

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

*Riza Armansyah¹, 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: riza.armansyah@gmail.com

Abstrak

Dalam industri Pembangkit Listrik Tenaga Gas dan Uap (PLTGU) sangat diperlukan sistem perpipaan untuk menyalurkan fluida dari peralatan satu ke peralatan lainnya. Untuk perancangan *power plant* mengacu pada *code* ASME B31.1 *power piping*. Desain dari sistem *main steam (low pressure)* berfungsi menyalurkan uap dari *Heat Recovery Steam Generator (HRSG)* menuju turbin uap dan *bypass* ke kondensor. Uap ini mempunyai tekanan operasi sebesar 600 KPa, temperatur 220°C, dan laju aliran massa 49.000 kg/jam. Sistem perpipaan ini didesain pada tekanan 900 KPa dan temperatur 330°C. Untuk desain dari jalur sistem perpipaan *main steam (low pressure)* menggunakan *software* PDMS. Dari PDMS dihasilkan gambar isometri dengan spesifikasi komponen sistem perpipaan. Selanjutnya desain sistem perpipaan dilakukan analisis menggunakan *software* CAESAR II. Didapatkan hasil untuk pembebanan *sustain* tegangan maksimumnya 48.575 KPa dengan tegangan izin 117.900 KPa. Untuk pembebanan *expansion* tegangan maksimumnya 82.805 KPa dengan tegangan izin 273.015 KPa. Untuk pembebanan *occasional* tegangan maksimumnya 53.932 KPa dengan tegangan izin 135.585 KPa. Dari hasil analisis tegangan didapat komponen perpipaan yang mengalami tegangan maksimum yaitu pada percabangan pipa (*tee*). Komponen *tee* dengan tegangan kritis pada pembebanan *sustain* dan *occasional* selanjutnya dianalisis menggunakan *software* ANSYS. Didapat tegangan *intensity* maksimum pada pembebanan *sustain* sebesar 167.000 KPa dan pada pembebanan *occasional* sebesar 175.990 KPa. Untuk analisis getaran diperoleh rasio frekuensi dari 5 modus terendah nilainya lebih besar dari $\sqrt{2}$, maka getaran dapat teredam dan modus getar masih aman. Dari analisis tegangan *expansion* dapat memprediksi siklus kegagalan *fatigue* akibat naik turunnya temperatur. Dari nilai tegangan maksimum *expansion* dapat mencapai 671.176 siklus sebelum akhirnya lelah.

Kata kunci: ASME B31.1, rasio frekuensi, siklus lelah, sistem perpipaan, tegangan

Abstract

Piping system are necessary in the gas and steam power plant to distribute fluid from one equipment to the other equipment. To design a power plant based on code ASME B31.1. Design of piping systems for the main steam (low pressure) which serves to distribute low-pressure steam from the Heat Recovery Steam Generator (HRSG) to the steam turbine and the bypass to the condenser. The steam is distributed has an operating pressure of 600 KPa, the temperature of 220°C, and the mass flow rate of 49,000 kg/h. This piping system was designed at a pressure of 900 KPa and temperature of 330°C. For the design of the path of the main steam piping system (low pressure) using PDMS software. Isometry drawing of PDMS produced to the specifications of the piping system components. Furthermore, the design of the piping system analysis using CAESAR II software. Results for sustain load to code maximum stress 48,575 KPa with 117,900 KPa allowable stress. For loading expansion maximum stress of 82,805 KPa with 273,015 KPa allowable stress. For occasional charging stress to the maximum stress 53,932 KPa with 135,585 KPa allowable stress. From the results obtained stress analysis of piping components experiencing maximum stress that the branching pipe (tee). Component tee with critical stress on sustain loading and occasional analyzed using ANSYS software. The maximum stress intensity obtained on the sustain loading of 167,000 KPa and the occasional load of 175,990 KPa. For vibration analysis obtained by the frequency ratio of 5 lowest mode value is greater than $\sqrt{2}$, the vibration can be damped and vibrate mode is still safe. From the stress analysis can predict the expansion cycle fatigue failure due to fluctuations in temperature. Expansion of the maximum stress value may reach 671,176 cycles before fatigue.

Keywords: ASME B31.1, fatigue cycles, frequency ratio, piping system, stress

1. PENDAHULUAN

Dalam industri pembangkit listrik tenaga gas dan uap (*combined cycle power plant*) terdapat berbagai jenis pipa dengan masing-masing fungsinya, salah satunya adalah sistem perpipaan main steam yang berfungsi mengalirkan uap bertemperatur tinggi dari *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG). Sistem perpipaan *main steam* terdapat dua jenis yaitu *high pressure* dan *low pressure*, dimana perbedaannya terletak pada beda tekanan dan temperatur uap yang dialirkan menuju turbin dengan sudu yang berbeda namun masih dalam satu poros turbin.

