

ANALISA TEGANGAN PIPA PADA INSTRUMENT AIR DALAM SISTEM PEMIPAAN FASILITAS NUKLIR

Budi Santoso
Pusat Rekayasa Perangkat Nuklir - BATAN

ABSTRAK

ANALISA TEGANGAN PIPA PADA INSTRUMENT AIR DALAM SISTEM PEMIPAAN FASILITAS NUKLIR. Telah dilakukan analisa tegangan pipa sistem instrumen air. Analisis dilakukan untuk memperkirakan pemberian kelenturan yang cukup dalam sistem pemipaan untuk memastikan bahwa ekspansi karena panas dan kontraksi dari pipa masih berada dalam batas tegangan yang diijinka. Disamping itu dari hasil analisis tegangan ini dapat digunakan untuk menentukan letak dan jenis penyangga pipa yang akan dipasang. Analisis dilakukan dengan perangkat lunak CAESAR II pada kondisi pembebanan statik akibat berat mati dan tekanan operasi serta beban termal. Dengan melakukan analisis tegangan pipa, konfigurasi dari sistem pemipaan bisa didesain sesuai dengan persyaratan tegangan pipa dan penyangga. Selain itu konfigurasi pipa harus cukup fleksibel untuk ekspansi termal serta mampu menahan beban operasi seperti suhu, tekanan, dan beban lain yang telah diantisipasi akan terjadi sepanjang operasi.

Kata kunci: tegangan pipa, instrument air, CAESAR II

ABSTRACT

PIPE STRESS ANALYSIS ON THE INSTRUMENT AIR IN NUCLEAR FACILITIES PIPEWORK. Piping stress analysis on Instrument Air System have been performed. Analysis carried out to estimate the provision of sufficient flexibility in the piping system to ensure that the heat expansion and contraction of the pipe is still in the allowable stress range. The stress analysis can be used to determine the location and type of support that will be installed. The stress calculation was carried out utilizing the CAESAR II on the static load of dead weight, operating and therma. With performing the piping stress analysis, the layout (proper pipe routing) of the piping system can be design with the requirements of piping stress and pipe supports in mind the sufficient flexibility for thermal expansion, etc to commensurate with the itended service such as temperatures, pressure, and anticipated loading.

Keyword: pipe stress, instrument air, CAESAR II

PENDAHULUAN

Integritas struktur sistem perpipaan baik itu Oil and Gas, Petrochemical Plant, Geothermal Plant, maupun Nuclear Power Plant merupakan sistem konstruksi yang besar dan kompleks. Sistem perpipaan ini harus mampu menahan semua beban yang bekerja baik beban statik maupun dinamik. Kemampuan sistem perpipaan untuk menahan beban yang bekerja sehingga tidak menimbulkan kegagalan dikenal sebagai

fleksibilitas sistem perpipaan. Analisis fleksibilitas dan stress perlu dilakukan untuk memastikan bahwa sistem perpipaan pada kondisi operasi yang aman. Sistem perpipaan harus mempunyai fleksibilitas yang cukup sehingga ekspansi termal dan kontraksi tidak akan menyebabkan :

- Kegagalan akibat *overstress* atau *fatigue*
- Kebocoran pada sambungan
- Kelebihan beban pada equipment nozzle

Sistem perpipaan khususnya pada *power plant* perlu dilakukan analisa fleksibilitas, mengingat fluida kerja yang berupa uap air dengan tekanan dan temperature tinggi. Kegagalan pada sistem perpipaan ini dapat mengganggu proses operasi yang berlangsung maka analisis fleksibilitas diperlukan untuk memastikan keselamatan dan kelancaran operasi tersebut. Perkembangan teknologi komputer yang sangat cepat dewasa ini sangat membantu kecepatan dan keakuratan perhitungan. Terdapat beberapa program komputer yang digunakan untuk melakukan analisis fleksibilitas dan tegangan sistem perpipaan diantaranya adalah program AUTO PIPE, PS CAEPIPE, CAESAR II.

Untuk perhitungan diambil salah satu rangkaian pemipaan *instrument air* dari penetrasi *containment* ke *anchor past valve* CAS V213. Analisis dan perhitungan menggunakan program CAESAR II ver. 5,1 dengan kombinasi beban temperatur, tekanan dan beban berat mati.

2. DASAR TEORI

Piping Stress analysis adalah suatu cara perhitungan tegangan pada pipa yang diakibatkan oleh beban statis dan beban dinamis yang merupakan efek resultan dari gaya gravitasi, perubahan temperature, tekanan di dalam dan di luar pipa, perubahan jumlah debit fluida yang mengalir di dalam pipa dan pengaruh gaya seismic. Tegangan yang diizinkan dalam desain dan rumus perhitungan tegangan pipa mengacu pada standard ASME B31.1. Apabila dari analisa yang dilakukan didapatkan hasil yang sesuai dengan yang disyaratkan maka sistem perpipaan tersebut dapat diterima untuk kondisi operasi.

Kondisi operasi yang digunakan adalah sebagai berikut :

Tekanan desain = 10.34 bar
Suhu desain = 150°F
Kode desain = ASME B31.1

Dia. Pipa = 2"
Material = A312 TP 304L

Beban operasi adalah beban yang terjadi pada sistem perpipaan selama operasi panas yang meliputi beban sustain dan beban termal.

Untuk melakukan analisis tegangan harus ditaati suatu ketentuan standar internasional. ASME B.31.1. Power Piping yang antara lain memuat tentang :

- Tegangan sustain akibat beban tekanan, berat dan beban mekanik lain.
- Tegangan occasional akibat beban tekanan, berat, beban sustain lain dan beban occasional termasuk beban seismic.
- Tegangan ekspansi *thermal*
- Tegangan longitudinal akibat tekanan, akibat beban sustain, akibat beban *occasional*, akibat beban sustain dan tegangan ekspansi *thermal*.
- Tegangan ijin maksimum material akibat internal *pressure* dan efisiensi sambungan pada *temperature* desain.
- Allowable stress* dan *basic material allowable stress*

Tegangan yg terjadi pada beban sustain merupakan beban yang diakibatkan oleh adanya berat pipa, komponen pipa, fluida, insulasi dan tekanan yang terjadi terus menerus, dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{PD_o}{4t_n} + \frac{0.75iMa}{Z} \leq 1.0Sh$$

(USCS unit)(1)

$$\left(\frac{PDo}{4t_n}\right) + 1000 \frac{0.75iMa}{Z} \leq 1.0S_h$$

(SI unit)(1)

Tegangan yang diakibatkan oleh adanya tekanan, berat, beban sustain yang lain, dan beban *occasional* dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$$\left(\frac{PDo}{4t_n}\right) + \left(\frac{0.75iMa}{Z}\right) + \left(\frac{0.75iMb}{Z}\right) \leq$$

KS_h (USCS unit)(2)

$$\left(\frac{PDo}{4t_n}\right) + 1000 \left(\frac{0.75iMa}{Z}\right) +$$

$$1000 \left(\frac{0.75iMb}{Z}\right) \leq KSh \text{ (SI unit)(2)}$$

Tegangan akibat *thermal expansion* dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$$Se = 1000 \left(\frac{iMo}{Z}\right) \leq Sa + f(S_h - S_L)$$

(USCS unit)(3)

$$Se = 1000 \left(\frac{iMo}{Z}\right) \leq Sa + f(S_h - S_L)$$

(SI unit)(3)

Beban operasi yaitu tegangan akibat gabungan beban sustain dan beban ekspansi termal, $S_b + S_e$, dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$S_b + S_e = \left(\frac{PDo}{4t_n}\right) + \left(\frac{0.75iMa}{Z}\right)$$

$$+ \left(\frac{iMc}{Z}\right) \leq (S_h + S_a)$$

(USCS unit)(4)

$$S_b + S_e = \left(\frac{PDo}{4t_n}\right) + 1000 \left(\frac{0.75iMa}{Z}\right)$$

$$+ 1000 \left(\frac{iMc}{Z}\right) \leq (S_h + S_a)$$

(SI unit)(4)

Tegangan yang terjadi akibat beban *occasional* merupakan jumlah tegangan longitudinal akibat tekanan, berat dan beban sustain lain serta tegangan yang dihasilkan oleh beban *occasional* misalnya angin atau seismik. Tegangan ini tidak melebihi $1.33 S_h$

Tegangan yang diakibatkan oleh adanya pergeseran S_e akan dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$S_e = \left((S_h)^2 + 4(S_i)^2\right)^{1/2} \text{(5)}$$

Allowable Stress Range S_A for Expansion Stresses dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut :

$$S_A = f(1.25 S_c + 0.25 S_h) \text{(6)}$$

Tabel 1. Stress Range Reduction Factor

No.	Siklus N	f
1	Sampai dengan 7.000	1.0
2	7.000 – 14.000	0.9
3	14.000 – 22.000	0.8
4	22.000 – 45.000	0.7
5	45.000 – 100.000	0.6
6	Diatas 100.000	0.5

Dimana :

Do : Diameter luar aktual pipa, mm

P : Tekanan dari dalam, kg/mm²

Sh : Tegangan yg diijinkan pada temperatur operasi, kg/mm²

- Sc : Tegangan yg diijinkan pada temperatur instalasi, kg/mm²
Tn : Tebal minimum dinding pipa, mm
i : Faktor intensifikasi tegangan
Z : Seksi modulus pipa, mm³
Ma : Resultan momen pada beban sustain, kg-mm
Mb : Resultan momen pada beban ekspansi, kg-mm
Mc : Resultan momen pada beban ocasional, kg-mm
Sb : Tegangan bending, kg/mm²
Sc : Tegangan melingkar, kg/mm²
St : Tegangan torsi, kg/mm²
Sa : Allowable stress range kg/mm²
f : stress range reduction factor

3. PEMODELAN

Data masukan yang perlu dipersiapkan sebelum dilakukan pemodelan dapat berupa gambar isometrik, informasi proses, spesifikasi material pipa dan equipment yang digunakan, dokumen spesifikasi perancangan pipa, dokumen spesifikasi perancangan *equipment*, ASME Code yang digunakan, ASTM spesifikasi material yang digunakan, *Piping material catalog* untuk : pipa, *elbow*, *valve*, *flange*, *tee*, dan lain-lain.

Untuk system pemipaan *instrument air* kondisi operasi yang digunakan adalah sebagai berikut :

- Tekanan desain = 10.34 bar
Suhu desain = 150°F
Kode desain = ASME B31.1
Dia. Pipa = 1" & 2"
Material = A312 TP 304L

data-data dari gambar isometrik, gambar P & ID dan data lainnya, dimodelkan / dimasukkan baik *node*, dimensi, jenis komponen pipa, temperatur dan tekanan fluida kerja, jenis material pipa, densitas pipa,

densitas fluida kerja, densitas isolasi dan code yang digunakan serta data lainnya, diperoleh model seperti gambar berikut ini :



Gambar 1. Model *Instrument Air*

Dari hasil analisa kemudian dilakukan evaluasi terhadap tegangan maksimum dan pergeseran yang diijinkan.

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

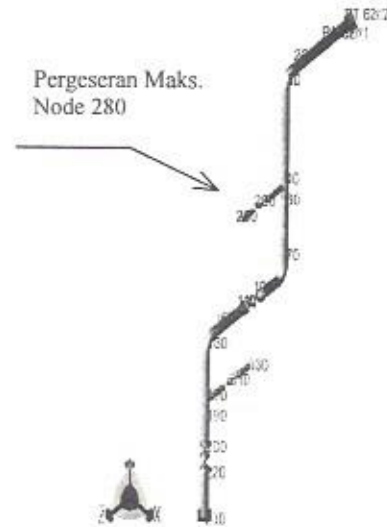
Berikut hasil analisa sistem perpipaan *instrumen air*.

Tabel 2. *Displacement Static Output*

Sustain case

Nodal	DX (mm)	DY (mm)	DZ (mm)
5	0	0.000	0.000
10	0	-0.045	0.000
20	0	-0.165	0.000
30	0	-0.24	-0.034
40	0	-0.241	-0.192
50	0	-0.241	-0.205
60	0	-0.241	-0.217
70	0	-0.241	-0.244
80	0	-0.229	-0.234
90	0	-0.194	-0.234
95	0	-0.192	-0.234
100	0	-0.186	-0.234
110	0	-0.165	-0.234
120	0	-0.144	-0.234
130	0	-0.138	-0.234
140	0	-0.136	-0.234
150	0	-0.060	-0.234
160	0	-0.001	-0.206
170	0	-0.001	-0.126
180	0	-0.001	-0.107
190	0	-0.001	-0.089
200	0	-0.001	-0.048
210	0	-0.001	-0.036
220	0	-0.001	-0.023
230	0	0.000	0.000
240	0	-0.254	-0.018
250	0	-0.300	0.026
260	0	-0.338	0.026
270	0	-0.376	-0.205
280	0	-0.423	-0.205
290	0	-0.019	-0.107
300	0	-0.075	-0.107
310	0	-0.121	-0.107
320	0	-0.167	-0.107
330	0	-0.223	-0.107

Dari Tabel 2. dapat dilihat untuk sustain case pergeseran arah vertikal sangat kecil sehingga sistem perpaan tersebut tidak perlu ada penyangga.



Gambar 2. Lokasi Pergeseran Maksimum

Gaya yang terjadi pada Anchor nodal 5 dan Anchor nodal 230 untuk kasus sustain dan expansion seperti terlihat pada tabel berikut :

Tabel 3. Restraint Summary

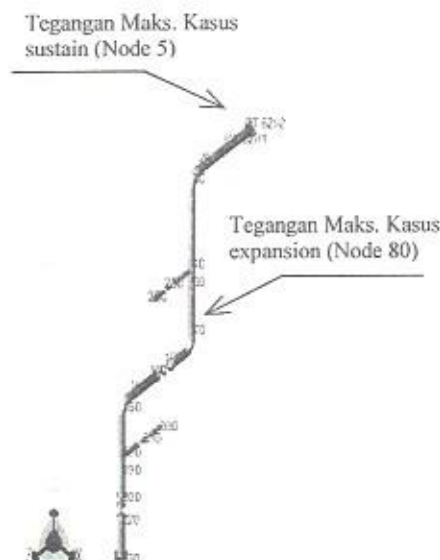
Nodal	FX (N)	FY (N)	FZ (N)
<i>Kasus Operasi</i>			
5	0	702	-559
230	0	-1368	559
<i>Kasus Sustain</i>			
5	0	-0.241	-0.192
230	0	-0.241	-0.205

Gaya-gaya yang terjadi pada anchor tersebut akan dikombinasikan dengan hasil perhitungan sistem perpipaan yang tersambung dengan anchor nodal 5 dan anchor nodal 330 untuk mendapatkan gaya-gaya yang sebenarnya.

Tegangan yang terjadi akibat beban sustain dan expansion seperti terlihat pada tabel berikut :

Tabel 4. Stress Summary
In Mpa

Kasus Sustain			
Code Stress ratio (%) : 12.7% at node 5			
Code Stress	13.60	Allaw.	106.9
Axial Stress	2.30	@Node	30
Bend. Stress	11.5	@Node	5
Tors. Stress	0.00	@Node	10
Hoop Stress	4.60	@Node	10
3D Max. Int.	13.60	@Node	5
Kasus Expansion			
Code Stress ratio (%) : 15.1% at node 80			
Code Stress	41.10	Allaw.	272.6
Axial Stress	1.20	@Node	30
Bend. Stress	41.1	@Node	80
Tors. Stress	0.00	@Node	80
Hoop Stress	0.00	@Node	10
3D Max. Int.	42.20	@Node	80



Gambar 3, Lokasi Tegangan Maksimum

Dari tabel 4. diatas terlihat bahwa untuk kasus *sustain* tegangan yang terjadi adalah 13.60 Mpa atau 12.7% dari tegangan yang diijinkan sehingga sistem perpipaan tersebut sehingga sistem perpipaan tersebut masih aman. Sedangkan untuk kasus *expansion* tegangan yang terjadi adalah 41.1 Mpa atau 15.1% dari tegangan yang diijinkan sehingga sistem perpipaan tersebut masih aman.

5. KESIMPULAN

Dari hasil analisa tegangan untuk perpipaan *instrument air* diatas dapat disimpulkan sebagai berikut :

- Pergeseran maksimum untuk arah vertikal sangat kecil sehingga tidak diperlukan penyangga
- Tegangan maksimum akibat beban *sustain* dan *expansion* masih berada dibawah tegangan yang diijinkan

DAFTAR PUSTAKA

1. Anonymous, The American Society of Mechanical Engineer. "ASME B31.1, Power Piping", ASME International, 2000
2. SHERWOOD, DAVID R. 1976, "The Piping Guide", Syntex Book Coy, San Fransisco, Engineer.
3. SAM KANNAPAN. PE, 1985. "Introduction to Pipe Stress Analysis", John Wiley & Sons, New York