

ANALISA TEGANGAN PIPA STEAM LOW CONDENSATE DIAMETER 6” PADA PT IKPT

Sigit Mulyanto

Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik, Universitas Mercubuana

Email: sigit_mulyanto@yahoo.co.id

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. Untuk membangun sebuah sistem perpipaan dibutuhkan pengetahuan tentang hal-hal yang menyangkut masalah perpipaan itu sendiri. Dalam tugas akhir ini akan dibahas mengenai analisa tegangan pipa steam low condensate ukuran 6 inchi pada plant sebuah pabrik yang perancangannya dilaksanakan oleh PT. IKPT dengan nama 6SLC-23210-ASA2. Analisis sistem perpipaan ini meliputi analisa tegangan yang bertujuan untuk memperoleh kondisi sistem perpipaan yang aman beroperasi. Sistem perpipaan pada kondisi awal dinyatakan aman beroperasi karena pada analisa tegangan pipa tidak terjadi over stress yang pada kondisi desain sistem perpipaan menunjukkan tegangan maksimum terdapat pada node 30 sebesar $297.6 \text{ kg/cm}^2 = 29.18 \text{ N/mm}^2$. Jalur perencanaan perpipaan tidak terjadi overstress dan aman bagi manusia dan fasilitas migas di sekitarnya.

Kata kunci : tegangan, steam low condensate, sistem perpipaan

1. PENDAHULUAN

Indonesia merupakan negara dengan kekayaan sumber daya alam yang sangat berlimpah. Salah satunya yang ada didalam perut bumi yaitu minyak dan gas bumi. Untuk memperoleh bahan bakar yang diinginkan, baik eksplorasi maupun proses pengolahan lanjut diperlukan adanya sistem perpipaan untuk mendistribusi fluida didalamnya.

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. Untuk membangun sebuah sistem perpipaan dibutuhkan pengetahuan tentang hal-hal yang menyangkut masalah perpipaan itu sendiri.

Dalam tugas akhir ini akan dibahas mengenai analisa tegangan pipa steam low condensate ukuran 6 inchi pada plant sebuah pabrik yang perancangannya dilaksanakan oleh PT. IKPT dengan nama 6SLC-23210-ASA2. Analisis sistem perpipaan ini meliputi analisa tegangan yang bertujuan untuk memperoleh kondisi sistem perpipaan yang aman beroperasi.

Dengan memperhatikan aspek teknis dan ekonomi, merubah support pada sistem perpipaan lebih mudah dan lebih murah dibanding dengan membuat routing sistem perpipaan baru.

A. Klasifikasi Beban

Beban-beban pada sistem pemipaan diklasifikasikan berdasarkan penyebabnya, yaitu:

1. **Beban Statik (sustain, ekspansi dan operating)** pada dasarnya adalah suatu beban yang disebabkan oleh pengaruh internal yakni tekanan, temperature dan berat

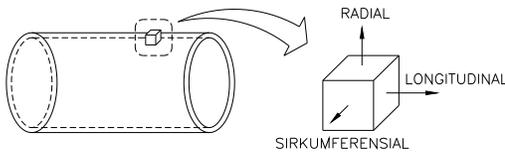
material pipa serta semua komponen dalam sistem. Selain dari itu beban statik dapat juga disebabkan oleh adanya beban *external*, yakni gempa, thrust load dari *relief valve*, *wind* dan *wave* dan beban ultimate tanah bila pipa berada dalam tanah (*under ground*). Beban statik selain akibat beban ultimate tanah sering disebut dengan beban "*static occational*" atau lebih dikenal dengan beban "*quasi dynamic*", dikatakan demikian karena beban dianggap seolah-olah sebagai beban dinamik tetapi bukan fungsi waktu.

2. **Beban Dinamika (occasional)** mempertimbangkan adanya beban *external* sebagai fungsi waktu [$W = f(t)$], antara lain gempa (*seismic*), operasi *safety valve*, vibrasi (*pulsation*) dan *water hammer*.