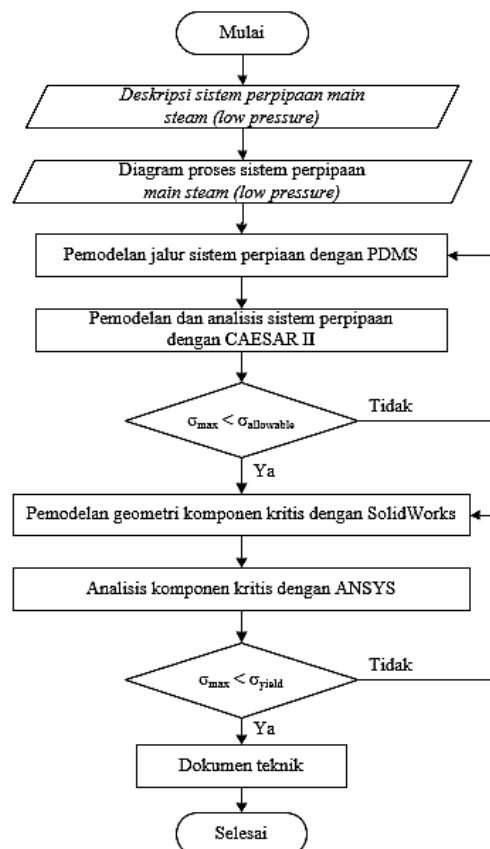
Dalam perancangan suatu sistem perpipaan diperlukan analisis yang disesuaikan dengan kebutuhan dan tentunya dapat memprediksi kegagalan. Analisis dalam sistem perpipaan menyangkut analisis tegangan pada sistem perpipaan dan penentuan komponen-komponen seperti katup, *flange*, belokan, percabangan, *nozzle*, *reducer*, isolasi, *support* dan lain-lain. Analisis tegangan pipa adalah suatu metode terpenting untuk meyakinkan dan menetapkan secara numerik bahwa sistem perpipaan dalam engineering adalah aman. Dalam analisis tegangan beban yang terjadi karena adanya pengaruh perlakuan beban statis dan perlakuan beban dinamis. Pemasangan *support* adalah hal yang paling penting agar pengaruh pembebanan (statis dan dinamis) selama operasi sistem perpipaan tidak mengalami kegagalan atau kerusakan. Kebanyakan sistem perpipaan terhubung ke peralatan seperti katup, tangki, pompa, turbin, kompresor dan lain-lain. Analisis tegangan pipa juga melibatkan evaluasi pengaruh gaya dan momen yang terhubung ke peralatan tersebut.

Adapun tujuan dalam penelitian ini adalah mendesain sistem perpipaan *main steam* (*low pressure*) pada *combined cycle power plant* berdasar pada standar ASME B31.1. Menganalisis nilai tegangan yang terjadi pada sistem perpipaan yang diakibatkan oleh beban *sustain*, *thermal expansion*, dan *occasional* berdasar pada ASME B31.1. Menganalisis tegangan *intensity* pada bagian perpipaan yang mengalami tegangan tertinggi.

2. METODOLOGI

2.1 Bagan Perancangan Sistem Perpipaan

Berikut adalah diagram alir perancangan sistem perpipaan *main steam* (*low pressure*) :



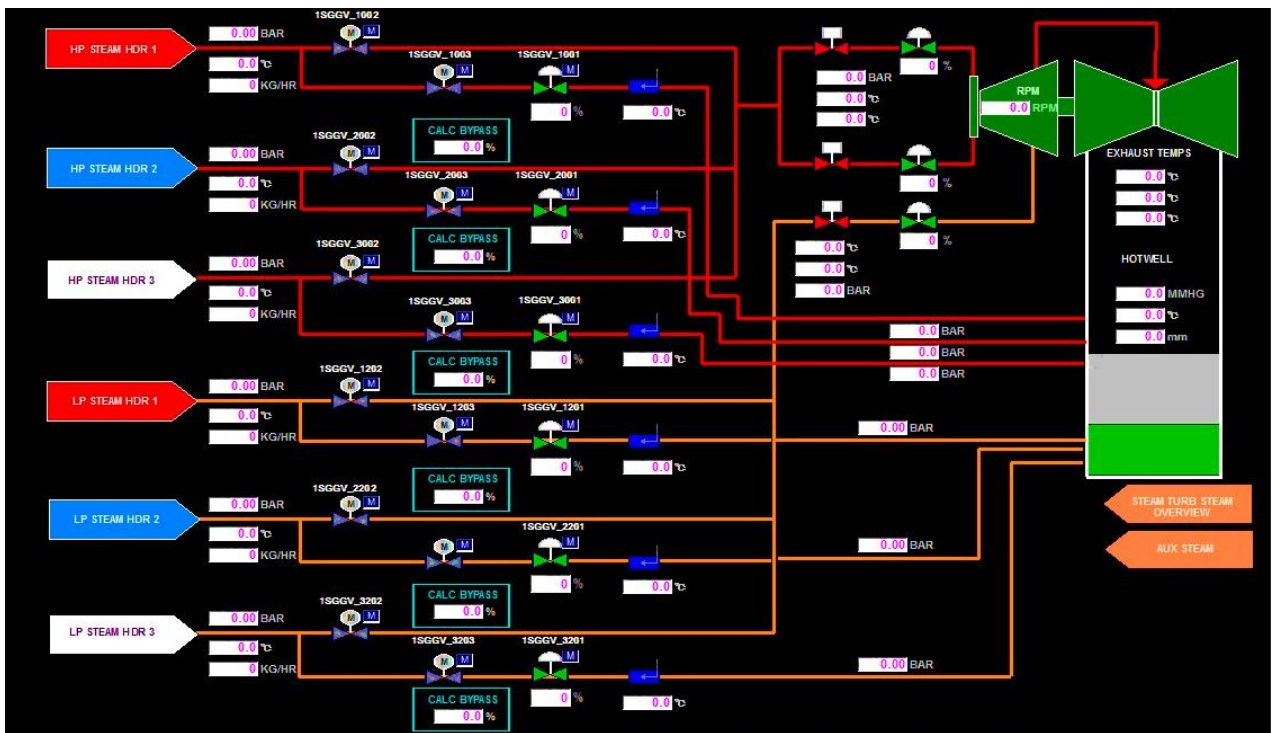
Gambar 1. Diagram alir perancangan dan analisa sistem perpipaan.

2.2 Penentuan Spesifikasi Sistem Perpipaan

2.2.1 Deskripsi Sistem Perpipaan

- Sistem perpipaan *main steam* (*low pressure*) yang dirancang adalah sistem perpipaan untuk menyalurkan uap yang telah dipanaskan kembali pada *Heat Recovery Steam Generator* (HRSG). Terdapat tiga unit HRSG yang jalur pipanya mendistribusikan uap menuju ke turbin uap dan *bypass* menuju kondensor.

