

ANALISA EFEKTIVITAS MITIGASI UPHEAVAL BUCKLING PIPELINE 16"-HL-4064-3B SUKOWATI A – CENTRAL PROCESSING AREA (CPA) MUDI

Anggalih Arya Kusuma^{1*}, George Endri Kusuma², Mardi Santoso³

¹Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia

^{2,3}Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia

Email: anggaliharyakusuma@gmail.com^{1*}; kusuma.george@gmail.com^{2*}; mardisantoso@gmail.com^{3*}

Abstrak

Upheaval buckling sering terjadi pada kasus kegagalan *pipeline* penyalur *crude oil*, seperti yang terjadi pada jalur *pipeline* 16"-HL-4064-3B menyalurkan *crude oil* Sukowati A – Central Processing Area Mudi Tuban Jawa Timur. *Upheaval buckling* terjadi karena beban *thermal expansion* dan faktor – faktor eksternal seperti *imperfection tanah* dan faktor tanah yang bersifat gembur. Kasus tersebut sudah dilakukan mitigasi dengan memberikan *downforce* berupa 3 titik beton dengan berat masing – masing 2 ton. Fokus penelitian ini pada perhitungan dan pemodelan untuk mencari nilai tegangan yang mengacu pada ASME B31.4 dan nilai *strain* yang mengacu pada ASME B31.1 *Power Piping Non-mandatory Appendix VII*. Nilai efektivitas mitigasi didapat dari analisa teknis tegangan. Hasil perhitungan dan pemodelan *software* CAESAR II nilai tegangan akibat beban *sustained* tidak melebihi *allowable stress* sebesar 18900 Psi. Nilai tegangan akibat beban ekspansi melebihi *allowable stress* sebesar 25200 Psi. Hasil perhitungan dan pemodelan *software* ANSYS 14.5 untuk mencari nilai *strain* sebesar $3,25 \times 10^{-4}$ in/in dan $3,067 \times 10^{-5}$ in/in. Dari analisa efektivitas mitigasi didapatkan bahwa mitigasi yang dilakukan kurang efektif.

Kata kunci : Efektivitas, Mitigasi, Pipeline, Strain, Stress, Upheaval buckling

1 PENDAHULUAN

Pipeline 16"-HL-4064-3B adalah sistem transportasi pipa yang dibangun oleh JOB PPEJ sepanjang 10,5 Km untuk menyalurkan *crude oil* dari sumur di Sukowati A Bojonegoro menuju Central Processing Area yang terletak di Mudi Tuban. *Pipeline* tersebut terpasang secara *underground* dengan temperatur design sebesar 250 F dan tekanan design sebesar 1480 Psi yang telah terjadi *upheaval buckling* pada koordinat X 603255,250 – 603267,089 dan koordinat Y 9209987,443 – 9210007,076 area *block valve* 2 – *block valve* 3 yang ditunjukkan pada Gambar 1.1



Gambar 1.1 Upheaval Buckling Pipeline



Gambar 1.2 Mitigasi *Upheaval Buckling*
Upheaval buckling adalah kegagalan suatu segmen *pipeline* yang mengalami deformasi global. Kegagalan *pipeline* tersebut terjadi karena faktor *thermal expansion* dan faktor eksternal seperti *imperfection tanah* yang sudah dilakukan mitigasi dengan memberikan timbunan tanah setinggi 1 meter dan 3 titik *downforce* masing – masing seberat 2 ton yang ditunjukkan pada Gambar 1.2. Oleh karena itu dilakukan analisa efektivitas mitigasi dan mencari nilai tegangan dan *strain* pada area yang terjadi *upheaval buckling*

2 METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Analisa efektivitas mitigasi *upheaval buckling* dilakukan pada *pipeline* 16"-HL-4064-3B antara BV

2 – BV 3. Analisa penelitian dilakukan dengan tahapan yang telah ditentukan. Tahapan tersebut menghitung secara manual tegangan akibat beban sustained dan ekspansi dan dimodelkan dengan software CAESAR II mengacu pada code B31.4. Permodelan ANSYS untuk mendapatkan nilai strain pada area upheaval buckling dan perhitungan nilai strain mengacu pada ASME B31.1 Power Piping Non-mandatory Appendix VII. Analisa efektivitas mitigasi menggunakan metode paired t-test sample dan analisa teknis tegangan sebagai acuan utama.

