

Analisis Desain Pipa Jalur Distribusi Gas Aroma Kopi KP.0+000 – KP.0+100 Semarang Demak

Muhammad Fahmi Aulia Zain^{1*}, Adi Wirawan Husodo², Benedicta Dian Alfanda³

Program Studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya,
Surabaya, Indonesia^{1*,2,3}

Email : muhammadfahmi@student.ppns.ac.id^{1*}; adi_wirawan@ppns.ac.id²; benedictadian@ppns.ac.id³ ;

Abstract - The Pipeline from ORF (Onshore Receiving Facilities) Semarang to Demak which distribute the aroma of coffee gas at the time of line selection, the pipeline passes through critical conditions, swamp areas and road crossing. This coffee aroma gas distribution pipe has a pipe diameter of 12 inches, at KP.0+000-KP.0+050 the pipe passes through a swamp area, in this area the value of the buoyancy force is 9397.75 lb and the downward force is 8439.3 lb. , the anti-buoyancy ratio is 0.89 so that the pipe passing through the swamp does not meet the allowable, the ratio must be greater than or equal to 1.2, therefore the addition of 6 Saddles on Weight then the anti-buoyancy ratio becomes 1.22 with a distance between saddle and weight is 23,67 ft. at KP.0+050-KP.0+100 pipes also pass through the highway. Analysis of three depth variations, the depth is 6,56 ft, 8,2 ft and 9,84 ft. The optimal depth is at a depth of 9,84 ft with an internal load value of 11220 psi, a total effective stress of 13169.83 psi, a grit weld of 2970 psi and a longitudinal weld of 2715 psi. this stress value has met the allowable on API 1102 (Pipelines Crossing Railroads and Highway) the crossing method used is Horizontal Directional Drilling (HDD) and the minimum pulling load value is 7300.82 lb, based on calculations all are still within the allowed limits so that the pipeline that passes through swamp area and crossing road is safe.

Keywords: Buoyancy, Crossing road, Pulling load, Saddle on Weight

Nomenclature

A_p pipe cross section area [in ²].	S₂ Tegangan longitudinal maksimum [psi]
A_s Steel Cross Sectional Area [in ²].	S₃ Tegangan radial maksimal [psi]
B_e Faktor penguburan untuk beban tanah	SFG Batasan ketahanan kelelahan dari las melingkar [psi]
D Diameter luar pipa [in]	SFL Batasan ketahanan kelelahan dari las memanjang [psi]
E Faktor sambungan longitudinal	S_H Hoop stress [psi]
E' Modulus reaksi tanah [psi]	S_{He} Tegangan circumferential berasal dari beban tanah [psi]
E_e Faktor excavation untuk beban tanah	S_{Hi} Tegangan circumferential dari formula Barlow [psi]
E_s Young's modulus baja [psi]	S_p Tegangan longitd (pemuaiian Panas) [psi]
F Desain faktor	S_r Tegangan longitd (pemuaiian Panas) [psi]
F_b allowable bending stress [psi]	SMYS Spesific minimum yield strength [psi]
F_{buo} Buoyancy Force [lb]	T Faktor derasi temperatur
F_d Fluid drag [lb]	T₁ Temperatur pada waktu installasi [°F]
F_f Friction Force [lb]	T₂ Temperatur operasi maksimum atau minimum [°F]
F_i Impact faktor	t_w Ketebalan dinding pipa [in.]
F_t allowable tensile stress [psi]	v_s Poisson's ratiio baja
G_{th} Faktor geometri untuk tegangan siklik circumferential	w Desain tekan permukaan tanah [lb/in. ²]
G_{Lh} Faktor geometri untuk tegangan siklik longitudinal	W_c Berat lapisan anti kosori [lb]
K Earth Pressure Coefficient	W_f Berat Fluida [lb]
K_{He} Faktor kekakuan untuk tegangan circumferential dari beban tanah	W_p Berat pipa [lb]
K_{Hh} Faktor kekakuan untuk tegangan siklik circumferential	W_{sow} Berat Saddle on weight [lb]
K_{Lh} Faktor kekakuan untuk tegangan siklik longitudinal	α_T Koefisien ekspansi termal baja [in/in/°F]
L_{arc} Panjang pipa melengkung [in]	γ Berat tanah [lb/in. ³]
MAOP Maximum Allowable Operating Prssure [psi]	ΔS_H Tegangan siklik circumferential [psi]
P Beban roda [lb]	ΔS_{Hh} Tegangan siklik circumfeirential akibat beban roda [psi]
R Pavement factor jalan raya	ΔS_L Tegangan siklik longitudinal in [psi]
S₁ Tegangan circumferential maksimum [psi]	ΔS_{Lh} Tegangan siklik circumferential akibat beban roda [psi]