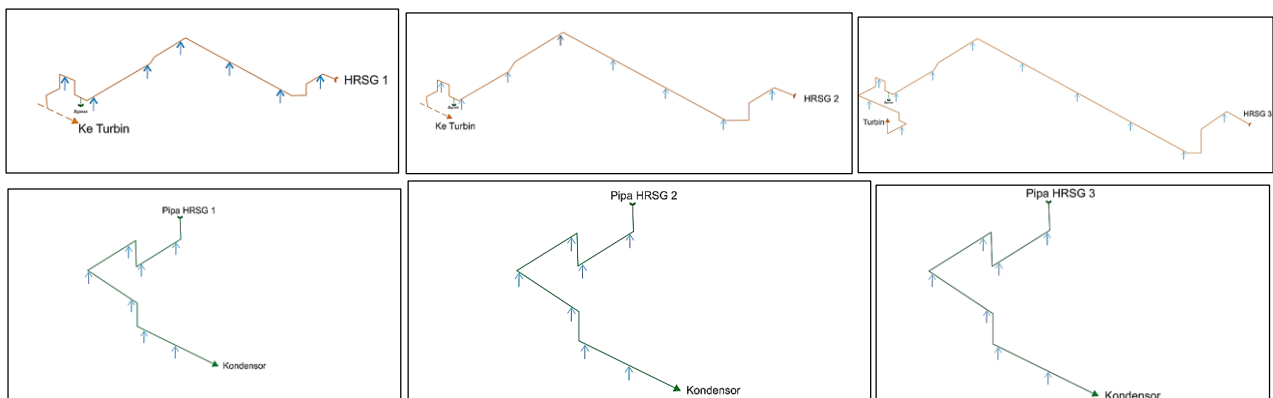
- Turbin uap terletak dalam gedung pada lantai 3 dengan ketinggian 8 meter, sedangkan kondensor terletak di lantai dasar gedung tersebut dibawah turbin. Sedangkan tiga unit HRSG terletak diluar gedung.
- Turbin uap bekerja pada 3000 rpm atau pada frekuensi 50 Hz. Nozzle yang berhubungan langsung dengan pipa *main steam (low pressure)* memiliki diameter nominal 600 mm. Diameter nominal nozzle pada HRSG berukuran 350 mm. Diameter nominal nozzle pada kondensor berukuran 350 mm.
- Laju aliran massa pada setiap ukuran pipa sama. Laju aliran massa yang mengalir dari tiga unit HRSG menuju turbin dan kondensor dijaga tetap sama pada keadaan operasi yaitu sebesar 49.000 kg/jam. Kecepatan aliran fluida tidak melebihi 80 m/s.
- Sistem perpipaan ini didesain pada tekanan 900 KPa dan temperatur 330°C dengan kondisi operasinya pada tekanan 600 KPa dan temperatur 220°C.
- Seluruh jalur perpipaan *main steam (low pressure)* terletak pada struktur baja sampai memasuki gedung turbin. Sehingga letak tumpuan penyangga (support) pipa terletak pada struktur baja dan gedung. Pada penyangga pipa yang letaknya dekat dengan turbin (rotating equipment) perlu menggunakan penyangga pipa jenis spring hanger.



Gambar 2. Diagram proses distribusi uap dari HRSG menuju turbin dan kondensor.

2.2.2 Sketsa Awal Jalur Perpipaan

Setelah mengetahui diagram proses sistem perpipaan *main steam (low pressure)* selanjutnya adalah membuat sketsa awal jalur perpipaan sebagai acuan awal desain jalur perpipaan. Sketsa jalur perpipaan ini dibagi menjadi enam jalur yaitu pipa HRSG 1 ke turbin, *bypass 1*, pipa HRSG 2 ke turbin, *bypass 2*, pipa HRSG 3 ke turbin, *bypass 3*.



Gambar 3. Sketsa jalur pipa.

2.2.3 Penentuan Geometri Pipa

Untuk menentukan diameter pipa yang diperlukan pada sistem perpipaan *main steam (low pressure)* perlu diperhatikan hal-hal sebagai berikut :

- Nozzle* pada HRSG berukuran 350 mm maka dibutuhkan pipa berukuran 350 mm untuk menyambung pipa dengan HRSG. Untuk mengurangi kecepatan yang keluar dari HRSG maka pipa 350 mm dari HRSG disambung *reducer* dengan pipa 400 mm.
- Nozzle* pada turbin yang terhubung dengan pipa *main steam (low pressure)* berukuran 600 mm maka diperlukan pipa berukuran 600 mm yang masuk ke turbin. Pipa 600 mm ini sebagai pertemuan aliran uap pipa dari HRSG 1, HRSG 2, dan HRSG 3.
- Nozzle* pada kondensor berukuran 350 mm maka diperlukan pipa berukuran 350 mm yang berhubungan dengan kondensor. Jalur pipa ini disebut pipa *bypass* yang menghubungkan antara pipa dari HRSG menuju ke kondensor. Dari pipa HRSG yang berukuran 400 mm dihubungkan dengan percabangan pipa berukuran 300 mm sebelum terhubung dengan pipa utama yang masuk kondensor. Pada *bypass* terdapat *valve* berukuran 250 mm.

Dari pertimbangan diatas maka didapat ukuran pipa yang diperlukan pada sistem perpipaan *main steam (low pressure)* adalah 250 mm, 300 mm, 350 mm, 400 mm, dan 600 mm.

pemilihan jenis material sesuai dengan kebutuhan temperatur desain yaitu 330°C (626°F) maka dipilihlah material jenis A106 Grade B seamless carbon steel pipe for high-temperature service yang memiliki σ_u sebesar 415 MPa dan σ_y sebesar 240 MPa.