2.2 Analisa Tegangan

2.2.1 Sustained Load

Sustained load merupakan beban yang dialami oleh instalasi sistem pipa secara terus menerus. Beban ini merupakan kombinasi beban yang diakibatkan oleh tekanan internal fluida atau gas yang dialirkan dan beban berat yang ditunjukkan oleh persamaan 1.

$$S_L = S_{Lp} + S_b < 0,75 \times 0,72 \times S_y \quad (1)$$

2.2.2 Expansion Load

Expansion load terjadi akibat perbedaan temperatur fluida atau gas yang dialirkan dengan temperatur dinding pipa yang ditunjukkan oleh persamaan 2.

$$S_E = (S_b^2 + 4S_t^2)^{1/2} < 0,72 S_y \quad (2)$$

2.2.3 Hoop Stress

$$S_H = \frac{P_i D}{2t} \leq 0,72 S_{MYS} \quad (3)$$

Persamaan (3) menunjukkan persamaan tegangan hoop. Dimana P merupakan tekanan desain (psi), D merupakan diameter pipeline (in), t merupakan tebal dinding pipeline (in).

2.2.4 Longitudinal Stress

$$S_L = S_E + vS_H + \frac{M}{Z} + \frac{F_a}{A} \quad (4)$$

Persamaan (4) menunjukkan persamaan tegangan longitudinal. Dimana S_E merupakan thermal expansion stress (psi), S_H merupakan hoop stress (psi), M/Z merupakan tegangan bending (psi), dan F_a/A merupakan tegangan aksial (psi).

2.3 Gaya Aksial

$$F = -PAi + v.S_H.As - E \alpha(T_2 - T_1).As \quad (5)$$

2.4 Gaya Friksi

$$P_c = \omega H \quad (6)$$

Persamaan 6 menunjukkan P_c merupakan tekanan tanah yang bekerja pada pipa (psi), ω merupakan berat jenis pipa (lb/in³), H merupakan kedalaman pipa (in).

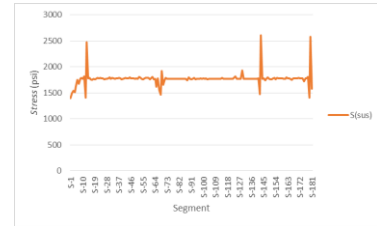
2.5 Maximum Relative Strain

$$\varepsilon = \alpha (T - T_o) \quad (7)$$

persamaan 7 menunjukkan ε merupakan nilai strain (in/in), α merupakan Coefficient of thermal expansion (in/in/F), dan (T - T_o) merupakan perbedaan temperatur saat instalasi dan operasi (C).

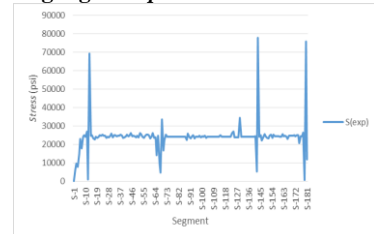
3 HASIL DAN PEMBAHSAN

3.1 Analisa Tegangan Sustained Load



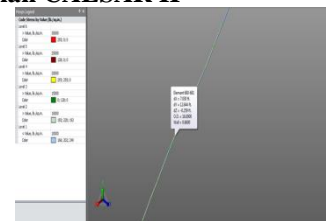
Gambar 3.1 Grafik Tegangan Sustained Load Berdasarkan Gambar 3.1 didapatkan grafik hasil perhitungan manual tegangan akibat beban sustained. Perhitungan beban sustained mengacu pada persamaan (1). Didapatkan beberapa nilai yang besar yaitu pada segmen 13 sebesar 7347,993 psi, segmen 143 sebesar 8077,898, dan segmen 180 sebesar 7901,084 psi. Nilai dari perhitungan manual akibat beban sustained seluruhnya tidak mengalami overstress yaitu masih dibawah 18900 psi.

