

ANALISIS TEGANGAN SISTEM PERPIPAAN PADA SISI TEKAN POMPA P-003E MENGGUNAKAN PROGRAM CAESAR II DAN PERHITUNGAN MANUAL

Achmad Husen¹⁾, Achmad Jamaludin²⁾

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri,
Institut Sains dan Teknologi Nasional
Jl. Moh. Kahfi II, Bhumi Srengseng Indah, Jagakarsa, Jakarta Selatan 12640

ABSTRAK

Sistem perpipaan adalah suatu sistem yang kompleks, pada saat perancangannya banyak aspek-aspek yang perlu diperhatikan dan dipertimbangkan sehingga diperoleh suatu rancangan sistem perpipaan yang baik dan efisien. Dalam Skripsi ini akan dibahas mengenai analisis tegangan sistem perpipaan pada sisi tekan pompa P-003E dengan line no MMF-117-D-12” pada kilang minyak PT.X Mike-Mike Flow Station, MMF Platform Celar Deck mengalami getaran berlebihan setelah pemasangan ulang pasca perbaikan dan diperlukan analisis perhitungan tegangannya untuk memastikan jalur pipa yang telah terpasang dan tumpuan pipa yang diletakkan tepat pada tempatnya sehingga tegangan (stress) yang terjadi tidak melebihi limitasi besaran maksimal tegangan yang sudah diatur oleh code/standar ASME B31.3. Hasil analisa perhitungan tegangan akibat beban Sustain maksimum berada pada node 400 pada program CAESAR II sebesar 8715,5 lb/in² dan perhitungan manual sebesar 12619 lb/in² dengan deviasi perhitungan sebesar 44,79%. Untuk perhitungan tegangan akibat beban Ekspansi maksimum berada pada node 140 pada program CAESAR II sebesar 5048,5 lb/in² dan perhitungan manual sebesar 5545,13 lb/in², dengan deviasi perhitungan sebesar 9,84%. Besar beban percepatan getaran arah lateral sebesar 127,19 in/s² (0,329G) dan beban percepatan getaran arah vertikal sebesar 191,98 in/s² (0,497G) masih dibawah batasan getaran sebesar 0,5G. Nilai beban Sustain dan beban Ekspansi dengan dua metode perhitungan tidak ada yang melebihi batas tegangan yang diizinkan code/standar ASME B31.3, maka dapat disimpulkan bahwa sistem perpipaan pada sisi tekan pompa P-003E tidak terjadi overstress dan aman untuk beroperasi.

Kata Kunci : Code/standar, Ekspansi, Sustain, Sistem Perpipaan, Tegangan.

1. PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang Masalah

Dalam sebuah kegiatan Industri khususnya industri Hulu Minyak dan Gas (MIGAS) keterkaitan antara satu subsistem dengan subsistem lainnya menjadi suatu hal yang sangat utama, apabila terjadi perubahan pada satu subsistem maka secara otomatis akan mempengaruhi terhadap subsistem yang lainnya sehingga proses kegiatan

industri akan mengalami gangguan. Salah satu subsistem yang ada adalah jalur perpipaan, dimana jalur perpipaan ini merupakan suatu jalur utama yang mengalirkan fluida baik berupa cairan atau gas sehingga perlu dilakukan perencanaan jalur yang baik tentunya dengan pertimbangan-pertimbangan lain sesuai dengan kaidah sistem perpipaan yang diatur oleh *codes/standard* tertentu agar

memperoleh keamanan pada saat proyek tersebut beroperasi untuk beberapa tahun kedepan.

Pada kenyataannya tidak semua jalur perpipaan yang telah dipasang berjalan dengan baik, kemungkinan terjadinya jalur pipa kritis yaitu jalur pipa yang mengalami tegangan (*stress*) karena melebihi limitasi besaran maksimal tegangan yang diatur oleh *code/standard*. Penyebab timbulnya daerah kritis ini diakibatkan oleh beban statis dan dinamis yang merupakan efek resultan dari gaya gravitasi, perubahan temperatur, tekanan di dalam dan di luar pipa, perubahan debit fluida yang mengalir sehingga menyebabkan bentuk aliran dalam pipa berubah dari laminar menjadi turbulen sehingga jalur pipa itu bergetar.

Titik kritis jalur pipa yang telah dijelaskan sebelumnya adalah titik yang rentan mengalami getaran seperti kasus yang akan menjadi salah satu topik bahasan pada penyusunan Skripsi ini. Kasusnya terjadi di area Platform MMF milik PT.PHE-ONWJ dimana jalur pipa yang ada pada sisi tekan pompa P-003E mengalami getaran berlebihan setelah pemasangan ulang pasca perbaikan sehingga perlu dilakukan analisis tegangan pada pipa untuk mengetahui titik-titik yang mengalami tegangan berlebih (*overstress*) dan mitigasinya dengan menambahkan atau menggeser jarak penyangga di jalur pipa itu.

1.2. Perumusan Masalah

Dalam penelitian ini penulis merumuskan masalah sebagai berikut:

1. Terjadi getaran berlebih pada sistem perpipaan di sisi tekan pompa P-003E sehingga diperlukan analisis apakah

sistem perpipaan itu aman atau tidak untuk beroperasi.

2. Terjadi *overstress* pada sistem perpipaan di sisi tekan pompa P-003E akibat beban Sustain dan beban Ekspansi, sehingga diperlukan penambahan berupa penyangga pada jalur pipa itu.

1.3. Batasan Masalah

Dalam penelitian ini penulis membatasi masalah sebagai berikut:

1. Tidak menghitung kerugian tekanan pada sistem perpipaan yang akan dianalisa.
2. Perhitungan beban Sustain dan beban Ekspansi pada sistem perpipaan mengacu pada standar ASME B31.3 Process Piping.
3. Perhitungan analisis sistem perpipaan ini dilakukan dengan menggunakan program CAESAR II dan perhitungan Manual.
4. Jalur sistem perpipaan yang akan dianalisa berada pada sisi tekan pompa P-003E di area MMF Platform.

1.4. Tujuan Penelitian

Dalam penelitian ini penulis mempunyai tujuan sebagai berikut:

1. Memastikan apakah peyangga yang telah ditambahkan bias mengurangi getaran pada sistem perpipaan sehingga tidak terjadi kerusakan pada material pipa itu.
2. Memastikan tegangan Sustain dan Ekspansi maksimum sistem perpipaan pada sisi tekan pompa P-003E masih berada dalam batasan tegangan yang diijinkan standar ASME B31.3 Process Piping.
3. Memastikan sistem perpipaan pada sisi tekan pompa P-003E itu aman untuk beroperasi.

2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Teori Dasar Tegangan Pipa

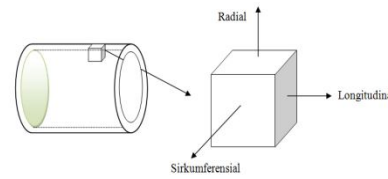
Dalam menerapkan kode standar desain, perancangan sistem perpipaan harus memenuhi prinsip dasar dari tegangan pipa dan hal-hal yang berhubungan dengannya. Sebuah pipa dinyatakan rusak atau gagal jika tegangan dalam yang terjadi pada pipa melebihi tegangan batas material yang diijinkan.

Tegangan dalam yang terjadi pada pipa disebabkan oleh tekanan dari dalam pipa, beban luar seperti berat mati dan pemuaian thermal, dan bergantung pada bentuk geometri pipa serta jenis material pipa. Sedangkan tegangan batas lebih banyak ditentukan oleh jenis material dan metode produksinya.

Dalam pembahasan kode standar ini kita harus membedakan pengertian tegangan pipa menjadi:

1. Tegangan pipa aktual, yaitu tegangan hasil pengukuran dengan strain gauge atau perhitungan analisis secara manual maupun dengan piranti lunak komputer.
2. Tegangan pipa kode, yaitu tegangan hasil perhitungan dengan menggunakan persamaan tegangan yang tertera dalam kode standar tertentu.

Tegangan adalah besaran vektor yang selain memiliki nilai juga memerlukan arah. Nilai dari tegangan didefinisikan sebagai gaya (F) per satuan luas (A). Untuk mendefinisikan arah pada tegangan pipa, sebuah sumbu prinsip pipa dibuat saling tegak lurus seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.1 di bawah ini :



Gambar 2.1. Arah pada tegangan pipa

(Sumber : *Ap- Greid Oil & Gas Design Course*)

Sumbu terletak di bidang tengah dinding pipa dan yang salah satu arahnya sejajar dengan panjang pipa disebut sumbu aksial atau longitudinal. Sumbu yang tegak lurus terhadap dinding pipa dengan arahnya bergerak dari pusat pipa menuju luar pipa disebut sumbu radial. Sumbu yang sejajar dengan dinding pipa tetapi tegak lurus dengan sumbu aksial disebut sumbu tangensial atau sirkumferensial.

2.2. Ragam Tegangan

Tegangan yang terjadi dalam sistem perpipaan dapat dikelompokkan ke dalam dua kategori, yakni Tegangan Normal (*Normal Stress*) dan Tegangan Geser (*Shear Stress*).

Tegangan normal terdiri dari tiga komponen tegangan, yang masing-masing adalah:

1. Tegangan Longitudinal (*Longitudinal Stress*), yaitu tegangan yang searah panjang pipa.
2. Tegangan Tangensial atau Tegangan Keliling (*Circumferential Stress* atau *Hoop Stress*), yaitu tegangan yang searah garis singgung penampang pipa,
3. Tegangan Radial (*Radial Stress*), yaitu tegangan searah jari-jari penampang pipa.

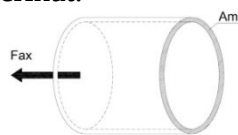
Tegangan Geser terdiri dari dua komponen tegangan, yang masing-masing adalah:

1. Tegangan Geser (*Shear Stress*), yaitu tegangan akibat gaya geser,
2. Tegangan Puntir atau Tegangan Torsi (*Torsional Stress*), yaitu tegangan akibat momen puntir pada pipa.