Penentuan *schedule* pipa untuk diameter pipa ukuran 600 mm memiliki diameter luar pipa 610 mm dapat dihitung tebal minimum sebagai berikut :

$$t_m = \frac{P D}{2 (S E + P Y)} + A = \frac{(900 \text{ KPa}) (610 \text{ mm})}{2 [(117900,3 \text{ KPa}) (1,0) + (900 \text{ KPa})(0,4)]} + 2,6 \text{ mm} = 4,92 \text{ mm} \quad (1)$$

Dari tebal minimum pipa yang didapat ditambah dengan *mill tolerance* sebesar 12,5% maka didapat ketebalan nominal sebagai berikut :

$$\text{Ketebalan nominal} = \frac{4,92 \text{ mm}}{1 - 0,125} = 5,62 \text{ mm} \quad (2)$$

Dari ketebalan pipa minimum yang sudah dihitung, dapat diketahui *schedule* minimal pipa yang dibutuhkan dari ASME B36.10. Maka untuk pipa dengan ukuran 600 mm memiliki ketebalan minimal 5,62 mm, untuk memenuhi kriteria desain maka ketebalan pipa di naikan menjadi 6,35 mm, sehingga memiliki *schedule* 10. Dengan perhitungan yang sama dilakukan pada ukuran pipa yang lain. [1]

Tabel 1. *Schedule* pipa.

DN (mm)	Wall Thickness (mm)	Schedule
250	4,19	10
300	4,57	10
350	6,35	10
400	6,35	10
600	6,35	10

2.2.4 Penentuan Tebal Isolasi Pipa

Pada perancangan sistem perpipaan ini penentuan jenis isolasi yang digunakan bergantung pada temperatur kerja dan tekanan kerja. Maka dari itu isolasi jenis *Mineral Wool* yang dipilih karena temperatur kerja pada jenis isolasi tersebut berkisar 150°F – 1200°F, dan ketebalan yang digunakan sebesar 2 in (50 mm) untuk semua ukuran pipa. [2]

2.2.5 Penentuan Jarak Penyangga Pipa

- Perhitungan jarak penyangga berdasarkan batas tegangan :

$$L_s = \sqrt{\frac{0,4 Z S_{allow}}{w}} = \sqrt{\frac{0,4(0,0018 \text{ m}^3)(117,9 \times 10^6 \text{ Pa})}{(1.043,2 \text{ N/m})}} = 9,12 \text{ m} \quad (3)$$

- Perhitungan jarak penyangga berdasarkan batas defleksi :

$$L_d = \sqrt[4]{\frac{\Delta E I}{13,5 w}} = \sqrt[4]{\frac{(0,0042 \text{ m/m} \times 22,7 \text{ m})(187 \times 10^9 \text{ Pa})(5,6 \times 10^{-4} \text{ m}^4)}{13,5(1.043,2 \text{ N/m})}} = 5,16 \text{ m} \quad (4)$$

Dengan perhitungan yang serupa didapat jarak penyangga pipa pada masing-masing diameter nominal berdasarkan batas tegangan dan batas defleksi pada tabel berikut. [3]

Tabel 3. Jarak penyangga berdasarkan batas tegangan dan defleksi.

DN (mm)	Ls (m)	Ld (m)
250	5,94	1,56
300	6,52	3,04
350	6,92	5,32
400	7,39	8,82
600	9,12	5,16

2.2.6 Penentuan *Expansion Loops*

Pada perancangan sistem perpipaan yang kondisi temperaturnya tinggi perlu diperhatikan adanya *expansion loops* pada pipa-pipa yang lurus dan panjang. Hal ini untuk mencegah terjadinya tegangan yang tinggi pada pipa akibat beban ekspansi termal. Pada rancangan sistem perpipaan *main steam (low pressure)* ini ada pipa berdiameter 400 mm yang perlu adanya *loop*, adapun perhitungan panjang *expansion loops* sebagai berikut : [3]

$$\Delta = \beta \times \text{panjang pipa} = 0,0042 \frac{\text{m}}{\text{m}} \times 59,5 \text{ m} = 0,25 \text{ m} \quad (5)$$

$$L_2 = \sqrt{\frac{3ED\Delta}{S}} = \sqrt{\frac{3(187 \times 10^9 \text{ Pa})(0,406 \text{ m})(0,25 \text{ m})}{(117,9 \times 10^6 \text{ Pa})}} = 21,97 \text{ m} \quad (6)$$

2.2.7 Perhitungan Gaya-gaya pada Percabangan dan Belokan Pipa

Pada pembebanan *occasional* terdapat gaya tambahan yang disebabkan karena adanya momentum dari fluida yang mengalir melewati percabangan atau belokan pipa. Pada sistem perpipaan *main steam (low pressure)* memiliki laju aliran massa sebesar 49.000 kg/jam (13,6 kg/s) dengan massa jenis fluida 3,2 kg/m³ maka debitnya adalah : [4]

Tabel 4. Gaya pada percabangan dan belokan.

DN (mm)	ID (mm)	v (m/s)	Fx 90° (N)	Fy 90° (N)	Fx 45° (N)	Fy 45° (N)
250	265	77,15	1050	1050	315	735
300	315	54,60	743	743	223	520
350	343	46,05	627	627	188	439
400	394	34,90	475	475	142	332
600	597	15,20	207	207	62	145

2.2.8 Perhitungan Penguatan Percabangan Pipa

Terdapat 3 jenis *reducing tee* pada sistem perpipaan *main steam (low pressure)*, perlu diperhitungkan adanya penguat atau tidak pada *tee*. Setelah dilakukan perhitungan maka diketahui percabangan yang memerlukan penguatan atau tidak. [5]

- Tee* dengan ukuran 600 mm x 400 mm, $\beta = 45^\circ$
 Untuk percabangan ini membutuhkan penguatan (*reinforced*).
- Tee* dengan ukuran 400 mm x 350 mm, $\beta = 90^\circ$
 Untuk percabangan ini tidak membutuhkan penguatan (*un-reinforced*).
- Tee* dengan ukuran 400 mm x 300 mm, $\beta = 90^\circ$
 Untuk percabangan ini tidak membutuhkan penguatan (*un-reinforced*).

