Gaya dan momen beban *operasional*.

$F_x$ (N)	$F_y$ (N)	$F_z$ (N)	$M_x$ (N.m)	$M_y$ (N.m)	$M_z$ (N.m)
-0	372	1416	-60	94	-290

*Software* Ansys melakukan perhitungan pada reinforcement tee untuk mendapatkan intensitas tegangan maksimum oleh beban *operasional* yang ditunjukkan pada Gambar 4.17.



Gambar 17. Intensitas tegangan maksimum beban *operasional* 3x refinement.

## 4. Kesimpulan

Hasil analisis tegangan *code* tertinggi menggunakan *Software* Caesar, didapatkan nilai tegangan *sustain* sebesar 16.245,5 kPa dibandingkan tegangan yang diizinkan sebesar 117.900 kPa dengan rasio 13,8 %. Tegangan *occasional* sebesar 26.970,6 kPa dibandingkan tegangan yang diizinkan sebesar 135.585,4 kPa dengan rasio 19,9 %. Tegangan *Displacement* sebesar 54.053,5 kPa dibandingkan tegangan yang diizinkan sebesar 279.120,6 kPa dengan rasio 19,4 %. Hasil analisis tegangan *code* ini akan menghasilkan nilai intensitas tegangan maksimum berdasarkan teori kegagalan. Nilai intensitas tegangan maksimum pada *Software* Ansys akibat tekanan internal sebesar 69.092 kPa, akibat beban *sustain* sebesar 125.590 kPa, akibat beban *occasional* sebesar 108.500 kPa, dan akibat beban *operasional* 146.720 kPa. Nilai intensitas tegangan maksimum akan dibandingkan dengan tegangan luluhnya yaitu 241.316,50 kPa dan harus berada dibawah tegangan luluhnya.

## 5. Daftar Pustaka

- [1] Harsokoesoemo, H. D. 2004. Pengantar Perancangan Teknik (Perancangan Produk), Edisi Kedua. Bandung: Penerbit ITB.
- [2] ASME. 2012. B31.1 *Power Piping, ASME Code for Pressure Piping*. New York: *The American Society of Mechanical Engineers*.
- [3] Kannapan, S. 1986. *Introduction in Pipe Stress Analysis*. Houston: John Willey & Son.
- [4] PENG, Liang-Chuan, PENG, Tsen-Loong. 2009. *Pipe Stress Engineering*. Houston: ASME Press.
- [5] Meriam, J. L., Kraige, L.G. 2012. *Engineering Mechanics Dynamics 6<sup>th</sup> Edition*. John Willey & Son.
- [6] Onate, E. 2009. *Structural Analysis with the Finite Element Method Linear Static*. Barcelona: Springer.
- [7] Budynas, R. G., Nisbeth, J.K. 2006. *Shigley's Mechanical Engineering Design Ninth Edition*. New York: Mc. Graw Hill.