3.2 Analisa Tegangan Expansion Load

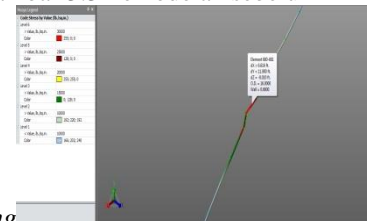


Gambar 3.1 Grafik Tegangan Expansion Load Berdasarkan Gambar 3.2 didapatkan grafik hasil perhitungan manual akibat beban ekspansi. Perhitungan tegangan akibat beban ekspansi mengacu pada persamaan (2). Nilai tegangan memiliki beberapa nilai yaitu pada segmen 13 sebesar 69506,916, segmen 143 sebesar 7896,137 psi dan segmen 180 sebesar 76167,022 yang seluruhnya melebihi allowable stress sebesar 25200 psi.

3.3 Pemodelan CAESAR II



Gambar 3.3 Pemodelan sebelum



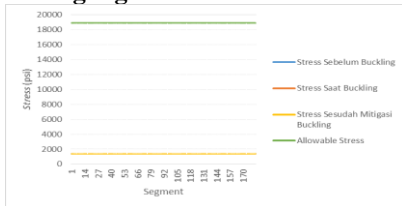
Buckling, Gambar 3.4 Pemodelan saat Buckling, Gambar



Gambar 3.5 Pemodelan sesudah Mitigasi *Buckling*

3.4 Analisa Software Caesar

3.4.1 Analisa Tegangan Sustained Load



Gambar 3.6 Sustained Load

Berdasarkan Gambar 3.6 didapatkan tentang *report stress sustained load* dari ketiga pemodelan software CAESAR II bahwa tidak terdapat perbedaan. Nilai dari tegangan *sustained load* adalah 1383,6 psi dan tidak mengalami *overstress* karena tidak melebihi *allowable stress* yaitu 18900 psi sehingga *upheaval buckling* tidak terjadi akibat pengaruh *sustained load*.

3.4.2 Analisa Tegangan Expansion Load



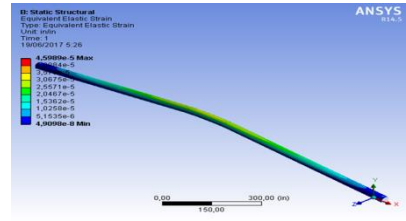
Gambar 3.7 Expansion Load

Berdasarkan Gambar 3.7 didapatkan grafik *report stress* akibat *expansion load*. Nilai tegangan yang mengalami *overstress* pada node 130 sebesar 40598 psi, dan pada area *upheaval buckling* 670, 680, 690 sebesar masing – masing 30810,6 psi, 57781 psi, dan 44721,9 pada pemodelan saat *buckling* dan sesudah mitigasi *buckling*.

3.5 Analisa Nilai Strain

3.5.1 Pemodelan ANSYS 14.5

Berdasarkan Gambar 3.8 telah didapatkan pemetaan nilai strain dari pemodelan ansys dengan menggunakan solution equivalent elastic strain bahwa nilai strain terendah yaitu $4,9098 \times 10^{-8}$ in/in yang ditunjukkan dengan warna biru tua terdapat pada titik ke tiga sedangkan nilai strain tertinggi adalah $3,067 \times 10^{-5}$ in/in yang ditunjukkan oleh warna kuning yang terletak pada puncak areabuckling.



Gambar 3.8 Pemodelan ANSYS 14.5

3.5.2 Perhitungan Manual Nilai Strain

Perhitungan *maximum relative strain* untuk thermal ekspansi yang menghasilkan *thermal elongation* pada *underground pipeline* dihitung menggunakan persamaan (7) sebagai berikut :

$$\epsilon = \alpha (T - T_0)$$

$$\epsilon = 6,5 \times 10^{-6} (250 - 200)$$

$$\epsilon = 3,25 \times 10^{-4} \text{ in/in}$$

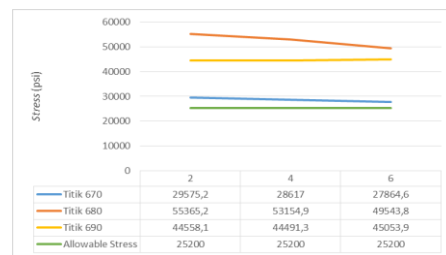
Nilai maksimal *strain* yang didapat adalah $3,25 \times 10^{-4}$ in/in. Indikasi nilai *strain* tertinggi adalah terletak pada puncak area *upheaval buckling*.

