

Analisa dan Desain Ulang Penempatan *Support* Pipa *Ammonia Line Suction Pump P-0301 A/B/C* pada Pabrik 1 A PT. XX

Danang Ardianto^{1*}, Adi Wirawan Husodo², Edi Haryono³

Program Studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia^{1,2}

Program Studi D-III Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Indonesia³

Email: danangard035@gmail.com¹; aw.husodo@gmail.com²; kadir.me97@ppns.ac.id³

Abstract - In one line suction pump pipeline system, a fertilizer company experiences a problem that there is a decrease in support at one point where the value has exceeded the standard issued by the company. So that the pipeline is not well supported and indicated the cause is due to overstress and inadequate placement of support for the system. Therefore, stress piping system analysis is carried out according to ASME B31.3 and allowable span analysis and analysis of pump suction nozzle load according to API 610. This study was analyzed for existing conditions and designs. The study was conducted using CAESAR II modeling assistance.

Keyword: CAESAR II, Line suction pump, Nozzle pump, Stress, Support.

Nomenclature

I_t	total arus proteksi (A)
SA	luasan pipa (m ²)
CD	densitas arus (mA/m ²)

1. PENDAHULUAN

Industri pupuk didirikan untuk memenuhi kebutuhan nasional dalam bidang pertanian dan pangan yang semakin hari semakin meningkat. Demi menunjang semua pelayanan distribusi dan proses, sistem jaringan pipa dan instrumen lain didesain dengan aman dan ramah lingkungan. Namun ada salah satu masalah yang timbul dalam proses ini yaitu peristiwa penurunan *support* pipa sehingga menimbulkan Gap dengan pipa sebesar 20 mm yang mana nilai tersebut sudah melebihi standar keamanan perusahaan. Untuk penelitian kali ini diindikasikan bahwa penurunan *support* tersebut diakibatkan oleh adanya *overstress*, penempatan *support* yang tidak memadai terhadap sistem, dan beban *nozzle* pompa yang tidak sesuai kriteria menurut API 610.

Pada penelitian dengan judul “Analisa dan Desain Ulang Penempatan *Support* Piping *Ammonia Line Suction Pump P-0301 A/B/C* Pabrik 1A PT.XX” ini pada dasarnya merujuk penelitian sebelumnya dengan judul “Evaluasi Beban *Nozzle* Pompa Pada Sistem Pendingin Primer Reaktor Riset Triga Bandung” dengan memvariasikan peletakan *support* pipa yang menuju ke suction pompa sehingga dapat diketahui lokasi penentuan *support* yang paling sesuai berdasarkan kriteria API 610 terkait *nozzle load*.

2. METODOLOGI

2.1 Alat & Bahan

Dalam penelitian kali ini, beberapa standar digunakan untuk proses pengerjaannya. Berikut adalah beberapa standar perancangan yang digunakan:

- ASME B31.3-2010 (*revision of ASME B31.3 -2008*), *ASME Code for Process and Pressure Piping*,
- API Standard 610, *Centrifugal Pumps for Petroleum, Heavy Duty Chemical, and Gas Industry*, American Petroleum Institute,
- Achmad Chamsudi, *Pipipng Stress Analysis*. Badan Tenaga Nuklir Nasional PUSPITEK,
- Kannapan, Sam. (1986). *Introduction to pipe stress analysis*

2.2 Tinjauan Pustaka

Berikut beberapa pustaka yang perlukan sebagai dasar teoritis pengerjaan penelitian ini:

- Ammonia**

Amonia adalah senyawa kimia dengan rumus NH₃. Biasanya senyawa ini didapati berupa gas dengan bau tajam yang khas (disebut bau amonia). Walaupun amonia memiliki sumbangan penting bagi keberadaan nutrisi di bumi, amonia sendiri adalah senyawa kaustik dan dapat merusak kesehatan. Amonia biasanya digunakan sebagai obat-obatan, bahan campuran pupuk Urea (CO(NH₂)₂) dan ZA (*Zwvelamonia*) ((NH₄)₂SO₄), bahan pembuatan amonium klorida (NH₄Cl) pada baterai, asam nitrat (HNO₃), zat pendingin, membuat hidrazin (N₂H₄) sebagai bahan bakar roket, bahan dasar pembuatan bahan peledak, kertas pelastik, dan detergen dan jika dilarutkan kedalam air maka zat tersebut akan

dapat menjadi pembersih alat perkakas rumah tangga [1].

- **Studi Masalah**

Tahap *design support placement* pada sistem perpipaan perlu dilakukan studi literatur untuk menganalisa tegangan pada pipa. Pada kali ini dijelaskan tentang tata cara perhitungan jarak antar penyangga (*allowable pipe span*), perhitungan tegangan akibat pembebanan pada pipa seperti *stress due to sustained load*, *thermal expansion load* menurut kondisi eksisting dan desain ulang, dan analisa beban yang dialami pada *nozzle pump*.

Pada tahun 2011, Hana Subhiyah dan Budi Santoso dari Pusat Penelitian dan Rekayasa Perangkat Nuklir (PRPN) BATAN melakukan penelitian yang berjudul "Evaluasi Beban *Nozzle* Pompa Pada Sistem Pendingin Primer Reaktor Riset Triga Bandung". Dari penelitian tersebut, dilakukan analisa *nozzle pump* agar memenuhi Persamaan F.12a, F.12b, dan F.12c dari API 610.

- **Allowable Stress**

Dalam menganalisa tegangan pipa pada *Chemical Plant* dan *Petroleum*, batasan *stress* yang diijinkan atau *allowable stress* diatur dalam ASME B31.3. Beban yang bekerja pada sistem perpipaan diteruskan ke struktur bangunan penumpu melalui peralatan-peralatan penumpu & *restraints*. Nilai tegangan ijin *occasional load* tidak boleh lebih dari tegangan ijin berdasarkan ASME B31.3 dan bisa diketahui menggunakan Persamaan:

$$S_{occasional} = 1.33 \times S_h \quad (1)$$

Nilai tegangan ijin *thermal expansion load* tidak boleh lebih dari tegangan ijin berdasar ASME B31.3 berdasar Persamaan:

$$S_{ekspansi} = f (1.25S_c + 0.25S_h) \quad (2)$$

- **Ketebalan Minimum (Allowable Thickness)**

Penentuan ketebalan material dalam suatu desain sangatlah penting, karena besar atau kecilnya ketebalan material yang dibutuhkan sebuah desain dipengaruhi oleh besar kecilnya tekanan dan *allowable stress* material yang digunakan. Penentuan ketebalan minimum (*allowable thickness*) pipa lurus berdasarkan ASME B31.3 menggunakan Persamaan berikut:

$$t = \frac{P \cdot OD}{2(S E W + P Y)} \quad (3)$$

Dimana simbol (t) yaitu ketebalan minimum (inch), simbol (P) yaitu tekanan operasi (psi), simbol (OD) yaitu diameter luar pipa (inch),

simbol (S) yaitu *Allowable stress* pada temperatur desain (psi), simbol (E) yaitu *Quality Factor*, simbol (W) yaitu *Weld Joint Strength*, dan simbol (Y) yaitu *Coefficient*.

- **Tegangan Longitudinal**

Tegangan *longitudinal* yaitu tegangan yang searah dengan panjang pipa dan merupakan jumlah dari tegangan aksial (*axial stress*), tegangan tekuk (*bending stress*) dan tegangan *longitudinal* tekan (*longitudinal pressure stress*). Nilai dari ketiga tegangan ini dapat diuraikan sebagai berikut:

1. Tegangan Aksial

Tegangan aksial (σ) adalah tegangan yang ditimbulkan oleh gaya *Fax* yang bekerja searah sumbu pipa (Chamsudi, 2005). Nilai dari tegangan aksial dapat ditentukan dengan Persamaan:

$$\sigma_{ax} = \frac{P A_i}{A_m} \quad (4)$$

2. Tegangan Tekuk

Tegangan tekuk (σ) adalah tegangan yang ditimbulkan oleh momen (M) yang bekerja diujung-ujung pipa. Tegangan yang terjadi dapat berupa tegangan tekuk regang (*tensile bending*) dan tegangan tekuk tekan (*compression bending*). Nilai dari tegangan tekuk dapat ditentukan dengan Persamaan:

$$\sigma_b = \frac{M b}{Z} \quad (5)$$

3. Tegangan Longitudinal Pressure

Tegangan *longitudinal* tekan (σ) adalah tegangan yang ditimbulkan oleh gaya tekan *internal* (P) yang bekerja pada dinding pipa dan searah sumbu pipa. Nilai tegangan *longitudinal* dapat ditentukan dengan Persamaan:

$$\sigma_{lp} = \frac{P \cdot OD}{4 t} \quad (6)$$

- **Beban pada Pipa (Load)**

Load adalah beban yang terjadi pada sistem perpipaan yang diteruskan ke struktur bangunan melalui peralatan penumpu dan *restrain* (smith dan van laan, 1987). Beban operasi adalah beban yang terjadi pada sistem pemipaan selama operasi panas yang meliputi beban *sustain* dan beban *thermal*.

1. *Stress due to sustained loads*

$$\sigma_{lp} = \frac{F}{A} + \frac{M}{Z} + \frac{P \cdot OD}{4 t} \quad (7)$$

2. *Thermal Expansion Loads*

$$\Delta = \frac{5 W L^4}{384 E I} \quad (8)$$

$$M = \frac{6 E I \Delta}{L^2} \quad (9)$$

$$S_b = \frac{M}{Z} \quad (10)$$

• **Allowable Span**

$$W_{\text{pipe}} = \frac{\pi (OD^2 - ID^2) \times \rho \text{ pipe}}{4} \quad (11)$$

$$W_{\text{fluid}} = \frac{\pi (ID^2) \times \rho \text{ pipe}}{4} \quad (12)$$

$$W_{\text{insulation}} = \frac{\pi \times t \times \rho \text{ insulation}}{4} \quad (13)$$

$$W_{\text{Total}} = W_{\text{pipe}} + W_{\text{fluid}} + W_{\text{insulation}} \quad (14)$$

$$W_{\text{per length}} = \frac{W_{\text{Total}}}{L_{\text{pipe}}} \quad (15)$$

$$L = \sqrt{\frac{0.33 Z S_h}{W}} \quad (16)$$

$$L = \sqrt[4]{\frac{\Delta EI}{22.5 W}} \quad (17)$$

$$L = \sqrt{\frac{0.4 Z S_h}{W}} \quad (18)$$

$$L = \sqrt[4]{\frac{\Delta EI}{13.5 W}} \quad (19)$$

• **Nozzle Pump**

$$\left(\frac{FRDA}{1.5 \times FRDT} \right) + \left(\frac{MRDA}{1.5 \times MRDT} \right) \leq 2 \quad (20)$$

$$\left(\frac{FRSA}{1.5 \times FRST} \right) + \left(\frac{MRSA}{1.5 \times MRST} \right) \leq 2 \quad (21)$$

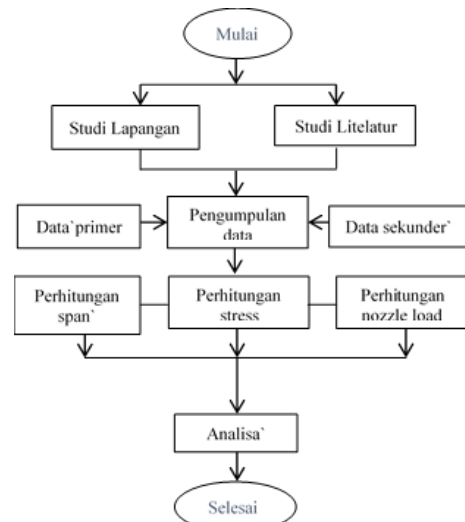
$$FRC_A < 1.5 (FRS_T + FRD_T) \quad (22)$$

$$MYC_A < 2.0 (MYS_T + MYD_T) \quad (23)$$

$$MRC_A < 1.5 (MRS_T + MRD_T) \quad (24)$$

2.4 Metode Penelitian

Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah dengan menganalisa kondisi eksisting dan desain ulang terkait penurunan *support* dengan mengidentifikasi *stress piping*, penempatan jarak *support*, dan beban *nozzle* pompa (Gambar 1).



Gambar 1. Metode penelitian

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam penelitian kali ini, diperoleh hasil analisis stress, allowable span, dan beban pada nozzle. Hasilnya diperoleh dari kondisi eksisting dan desain ulang.

3.1 Jarak Antar Support

Pada analisa kali ini, ditemukan adanya Gap antara pipa dan *support* dikarenakan penurunan *support* yang diindikasikan akibat *stress* pipa berlebih pada titik tersebut. Maka dari itu, dilakukan pemodelan dengan menggunakan *software* CAESAR II untuk mengetahui seberapa besar nilai jarak atau Gap antara *support* dengan pipa pada kondisi eksisting seperti terlihat pada Gambar 2. Dan untuk mengetahui nilai Gap telah ditunjukkan pada Tabel 1.

Karena telah terbukti adanya penurunan *support* di Node 420 pada kondisi eksisting yang mana telah melampaui standar perusahaan, maka dilanjutkan dengan analisa penambahan *support* dimaksudkan untuk mengurangi level penurunan *support* pada kondisi desain. Hasil dari perhitungan span dan pembahan *support* dapat dilihat pada Tabel 2.

3.2 Axial Stress

Nilai dari tegangan akibat gaya axial pada setiap segmen pipa adalah sama baik untuk kondisi eksisting dan desain dikarenakan gaya axial diakibatkan oleh *pressure* sama pada setiap segmen. Hasil perhitungan *axial stress* dapat dilihat pada Tabel 3.

3.3 Longitudinal Pressure

Nilai dari tegangan longitudinal tekan adalah sama pada setiap segmen pipa baik untuk kondisi eksisting maupun desain dikarenakan tekanan fluida pada setiap segmen sama. Hasil perhitungan *longitudinal pressure* dapat dilihat pada Tabel 4.

3.4 Bending Stress

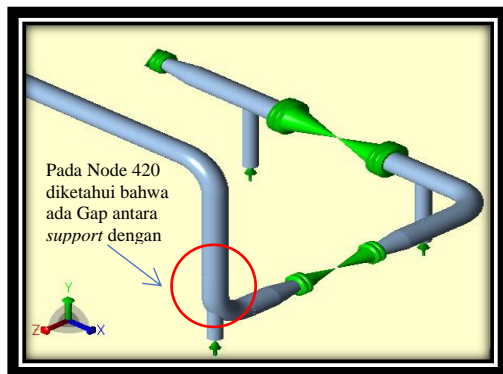
Perhitungan *bending stress* dilakukan per node untuk mengetahui momen bending terbesar. Namun untuk kondisi eksisting dan desain berbeda, karena perbedaan panjang per segmen dari kondisi eksisting dan desain. Hasil perhitungan *bending stress* dapat dilihat pada Tabel 5a dan Tabel 5b.

3.5 Stress Due to Sustain Load

Dari ketiga nilai tegangan di atas dapat diketahui total dari *stress due to sustained load* sesuai dengan persamaan menurut ASME B31.3 yang ditunjukkan pada Tabel 6 untuk kondisi eksisting dan Tabel 7 untuk kondisi desain.

3.6 Thermal Expansion Load

Perhitungan nilai tegangan *thermal expansion* pada kondisi eksisting dan desain untuk pipa sesuai dengan Persamaan (8), (9) dan (10). Hasil perhitungan *thermal expansion* pipa ditunjukkan pada Tabel 8 untuk kondisi eksisting dan Tabel 9 untuk kondisi desain. Hasil perhitungan direkam dalam grafik pada



Gambar 2. Kondisi eksisting terdapat Gap

Tabel 1: Jarak Gap Support Pipa

Node	Gap (mm)
410	20.017
420	20.013
429	19.525
430	18.182

Tabel 2: Perhitungan Jumlah Support

Segmen	Panjang Pipa (inch)	Span (inch)	Jumlah
1	129.92	118.69	1
2	119.68	118.69	1
3	255.91	118.69	2
4	236.22	118.69	2
5	226.38	118.69	2

Tabel 3: Perhitungan Axial Stress

No	Parameter	Besaran	Satuan
1	P operasional	230	Psi
2	OD	28	Inch
3	ID	27.375	Inch
4	Ai	588.807	Inch
5	Am	27.193	Inch
6	σ_{ax}	4980.149	psi

Tabel 4: Perhitungan Longitudinal Pressure

No	Parameter	Besaran	Satuan
1	P operasional	230	psi
2	OD	28	Inch
3	T	0.625	Inch
4	σ_{lp}	2576.00	psi

Tabel 5a: Perhitungan Bending Existing

No	Parameter	Besaran	Satuan
1	W	5399.54	lb
2	L	129.92	Inch
3	Z	492	Inch ³
4	σ_b	178.23	psi

Tabel 5b. Perhitungan bending desain

No	Parameter	Besaran	Satuan
1	W	5235.92	lb
2	L	125.98	Inch
3	Z	492	Inch ³
4	σ_b	167.59	psi

Tabel 6. Perhitungan sustain load eksisting

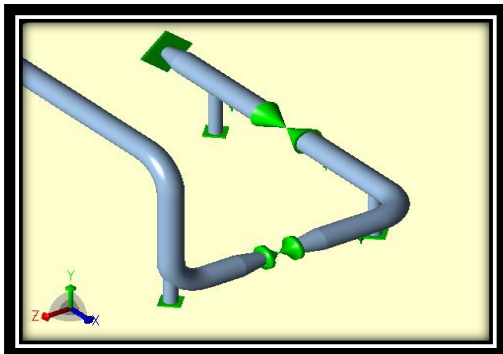
	Node	Sustain Load Manual (psi)	Sustain Load Software (psi)	Presentase (%)
Segmen 1	10_20	7734.38	7048.45	8.87
Segmen 2	20_30	7707.4	7048.45	8.55
Segmen 3	30_40	8247.63	7802.74	5.39
Segmen 4	40_50	8145.34	7838.091	3.77
Segmen 5	70_80	8103.86	8000.216	1.28

Tabel 7. Perhitungan *sustain load* desain

Node	Sustain Load Manual (psi)	Sustain Load Software (psi)	Presentase (%)	
Segmen 1	10_30	7625.60	6575.46	13.23
Segmen 2	30_40	7625.60	6575.46	13.23
Segmen 3	40_50	7652.54	6610.898	13.05
Segmen 4	50_60	7641.24	6622.455	12.70
Segmen 5	60_70	7723.74	6582.087	14.78

3.7 Nozzle Load

Kriteria desain pompa berdasarkan API 610 harus memenuhi Persamaan F.1.2a, F.1.2b, F.1.2c. Pada pemodelan CAESAR II desain rekomendasi dari perusahaan (*existing design*) tidak memenuhi kriteria pada API 610. Oleh sebab itu ditambahkan 3 *support* pada pipa yang menuju ke *suction pump* untuk memenuhi kriteria *nozzle load* API 610 (Gambar 3). Hasil perhitungan *nozzle load* dapat dilihat pada Tabel 10.



Gambar 3. Penambahan *support* pada kondisi desain

Tabel 8. Perhitungan *Thermal Load* eksisting

Node	Thermal Load Manual (psi)	Thermal Load Software (psi)	Presentase (%)	
Segmen 1	10_20	5115.53	4497.407	12.08
Segmen 2	20_30	5553.04	4855.383	12.56
Segmen 3	30_40	2597.12	2076.154	20.06
Segmen 4	40_50	2813.54	2121.945	24.58
Segmen 5	70_80	2935.97	2454.517	16.40

Tabel 9. Perhitungan *Thermal Load* desain

Node	Thermal Load Manual (psi)	Thermal Load Software (psi)	Presentase (%)	
Segmen 1	10_30	4574.72	3983.977	12.91
Segmen 2	30_40	4574.72	3983.977	12.91
Segmen 3	40_50	4872.9	4175.159	14.32
Segmen 4	50_60	4350.71	3702.532	14.90
Segmen 5	60_70	5275.56	4677.526	11.34

Tabel 10. Perhitungan *nozzle load* menurut Persamaan F.12c API 610

Parameter	Nilai	Satuan
FRCA	2899	N
MRCA	4389	N.m
MYCA	4383	N.m
1.5 (FRSt4 + FRDt4)	14867	N
2 (MYSt4 + MYDt4)	10168	N.m
1.5 (MRSt4 + MRDt4)	4481	N.m

Check of Condition F.1.2.c	Requirement	Status
1.5 (FRSt4 + FRDt4)	= 14678. > 2899. (FRCA)	Passed
2.0 (MYSt4 + MYDt4)	= 4881. > 4383. (MYCa)	Passed
1.5 (MRSt4 + MRDt4)	= 10168. > 4389. (MRCA)	Passed

4. KESIMPULAN

Pada penelitian ini dapat disimpulkan bahwa untuk kondisi eksisting dapat dibuktikan bahwa terdapat penurunan *support* sebesar 20 mm. Masalah tersebut dapat diatasi dengan cara menambahkan *support* pada beberapa titik yang juga berimbas pada penurunan nilai *stress* dan *nozzle load* dari kondisi eksisting dan desain.

5. PUSTAKA

- [1] ASME. (2008). ASME B31.3-2010 (revision of ASME B31.3 -2008), Process Piping, ASME Code for Pressure Piping, B31, The American Society of Mechanical Engineer, U.S.A.
- [2] API Standard 610, 11th, Centrifugal Pumps for Petroleum, Heavy Duty Chemical, and Gas Industry, American Petroleum Institute, Washington, DC.
- [3] Chamsudi, A. (2005). Pipipng Stress Analysis. Badan Tenaga Nuklir Nasional PUSPITEK, Serpong.

- [4] Kannapan, S. (1986). Introduction to pipe stress Analysis. John Wiley & Sons, Inc., U.S.A.
- [5] Nayyar, M. L. (2000). PIPING HANDBOOK. U.S.A; Mc Graw Hill Inc.
- [6] Subhiyah, Hana., dan Budi, S (2011). Evaluasi Beban Nozzle Pompa Pada Sistem Pendingin Primer Reaktor Riset Triga Bandung. Bandung: Pusat Penelitian dan Rekayasa Perangkat Nuklir (PRPN) BATAN.
- [7] Smith, R. P and Van L, Thomas.(1987). Piping and pipe Support System- Piping Handbook, Mc Graw Hill Companies Inc., U.S.A.