2.2.9 Penentuan *Valve dan Flange*

Jenis *valve* yang digunakan pada yaitu *globe valve*, *gate valve*, dan *butterfly valve*. Pemilihan jenis *valve* sebagai berikut:

- Globe valve*

Globe Valve biasanya akan digunakan pada situasi dimana pengaturan besar kecil aliran (*throttling*) sangat diperlukan. Dudukan *valve* yang sejajar dengan aliran, telah membuat *globe valve* efisien ketika dapat mengatur besar kecilnya aliran dengan minimum erosi piringan dan dudukan.

b. *Gate valve*

Fungsi dari *gate valve* adalah untuk dapat membuka dan menutup aliran (*on-off*), tetapi tidak bisa untuk mengatur besar kecil aliran (*throttling*). Kelebihan *gate valve* mempunyai karakteristik penutupan yang baik, mempunyai dua arah aliran, dan minimal *pressure loss*, serta minimnya halangan/resistan saat *valve* ini telah dibuka penuh, sehingga aliran bisa maksimal.

c. *Butterfly valve*

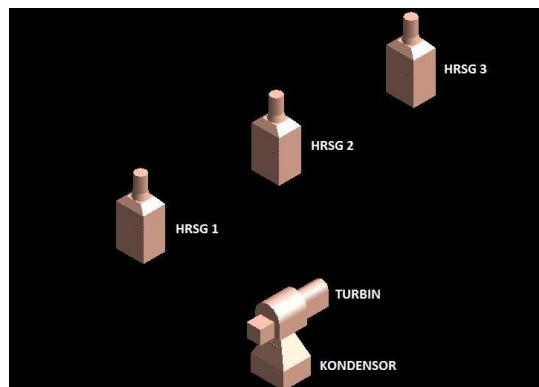
Butterfly valve digunakan untuk mengontrol (*throttling/regulate valve*) aliran fluida yang bertekanan rendah. *Butterfly valve* juga membuka dan menutup dengan cara rotasi pada *disc* sehingga dapat membuka dan menutup lebih cepat. Pada sistem perpipaan *main steam (low pressure)* menggunakan *butterfly valve* pada bagian pipa diameter 600 mm yang akan masuk turbin.

Pada sistem perpipaan *main steam (low pressure)* menggunakan jenis *welding neck flange* dengan permukaan *raised face (RF)*. *flange* jenis ini cocok digunakan pada kondisi tekanan tinggi, temperatur ekstrim, *shear impact*, dan getaran yang tinggi. Serta konfigurasi tidak mengganggu aliran yang melalui pipa. [3]

2.3 Desain Sistem Perpipaan Menggunakan PDMS

2.3.1 Pembuatan Model *Equipment*

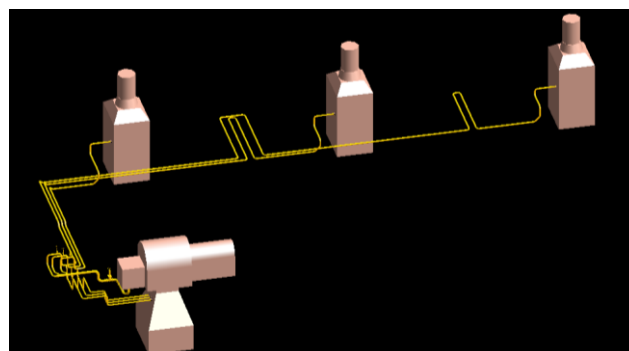
Dalam desain sistem perpipaan *main steam (low pressure)* pada PDMS langkah awal adalah membuat model *equipment* turbin, kondensor, HRSG 1, HRSG 2, dan HRSG 3 yang diposisikan pada koordinat yang sudah ditentukan. Berikut adalah pemodelan *equipment* pada PDMS :



Gambar 4. Model *equipment* pada PDMS.

2.3.2 Pembuatan Desain Jalur Pipa

Desain jalur pipa *main steam (low pressure)* menghubungkan HRSG 1, HRSG 2, dan HRSG 3 menuju turbin dan *bypass* ke kondensor. Desain perpipaan ini sesuai spesifikasi yang sudah ditentukan sebelumnya. Berikut adalah desain jalur pipa *main steam (low pressure)* :



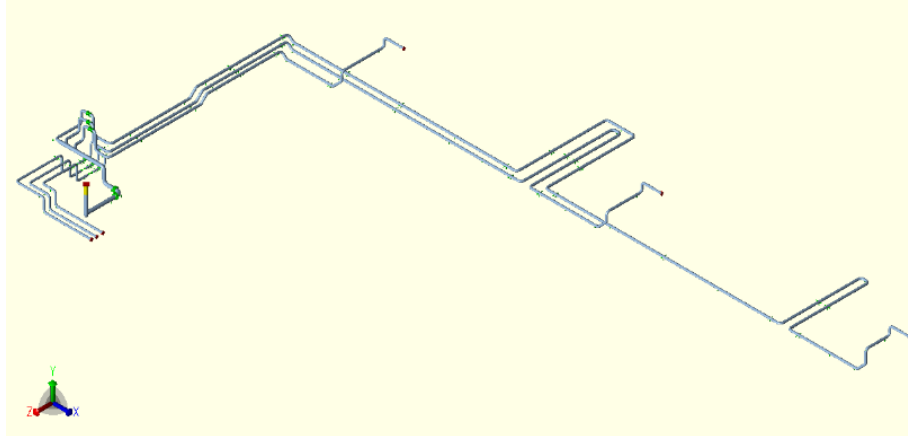
Gambar 5. Desain jalur perpipaan.

Dari desain jalur pipa pada PDMS akan dihasilkan gambar isometri yang akan digunakan sebagai acuan dalam pemodelan dan analisis sistem perpipaan *main steam (low pressure)* pada *software* CAESAR II. Gambar isometri berisi

informasi penting untuk memulai analisis pada CAESAR II yaitu tentang jalur sistem perpipaan beserta ukurannya, spesifikasi pipa dan komponen pipa yang lain.

2.4 Analisis Menggunakan CAESAR II

Pemodelan sistem perpipaan *main steam (low pressure)* pada CAESAR II mengikuti gambar isometri yang telah dibuat jalur perpipaannya pada PDMS. Berikut adalah pemodelan perpipaan pada CAESAR II :

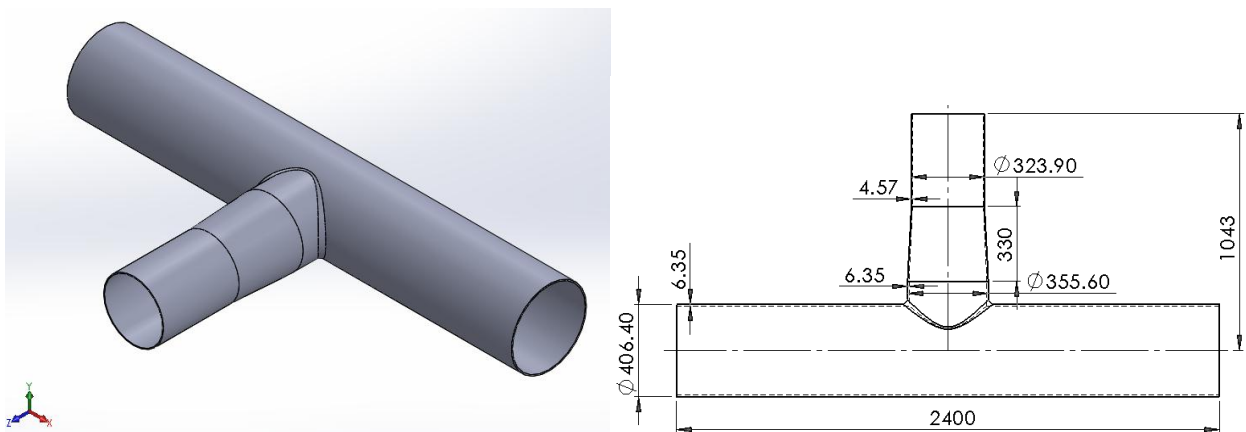


Gambar 6. Pemodelan pipa *main steam (low pressure)* pada CAESAR II.

Dari pemodelan pada CAESAR II ini selanjutnya analisis berdasarkan pembebanan *sustain, expansion, occasional,* dan *operation*. Pada semua pembebanan ini tegangan yang dihasilkan harus dibawah tekanan izinnya. Salah satu caranya yaitu dengan menambahkan *support* yang tepat.

2.5 Pemodelan Menggunakan SolidWorks

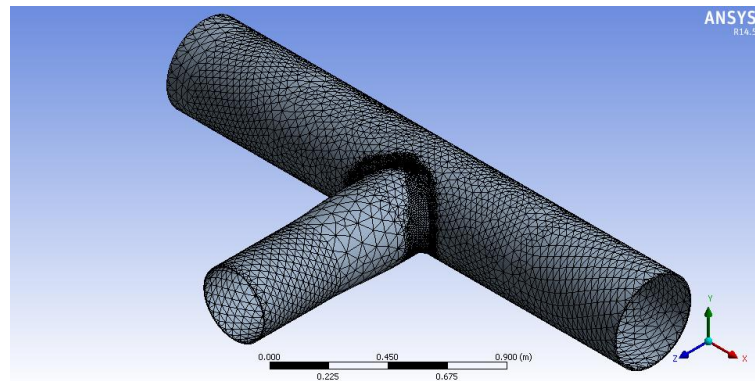
Dari analisis tegangan pada CAESAR II didapat nilai tegangan maksimum pada *node* atau komponen perpipaan tertentu. Selanjutnya dibuat pemodelan komponen perpipaan tersebut menggunakan SolidWorks.



Gambar 7. Pemodelan dengan SolidWorks.

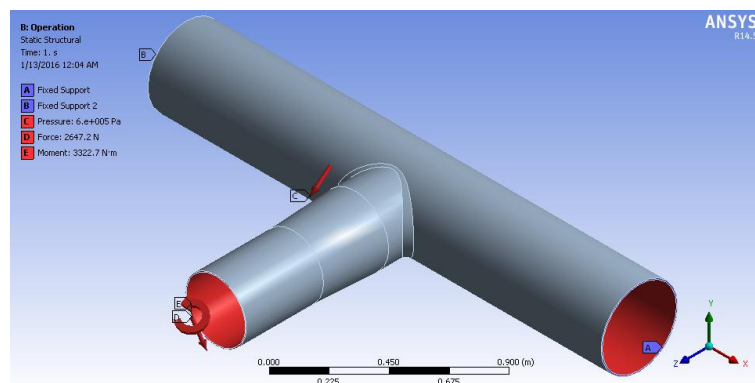
2.6 Analisis Menggunakan ANSYS

Geometri yang sudah dibuat pada SolidWorks selanjutnya masuk tahap analisis metode elemen hingga menggunakan ANSYS. Selanjutnya dilakukan *meshing* pada geometri *tee* tersebut. *Meshing* dipilih dengan metode *tetrahedrons* dan diperhalus (*refinement*) ukuran elemen *meshing* pada bagian yang mengalami pemusatan tegangan hingga nilai tegangannya konvergen.



Gambar 8. Meshing.

Setelah dilakukan *meshing* selanjutnya memasukkan kondisi-kondisi sesuai keadaan saat analisis pembebanan pada CAESAR II. Pada *tee* diberi *fixed support* di kedua sisi ujung pipa utama (*header*). Tekanan sebesar 600.000 Pa dimasukkan pada seluruh bagian permukaan dalam pipa. sedangkan pada ujung pipa percabangan (*branch*) diberi gaya dan momen akibat pengaruh gaya-gaya dalam. Gaya dan momen ini diambil nilainya dari analisis yang sudah dilakukan dengan CAESAR II.



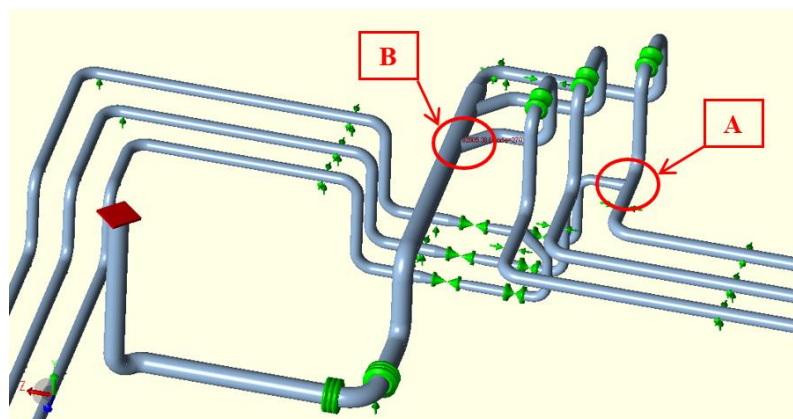
Gambar 9. Input kondisi pada ANSYS.

Selanjutnya analisis dibedakan menjadi pembebanan *internal pressure*, *sustain*, *occasional* dan *operation*.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Hasil Analisis Menggunakan CAESAR II

Analisis statis pada CAESAR II dibagi menjadi analisis berdasarkan pembebanan *sustain*, *expansion*, *occasional*, dan *operation*. Sehingga didapat hasil dari analisis statis sebagai berikut.



Gambar 10. Hasil analisis pada CAESAR II.

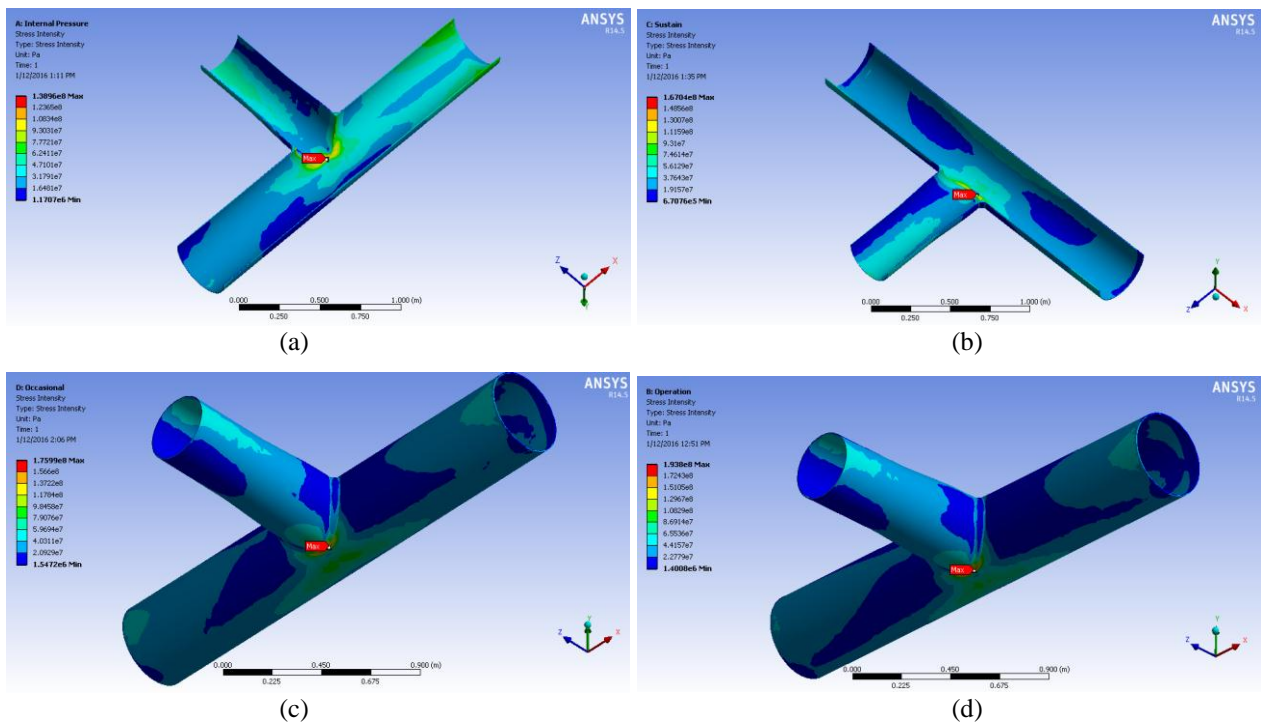
Dari Gambar 10. diatas diketahui pada titik A merupakan tegangan tertinggi yang terjadi pada pembebanan *sustain* dan *occasional*. Pada titik B merupakan tegangna tertinggi pada pembebanan *expansion*. Nilai tegangan yang terjadi pada masing-masing pembebanan tertera pada tabel berikut.

Tabel 5. Hasil analisis pada CAESAR II.

Pembebanan	Tegangan (KPa)	Tegangan izin (KPa)
<i>Sustain</i>	48.575	117.900
<i>Expansion</i>	82.805	273.015
<i>Occasional</i>	53.932	135.585

3.2 Hasil Analisis Menggunakan ANSYS

Pada analisis menggunakan metode elemen hingga pada ANSYS, analisis tegangan *intensity* dilakukan berdasarkan pembebanan tekanan internal, *sustain*, *occasional*, dan *operation*. Berikut hasil dan pembahasannya.



Gambar 11. Hasil analisis pada ANSYS.

Gambar diatas merupakan hasil analisis menggunakan ANSYS pada masing-masing pembebanan : (a) *internal pressure*, (b) *sustain*, (c) *occasional*, dan (d) *operation*. Nilai tegangan *intensity* tertera pada tabel berikut.

Tabel 6. Hasil analisis pada ANSYS.

Pembebanan	Tegangan (KPa)	Tegangan luluh (KPa)
<i>Internal Pressure</i>	138.960	240.000
<i>Sustain</i>	167.000	240.000
<i>Occasional</i>	175.000	240.000
<i>Operation</i>	193.800	240.000

3.3 Analisis Getaran

Dari analisis getaran menggunakan CAESAR II didapatkan frekuensi pribadi yang terdapat pada sistem perpipaan. Dari keseluruhan *mode* yang ada, diambil 5 *mode* terendah dari sistem perpipaan *main steam (low pressure)*. Karena *mode* yang tinggi sudah tidak berkontribusi lagi terhadap getarearn yang menimbulkan resonansi. Dari frekuensi pribadi pipa yang didapat, dapat dicari rasio frekuensi antara frekuensi turbin (50 Hz) dengan frekuensi pribadi dari sistem perpipaan *main steam (low pressure)*.

Dari nilai rasio frekuensi yang didapat dari 5 *mode* terendah, nilai rasio frekuensinya lebih dari $\sqrt{2}$. Maka getaran yang terjadi pada sistem perpipaan tersebut dapat teredam. Pada sistem perpipaan ini *mode* getar yang mendekati frekuensi

kerja turbin sangat jauh maka sistem perpipaan ini dianggap tidak mengalami resonansi. Salah satu faktor yang mempengaruhi frekuensi pribadi dari sistem perpipaan adalah jenis penyangga dan jarak penyangga pipa. [6]

Tabel 7. Frekuensi pribadi sistem perpipaan dan rasio frekuensi (r).

Mode	f (Hz)	r
1	0,773	64,7
2	0,804	62,2
3	0,969	51,6
4	1,092	45,8
5	1,332	37,5

3.4 Life Cycle pada Pipa

Dari analisis tegangan menggunakan CAESAR II didapat nilai tegangan maksimum sebesar 82.805 KPa karena pembebanan *expansion*. Dari tegangan maksimum ini digunakan sebagai tegangan izin untuk tegangan *displacement* (S_A) akan diketahui faktor reduksinya (f). Dimana untuk tegangan izin dalam kondisi *ambient* (35°C) adalah 137.900 KPa dan tegangan izin dalam kondisi desain (330°C) adalah 117.900 KPa. [3]

$$S_A = f(1,25 S_c + 0,25 S_h) \quad (7)$$

$$f = \frac{S_A}{(1,25 S_c + 0,25 S_h)} = \frac{82.805 \text{ KPa}}{(1,25 (137.900 \text{ KPa}) + 0,25 (117.900 \text{ KPa}))} = 0,41 \quad (8)$$

Dari faktor reduksi yang didapat, maka diketahui jumlah siklus yang mungkin terjadi sebelum terjadinya *fatigue* karena pembebanan *expansion* :

$$f = \frac{6}{N^{0,2}} \quad (9)$$

$$N = \sqrt[0,2]{\frac{6}{f}} = \sqrt[0,2]{\frac{6}{0,41}} = 671.176 \text{ siklus} \quad (10)$$

4. KESIMPULAN

Dari analisis menggunakan CAESAR II nilai tegangan *code* maksimum pada masing-masing pembebanan (*sustain, expansion, occasional*) masih dibawah tegangan izinnya, maka desain sistem perpipaan *main steam (low pressure)* ini aman untuk dikonstruksi dan dioperasikan. Dari analisis menggunakan ANSYS nilai tegangan *intensity* pada masing-masing pembebanan (*internal pressure, sustain, occasional, operation*) masih dibawah tegangan luluhnya, maka desain sistem perpipaan *main steam (low pressure)* ini aman untuk dikonstruksi dan dioperasikan. Pada analisis getaran menggunakan CAESAR II nilai rasio frekuensinya lebih dari $\sqrt{2}$, maka getaran yang terjadi pada sistem perpipaan tersebut dapat teredam. Untuk 5 mode getar terendah ini sistem perpipaan beresonansi namun masih aman. Pada sistem perpipaan *main steam (low pressure)* ini memiliki 671.176 siklus sebelum terjadi kegagalan karena *fatigue* yang disebabkan beban *expansion*.

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] ASME. 2012. *B31.1 Power Piping, ASME Code for Pressure Piping*. New York : The American Society of Mechanical Engineers.
- [2] 1963. *Mineral Wool Insulation for Heated Industrial Equipment 2nd Ed.* withdrawn.
- [3] Kannappan, S. 1986. *Introduction to pipe stress analysis*. United States of America: John Wiley & Sons.
- [4] Meriam, J. L. & L. G. Kraige. 2012. *Engineering Mechanics Dynamics, 7th Ed.* Virginia : John Wiley & Sons Inc.
- [5] Peng, L. C., & Peng, T. L. 2009. *Pipe Stress Engineering*. Houston : ASME Press.
- [6] Rao, S. S. 2011. *Mechanical Vibrations - 5th Edition*.