3.6 Analisa Efektivitas Mitigasi Upheaval Buckling

3.6.1 Analisa Teknis Tegangan

Analisa efektivitas parameter tegangan dianalisa secara teknis dengan simulasi software Caesar. Simulasi dilakukan dengan beberapa variasi besar *downforce* dan lokasi titik *downforce*. Variasi besar *downforce* yaitu sebesar 2 Ton, 4 Ton, dan 6 Ton serta variasi lokasi *downforce* pada titik 670, 680, 690 dan 671, 680, dan 681. Beban yang dianalisa adalah akibat beban ekspansi. Beban akibat *sustained* tidak dianalisa karena tidak mempengaruhi *upheaval buckling*.

3.6.6.1 Variasi Besar Downforce 2T, 4T, 6T pada Titik 670, 680, 690



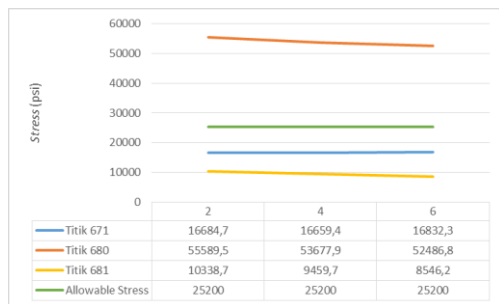
Gambar 3.9 Report Expansion Load 670,680,690

Berdasarkan Gambar 3.9 didapatkan bahwa nilai tegangan masih melebihi *allowable stress* untuk semua titik yang diberikan *downforce* pada area *upheaval buckling*. Nilai tegangan tertinggi sebesar 55465,2 psi terletak pada titik 680 dengan *downforce* sebesar 2 Ton. Nilai tegangan pada seluruh titik berturut – turut turun setelah *downforce* diganti menjadi 4 Ton dan 6 Ton tetapi nilai tegangan masih melebihi *allowable stress* sebesar 25200 psi. Berikut adalah Tabel 4.1 menunjukkan ringkasan analisa teknis titik 670, 680, dan 690.

Tabel 4.1 Ringkasan Hasil Analisa Teknis Tegangan Titik 670, 680, 690

Beban (Ton)	Titik	Tegangan (psi)	Allowable stress (psi)	Keterangan
2	670	29575,2	25200	Overstress
4	670	28617	25200	Overstress
6	670	27864,6	25200	Overstress
2	680	55365,2	25200	Overstress
4	680	53154,9	25200	Overstress
6	680	49543,8	25200	Overstress
2	690	44558,1	25200	Overstress
4	690	44491,3	25200	Overstress
6	690	45053,9	25200	Overstress

3.6.6.2 Variasi Besar Downforce 2T, 4T, 6T pada Titik 670, 680, 690



Gambar 3.9 Report Expansion Load 671,680,681

Berdasarkan Gambar 3.9 didapatkan bahwa nilai tegangan masih melebihi *allowable stress* untuk titik 680 yang diberikan *downforce* pada area *upheaval buckling*. Pada titik 671 dan 681 nilai tegangannya tidak melebihi *allowable stress*. Nilai tegangan tertinggi sebesar 55589,5 psi terletak pada titik 680 dengan *downforce* sebesar 2 Ton. Nilai tegangan pada titik 680 berturut – turut turun setelah *downforce* diganti menjadi 4 Ton dan 6 Ton tetapi nilai tegangan masih melebihi *allowable stress* sebesar 25200 psi. Berikut adalah Tabel 4.2 menunjukkan ringkasan analisa teknis titik 671, 680, dan 681.

Tabel 4.2 Hasil Ringkasan Analisa Teknis Tegangan Titik 671, 680, 681

Beban (Ton)	Titik	Tegangan (psi)	Allowable stress (psi)	Keterangan
2	671	16684,7	25200	safe
4	671	16659,4	25200	safe
6	671	16832,3	25200	safe
2	680	55589,5	25200	overstress
4	680	53677,9	25200	overstress
6	680	52486,8	25200	overstress