3. **Beban termal / ekspansi (Sexp)**, yaitu beban yang timbul akibat ekspansi panas. Beban termal dibagi menjadi tiga bagian berdasarkan sumber penyebabnya, yaitu :

- Beban termal akibat pembatasan gerak oleh tumpuan, beban ini (gaya dan momen) timbul jika ekspansi atau kontraksi bebas perpipaan akibat termal terhalang oleh tumpuan.
- Beban termal akibat perbedaan temperatur, beban ini terjadi akibat perubahan temperatur yang besar dan cepat, termasuk juga akibat distribusi temperatur yang tidak seragam karena adanya aliran kalor yang tinggi melalui dinding pipa.
- Beban termal akibat perbedaan koefisien ekspansi, beban ini terjadi pada sistem pipa yang materialnya mempunyai koefisien ekspansi yang berbeda.

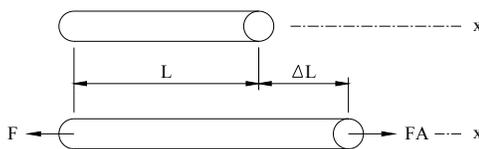
B. Teori tegangan pipa



Gambar 1. Arah tegangan yang terjadi

1. Tegangan utama longitudinal (*Longitudinal principal stress*) yaitu tegangan yang bekerja sepanjang garis sumbu pipa, tegangan ini disebabkan oleh pembengkokan, beban gaya aksial atau tekanan. Dan tegangan ini dapat dirumuskan sebagai berikut:

- a. Akibat gaya aksial



Gambar 2. Tegangan utama longitudinal akibat gaya aksial

$$S_L = \frac{F_{ax}}{A_m}$$

- b. Tegangan longitudinal akibat tekukan

$$S_L = \frac{M_B R_0}{I} = \frac{M_B}{Z}$$

- c. Tegangan longitudinal akibat tekanan dalam

$$S_L = \frac{P d_0}{4t}$$

Jadi total dari tegangan longitudinal adalah sebagai berikut:

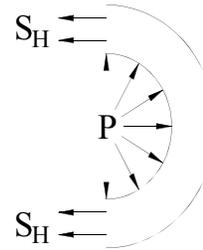
$$S_L = \frac{F_{ax}}{A_m} + \frac{P d_0}{4t} + \frac{M_B}{Z}$$

2. Tegangan utama radial (*Radial principal stress*) yaitu tegangan yang bekerja pada satu garis mulai dari pusat pipa secara radial sampai ke dinding pipa, tegangan ini bersifat tegangan tekan bila disebabkan oleh tekanan dalam pipa dan tegangan ini bersifat tegangan tarik bila tekanan dalam pipa hampa (*vacuum pressure*).

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

3. Tegangan utama circumferential (*Circumferential principal stress*) atau disebut juga sebagai *Hoop stress*, tegangan ini bekerja tegak lurus terhadap tegangan longitudinal dan tegangan radial, tegangan ini bertendensi membelah dinding pipa dalam arah melingkar pipa dan tegangan ini disebabkan tekanan dari dalam pipa, besarnya bervariasi sesuai dengan tebal dinding pipa. Rumus untuk tegangan tangensial dapat didekati dengan memakai

persamaan berikut dan dijelsakan pada gambar 3.



Gambar 3 Tegangan utama longitudinal

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

Secara konservatif untuk pipa yang lebih tipis dapat dilakukan penyederhanaan rumus tegangan tangensial ini dengan mengasumsikan gaya akibat tekanan dalam bekerja sepanjang pipa.

Didasarkan oleh $F=P \cdot d_i \cdot l$ ditahan oleh dinding pipa seluas $A_m=2t \cdot L$ sehingga rumus untuk tegangan tangensial ini dapat dituliskan sebagai berikut:

$$S_H = \frac{P \cdot d_0}{2t}$$

Nozzle displacement

Didalam melakukan perhitungan analisis tegangan pada sistem pemipaan, terutama pada pipa yang tersambung ke *equipment*, baik static maupun *rotating equipment*, maka salah satu hal yang paling penting yang harus disiapkan adalah menghitung besarnya pergerakan *nozzle* akibat temperature pada *equipment* tersebut.

Secara umum untuk mengetahui apakah sebuah sistem pemipaan akan mengalami kelebihan tegangan (*overstress*) pada kondisi paling ekstrim, maka digunakan temperature yang paling tinggi (*design temperature*), yang mungkin terjadi pada suatu sistem pemipaan.

Dengan temperature tertinggi yang mungkin terjadi pada suatu sistem, maka kita akan bisa tahu dan yakin bahwa pada saat itu sistem pemipaan yang telah dihitung akan mampu bertahan tanpa mengalami *overstress*.

Displacement pada nozzle pompa dapat dihitung dengan:

$$dY = Y \cdot e \cdot (T_1 - T_2)$$

Kondisi pembebanan

Sistem pemipaan yang dirancang, direncanakan dapat menahan bermacam-macam pembebanan yaitu:

1. Pada keadaan *hydrostatic test*
 - a. Beban akibat material dan gaya luar.
 - b. Beban akibat fluida yang digunakan untuk pengetesan.
2. Pada keadaan operasi

- a. Beban akibat material, berat fluida, temperature dan gaya luar.
- b. Beban akibat material, berat *fluida*, temperature (desain / operasi), gaya luar, dan tekanan (desain / operasi)
- c. Beban akibat berat material, berat *fluida*, temperature (desain / operasi), tekanan (desain / operasi), berat konstruksi (*settlement*) dan gempa bumi.

Teori-teori kegagalan

1. Teori kegagalan tegangan utama maksimum (*maximum principal stress failure theories*) menyatakan bila salah satu dari tiga tegangan utama yang saling tegak lurus melebihi dari kekuatan luluh (*yield strength*) material pada temperature yang sama maka kegagalan atau kerusakan akan terjadi pada material tersebut. Hal ini dapat dirumuskan :

- Tegangan utama longitudinal (LPS) :

$$LPS = \frac{P \times Do}{4t}$$

- Tegangan utama circumferential (CPS) :

$$CPS = \frac{P \times Do}{2t}$$

2. METODOLOGI PENELITIAN

Didalam suatu penelitian diperlukan adanya data-data pendukung penelitian yang akan digunakan untuk input baik untuk perhitungan manual maupun perhitungan analisa dengan bantuan software CAESAR II.

Untuk menyimpulkan data digunakan metode penelitian dengan studi literatur atau pustaka, dan metode wawancara. Diagram alir *Analisa overstress sistem perpipaan* adalah sebagai berikut:



Gambar 4, Diagram alir perencanaan

Analisa sistem perpipaan dilakukan dengan menggunakan software Caesar II 5.0

Data-data design:

| | |
|-----------------------------|------------------------------|
| Temp. Design (DT) | : 200 °C |
| Temp. Operasi (OT) | : 155°C |
| Pressure Design (DP) | : 784.5 KPa |
| Pressure Operasi (OP) | : 588.4 KPa |
| Diameter luar pipa (D) | : 168.28 mm |
| Tegangan yang diijinkan (S) | : 137.8951 N/mm ² |
| Faktor kualitas (E) | : ≥ 0.9 |
| Koefisien Bahan (Y) | : 0.4 |
| Faktor korosi (c) | : 1.7mm |

3. ANALISIS DAN HASIL

Maka,

$$t_m = \frac{P.D}{2(\sigma E + PY)} + C t_m = \frac{0.7845 \times 168.28}{2((137.8951 \times 1) + [0.7845 \times 0.4])} + 1.7$$

$$t_m = \frac{132.0157}{276.4178} + 1.7$$

$$t_m = 2.17 \text{ mm}$$

Ketebalan minimum yang dibutuhkan adalah 2.17 mm. Jadi schedule yang cocok untuk ketebalan pipa seperti hasil diatas adalah schedule 10S, akan tetapi perusahaan mempunyai standard proyek untuk pipa diameter 168.28 mm (6 inch) menggunakan schedule 40.

Data pipa DN 150 SCH 40 :

- Diameter Luar (D) = 168.28 mm
- Ketebalan dinding pipa = 7.11 mm

2. Perhitungan displacement Nozzle.

Perubahan panjang ataupun pergerakan titik nozzle pada suatu equipment dapat memberikan beban tambahan baik pada pipa maupun pada equipment itu sendiri. Sehingga perlu diperhitungkan pada analisa flexibilitas. Perhitungannya didapat dengan mengalikan koefisien thermal ekspansi pada temperatur operasi dengan dimensi dari ujung nozzle ke titik pusat anchor equipment itu sendiri. berikut adalah perhitungannya :

$$T_2 = 155 \text{ °C} = 311 \text{ °F}$$

$$\alpha = 1.82 \text{ in}/100 \text{ ft (lihat table 3.2)}$$

$$= 22.86 \text{ mm}/30480\text{mm} = 0.00075 \text{ mm}$$

$$Ln = 280 \text{ mm}$$

$$\Delta T = T_1 - T_2$$

$$= 200 - 155$$

$$= 45 \text{ °C}$$

Maka,

$$\Delta L = \alpha \cdot Ln \cdot \Delta T$$

$$\Delta L = 0.00075 \times 280 \times 45$$

$$\Delta L = 9.45 \text{ mm}$$

Akibat perubahan suhu, nozzle pada *equipment* mengalami perubahan panjang 9.45 mm. Nilai ini menjadi data input pada *software* Caesar II pada parameter *displacement*.

3. Perhitungan jarak penyangga pipa

Pipe support adalah salah satu bagian yang penting dalam sistem perpipaan di suatu plant atau pabrik. Sebuah pipa yang menumpu pada suatu support akan memberikan gaya berupa berat pipa beserta isinya ataupun gaya-gaya lain yang terjadi pada support tersebut. Karena tujuan pipe support adalah mampu menahan beban dalam jangka waktu yang lama, maka masing-masing bagian yang bersentuhan haruslah kuat dan mampu menerima beban tersebut.

Untuk mengetahui jarak maksimum antara support, berikut adalah perhitungannya:

$$L = \sqrt{\frac{0.4Z \cdot Sh}{W}}$$

Dimana,

- $Z = \frac{\pi}{32} (d_o^4 - d_i^4 / d_o)$
 $= \frac{\pi}{32} (168.28^4 - 154.06^4 / 168.28)$
 $= 139\,124.54 \text{ mm}^3$
- $W_p = \text{berat pipa per satuan panjang}$
 $= \pi/4 \cdot (d_o^2 - d_i^2) \cdot (\text{density of steel})$
 $= \pi/4 \cdot (168.28^2 - 154.06^2) \cdot (7.85 \times 10^{-6})$
 $= 2.8246 \times 10^{-2} \text{ kg/mm}$
 $= 0.2768 \text{ N/mm}$
- $W_o = \text{Berat pipa persatuan panjang (N/mm)}$
 $= \pi/4 \cdot (d_i^2) \cdot (\text{density of fluida})$
 $= \pi/4 \cdot (154.06^2) \cdot (9.12 \times 10^{-7})$
 $= 1.6992 \times 10^{-2} \text{ kg/mm}$
 $= 0.1665 \text{ N/mm}$
- $W_i = \text{Berat pipa persatuan panjang (N/mm)}$
 $= \pi/4 \cdot (d_o \text{ insul}^2 - d_o^2) \cdot (\text{density of insulation})$
 $= \pi/4 \cdot (218.28^2 - 168.28^2) \cdot (2.4 \times 10^{-7})$
 $= 3.6414 \times 10^{-3} \text{ kg/mm}$
 $= 0.0357 \text{ N/mm}$

Jadi total berat per satuan panjang (W),

$$W = 0.2768 + 0.1665 + 0.0357 = 0.479 \text{ N/mm}$$

$$L = \sqrt{\frac{0.4Z \cdot Sh}{W}}$$

$$= \sqrt{\frac{0.4(139\,124.54) \cdot 137.8951}{0.479}}$$

$$= 3580 \text{ mm}$$

Hasil output data Caesar dan analisa

Sebagai langkah awal perhitungan analisa tegangan pipa dengan menggunakan software Caesar, kita perlu memodelkannya terlebih dahulu. Adapun parameter-parameter yang menjadi data masukan (di input) kedalam program Caesar II sebagai data yang akan diproses adalah sebagai berikut :

Node

- *Node* yaitu titik awal perencanaan yang akan disediakan oleh Caesar II dalam *dialog box*. Biasanya nilai 10 akan menjadi titik awal dari perencanaan jalur perpipaan yang akan dilakukan dan akan diikuti dengan angka-

angka selanjutnya sesuai dengan keperluannya.

- *Name of first point*: 10
- Apabila identitas pipa yang akan dimodelkan pada tiap segmen belum didefinisikan pada tahapan sebelumnya, secara otomatis program akan meminta input definisi pipa yang akan menggunakan identitas tersebut. Data yang harus dimasukkan antara lain adalah diameter luar, *schedule* pipa, *corrosion allowance*, tebal isolasi, jenis material, *temperature*, *pressure*, dan properties dari material tersebut.

Gambar 4.1. Input diameter pipa
Referensi : Program CAESAR II 5.0

Gambar 4.2. Input Desain Pressure dan

Operating Pressure, input Desain Temperature dan Operating Temperature.

Gambar 4.3. Input material
Referensi : Program CAESAR II 5.0

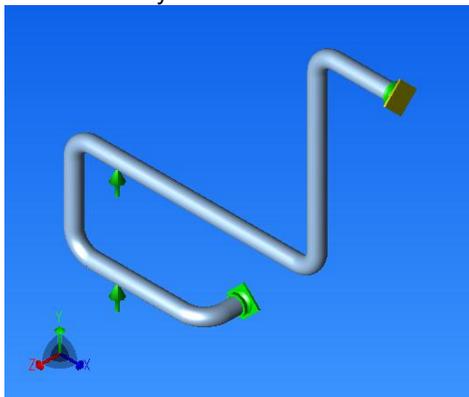
Caesar II memiliki 9 kondisi temperature dan tekanan serta tekanan hydrotest yang dapat diberikan untuk masing-masing elemen pipa. Caesar II mempergunakan data temperature tersebut untuk mendapatkan thermal strain/regangan akibat temperature dan allowable stress/tegangan yang diijinkan dari suatu elemen dari material data base. Input temperature dan takanan ini juga berfungsi untuk mensimulasikan kondisi pembebanan ketika kita akan melakukan analysis.

Caesar II membutuhkan spesifikasi material pipa, elastic modulus, poissons ratio, density, dll. Sebagai parameter dasar yang akan digunakan untuk perhitungan. Caesar II telah memiliki berbagaidata base tentang material dimana kita dapat memilih sesuai dengan spesifikasi yang dikehendaki, dan atau kita dapat merubah/membuat material data base sendiri dengan menggunakan Caesar II material data base editor.

Nilai Elastic Modulus dalam CAESAR II 5.1 akan diberikan dengan 4 nilai dimana nilainya akan diberikan secara otomatis oleh CAESAR II.

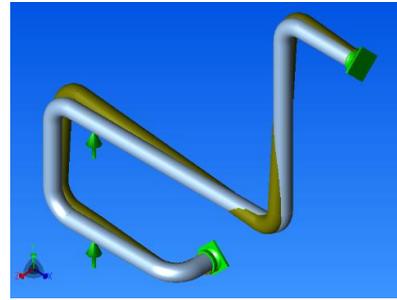
Gambar 4.4. Input density
Referensi : Program CAESAR II 5.0

Pemodelan pada software Caesar disini mengikuti desain routing isometrik yang ada pada proyek dan input didalamnya diharapkan dapat mendekati kebenaran hasilnya.



Gambar 4.5. Pemodelan pipa

Kemudian **run** dijalankan untuk menganalisis tegangan yang terjadi pada pemodelan yang telah dibuat. Berikut ini adalah hasil analisa program Caesar II

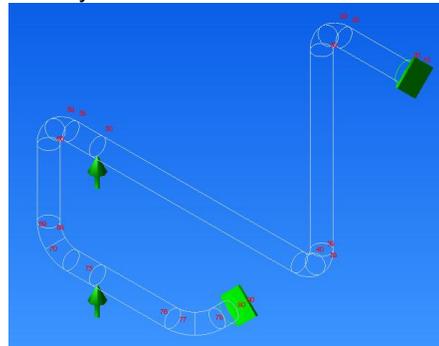


Gambar 4.6. Pemodelan pipa dengan ekspansi pipa

LOAD CASE DEFINITION KEY

Penjelasan Allowable Stress Type dan Load Case:

1. (OPE) Operating: Stress yang terjadi akibat beban kombinasi antara sustain load dan expansion load dimana biasa terjadi pada kondisi operational.
2. (OCC) Occasional: Stress yang terjadi hanya dalam waktu relative singkat akibat beban sustain load + occasional loading (seperti angin, wave, dll.)
3. (SUS) Sustained: Stress yang terjadi secara terus menerus selama umur operasi akibat tekanan dan berat pipa & fluida.
4. (EXP) Expansion: Stress yang terjadi akibat adanya perubahan temperature
5. (HYD) Hydrotest : Stress akibat tekanan air saat dilakukan hydrotest.



Gambar 4.7. Pemodelan pipa dan Node
Referensi : Program CAESAR II 5.0

Case I diatas memberikan data-data stress yang terjadi akibat beban kombinasi antara sustain load dan expansion load dimana biasa terjadi pada kondisi operational, dengan menggunakan *value* data temperatur1 dan pressure1.

Case II diatas memberikan data-data stress yang terjadi akibat beban kombinasi antara sustain load dan expansion load dimana biasa terjadi pada kondisi operational, dengan menggunakan *value* data temperatur2 dan pressure2.

Pada Case III diatas memberikan data-data Stress yang terjadi secara terus menerus selama umur operasi akibat tekanan dan berat pipa & fluida, yaitu W dan P1.

Sama halnya yang terjadi pada Case III, pada Case IV ini merupakan data Stress yang terjadi secara terus menerus selama umur operasi akibat tekanan dan berat pipa & fluida tetapi pada W dan P2. Pada Case V dan VI adalah merupakan data stress yang terjadi akibat adanya perubahan temperature.

Dari hasil diatas ditunjukkan bahwa sistem perpipaan tersebut telah memenuhi standar karena beban dan tegangan yang terjadi tidak melebihi batasan yang diizinkan yaitu tegangan maksimum pada kasus pembebanan *sustained load* (SUS) adalah $1406.1 \text{ kg/cm}^2 = 137.89 \text{ N/mm}^2$. Sedangkan yang terjadi pada sistem tersebut adalah $297.6 \text{ kg/cm}^2 = 29.18 \text{ N/mm}^2$.

4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan dan analisis pada perencanaan jalur perpipaan, dapat disimpulkan sebagai berikut:

1. Sistem perpipaan pada kondisi awal dinyatakan aman beroperasi karena pada analisa tegangan pipa tidak terjadi over stress yang pada kondisi desain sistem perpipaan menunjukkan tegangan maksimum terdapat pada node 30 sebesar $297.6 \text{ kg/cm}^2 = 29.18 \text{ N/mm}^2$.
2. Jalur perencanaan perpipaan tidak terjadi *overstress* dan aman bagi manusia dan fasilitas migas di sekitarnya.

DAFTAR PUSTAKA

1. Chamsudi, Diklat – Pipe Stress Analisis, Jakarta: PT. Rekayasa Industri, 2005
2. Diklat, Pelatihan Dasar Analisa Tegangan Pipa. Jakarta: PT. Tijara Pratama, 2004
3. Hertanto, Teguh. P, “Buku Pegangan Peserta Pelatihan”. Jakarta, 2009
4. Klass, Dua K.S.Y, Desain Jaringan Pipa, Prinsip Dasar dan Aplikasi. Bandung: CV. Mandar Maju, 2009
5. Raswari, Teknologi dan Perancangan Sistem Perpipaan, Jakarta: Bagian Penerbitan Universitas Indonesia (UI-Press), 1986
6. Rekayasa Engineering Designing School, Jakarta 2010
7. The American Society of Mechanical Engineers, ASME B13.3-2006. Piping Proses, NewYork
8. Tungga BK, Dasar-dasar Getaran Mekanis, Yogyakarta: CV Andi Offset