2.2.1. Tegangan Longitudinal

Tegangan longitudinal (S_L) atau tegangan aksial adalah tegangan yang arahnya sejajar dengan sumbu longitudinal. Nilai tegangan ini akan dinyatakan positif jika tegangan yang terjadi adalah tegangan tarik dan negatif jika tegangannya berupa tegangan tekan. Tegangan Longitudinal merupakan jumlah dari Tegangan Aksial (*Axial Stress*), Tegangan Tekuk (*Bending Stress*) dan Tegangan Tekanan (*Pressure Stress*). Mengenai ketiga tegangan ini dapat diuraikan berikut ini.

1. **Tegangan Aksial (S_{ax})** adalah tegangan yang ditimbulkan oleh gaya F_{ax} yang bekerja searah dengan sumbu pipa seperti terlihat pada Gambar 2.2. Nilai dari tegangan aksial dapat dirumuskan sebagai berikut.

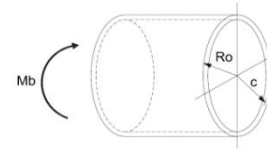


Gambar 2.2. Tegangan aksial

(Sumber : *Ap- Greid Oil & Gas Design Course*)

$$S_{ax} = \frac{F_{ax}}{A_m} = \frac{P \cdot A_i}{\pi \cdot d_m \cdot t} = \frac{P \cdot A_i}{\frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2)}$$

2. **Tegangan Tekuk (S_B)** adalah tegangan yang ditimbulkan oleh momen (M) yang bekerja diujung-ujung pipa. Tegangan tekuk maksimum terjadi pada permukaan pipa sedangkan tegangan minimum terjadi pada sumbu pipa seperti terlihat pada Gambar 2.3. Nilai dari tegangan tersebut dapat dirumuskan sebagai berikut.

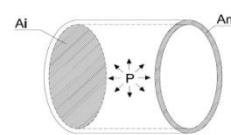


Gambar 2.3. Tegangan Tekuk

(Sumber : *Ap- Greid Oil & Gas Design Course*)

$$S_B = \frac{M_b \cdot c}{I} = \frac{M_b \cdot R_o}{I} = \frac{M_b}{Z}$$

3. **Tegangan Tekan (S_P)** adalah tegangan yang ditimbulkan oleh gaya tekan *internal* (P) yang bekerja pada dinding pipa dan searah sumbu pipa seperti terlihat pada Gambar 2.4. Nilai tegangan tersebut dapat dirumuskan sebagai berikut.



Gambar 2.4. Tegangan Tekan

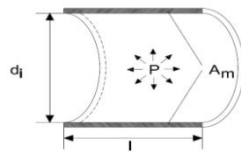
(Sumber : *Ap- Greid Oil & Gas Design Course*)

Dengan demikian tegangan longitudinal secara keseluruhan adalah jumlah dari gaya aksial + tekanan dalam pipa + bending momen pipa, sehingga dapat dituliskan seperti persamaan berikut ini:

$$S_L = \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{P \cdot d_o}{4t} + \frac{M_b}{Z}$$

2.2.2. Tegangan Tangensial

Tegangan ini disebabkan oleh tekanan dalam pipa dimana tekanan ini bersumber dari fluida dan nilainya selalu positif jika tegangan cenderung membelah pipa menjadi dua. Tekanan dalam ini bekerja kearah tangensial dan besarnya bervariasi terhadap tebal dinding dari pipa, nilai tekanan yang diberikan kepada dinding pipa atau nilai tekanan yang dialami dinding pipa sama dengan tekanan yang diberikan oleh fluida. Rumus untuk tegangan *tangensial* dapat didekati dengan memakai persamaan berikut.



Gambar 2.5. Tegangan Tangensial

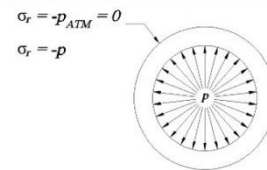
(Sumber : *Ap- Greid Oil & Gas Design Course*)

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

2.2.3. Tegangan Radial

Tegangan radial adalah tegangan yang bekerja pada dalam arah radial pipa atau jari-jari pipa. Besar tegangan ini bervariasi dari permukaan dalam pipa ke permukaan luarnya dan dapat dinyatakan dengan persamaan tegangan tangensial. Dimana pada permukaan dalam pipa, besarnya sama dengan tekanan dalam atau

tekanan yang disebabkan oleh fluida yang ada dalam pipa dan permukaan luar pipa besarnya sama dengan tekanan atmosfer seperti terlihat pada Gambar 2.6. Tegangan ini berupa tegangan kompresi (negatif), dan jika ditekan dari dalam pipa akibat tekanan dalam (*internal pressure*) dan berupa tegangan Tarik (positif) jika didalamnya pipa terjadi tekanan hampa (*vacuum pressure*).



Gambar 2.6. Tegangan Radial

(Sumber : *Diktat Pipe Stress Analysis-Chamsudi*)

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

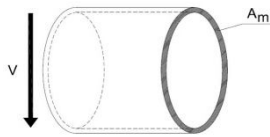
2.2.4. Tegangan Geser

Tegangan geser adalah tegangan yang arahnya paralel dengan penampang-permukaan pipa yang terjadi jika dua atau lebih tegangan normal yang diuraikan di atas bekerja pada satu titik. Tegangan geser pada sistem perpipaan antara lain akibat gaya dari tumpuan pipa (*pipe support*) dikombinasikan dengan gaya tekuk.

1. Akibat Gaya Geser V

Tegangan ini maksimum di sumbu netral (sumbu simetri pipa) dan tidak bernilai pada titik di mana tegangan lendut maksimum (pada permukaan luar dinding pipa). Akibat hal ini dan besar tegangan ini biasanya sangat kecil, maka tegangan ini

diabaikan seperti terlihat pada Gambar 2.7 dibawah ini.



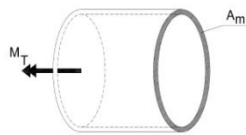
Gambar 2.7. Tegangan Geser

(Sumber : *Ap- Greid Oil & Gas Design Course*)

$$\tau_{\max} = \frac{V \cdot Q}{A_m}$$

2. Akibat Momen Puntir

Tegangan ini maksimum pada titik yang sama dimana tegangan lendut maksimum seperti terlihat pada Gambar 2.8 dibawah ini.



Gambar 2.8. Tegangan Puntir

(Sumber : *Ap- Greid Oil & Gas Design Course*)

$$S_T = \frac{M_T}{2 \cdot Z}$$

2.3. Kode Standar Desain Pipa

Kode standar desain dikembangkan di negara-negara industri sebagai jawaban dari berbagai kecelakaan / kegagalan pada sistem pipa di pabrik-pabrik yang tidak dirancang dengan aman. Karena itu tujuan utama dari kode standar desain adalah keamanan (*safety*).

Analisis tegangan pipa ini pada umumnya menuntut perhitungan yang rumit dan diperlukan spesialis analisis untuk melakukan perhitungan manual dengan tangan. Dalam tiga wara terahir ini, beberapa perangkat lunak computer untuk analisis tegangan pipa telah dikembangkan dan memungkinkan generalis engineer dengan latar belakang sistem pipa yang memadai dapat melakukan analisis tegangan pipa dengan mudah.

Pada saat ini ada beberapa buah kode standar dari komite B31 ini yang sering dipakai sebagai acuan di Indonesia sesuai kebutuhan bidang industri,yaitu :

- ASME/ANSI B31.1 untuk sistem perpipaan di industri pembangkit listrik;
- ASME/ANSI B31.3 untuk sistem perpipaan di industri proses dan petrokimia;
- ASME/ANSI B31.4 untuk pipa transport minyak dan zat cair lainnya;
- ASME/ANSI B31.5 untuk sistem perpipaan pendingin;
- ASME/ANSI B31.8 untuk pipa transport gas.

Kode standar pipa biasa mengacu pada kode standar khususnya untuk komponen-komponen pipa. Sebagai contoh dalam kode standar pipa B31.3 terdapat lebih dari 80 tabel standar seperti antara lain :

- ANSI B16.5 yang meliputi perancangan *flanges*
- ANSI B16.9 yang meliputi *butt-welded fitting*
- ANSI B16.11 yang meliputi *socket-weld* dan *threaded fitting*
- Tabel material yang mengacu kepada standar ASTM

2.3.1. Analisis ASME B31.3

ASME B31.3 adalah kode yang sering digunakan dalam analisa pipa pada *Chemical Plant* dan *Petroleum*. Nilai aktual terhadap batasan yang diijinkan pada setiap

pembebanan dapat dijelaskan dalam sub bab berikut.

1. Beban Sustain

Stress yang terjadi pada beban sustain merupakan jumlah stress longitudinal (S_L) akibat efek tekanan, berat, dan beban sustain yang lain dengan tidak melebihi dari S_h , dimana S_h adalah *basic allowable stress* pada kondisi atau suhu logam maksimum.

Secara matematis persamaan dari *sustained load* dapat digambarkan seperti berikut:

$$S_L = \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{Pd_o}{4t} + \frac{M_b \cdot c}{I} \leq S_h$$

2. Beban Ekspansi

Beban Ekspansi adalah stress yang terjadi akibat adanya perubahan temperatur, jika temperatur naik akan mengakibatkan pemuaian sedangkan jika suhu menurun maka akan terjadi pengkerutan. Pemuaian dan pengkerutan akan mengakibatkan kegagalan dan kebocoran pada sambungan, misalnya sambungan pada *pompa*, *vessel*, *tank* dan lain-lain.

Stress yang diakibatkan oleh adanya ekspansi termal dan atau *displacement* (pergeseran) S_E akan dihitung sebagai berikut:

$$S_E = \sqrt{(S_b)^2 + 4(S_t)^2} \leq S_A$$

Adapun batasan tegangan maksimum yang diizinkan material karena beban ekspansi adalah sebagai berikut:

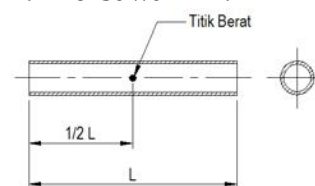
$$S_A = f(1,25 S_c + 0,25 S_h)$$

Untuk menganalisis momen tekuk yang terjadi akibat perubahan temperatur maka terdapat teknik tersendiri yang dijadikan penulis sebagai acuan yaitu dengan menggunakan *metode Grinnell*, gambar isometrik yang merupakan gambar rangkaian pipa 3 dimensi yang diproyeksikan menjadi 2 dimensi dan dianalisis secara *single plane*, dimulai dengan menentukan lokasi titik berat (*centroid*) atau pusat bidang dan momen inersia bidang, setelah itu dilakukan juga perhitungan gaya-gaya dan momen yang bekerja pada sistem tersebut, besar momen yang didapat akan menentukan besar tegangan ekspansi yang terjadi. Tegangan ekspansi yang terjadi akan dibandingkan dengan tegangan izin bahan, jika tegangan ekspansi yang terjadi lebih kecil dari tegangan izin bahan maka konstruksi sistem pipa tersebut aman.