2	681	10338,7	25200	safe
4	681	9459,7	25200	safe
6	681	8546,2	25200	safe

4 KESIMPULAN

- Hasil perhitungan dan pemodelan untuk mencari nilai tegangan pada pipeline 16”-HL-4064-3B pada area block valve 2 – block valve 3 adalah sebagai berikut.
 - Perhitungan manual akibat beban sustained seluruhnya tidak mengalami overstress yaitu masih dibawah 18900 psi dengan nilai tertinggi pada segmen 143 sebesar 8077,988 psi. Perhitungan nilai tegangan akibat beban ekspansi melebihi allowable stress sebesar 25200 psi dengan nilai tertinggi pada segmen 143 sebesar 78296,137 psi.
 - Nilai tegangan akibat beban sustained untuk ketiga pemodelan nilainya sama yaitu sebesar 1383,6 psi dan tidak melebihi allowable stress sebesar 18900 psi.
 - Nilai tegangan akibat beban ekspansi untuk ketiga pemodelan melebihi allowable stress sebesar 25200 psi. Overstress terletak pada node 670, 680, 690 area upheaval buckling dengan nilai tertinggi sebesar 64316,3 psi pada node 680 pemodelan sesudah mitigasi upheaval buckling.
- Hasil perhitungan manual nilai strain sebesar $3,25 \times 10^{-4}$ in/in. Nilai perhitungan manual tidak berbeda jauh dari nilai maksimal pada pemodelan software Ansys sebesar $3,067 \times 10^{-5}$ in/in yang terletak pada puncak area buckling sedangkan nilai terendah dari hasil pemodelan sebesar $4,9098 \times 10^{-8}$ in/in.
- Mitigasi upheaval buckling yang telah dilakukan oleh perusahaan adalah kurang efektif.

5 UCAPAN TERIMA KASIH

- Ibu dan bapak penulis yang senantiasa memberikan kasih sayang, do'a, dan dukungan kepada penulis baik dari segi moral maupun dari segi finansial.
- Bapak Ir. Eko Julianto, M.Sc., MRINA selaku Direkur Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
- Bapak George Endri Kusuma, ST., M.Sc.Eng sebagai Ketua Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya serta sebagai dosen pembimbing 1 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama pengerjaan proposal tugas akhir.
- Bapak Mardi Santoso, ST., M.Eng.Sc Sebagai dosen pembimbing 2 yang telah memberikan bimbingan dan pengarahan selama pengerjaan proposal tugas akhir.

5. Bapak Dimas Endro Witjanarko, ST., MT Sebagai Ketua Program Studi Teknik Perpipaan, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
6. Teman – teman seperjuangan Teknik Perpipaan 2013 yang senantiasa memberikan suka dan duka selama masa perkuliahan di Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
7. Defi Mayang Sari (*my future*) yang selalu memberikan perhatian dan motivasi kepada penulis

6 DAFTAR PUSTAKA

- 5L, A. (2005). *Specification for Line Pipe*. Washington, DC USA: API Publishing Services.
- Antaki, G. A. (2003). *Piping and Pipeline Engineering*. Aiken, South Carolina, USA: Marcel Dekker, Inc.
- B31.1. (2008). *Power Piping Non - Mandatory Appendix VII*. New York, USA: ASME B31 Commite.
- B31.4, A. (2012). *Pipeline Transportation Systems for Liquids and Slurries*. New York: ASME B31 Commite.
- Chamsudi, A. (2005). *Piping Stress Analysis*. Jakarta.
- Engineer, C. (1985-1998). *Piping Stress Analysis (Seminar Notes)*. Houston, Texas: COADE Inc.
- F110, D. R. (2007). *Global Buckling of Submarine Pipelines*. Norwegia: DNV Commite.
- Fahmi Fazlur Ramlan, W. W. (2012). Analisa Penyebab Terjadinya Upheaval Buckling pada Pipeline 16" dan Corrective Action. *JURNAL TEKNIK POMITS Vol. 1*, 1-6.
- Fahmi, A. (2016). Analisa Potensi Upheaval Buckling di 10"-CH-PG-032 Trunkline dari SPG Kuang ke SPG Pakugajah pada PGDP. *1 Conference on Piping Engineering and Its Application (CPEAA) 2012* (hal. 8-13). Surabaya: PPNS.
- Harahap, D. (2007). Analisa Kasus Upheaval Buckling pada Onshore Pipeline. 7-17.
- L.C Peng, T.-L. P. (2009). *PIPE STRESS ENGINEERING*. Houson, Texas, USA: ASME PRESS.
- Muhammad, R. (2008). Perencanaan Pipa dan Expansion Loop pada Pipa Penyalur SPM. 44-48

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan