

PENGARUH FLEKSIBILITAS NOZZLE TERHADAP SISTEM PERPIPAAN

Ir. Budi Santoso¹, Hendra Prihatnadi, S.ST²

¹ Pusat Rekayasa Perangkat Nuklir – BATAN

² Pusat Rekayasa Perangkat Nuklir - BATAN

ABSTRAK

PENGARUH FLEKSIBILITAS NOZZLE TERHADAP SISTEM PERPIPAAN. Sistem perpipaan harus dirancang fleksibel untuk menghindari beban lebih pada penyangga pipa maupun nozzle equipment. Pada kondisi dimana ruang sangat terbatas maka untuk membuat routing yang cukup fleksibel tidak mungkin dapat dicapai. Akibatnya gaya yang ditimbulkan akan sangat besar. Salah satu cara untuk mengurangi beban lebih pada penyangga maupun pada nozzle equipment yaitu dengan metode nozzle fleksibilas. Dalam metoda ini nozzle tidak dianggap kaku tetapi memiliki fleksibilitas tertentu sesuai dengan dimensi dari equipment. Berdasarkan perhitungan dengan menggunakan Caesar II dihasilkan $F_x = -11926$ kg, $F_y = 2510$ kg, $F_z = 800$ kg, $M_x = -17712$ kg-m, $M_y = 44514$ kg-m dan $M_z = 7813$ kg-m. Dari data tersebut masih ada komponen moment yaitu M_y yang masih cukup besar. Untuk menurunkan beban nozzle maka pada nozzle dimasukkan faktor fleksibilitas sehingga didapat hasil $F_x = 1989$ kg, $F_y = -1938$, $F_z = 1672$, $M_x = -1798$ kg-m, $M_y = 8106$ kg-m dan $M_z = 3846$ kg-m. Melihat hasil perhitungan dengan nozzle fleksibilitas ternyata gaya dan moment yang terjadi lebih kecil dari batas yang diijinkan sehingga kondisi ini dinyatakan aman untuk diinstal.

Kata kunci: Fleksibilitas Nozzle, Caesar II

ABSTRACT

EFFECT OF NOZZLE FLEXIBILITY ON PIPING SYSTEM NOZZLE. Piping systems should be designed flexibly to avoid the burden more on the buffer tube and nozzle equipment. In conditions where space is limited then to create a routing that is flexible enough not impossible to achieve. As a result, the force generated would be enormous. One way to reduce the load more on the support and on the equipment nozzles with the method of nozzle flexibility. In this method, the nozzle was not considered to be rigid but has a certain flexibility in accordance with the dimensions of the equipment. Based on calculations using Caesar II produced $F_x = 11926$ kg, $F_y = 2510$ kg, $F_z = 800$ kg, $M_x = -17712$ kg-m, $M_y = 44514$ kg-m and $M_z = 7813$ kg-m. From these data there are still components that moment, that is M_y still quite large. To reduce the load on the nozzle so on nozzle factors included flexibility in order to get results $F_x = 1989$ kg, $F_y = -1938$, $F_z = 1672$, $M_x = -1798$ kg-m, $M_y = 8106$ kg-m and $M_z = 3846$ kg-m. Seeing the results of calculations with the nozzle flexibility and style of the moment turns out that there is less than the allowable limits so that this condition is declared safe to install.

Keywords: Nozzle flexibility, Caesar II

1. 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^[1]. Kemampuan sistem perpipaan untuk

menahan beban yang bekerja seharusnya tidak menimbulkan kegagalan dan dikenal sebagai fleksibilitas sistem perpipaan. Analisis fleksibilitas dan stress perlu dilakukan untuk memastikan bahwa sistem perpipaan pada kondisi operasi yang aman, khususnya pada *power plant* mengingat fluida kerja yang berupa uap air dengan tekanan dan temperatur

tinggi. Karena kegagalan pada sistem perpipaan ini dapat mengganggu proses operasi yang berlangsung, maka analisis fleksibilitas diperlukan untuk memastikan keselamatan dan kelancaran operasi tersebut.

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 *support* dan *equipment nozzle*

Sistem perpipaan yang tidak cukup fleksibel akibat keterbatasan ruang akan menghasilkan gaya dan moment yang cukup besar akan melebihi batas yang diijinkan. Untuk menyelesaikan masalah tersebut dapat diatasi dengan memodelkan nozzle equipment dengan memasukkan faktor fleksibilitas nozzle^[2].

Untuk perhitungan diambil salah satu rangkaian perpipaan sistem *separator* dari SEP-200 KE DM-200. Analisis dan perhitungan menggunakan program CAESAR II ver. 5,1 dengan kombinasi beban temperatur, tekanan dan beban berat mati.

2. TEORI

Piping stress analysis adalah suatu cara perhitungan tegangan pada pipa yang diakibatkan oleh beban statis maupun beban dinamis yang merupakan efek resultan dari gaya gravitasi, perubahan temperatur, tekanan di dalam dan di luar pipa, jumlah debit fluida yang mengalir di dalam pipa dan pengaruh gaya seismic. Tegangan yang diijinkan dalam desain dan rumus perhitungan tegangan pipa mengacu pada standard ASME B31.1.^[3] Apabila dari analisa yang dilakukan didapatkan hasil sesuai yang disyaratkan, maka

sistem perpipaan tersebut dapat diterima untuk kondisi operasi. Kondisi

operasi adalah beban yang terjadi pada sistem perpipaan selama operasi, yang meliputi beban sustain dan beban thermal.

Untuk melakukan analisa tegangan harus ditaati suatu ketentuan standar internasional ASME B31.1 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 dan beban seismic
- Tegangan ekspansi thermal
- Tegangan longitudinal akibat tekanan, beban sustain, occasional dan beban ekspansi thermal
- Tegangan ijin maksimum material akibat internal *pressure* dan efisiensi sambungan pada *temperature* desain
- Allowable stress* dan *basic material allowable stress*

Tegangan yang 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)

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

(SI unit) (1)

Dengan :

- Do : Diameter luar aktual pipa, mm
P : Tekanan dari dalam, kg/mm²
Sh : Tegangan yg diijinkan pada temperatur operasi, kg/mm²
t_n : Tebal minimum dinding pipa, mm
i : Faktor intensifikasi tegangan
Z : Seksi modulus pipa, mm³

Ma : Resultan momen pada beban sustain, kg-mm

Tegangan yang diakibatkan oleh adanya tekanan, berat, beban sustain yang lain, dan beban *occasional* dinyatakan dengan persamaan 2 :

$$\left(\frac{PDo}{4t_n}\right) + \left(\frac{0.75iMa}{Z}\right) + \left(\frac{0.75iMb}{Z}\right) \leq kS_h \quad (USCS \text{ unit}) \quad (2)$$

$$\left(\frac{PDo}{4t_n}\right) + 1000\left(\frac{0.75iMa}{Z}\right) + 1000\left(\frac{0.75iMb}{Z}\right) \leq kSh \quad (SI \text{ unit}) \quad (2)$$

Tegangan akibat thermal expansion dinyatakan dengan persamaan 3 :

$$S_e = 1000\left(\frac{iMo}{Z}\right) \leq Sa + f(S_h - S_L) \quad (USCS \text{ unit}) \quad (3)$$

$$S_e = 1000\left(\frac{iMo}{Z}\right) \leq Sa + f(S_h - S_L) \quad (SI \text{ unit}) \quad (3)$$

Beban operasi yaitu tegangan akibat gabungan beban sustain dan beban ekspansi termal, $S_{is} + S_e$, dihitung dengan persamaan 4 :

$$S_{is} + S_e = \left(\frac{PDo}{4t_n}\right) + \left(\frac{0.75iMa}{Z}\right) + \left(\frac{iMc}{Z}\right) \leq (S_h + S_a) \quad (USCS \text{ unit}) \quad (4)$$

$$S_{is} + S_e = \left(\frac{PDo}{4t_n}\right) + 1000\left(\frac{0.75iMa}{Z}\right) + 1000\left(\frac{iMc}{Z}\right) \leq (S_h + S_a) \quad (SI \text{ unit}) \quad (4)$$

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 5 :

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

Allowable Stress Range S_A for Expansion Stresses dinyatakan dengan persamaan 6 :

$$S_A = f(1.25 S_c + 0.25 S_h) \quad (6)$$

Tabel 1. Hubungan siklus N dengan harga f

No.	Siklus N	f
1.	Sampaidengan 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

t_n : 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 *occasional*, kg-mm

Sb : Tegangan bending, kg/mm²

Sc : Tegangan melingkar, kg/mm²

St : Tegangan torsi, kg/mm²

Sa : Allowable stress range kg/mm²

S_{is} : Beban sustain

k : Faktor untuk beban *occasional*

f : stress range reduction factor

3. TATA KERJA

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 rangkaian perpipaan sistem separator kondisi operasi yang digunakan adalah sebagai berikut :

Tekanan operasi = 12 kg/cm²
Suhu operasi = 184.1^oC
Kode desain = ASME B31.1
Dia. Pipa = 36"
Material = API-5L GR.B

Untuk perhitungan fleksibel nozzle yang akan dihitung oleh Caesar II data-data yang diperlukan adalah sebagai berikut :

Nozzle node = 500
Vessel node = 550
Diameter luar *nozzle* = 914.4 mm
Tebal dinding *nozzle* = 17.25 mm
Diameter luar *vessel* = 2338 mm
Tebal *nozzle* = 19.05 mm
Distance of stiffener or Head = 990 mm
Distance of opposite stiffener = 3050 mm
Vessel Material = A53-B

Data-data dari gambar isometrik, gambar P & ID dan data lainnya dimodelkan ke dalam program Caesar II kemudian dilakukan analisa. Analisa pertama dilakukan tanpa memasukkan faktor fleksibel nozzle kemudian dilakukan evaluasi terhadap beban nozzle. Analisa kedua dilakukan dengan memasukkan faktor fleksibel nozzle kemudian dilakukan evaluasi terhadap beban nozzle.



Gambar 1. Rangkaian perpipaan Sistem separator

4. HASIL DAN PEMBAHASAN

Berikut hasil analisa perpipaan sistem separator seperti ditunjukkan pada Tabel 2, 3, 4 dan 5.

Tabel 2. *Code stress* tanpa faktor *fleksible nozzle*.

Node	Stress (kg/cm ²)		Ratio (%)
	Code	Allowable	
420	438.5	2835.4	15.5
462	127.9	2841.2	4.5
462	421.8	2833.6	14.9
461	248.5	2839.4	8.8
461	248.5	2839.4	8.8
460	296.5	2835.7	10.5
460	89.9	2842.0	3.2
465	91.5	2825.3	3.2
465	91.5	2825.3	3.2
468	108.1	2841.4	3.8
468	356.6	2834.1	12.6
469	282.3	2840.2	9.9
469	282.3	2840.2	9.9
480	296.0	2832.9	10.4
480	89.7	2840.9	3.2
485	391.5	2837.3	13.8
469	282.3	2840.2	9.9

Tabel 3. Evaluasi *nozzle* tanpa faktor *fleksible nozzle*.

Node	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z	Evaluasi
	kg	kg	kg	kg-cm	kg-cm	kg-cm	
4000	11926	2510	800	-17712.1	44514.7	7813.9	gagal
4010	-11926	-6517	-800	20553.5	-41956.8	7345.2	gagal
Allowable	30700	30700	43200	28300	28300	28300	

Tabel 4. *Code stress* dengan faktor *fleksible nozzle*.

Node	Stress (kg/cm ²)		Stress (kg/cm ²)		Ratio (%)
	Bending	Torsion	Code	Allowable	
420	8.5	1.3	167.9	1202.1	14.0
462	5.6	-1.3	165.2	1202.1	13.7
462	18.3	1.3	174.3	1202.1	14.5
461	9.4	0.5	166.5	1202.1	13.9
461	9.4	-0.5	166.5	1202.1	13.9
460	17.2	0.2	172.0	1202.1	14.3
460	5.2	-0.2	164.3	1202.1	13.7
465	23.3	0.2	182.3	1202.1	15.2
465	23.3	-0.2	182.3	1202.1	15.2
468	5.7	0.2	164.7	1202.1	13.7
468	18.7	-0.2	173.1	1202.1	14.4
469	9.8	-0.2	166.4	1202.1	13.8
469	9.8	0.2	166.4	1202.1	13.8
480	20.9	1.8	177.0	1202.1	14.7
480	6.3	-1.8	166.3	1202.1	13.8
485	2.2	1.8	163.2	1202.1	13.6
469	8.5	1.3	167.9	1202.1	14.0

Tabel 5. Evaluasi *nozzle* dengan faktor *fleksible nozzle*.

Node	F_x	F_y	F_z	M_x	M_y	M_z	Evaluasi
	kg	kg	kg	kg-cm	kg-cm	kg-cm	
4000	1989	-1938	1672	-1798.5	8106.8	3846.9	pass
4010	-1989	-1992	-1672	1052.5	-615.9	3344.7	pass
Allowable	30700	30700	43200	28300	28300	28300	

Dari tabel 2, 3, 4 dan 5 diatas terlihat bahwa untuk kasus *operation* tegangan yang terjadi baik tanpa faktor fleksibilitas nozzle maupun dengan faktor fleksibilitas nozzle masih di bawah batas yang diijinkan sehingga sistem perpipaan tersebut masih aman. Untuk kasus operasi, beban nozzle tanpa faktor fleksibilitas nozzle lebih besar dari batas yang diijinkan sedangkan beban nozzle dengan faktor fleksibilitas nozzle lebih kecil dari batas yang diijinkan sehingga sistem perpipaan tersebut masih aman.

5. KESIMPULAN

Telah didapatkan cara untuk menurunkan beban pada nozzle equipment yang dapat digunakan untuk

mengatasi routing pipa yang kurang fleksibel akibat keterbatasan ruang yaitu dengan memasukkan faktor fleksibilitas nozzle pada saat pemodelan.

6. DAFTAR PUSTAKA

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