Adapun langkah-langkah yang dilakukan dalam melakukan menghitung momen tekuk pada sistem perpipaan dengan teknik *single plane* antara lain:

a. Menentukan titik berat dari setiap komponen pipa dalam satu rangkaian

- Untuk pipa lurus, seperti terlihat pada Gambar 2.14 dibawah ini.



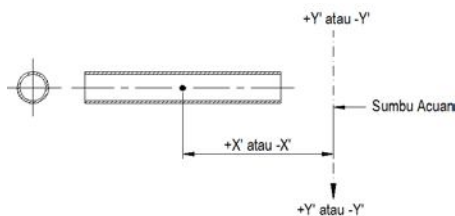
Gambar 2.14. Posisi titik berat untuk pipa lurus

(Sumber : Veranika, R.M, Jurnal Desiminasi Teknologi, Vol. 3, No.1, hal. 92-100)

b. Menentukan titik pusat (centroid) untuk satu bidang acuan

Untuk pipa lurus, seperti terlihat pada Gambar 2.15 dibawah ini.

$$= L.X'$$

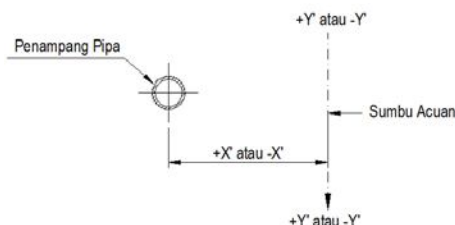


Gambar 2.15. Posisi titik pusat pada pipa lurus

(Sumber : Veranika, R.M, Jurnal Desiminasi Teknologi, Vol. 3, No.1, hal. 92-100)

- Untuk pipa lurus yang tegak lurus dengan sumbu acuan, seperti terlihat pada Gambar 2.16 dibawah ini.

$$= 1,3.L.X'$$



Gambar 2.16. Posisi titik pusat pada pipa yang tegak lurus sumbu acuan

(Sumber : Veranika, R.M, Jurnal Desiminasi Teknologi, Vol. 3, No.1, hal. 92-100)

c. Menentukan momen inersia suatu bidang (jarak titik berat terhadap garis sumbu)

- Untuk pipa lurus

$$I_{xy} = L.X.Y$$

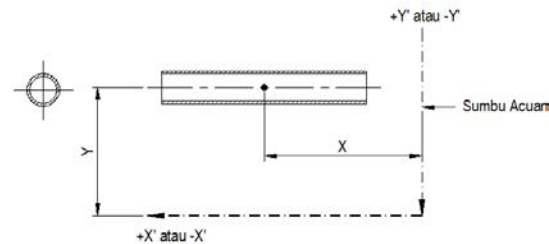
- Untuk pipa lurus yang tegak lurus dengan sumbu acuan

$$I_{xy} = 1,3.L.X.Y$$

d. Menentukan momen inersia pada satu sumbu

- Untuk pipa lurus horizontal, seperti terlihat pada Gambar 2.17 dibawah ini.

$$I_x = L.Y^2 \quad I_y = \frac{L^3}{12} X^2$$

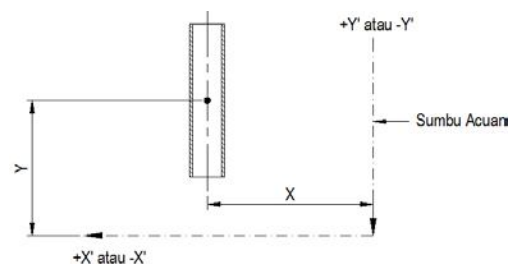


Gambar 2.17. Momen Inersia satu sumbu dengan orientasi pipa lurus Horizontal

(Sumber : Veranika, R.M, Jurnal Desiminasi Teknologi, Vol. 3, No.1, hal. 92-100)

- Untuk pipa lurus vertical, seperti terlihat pada Gambar 2.18 dibawah ini.

$$I_x = \frac{L^3}{12} Y^2 \quad I_y = L.X^2$$

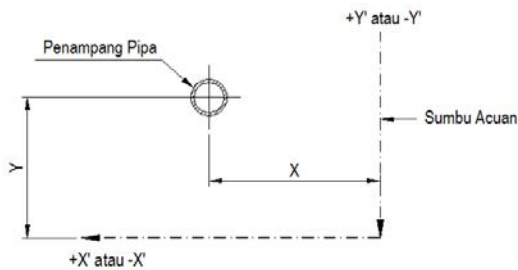


Gambar 2.18. Momen Inersia satu sumbu dengan orientasi pipa lurus Vertikal

(Sumber : Veranika, R.M, Jurnal Desiminasi Teknologi, Vol. 3, No.1, hal. 92-100)

- Untuk pipa lurus yang tegak lurus dengan bidang, seperti terlihat pada Gambar 2.19 dibawah ini.

$$I_x = 1,3.L.Y^2 \quad I_y = 1,3.L.X^2$$



Gambar 2.19. Momen Inersia satu sumbu dengan orientasi pipa lurus yang tegak lurus dengan bidang acuan

(Sumber : Veranika, R.M, *Jurnal Desiminasi Teknologi*, Vol. 3, No.1, hal. 92-100)

e. Menentukan gaya yang bekerja pada sumbu X, Y, Z

Setelah momen inersia bidang dan momen inersia pada satu sumbu telah diketahui, maka langkah selanjutnya adalah menentukan gaya-gaya yang bekerja pada sumbu x, y, dan z dengan cara sebagai berikut :

$$\begin{aligned} F_x.I_x - F_y.I_{xy} - F_z.I_{xz} &= \Delta x.E.I \\ -F_x.I_{xy} + F_y.I_y - F_z.I_{yz} &= \Delta y.E.I \\ -F_x.I_{xz} - F_y.I_{yz} + F_z.I_z &= \Delta z.E.I \end{aligned}$$

2.4. Pengetahuan Perpipa

Pengetahuan perpipa merupakan suatu sarana dan dasar dalam melakukan perhitungan, penganalisaan suatu instalasi perpipa agar mencapai titik menuju kesempurnaan. Adapun hal-hal yang perlu diketahui dalam suatu sistem perpipa antara lain:

1. Jenis Pipa

secara umum jenis pipa dapat dikelompokkan menjadi dua bagian yaitu:

- Jenis pipa tanpa sambungan (pembuatan pipa tanpa sambungan pengelasan).
- Jenis pipa dengan sambungan (pembuatan pipa dengan pengelasan)

2. Bahan-bahan Pipa Secara Umum

Bahan-bahan pipa yang dimaksudkan disini adalah struktur bahan baru pipa yang dapat dibagi secara umum sebagai berikut:

- Carbon steel
- Carbon moly
- Galvanize
- Ferro nikel
- Stainless steel
- PVC (paralon)
- Chrome moly

3. Komponen Perpipa

Komponen perpipa harus dibuat berdasarkan spesifikasi, standar yang terdaftar dalam simbol dan kode yang telah dibuat atau dipilih sebelumnya. Komponen perpipa yang dimaksud disini meliputi:

- Pipe (pipa)
- Flange (flens)
- Fitting (sambungan)
- Valve (katup)
- Bolting (baut)
- Gasket

4. Macam Sambungan Perpipa

Sambungan perpipa dapat dikelompokkan sebagai berikut:

- Sambungan dengan menggunakan pengelasan.
- Sambungan dengan menggunakan ulir.

5. Tipe Sambungan Cabang

Tipe sambungan cabang (*branch connection*) dapat dikelompokkan sebagai berikut:

- Sambungan langsung (*stub in*).
- Sambungan dengan menggunakan *fitting* (alat penyambung).
- Sambungan dengan menggunakan *flange* (flens).

6. Diameter, Ketebalan, Schedule

Diameter nominal adalah diameter pipa yang dipilih untuk pemasangan ataupun perdagangan (*commodity*). Ketebalan dan schedule sangatlah berhubungan, hal ini karena ketebalan pipa tergantung dari pipa itu sendiri.

Schedule pipa ini dapat dikelompokkan sebagai berikut:

- Schedule : 5, 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 160.
- Schedule standard.
- Schedule extra strong (XS).
- Schedule double extra strong (XXS).
- Schedule special.

Perbedaan-perbedaan schedule ini dibuat guna:

- Menahan *internal pressure* dari aliran.
- Kekuatan dari material itu sendiri (*strength of materials*).
- Mengatasi karat.
- Mengatasi kegetasan pipa.

Berdasarkan kode ASME B31.3 mensyaratkan tebal minimum pipa didasarkan pada tekanan internal mencakup batas kelonggaran (*allowance*) untuk kekuatan mekanis tidak boleh kurang dari ketebalan yang dihitung dengan menggunakan persamaan dibawah ini.

$$t_m = \frac{P.d_o}{2(SE_q + PY)} + A$$

2.5. Jarak Maksimum antar Tumpuan Pipa

Jarak *Allowable span* sendiri sangat penting dalam upaya menjaga agar sistem perpipaan tidak mengalami tegangan yang berlebih (*overstress*) akibat berat pipa dan fluida didalamnya. Dengan perhitungan sederhana berdasarkan persyaratan tegangan menggunakan rumus dibawah ini.

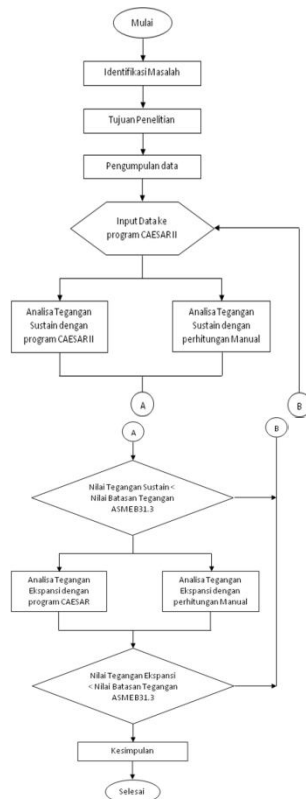
$$L = \sqrt{\frac{0,4.Z.S_h}{W}}$$

3. METODE DAN PENGOLAHAN DATA

3.1 Metode Penelitian

Metode yang digunakan untuk menyelesaikan permasalahan dalam analisis tegangan pada sistem perpipaan yaitu dengan pengamatan langsung dilapangan dan mengumpulkan data-data pendukung berdasarkan keadaan yang sebenarnya terjadi pada saat itu, yang selanjutnya oleh penulis dipakai sebagai dasar untuk dianalisis.

Diagram alir dalam proses pelaksanaan penelitian yang akan dilakukan seperti terlihat pada Gambar 3.1 dibawah ini.

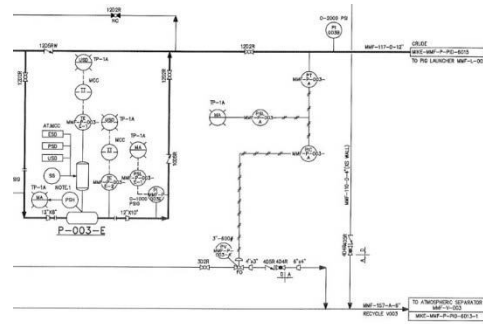


Gambar 3.1. Diagram Alir Metode Penelitian

3.2 Pengumpulan Data

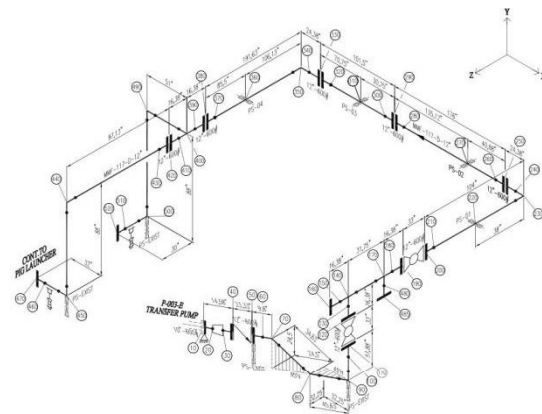
3.2.1. Proses Sistem Perpipaan

Dalam perancangan suatu proyek memerlukan data-data pendukung untuk proses *engineering* yang memiliki keterkaitan satu dokumen dengan dokumen yang lainnya yang merupakan ringkasan yang telah disederhanakan dari berbagai spesifikasi dan ketentuan suatu proyek, dokumen ini biasa disebut dengan data *design*. Dokumen-dokumen tersebut adalah *Piping and Instrumentation Diagram* (P&ID) dan *Isometric Drawing* pada Gambar 3.3 ; Gambar 3.5 dibawah ini.



Gambar 3.3. Piping and Instrument Diagram

(Sumber : Documentum PT.PHE ONWJ)



Gambar 3.5. Isometric Drawing Discharge Line Pump

(Sumber : Documentum PT.PHE ONWJ)

3.2.2. Data-data Perhitungan

Pengumpulan data yang dilakukan di PT.PHE ONWJ, diperoleh data-data sistem perpipaan pada sisi tekan Pompa P-003E di MMF Platform, Adapun parameter-parameter yang menjadi dasar perhitungan manual dan data masukan (*input*) kedalam program CAESAR II yang akan diproses adalah sebagai berikut:

- 1) Pipe data Class D (600#)
 - Design code : ASME B31.3
 - Material : SCH 80, CS, ASTM A106 Gr. B
 - wall thickness : 0,69 in
 - Inside Diameter (d_i) : 11,37 in
 - Outside Diameter (d_o) : 12,75 in
 - Operating pressure (P_2) : 310 lb/in²

- Operating temperature (T_2) : $93,2^{\circ}\text{F} = 34^{\circ}\text{C}$
- Design pressure (P_1) : 1350 lb/in^2
- Design temperature (T_1) : $200^{\circ}\text{F} = 93,3^{\circ}\text{C}$
- Hydrotest pressure : 2225 lb/in^2
- Corrosion Allowance (A) : $0,1 \text{ in}$
- Fluid density : $0,033 \text{ lb/in}^3$
- Pipe density : $0,283 \text{ lb/in}^3$
- Modulus of Elasticity (E) : $28,6 \times 10^6 \text{ psi}$
- Mill Tolerance : $12,5\%$ (database program)
- Weld Joint Factor (E_j) : 1 (untuk pipa tanpa sambungan)
- Coefficient Y : $0,4$ (temperatur dibawah 900°F)
- Max. yield strength (S_y) : 35000 lb/in^2
- Max. Allowable stress (S) : 20000 lb/in^2
- Max. tensile stress (S_h) : 60000 lb/in^2

Tabel 3.2. Ringkasan berat komponen perpipaan

No	MATERIAL DESCRIPTION	WE
1	PIPE, 12", SCH. 80, ASTM A106 Gr. B	88.7
2	ELBOW 45°, 12", SCH. 80, BW, ASTM A234 Gr. WPB	110.0
3	ELBOW 90° LR, 12", SCH. 80, BW, ASTM A234 Gr. WPB	209.0
4	TEE EQUAL, 12" x 12", SCH. 80, BW, ASTM A234 Gr. WPB	253.5
5	RED CONC, 12" x 10", SCH. 80, BW, ASTM A234 Gr. WPB	59.0
6	FLANGE, WN, 12"-600#, SCH. 80, RF, ASTM A105 (include bolt & nuts)	334.2
7	FLANGE, WN, 10"-600#, SCH. 80, RF, ASTM A105 (include bolt & nuts)	269.4
8	VALVE, CHECK, 12"-600#, RF, FLANGES	1754.4
9	VALVE, BALL, 12"-600#, RF, FLANGES	1984.4

3.3 Pengolahan Data

Besar maksimum getaran yang terjadi pada sistem perpipaan ini diperoleh data dari tabel laporan pengawasan getaran di lapangan yaitu beban percepatan getaran arah *lateral* dan *vertical* sebagai berikut :

- Estimasi beban percepatan getaran di arah *lateral*.
Kecepatan maks simpangan terjauh arah *lateral* $V_L = 0,53 \text{ in/s} @ 60 \text{ Hz}$

Periode getaran adalah nilai inverse dari frekuensi getaran $T = \frac{1}{60} = 0,167 \text{ s}$

Estimasi waktu yang diperlukan dari kecepatan nol untuk menjangkau ke kecepatan maksimum $0,53 \text{ in/s}$, kwartir

dari perioda terhitung (1 getaran penuh berulang) yaitu : $t = \frac{1}{4} \times 0,167 = 0,004167 \text{ s}$

jadi beban percepatan getaran arah *lateral* adalah

$$\Rightarrow g = 385,83 \text{ in/s}^2$$

$$a = \frac{0,53}{0,004167} = 127,19 \text{ in/s}^2 = 0,329 \text{ g}$$

- Estimasi beban percepatan getaran di arah *vertical*.

Kecepatan maks simpangan terjauh arah *vertical* $V_v = 0,8 \text{ in/s} @ 60 \text{ Hz}$

Periode getaran adalah nilai inverse dari frekuensi getaran $T = \frac{1}{60} = 0,167 \text{ s}$

Estimasi waktu yang diperlukan dari kecepatan nol untuk menjangkau ke kecepatan maksimum $0,8 \text{ in/s}$, kwartir dari perioda terhitung (1 getaran penuh berulang) yaitu : $t = \frac{1}{4} \times 0,167 = 0,004167 \text{ s}$

jadi beban percepatan getaran arah *vertical* adalah

$$\Rightarrow g = 385,83 \text{ in/s}^2$$

$$a = \frac{0,8}{0,004167} = 191,98 \text{ in/s}^2 = 0,497 \text{ g}$$

3.3.1. Perhitungan Ketebalan Minimum Dinding Pipa

Setiap pipa memiliki ketebalan yang berbeda-beda sesuai dengan keadaan sistem perpipaan itu.

$$\begin{aligned}
 t_m &= \frac{PD_0}{2(SE_q + PY)} + A \\
 &= \frac{1350 \times 12,75}{2[(20000 \times 1,0) + (1350 \times 0,4)]} + 0,1 \\
 &= \frac{17212,5}{41080} + 0,1 \\
 &= 0,519 \text{ in}
 \end{aligned}$$

3.3.2. Perhitungan Jarak Maksimum Penyangga Pipa

Ketepatan pemilihan dan perhitungan jarak penyangga menjadi factor penentu dalam keberhasilan analisis fleksibilitas.

$$W = W_p + W_c$$

$$\Rightarrow W_p = \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2) \times \text{density of pipe}$$

$$\Rightarrow W_c = \frac{\pi}{4} (d_i^2) \times \text{density of fluida}$$

Penyelesaian :

- Perhitungan berat pipa per satuan panjang

$$\begin{aligned} W_p &= \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2) \times \text{density of pipe} \\ &= \frac{3,14}{4} (12,75^2 - 11,37^2) (0,283 \text{ lb/in}^3) \\ &= 0,785 (33,3 \text{ in}^2) (0,283 \text{ lb/in}^3) \\ &= 7,397 \text{ lb/in} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_c &= \frac{\pi}{4} (d_i^2) \times \text{density of fluida} \\ &= \frac{3,14}{4} (11,37^2) (0,033 \text{ lb/in}^3) \\ &= 0,785 (129,28 \text{ in}^2) (0,033 \text{ lb/in}^3) \\ &= 3,349 \text{ lb/in} \end{aligned}$$

$$W = W_p + W_c = 7,397 + 3,349 = 10,75 \text{ lb/in}$$

- Perhitungan modulus penampang pipa (Z)

$$\begin{aligned} Z &= \frac{I}{R_o} \\ &= \frac{\frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4)}{R_o} \\ &= \frac{\frac{3,14}{64} [(12,75 \text{ in})^4 - (11,37 \text{ in})^4]}{6,375 \text{ in}} \\ &= \frac{0,049 (26426,56 - 16712,52) \text{ in}^4}{6,375 \text{ in}} \\ &= \frac{475,99 \text{ in}^4}{6,375 \text{ in}} \\ &= 74,66 \text{ in}^3 \end{aligned}$$

- Perhitungan maksimum jarak penyangga berdasarkan persyaratan tegangan

$$\begin{aligned} L &= \sqrt{\frac{0,4 Z S_h}{W}} \\ &= \sqrt{\frac{0,4 (74,66 \text{ in}^3) (20000 \text{ lb/in})}{10,75 \text{ lb/in}}} \\ &= 235,7 \text{ in} \end{aligned}$$

3.3.3. Perhitungan Tegangan Pipa Akibat Beban Sustain dengan Perhitungan Manual

Nilai tegangan longitudinal pada node 400 adalah.

$$\begin{aligned} S_L &= \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{P d_o}{4t} + \frac{M_b \cdot c}{I} \leq S_h \\ &= 5243,97 + 6236,41 + 1138,62 \\ &= 12619 \text{ lb/in}^2 \end{aligned}$$

1. Perhitungan Tegangan Aksial (S_{ax})

Untuk menghitung tegangan akibat gaya yang searah dengan sumbu pipa.

$$\begin{aligned} A_i &= \frac{\pi}{4} d_i^2 \\ &= \frac{3,14}{4} (11,37)^2 \\ &= 101,5 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{ax} &= P \cdot A_i \\ &= 1350 \text{ lb/in}^2 \times 101,5 \text{ in}^2 \\ &= 137025 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_m &= \frac{\pi}{4} (d_o^2 - d_i^2) \\ &= \frac{3,14}{4} [(12,75)^2 - (11,37)^2] \\ &= 0,785 (162,56 - 129,28) \\ &= 26,13 \text{ in}^2 \end{aligned}$$

$$S_{ax} = \frac{F_{ax}}{A_m} = \frac{137025 \text{ lb}}{26,13 \text{ in}^2} = 5243,97 \text{ lb/in}^2$$

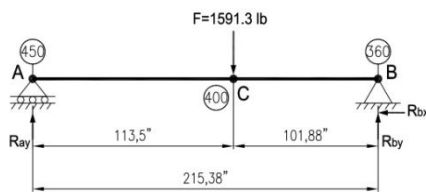
2. Perhitungan Tegangan Tekan (S_p)

Untuk menghitung tegangan akibat tekanan dalam pipa.

$$\begin{aligned}
 S_p &= \frac{P.d_o}{4t} \\
 &= \frac{1350 \text{ lb/in}^2 \times 12,75 \text{ in}}{4(0,69 \text{ in})} \\
 &= \frac{17212,5 \text{ lb.in}^2 \text{ in}}{2,76 \text{ in}} \\
 &= 6236,41 \text{ lb/in}^2
 \end{aligned}$$

3. Perhitungan Tegangan Tekuk (S_b)

Dengan melihat pada Gambar 3.5, momen tekuk maksimum menggunakan prinsip bahwa beban berada di tengah bentangan, oleh sebab itu beban total (berat *tee* dan *flange*) yang menyebabkan momen tekuk adalah $W=1591,3 \text{ lb}$ karena yang langsung menerima dampak akibat bending momen adalah pada percabangan *tee* node 400 seperti terlihat pada Gambar 3.16.



Gambar 3.16. Analisa gaya dan momen pada node 400

(Sumber : Program AutoCAD 2013)

$$\begin{aligned}
 \sum M_B &= 0 \\
 (R_{ay} \times 215,38 \text{ in}) - (1591,3 \text{ lb} \times 101,38 \text{ in}) &= 0 \\
 (R_{ay} \times 215,38 \text{ in}) &= 161325,99 \text{ lb.in} \\
 R_{ay} &= \frac{161325,99 \text{ lb.in}}{215,38 \text{ in}} \\
 R_{ay} &= 749,03 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \sum M_A &= 0 \\
 (R_{by} \times 215,38 \text{ in}) - (1591,3 \text{ lb} \times 113,5 \text{ in}) &= 0 \\
 (R_{by} \times 215,38 \text{ in}) &= 180612,55 \text{ lb.in} \\
 R_{by} &= \frac{180612,55 \text{ lb.in}}{215,38 \text{ in}} \\
 R_{by} &= 838,57 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_C &= R_{ay} \times 113,5 \text{ in} \\
 &= 749,03 \text{ lb} \times 113,5 \text{ in} \\
 &= 85014,9 \text{ lb.in} \\
 S_b &= \frac{M_b.c}{I} \\
 &= \frac{85014,9 \text{ lb.in} \times 6,375 \text{ in}}{475,99 \text{ in}^4} \\
 &= 1138,62 \text{ lb/in}^2
 \end{aligned}$$

4. Perhitungan Tegangan Tangensial (S_H)

$$\begin{aligned}
 S_H &= \frac{P.d_o}{2t} \\
 &= \frac{1350 \text{ lb/in}^2 \times 12,75 \text{ in}}{2(0,69 \text{ in})} \\
 &= \frac{17212,5 \text{ lb.in}^2 \text{ in}}{1,38 \text{ in}} \\
 &= 12472,83 \text{ lb/in}^2
 \end{aligned}$$

5. Perhitungan Tegangan Radial (S_R)

$$\begin{aligned}
 S_R &= \frac{P \left(r_i^2 + \frac{r_o^2 r_i^2}{r^2} \right)}{r_o^2 - r_i^2} \\
 &= \frac{1350 \text{ lb/in}^2 \left(5,685^2 + \frac{5,685^2 \times 6,375^2}{6,375^2} \right)}{(6,375^2 - 5,685^2)} \\
 &= \frac{1350 \text{ lb/in}^2 (32,32 + 32,32) \text{ in}}{8,32 \text{ in}} \\
 &= \frac{87264 \text{ lb.in/in}^2}{8,32 \text{ in}} \\
 &= 10488,46 \text{ lb/in}^2
 \end{aligned}$$

3.3.4. Perhitungan Tegangan Pipa Akibat Beban Ekspansi dengan Perhitungan Manual

Untuk mendapatkan tegangan tekuk dan tegangan torsi pada sistem perpipaan penulis menggunakan *metode Grinnell* dengan membagi gambar sistem perpipaan dari bentuk 3 dimensi menjadi gambar proyeksi 2 dimensi dengan sumbu X-Y, X-Z, Y-Z. pembagian tersebut dinamakan *single plane system*.

1. Perhitungan Titik Pusat (*centeroid*) pada Bidang X-Y

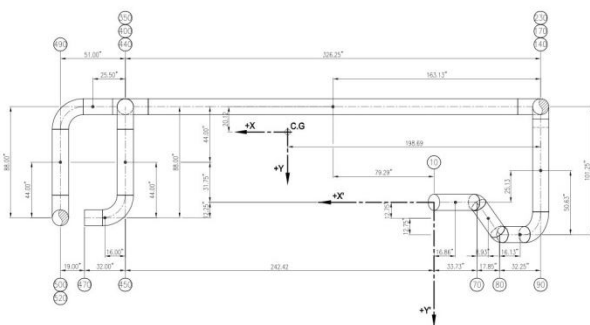
Tabel 3.3. Penentuan nilai *centroid* bidang X-Y

Node	L (in)	X' (in)	L.X' (in ²)	Y' (in)	L.Y' (in ²)
10-70	47.71	-16.86	-804.39	0.00	0.00
70-80	34.63	-42.66	-1477.32	12.75	441.53
80-90	45.63	-67.71	-3089.61	25.50	1163.57
90-140	101.26	-83.83	-8488.63	-25.13	-2544.66
140-170	41.28	-83.83	-3460.08	-75.75	-3126.58
170-230	199.39	-83.83	-16715.20	-75.75	-15104.10
230-350	326.26	79.29	25869.16	-75.75	-24714.20
350-400	270.41	242.42	65553.52	-75.75	-20483.78
400-440	147.56	242.42	35772.22	-75.75	-11177.90
440-450	88.00	242.42	21332.96	-31.75	-2794.00
450-470	32.00	258.42	8269.44	12.25	392.00
400-490	51.00	267.92	13663.92	-75.75	-3863.25
490-500	88.00	293.42	25820.96	-31.75	-2794.00
500-520	39.00	293.42	11443.38	12.25	477.75
Total	1512.14		173690.34		-84127.62

Maka posisi titik pusat dari sumbu X-Y adalah:

$$\bar{X} = \frac{\sum LX^i}{\sum L} = \frac{173690,34 \text{ in}^2}{1512,14 \text{ in}} = 114,86 \text{ in (ke kiri dari sumbu } Y^i)$$

$$\bar{Y} = \frac{\sum LY^i}{\sum L} = \frac{-84127,62 \text{ in}^2}{1512,14 \text{ in}} = -55,63 \text{ in (ke atas dari sumbu } X^i)$$



Gambar 3.18. Letak *centroid* sistem perpipaan pada bidang X-Y (Sumber : Program AutoCAD 2013)

Tabel 3.5. Nilai Momen Inersia bidang X-Y pada sumbu X

Node	L (in)	X (in)	Y (in)	I _x	Hasil (in ³)
10-70	47.71	98.00	-55.63	LY ²	147674.49
70-80	34.63	72.20	-42.88	L ³ /12+LX ²	184002.97
80-90	45.63	47.15	-30.13	LY ²	41437.42
90-140	101.26	31.03	-80.76	L ³ /12+LX ²	184049.54
140-170	41.28	31.03	-131.38	LY ²	712576.04
170-230	199.39	31.03	-131.38	LY ²	3441873.44
230-350	326.26	194.15	-131.38	LY ²	5631905.46
350-400	270.41	357.28	-131.38	LY ²	4667821.85
400-440	147.56	357.28	-131.38	LY ²	2547183.14
440-450	88.00	357.28	-87.38	L ³ /12+LX ²	11290171.89
450-470	32.00	373.28	-43.38	LY ²	60232.24
400-490	51.00	382.78	-131.38	LY ²	880362.83
490-500	88.00	408.28	-87.38	L ³ /12+LX ²	14726043.81
500-520	39.00	408.28	-43.38	LY ²	73408.05
Total					44588743.16

c. Menentukan Momen Inersia Bidang X-Y Pada Sumbu Y (I_y)

Tabel 3.6. Nilai Momen Inersia bidang X-Y pada sumbu Y

Node	L (in)	X (in)	Y (in)	I _y	Hasil (in ³)
10-70	47.71	98.00	-55.63	L ³ /12+LY ²	156724.46
70-80	34.63	72.20	-42.88	LX ²	180542.18
80-90	45.63	47.15	-30.13	L ³ /12+LY ²	49354.59
90-140	101.26	31.03	-80.76	LX ²	97526.35
140-170	41.28	31.03	-131.38	L ³ /12+LY ²	718437.93
170-230	199.39	31.03	-131.38	L ³ /12+LY ²	4102458.70
230-350	326.26	194.15	-131.38	L ³ /12+LY ²	8525983.58
350-400	270.41	357.28	-131.38	L ³ /12+LY ²	6315555.45
400-440	147.56	357.28	-131.38	L ³ /12+LY ²	2814930.18
440-450	88.00	357.28	-87.38	LX ²	11233382.55
450-470	32.00	373.28	-43.38	L ³ /12+LY ²	62962.91
400-490	51.00	382.78	-131.38	L ³ /12+LY ²	891417.08
490-500	88.00	408.28	-87.38	LX ²	14669254.47
500-520	39.00	408.28	-43.38	L ³ /12+LY ²	78351.30
Total					49896881.73

a. Menentukan Momen Inersia Bidang X-Y (I_{xy})

Tabel 3.4. Nilai Momen Inersia bidang X-Y

Node	I _{xy}	Hasil (in ³)
10-70	47.71 x 98 x (-55.63)	-260137.29
70-80	34.63 x 72.20 x (-42.88)	-107231.14
80-90	45.63 x 47.15 x (-30.13)	-64839.99
90-140	101.26 x 31.03 x (-80.76)	-253806.71
140-170	41.28 x 31.03 x (-131.38)	-168296.42
170-230	199.39 x 31.03 x (-131.38)	-813017.45
230-350	326.26 x 194.15 x (-131.38)	-8322553.93
350-400	270.41 x 357.28 x (-131.38)	-12693671.85
400-440	147.56 x 357.28 x (-131.38)	-6926872.22
440-450	88 x 357.28 x (-87.38)	-2747473.21
450-470	32 x 373.28 x (-43.38)	-518237.98
400-490	51 x 382.78 x (-131.38)	-2564897.77
490-500	88 x 408.28 x (-87.38)	-3139657.06
500-520	39 x 408.28 x (-43.38)	-690823.06
Total		-39271516.07

b. Menentukan Momen Inersia Bidang X-Y Pada Sumbu X (I_x)

2. Perhitungan Titik Pusat (*centroid*) pada Bidang X-Z

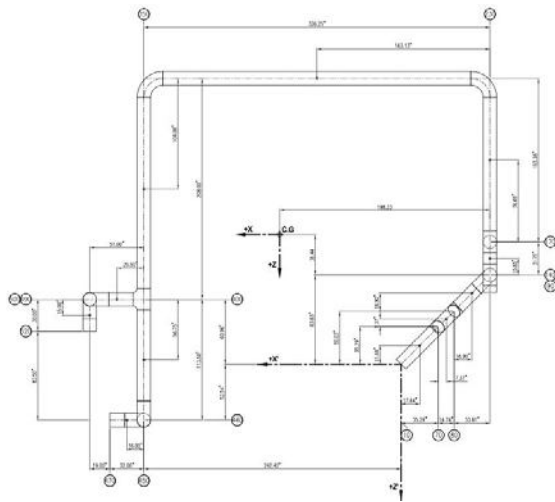
Tabel 3.6. Nilai Momen Inersia bidang X-Y pada sumbu Y

Node	L (in)	X' (in)	L.X' (in ²)	Z' (in)	L.Z' (in ²)
10-70	47.71	-17.64	-841.60	-17.64	-841.60
70-80	34.63	-42.66	-1477.32	-42.66	-1477.32
80-90	45.63	-66.93	-3054.02	-66.93	-3054.02
90-140	131.64	-83.84	-11036.53	-83.83	-11035.21
140-170	31.75	-83.84	-2661.92	-99.68	-3164.84
170-230	153.38	-83.84	-12859.38	-192.27	-29490.37
230-350	326.26	79.79	26032.29	-268.96	-87750.89
350-400	208.01	242.42	50425.78	-164.96	-34313.33
400-440	113.51	242.42	27517.09	-4.21	-477.88
440-450	114.40	242.42	27732.85	52.54	6010.58
450-470	32.00	258.42	8269.44	52.54	1681.28
400-490	51.00	267.92	13663.92	-60.96	-3108.96
490-500	114.40	293.42	33567.25	-60.96	-6973.82
500-520	30.00	293.42	8802.60	-45.96	-1378.80
Total	1434.32		164080.45		-175375.19

Maka posisi titik pusat dari sumbu X-Z adalah:

$$\bar{X} = \frac{\sum LX^i}{\sum L} = \frac{164080,45 \text{ in}^2}{1434,32 \text{ in}} = 114,40 \text{ in (ke kiri dari sumbu } Z^i)$$

$$\bar{Z} = \frac{\sum LZ^i}{\sum L} = \frac{-175375,19 \text{ in}^2}{1434,32 \text{ in}} = -122,27 \text{ in (ke atas dari sumbu } X^i)$$



Gambar 3.20. Letak *centeroid* sistem perpipaan pada bidang X-Z
(Sumber : Program AutoCAD 2013)

a. Menentukan Momen Inersia Bidang X-Z (I_{xz})

Tabel 3.8. Nilai Momen Inersia bidang X-Z

Node	I_{xz}	Hasil (in^3)
10-70	$47.71 \times 96.76 \times (-139.91)$	-645861.18
70-80	$34.63 \times 71.74 \times (-164.93)$	-409724.82
80-90	$45.63 \times 47.47 \times (-189.20)$	-409786.26
90-140	$131.64 \times 30.56 \times (-206.10)$	-829009.54
140-170	$31.75 \times 30.56 \times (-221.95)$	-215327.26
170-230	$153.38 \times 30.56 \times (-314.54)$	-1474158.93
230-350	$326.26 \times 194.19 \times (-391.23)$	-24786493.91
350-400	$208.01 \times 356.82 \times (-287.23)$	-21318649.95
400-440	$113.51 \times 356.82 \times (-126.48)$	-5122750.14
440-450	$114.4 \times 356.82 \times (-69.73)$	-2846394.39
450-470	$32 \times 372.82 \times (-69.73)$	-831896.40
400-490	$51 \times 382.32 \times (-183.23)$	-3572656.47
490-500	$114.4 \times 407.82 \times (-183.23)$	-8548479.67
500-520	$30 \times 407.82 \times (-168.23)$	-2058216.91
Total		-73069405.81

b. Menentukan Momen Inersia Bidang X-Z Pada Sumbu X (I_x)

Tabel 3.9. Nilai Momen Inersia bidang X-Z pada sumbu X

Node	L (in)	X (in)	Z (in)	I_x	Hasil (in^3)
10-70	47.71	96.76	-139.91	$L^3/12+LX^2$	455699.17
70-80	34.63	71.74	-164.93	$L^3/12+LX^2$	181669.37
80-90	45.63	47.47	-189.20	$L^3/12+LX^2$	110723.17
90-140	131.64	30.56	-206.10	LZ^2	5591657.52
140-170	31.75	30.56	-221.95	$L^3/12+LX^2$	32311.45
170-230	153.38	30.56	-314.54	$L^3/12+LX^2$	443901.69
230-350	326.26	194.19	-391.23	LZ^2	49937853.62
350-400	208.01	356.82	-287.23	$L^3/12+LX^2$	27233385.52
400-440	113.51	356.82	-126.48	$L^3/12+LX^2$	14573716.18
440-450	114.40	356.82	-69.73	LZ^2	556256.53
450-470	32.00	372.82	-69.73	LZ^2	155596.23
400-490	51.00	382.32	-183.23	LZ^2	1712249.53
490-500	114.40	407.82	-183.23	LZ^2	3840810.72
500-520	30.00	407.82	-168.23	$L^3/12+LX^2$	4991670.32
Total					109817501.02

c. Menentukan Momen Inersia Bidang X-Z Pada Sumbu Z (I_z)

Tabel 3.10. Nilai Momen Inersia bidang X-Z pada sumbu Z

Node	L (in)	X (in)	Z (in)	I_z	Hasil (in^3)
10-70	47.71	96.76	-139.91	$L^3/12+LZ^2$	942974.53
70-80	34.63	71.74	-164.93	$L^3/12+LZ^2$	945471.72
80-90	45.63	47.47	-189.20	$L^3/12+LZ^2$	1641331.40
90-140	131.64	30.56	-206.10	LX^2	122907.53
140-170	31.75	30.56	-221.95	LX^2	29644.28
170-230	153.38	30.56	-314.54	LX^2	143207.56
230-350	326.26	194.19	-391.23	$L^3/12+LZ^2$	52831931.74
350-400	208.01	356.82	-287.23	LX^2	26483368.02
400-440	113.51	356.82	-126.48	LX^2	14451839.35
440-450	114.40	356.82	-69.73	LX^2	14565152.16
450-470	32.00	372.82	-69.73	$L^3/12+LZ^2$	158326.90
400-490	51.00	382.32	-183.23	$L^3/12+LZ^2$	1723303.78
490-500	114.40	407.82	-183.23	LX^2	19026322.83
500-520	30.00	407.82	-168.23	LX^2	4989420.32
Total					138055202.13

3. Perhitungan Titik Pusat (*centeroid*) pada Bidang Z-Y

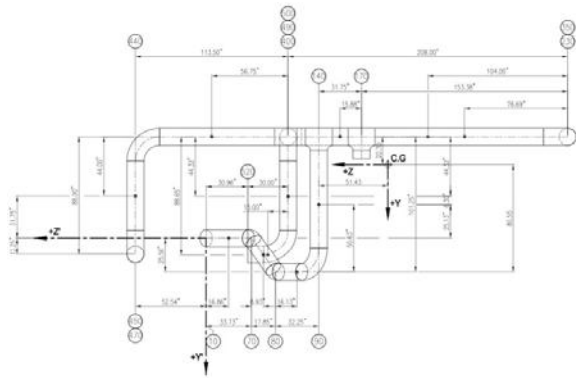
Tabel 3.11. Penentuan nilai *centeroid* bidang Z-Y

Node	L (in)	Z' (in)	L.Z' (in^2)	Y' (in)	L.Y' (in^2)
10-70	47.71	-16.86	-804.39	0.00	0.00
70-80	34.63	-42.66	-1477.32	12.75	441.53
80-90	45.63	-67.71	-3089.61	25.50	1163.57
90-140	101.26	-83.83	-8488.63	-25.16	-2547.70
140-170	31.75	-99.71	-3165.79	-75.75	-2405.06
170-230	153.38	-192.27	-29490.37	-75.75	-11618.54
230-350	424.14	-268.96	-114076.16	-75.75	-32128.45
350-400	208.01	-164.96	-34313.33	-75.75	-15756.76
400-440	113.51	-4.21	-477.88	-75.75	-8598.38
440-450	88.00	52.54	4623.52	-31.75	-2794.00
450-470	41.60	52.54	2185.66	12.25	509.60
400-490	66.30	-60.96	-4041.65	-75.75	-5022.23
490-500	88.00	-60.96	-5364.48	-31.43	-2765.84
500-520	30.00	-45.96	-1378.80	12.90	387.00
Total	1473.92		-199359.21		-81135.26

Maka posisi titik pusat dari sumbu Z-Y adalah:

$$\bar{Z} = \frac{\sum LZ^i}{\sum L} = \frac{-199359,21 \text{ in}^2}{1473,92 \text{ in}} = -135,26 \text{ in (ke kanan dari sumbu } Y^i)$$

$$\bar{Y} = \frac{\sum LY^i}{\sum L} = \frac{-81135,26 \text{ in}^2}{1473,92 \text{ in}} = -55,05 \text{ in (ke atas dari sumbu } Z^i)$$



Gambar 3.22. Letak *centeroid* sistem perpipaan pada bidang Z-Y
(Sumber : Program AutoCAD 2013)

a. Menentukan Momen Inersia Bidang Z-Y (I_{zy})

Tabel 3.12. Nilai Momen Inersia bidang Z-Y

Node	L (in)	Z (in)	Y (in)	I_z	Hasil (in^3)
10-70	47.71	-152.12	-55.05	LY^2	144571.28
70-80	34.63	-177.92	-42.30	$L^3/12+LZ^2$	1099667.12
80-90	45.63	-202.97	-29.55	LY^2	39837.05
90-140	101.26	-219.09	-80.21	$L^3/12+LZ^2$	4946958.13
140-170	31.75	-234.97	-130.80	LY^2	543177.20
170-230	153.38	-327.53	-130.80	LY^2	2624016.33
230-350	424.14	-404.22	-130.80	LY^2	7256128.83
350-400	208.01	-300.22	-130.80	LY^2	3558623.27
400-440	113.51	-139.47	-130.80	LY^2	1941922.64
440-450	88.00	-82.72	-86.80	$L^3/12+LZ^2$	658908.98
450-470	41.60	-82.72	-42.80	LY^2	76195.06
400-490	66.30	-196.22	-130.80	LY^2	1134256.64
490-500	88.00	-196.22	-86.48	$L^3/12+LZ^2$	3444921.90
500-520	30.00	-181.22	-42.15	LY^2	53291.94
Total					27522476.37

b. Menentukan Momen Inersia Bidang Z-Y Pada Sumbu Z (I_z)

Tabel 3.13. Nilai Momen Inersia bidang Z-Y pada sumbu Z

Node	L (in)	Z (in)	Y (in)	I_z	Hasil (in^3)
10-70	47.71	-152.12	-55.05	LY^2	144571.28
70-80	34.63	-177.92	-42.30	$L^3/12+LZ^2$	1099667.12
80-90	45.63	-202.97	-29.55	LY^2	39837.05
90-140	101.26	-219.09	-80.21	$L^3/12+LZ^2$	4946958.13
140-170	31.75	-234.97	-130.80	LY^2	543177.20
170-230	153.38	-327.53	-130.80	LY^2	2624016.33
230-350	424.14	-404.22	-130.80	LY^2	7256128.83
350-400	208.01	-300.22	-130.80	LY^2	3558623.27
400-440	113.51	-139.47	-130.80	LY^2	1941922.64
440-450	88.00	-82.72	-86.80	$L^3/12+LZ^2$	658908.98
450-470	41.60	-82.72	-42.80	LY^2	76195.06
400-490	66.30	-196.22	-130.80	LY^2	1134256.64
490-500	88.00	-196.22	-86.48	$L^3/12+LZ^2$	3444921.90
500-520	30.00	-181.22	-42.15	LY^2	53291.94
Total					27522476.37

c. Menentukan Momen Inersia Bidang Z-Y Pada Sumbu Y (I_y)

Tabel 3.14. Nilai Momen Inersia bidang Z-Y pada sumbu Y

Node	L (in)	Z (in)	Y (in)	I_y	Hasil (in^3)
10-70	47.71	-152.12	-55.05	$L^3/12+LY^2$	153621.25
70-80	34.63	-177.92	-42.30	LZ^2	1096206.33
80-90	45.63	-202.97	-29.55	$L^3/12+LY^2$	47754.22
90-140	101.26	-219.09	-80.21	LZ^2	4860434.94
140-170	31.75	-234.97	-130.80	$L^3/12+LY^2$	545844.36
170-230	153.38	-327.53	-130.80	$L^3/12+LY^2$	2924710.47
230-350	424.14	-404.22	-130.80	LZ^2	69300839.87
350-400	208.01	-300.22	-130.80	$L^3/12+LY^2$	4308640.77
400-440	113.51	-139.47	-130.80	$L^3/12+LY^2$	2063799.46
440-450	88.00	-82.72	-86.80	LZ^2	602119.65
450-470	41.60	-82.72	-42.80	LZ^2	284638.38
400-490	66.30	-196.22	-130.80	LZ^2	2552649.88
490-500	88.00	-196.22	-86.48	LZ^2	3388132.57
500-520	30.00	-181.22	-42.15	$L^3/12+LY^2$	55541.94
Total					92184934.08

Dari hasil perhitungan diatas didapat disimpulkan nilai momen inersia pada sistem perpipaan yang diproyeksikan pada bidang X-Y, X-Z, dan Z-Y adalah sebagai berikut:

- Momen inersia bidang X-Y (I_{xy}):
-39271516,07 in^3
- Momen inersia bidang X-Z (I_{xz}):
-73069405,81 in^3
- Momen inersia bidang Y-Z (I_{yz}):
47125892,71 in^3

Sedangkan untuk momen inersia pada 3 sumbu X, Y, dan Z dari perhitungan di atas diperoleh:

- Momen inersia terhadap sumbu X (I_x):
-154406244,18 in^3
- Momen inersia terhadap sumbu Y (I_y):
142081815,81 in^3
- Momen inersia terhadap sumbu Z (I_z):
165577678,50 in^3
- Momen inersia I : 475,99 in^4
- Panjang total pipa yang berada searah dengan sumbu X (L_x) = 326,25 in
- Panjang total pipa yang berada searah dengan sumbu Y (L_y) = 101,25 in
- Panjang total pipa yang berada searah dengan sumbu Z (L_z) = 377,25 in

4. Perhitungan Pertambahan Panjang Pipa Pada Sumbu X, Y, Z

Pertambahan panjang pada sumbu X

$$\begin{aligned}\Delta x &= \frac{\alpha}{1200 \text{ in}} \times Lx \\ &= 0,00825 \text{ in} \times 326,25 \text{ in} \\ &= 2,692 \text{ in} \\ \Delta x.E.I &= 2,692 \text{ in} \times 286000000 \text{ lb/in}^2 \times 475,99 \text{ in}^4 \\ &= 366410854631,25 \text{ lb.in}^3\end{aligned}$$

Pertambahan panjang pada sumbu Y

$$\begin{aligned}\Delta y &= \frac{\alpha}{1200 \text{ in}} \times Ly \\ &= 0,00825 \text{ in} \times 101,25 \text{ in} \\ &= 0,835 \text{ in} \\ \Delta y.E.I &= 0,835 \text{ in} \times 286000000 \text{ lb/in}^2 \times 475,99 \text{ in}^4 \\ &= 113713713506,25 \text{ lb.in}^3\end{aligned}$$

Pertambahan panjang pada sumbu Z

$$\begin{aligned}\Delta z &= \frac{\alpha}{1200 \text{ in}} \times Lz \\ &= 0,00825 \text{ in} \times 377,25 \text{ in} \\ &= 3,112 \text{ in} \\ \Delta z.E.I &= 3,112 \text{ in} \times 286000000 \text{ lb/in}^2 \times 475,99 \text{ in}^4 \\ &= 423688873286,25 \text{ lb.in}^3\end{aligned}$$

5. Perhitungan Gaya Yang Bekerja Pada Sumbu X, Y, Z

Maka untuk menemukan jumlah gaya yang bekerja pada sumbu X,Y, dan Z di gunakan metode eliminasi dan substitusi, di bawah ini hasil perhitungannya.

Besar gaya pada sumbu X = 744,36 lb
 Besar gaya pada sumbu Y = 1473,47 lb
 Besar gaya pada sumbu Z = 2649,75 lb

Tabel 3.15. Nilai Momen Tekuk dan Momen Torsi pada node 140

Node	Bidang X-Y	Bidang X-Z	Bidang Y-Z
140	744.36 lb x (-20.12 in) - 1473.47 lb x (-198.69 in)	744.36 lb x (38.44 in) - 2649.75 lb x (-198.23 in)	1473.47 lb x (51.43 in) - 2649.75 lb x (-20.70 in)
	M _T = 277787.21 lb.in	M _t = 553873.14 lb.in	M _s = 130630.39 lb.in
	M _t = 277787.21 lb.in		M _t = 553873.14 lb.in
	Resultan M _s = 306969.1 lb.in		

Tabel 3.16. Nilai Tegangan Tekuk, Tegangan Torsi, Tegangan Ekspansi dengan perhitungan Manual

Node	Modulus Penampang Z (in ³)	Momen Tekuk M _b (lb.in)	Momen Torsi M _t (lb.in)	Tegangan Tekuk S _b (lb/in ²)	Tegangan Torsi S _t (lb/in ²)	Tegangan Ekspansi S _E (lb/in ²)
140	74.66	306969.1	277787.21	4111.56	1860.35	5545.13

4. ANALISIS DAN PEMBAHASAN

4.1.Evaluasi Perhitungan Ketebalan Minimum Dinding Pipa

Berdasarkan kode ASME B31.3 mensyaratkan tebal minimum pipa (t_m) didasarkan pada tekanan internal mencakup batas kelonggaran (*allowance*) untuk kekuatan mekanis, tidak boleh kurang dari ketebalan yang dihitung. Berdasarkan hasil perhitungan diperoleh nilai minimum tebal dinding pipa sebesar 0,52 in, akan tetapi pihak perusahaan mempunyai standar spesifikasi untuk ukuran pipa 12" SCH.80 mempunyai ketebalan 0,69 in, hal ini dilakukan demi keamanan desain dan konstruksi.

4.2.Evaluasi Perhitungan Jarak Maksimum Penyangga Pipa

Dalam melakukan perencanaan desain sistem perpipaan, pertimbangan jarak (*pipe support span*) dan tipe penyangga haruslah diperkirakan sejak awal, dikarnakan selain sebagai penahan *defleksi* akibat berat beban pipa itu sendiri, penyangga pipa juga berfungsi untuk menahan pergerakan pipa dalam pencapaian fleksibilitasnya.

Pada gambar isometrik jarak antar penyangga yang digunakan pada pipa yang akan dianalisa adalah 166 in dan masih dibawah dari hasil perhitungan jarak maksimumnya yaitu 235,7 in. Jadi jarak antar penyangga pipa tersebut aman untuk digunakan.

4.3.Evaluasi Perhitungan Tegangan Pipa dengan Program CAESAR II

Dalam melakukan perhitungan dengan program CAESAR II didapat hasil

output gaya, momen dan tegangan pipa pada saat sistem beroperasi, yang besarnya bervariasi sesuai dengan jenis material yang digunakan, besar temperatur, tekanan dan tingkat fleksibilitas jalur tersebut. Jadi tegangan maksimum hasil output perhitungan kalkulasi program CAESAR II pada tegangan Sustain & Ekspansi di bawah ini.

Tabel 4.1. Nilai tegangan pada pipa MMF-117-D-12”

Load Case	Node	Calculation Stress (lb/in ²)	Allowable Stress (lb/in ²)	Ratio (%)
1 (HYD) WW+HP	400	10811.8	35000	30.9
4 (SUS) W+P1	400	8715.5	20000	43.6
5 (SUS) W+P2	400	3845.2	20000	19.2
6 (EXP) L6=L2-L4	140	5048.5	41857.1	12
7 (EXP) L7=L3-L4	140	147.2	41932.4	0.4

4.4. Evaluasi Perhitungan Tegangan Pipa Akibat Beban Sustain pada Program CAESAR II dan Perhitungan Manual

Berdasarkan acuan standar ASME B31.3, besar dan titik terjadinya tegangan maksimum sistem perpipaan akibat beban sustain pada program CAESAR II seperti terlihat pada Gambar 4.1 dibawah ini.



Gambar 4.1. Permodelan tegangan pipa akibat Beban Sustain
(Sumber : Program CAESAR II)

Dari hasil perhitungan manual yang telah dijelaskan pada bab III, maka diperoleh nilai tegangan maksimum akibat beban sustain. Seperti terlihat pada Tabel 4.3 dibawah ini merupakan perbandingan antara hasil perhitungan tegangan sustain program CAESAR II dengan perhitungan manual.

Tabel 4.3. Perbandingan nilai Tegangan Maksimum Beban Sustain Program CAESAR II dengan Perhitungan Manual

Node	Program CAESAR II (lb/in ²)	Perhitungan Manual (lb/in ²)	Deviasi Perhitungan (%)	Allowable Stress (lb/in ²)	Status
400	8715.5	12619	44.79%	20000	OK

Besarnya tegangan akibat beban sustain pada node 400 dari hasil perhitungan Program CAESAR II adalah sebesar 8715,5 lb/in² dan dari hasil perhitungan Manual adalah sebesar 12619 lb/in² dengan deviasi perhitungan dari kedua metode tersebut adalah 44,79%, dimana tegangan yang terjadi pada sistem tidak melebihi batasan yang ditetapkan oleh standar sehingga sistem perpipaan dinyatakan dalam batas aman untuk beroperasi.

Secara keseluruhan nilai tegangan akibat beban sustain tidak melebihi batas tegangan izin dari standar ASME B31.3 sebesar 20000 lb/in². Terjadinya deviasi perbedaan nilai tersebut dikamarkan pada program CAESAR II perhitungan gaya serta momen dilakukan dengan metode *finite element* sehingga mampu menghitung lebih mendetail, sedangkan pada perhitungan manual menggunakan teori-teori perhitungan yang bersifat umum.

4.5. Evaluasi Perhitungan Tegangan Pipa Akibat Beban Ekspansi pada Program CAESAR dan Perhitungan Manual

Berdasarkan acuan standar ASME B31.3, besar dan titik terjadinya tegangan

maksimum pada sistem perpipaan akibat beban ekspansi pada program CAESAR seperti terlihat pada Gambar 4.2 dibawah ini.



Gambar 4.2. Permodelan tegangan pipa akibat Beban Ekspansi
(Sumber : Program CAESAR II)

Dari hasil perhitungan manual yang telah dijelaskan pada bab III, maka diperoleh nilai tegangan maksimum akibat beban ekspansi. Seperti terlihat pada Tabel 4.5 dibawah ini merupakan perbandingan antara hasil perhitungan tegangan ekspansi program CAESAR II dengan perhitungan manual.

Tabel 4.5. Perbandingan Nilai Tegangan Maksimum Beban Ekspansi Program CAESAR II dengan Perhitungan Manual

Node	Program CAESAR II (lb/in ²)	Perhitungan Manual (lb/in ²)	Deviasi Perhitungan (%)	Allowable Stress (lb/in ²)	Stress Ratio
140	5048.5	5545.13	9.84%	30000	

Besarnya tegangan akibat beban ekspansi pada node 140 dari hasil perhitungan Program CAESAR II adalah sebesar 5048,5 lb/in² dan dari hasil perhitungan Manual adalah sebesar 5545,13 lb/in² dengan deviasi perhitungan dari kedua metode tersebut adalah 9,84%, dimana tegangan yang terjadi pada sistem tidak melebihi batasan yang ditetapkan oleh standar sehingga sistem perpipaan

dinyatakan dalam batas aman untuk beroperasi.

Secara keseluruhan nilai tegangan akibat beban ekspansi tidak melebihi batas tegangan yang diizinkan oleh material dari standar ASME B31.3 sebesar 30000 lb/in². Terjadinya deviasi perbedaan nilai tersebut dikarnakan pada program CAESAR II perhitungan gaya serta momen dilakukan dengan metode *finite element* sehingga mampu menghitung lebih mendetail, sedangkan pada perhitungan manual menggunakan teori-teori perhitungan yang bersifat umum.

5. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan tegangan pada sistem perpipaan dari dari sisi tekan pompa P-003E dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Nilai tegangan yang diakibatkan beban Sustain (S_L) yang tertinggi baik dari hasil perhitungan program CAESAR II ataupun perhitungan Manual terjadi pada *node* 400. Dari hasil perhitungannya masih berada dibawah batas tegangan izin standar ASME B31.3 dan dinyatakan dalam batas aman untuk beroperasi.
2. Nilai tegangan yang diakibatkan beban Ekspansi (S_E) yang tertinggi baik dari hasil perhitungan program CAESAR II ataupun perhitungan Manual terjadi pada *node* 140. Dari hasil perhitungannya masih berada dibawah batas tegangan izin dari standar ASME B31.3 dan dinyatakan dalam batas aman untuk beroperasi.
3. Deviasi hasil perhitungan maksimum dari tegangan akibat beban Sustain (S_L) antara perhitungan program CAESAR II dan perhitungan Manual sebesar 44,79%.
4. Deviasi hasil perhitungan maksimum dari tegangan akibat beban Ekspansi termal (S_E) antara perhitungan program CAESAR II dan perhitungan Manual sebesar 9,84%.

5. Besar beban percepatan getaran arah lateral sebesar $127,19 \text{ in/s}^2$ (0,329G) dan beban percepatan getaran arah vertikal sebesar $191,98 \text{ in/s}$ (0,497G) masih berada dibawah batasan getaran sebesar 0,5G. Karena tegangan yang terjadi pada sistem perpipaan masih dibawah batas izin standar ASME B31.3, maka getarannya pun aman dengan kata lain desain jalur pipa serta lokasi penyangga pipa yang ditambahkan aman untuk beroperasi.
12. Spielvogel, S.W. 1955. *Piping Stress Calculation Simplified*. New York: Byrne Associates Inc.
13. ITT Grinnell Industrial Piping, Inc. 1981. *Piping Design and Engineering*. USA: ITT Grinnell Corporation.
14. <http://repository.usu.ac.id/bitstream/123456789/48430/4/Chapter%20II.pdf>

DAFTAR PUSTAKA

1. Rip Weaver. 1986. *Desain Pipa Proses Vol.1*. Canada: John Wiley & Sons.
2. Roy A. Parisher & Robert A. Rhea. 2002. *Pipe Drafting and Design*.
3. Butterworth-Heinemann: Gulf Profesional Publishing.
4. American Society of Mechanical Engineers. 2008. ASME B31.3, *Process Piping*. ASME International.
5. Chamsudi, Achmad. 2005. *Diktat Piping Stress Analysis*. Jakarta: PT.Rekayasa Industri.
6. Ap-greid. 2000. *Dasar-dasar Analisa Tegangan Pipa*. Jakarta: Apgreid Oil & Gas Design Course.
7. Kannappan, Sam. 1986. *Introduction to Pipe Stress Analysis*. Canada: John Wiley & Sons.
8. Raswari. 1987. *Perencanaan dan Penggambaran Sistem Perpipaan*. Jakarta: UI-Press.
9. Veranika, R.M. Madagaskar. Muhammad, Lazim. (2015). *Analisa Tegangan Sistem Perpipaan Dengan Menggunakan Metode Grinnell*. Jurnal Desiminasi Teknologi, Vol. 3, No.1, hal.92-100.
10. PHEONWJ-M-SPE-0025. 2013. *Piping Material Specification*. Jakarta: PT.PHEONWJ
11. PHEONWJ-M-SPE-0022. 2013. *Pipe Stress Analysis Specification*. Jakarta: PT.PHEONWJ.