1. PENDAHULUAN

Jalur perpipaan dapat diartikan sebagai jaringan dari pipa air, limbah, gas atau hidrokarbon fluida yang dialirkan ke distributor dengan sistem *pipeline*. pipa tersebut dapat diletakkan di atas tanah (*above ground*), di dalam tanah (*underground*) *Pipeline* [10]. *Pipeline* dari ORF (*Onshore Receiving Facilities*) Semarang hingga Demak yang mendistribusikan gas aroma kopi. Pada saat pemilihan jalur, *pipeline* melewati berbagai kondisi yang *critical*. Pada area KP.0+000-KP.0+100 *pipeline* melewati daerah *critical* yaitu pada rawa dan juga *crossing road*. Daerah seperti rawa dan sungai memiliki nilai *buoyancy* yang cukup besar, sehingga ketika *pipeline* melewati daerah tersebut harus didesain serta dianalisis agar tidak muncul ke permukaan. Berbagai cara dilakukan agar *pipeline* tetap sesuai dengan desain yang ditetapkan agar ketika tahap instalasi tidak terjadi kegagalan system pada *pipeline* tersebut. [14]. Pada area (*crossing road*) kendaraan yang melintas cukup padat, kendaraan-kendaraan berat seperti *truck* dan *lowboy* sangat dimungkinkan untuk melewati area ini dikarenakan area ini masih masuk dalam area pelabuhan dan juga area proyek pembangkit listrik sehingga kendaraan-kendaraan tersebut dapat memberikan beban yang lebih ke permukaan pipa yang melewati jalan raya (*crossing road*) yang akan menyebabkan kegagalan pada desain pipa. Beban maksimum *tandem axel wheel load* yang direkomendasikan untuk desain yaitu 10 kips [2], namun pada area ini beban *tandem axel wheel load* diperkirakan mencapai 33 kips.[2]

Dalam penelitian ini dilakukan perancangan untuk pengendali gaya apung yang dibutuhkan pada area rawa dengan metode *saddle on weight* dan melakukan analisis tegangan pada pipa setelah dilakukan penambahan gaya *anti buoyancy* dan pada area *crossing road* dilakukan analisis kedalaman dengan tiga variasi kedalaman yaitu pada kedalaman 6,56 ft, kedalaman 8,2 ft dan kedalaman 9,84 ft.. Analisa dilakukan untuk mencari kedalaman yang optimal dengan nilai tegangan akibat beban internal dan eksternal menggunakan formula [2].metode yang digunakan untuk *road crossing* adalah *Horizontal Directional Drilling* (HDD),yang nantinya akan dilakukan perancangan pada HDD profil dan juga melakukan analisa *minimum pulling load* guna memastikan pipa benar benar aman.

2. METODOLOGI

2.1 Prosedur Penelitian

Dari data desain yang didapat dilakukan analisa pada desain *pipeline* yang melewati area rawa dengan melakukan perhitungan gaya angkat dan juga gaya dorong ke bawah [6] dan

melakukan pemodelan *software* untuk melakukan analisis tegangan pada area rawa dan untuk *crossing road* melakukan analisis tegangan pada setiap variasi kedalaman dengan melakukan perhitungan manual [2] hasil analisa dari tegangan ini digunakan untuk menentukan kedalaman yang optimal, dan dilakukan desain pada profil HDD dan melakukan perhitungan *pulling load* [13] dan melakukan analisa terhadap *pipeline road crossing* untuk memastikan pipa yang melawati area *critical* aman.

2.2 Analisis pipeline area rawa

2.2.1 Gaya apung

Perhitungan *Buoyancy Force* atau gaya angkat keatas yang terjadi pada pipa yang melewati lingkungan rawa dapat dihitung menggunakan persamaan [6].

$$F_{buoy} = \left[\frac{\pi}{4} ((D_o + 2tc)^2) \right] \rho_w a \quad (1)$$

2.2.2 Gaya dorong ke bawah

Gaya dorong ke bawah (*Downward force*) merupakan gaya berat benda beserta komponen lainnya. Pada kondisi area rawa, terdapat beberapa faktor berat yang mempengaruhi *downward force* yaitu berat pipa, berat pelapis anti-korosi (*coating*), dan berat fluida dilakukan langkah perhitungan dalam persamaan berikut. [6]

$$F_{down} = W_{pipe} + W_{corr} + W_{content} \quad (2)$$

Untuk memastikan daya apung pipa terhadap gaya atau beban gravitasi maka *allowable ratio* berikut harus dipenuhi, [6]

$$(F_{down}/F_{buoy}) \geq 1.2 \quad (3)$$

Jika dari perhitungan rasio belum sesuai maka dilakukan penambahan SOW (W_{sow}) sesuai dengan kebutuhan.

2.2.3 Pipe span

Dalam penentuan penempatan SOW harus memenuhi *allowable span*. Perhitungan nilai *Allowable Span* berdasarkan pada perhitungan nilai *limitation of stress* dan juga pada nilai *limitation of deflection*. Dapat dinyatakan dengan rumus berikut [9]

$$\text{Limitation of stress } L_s = \sqrt{\frac{0.4.Z.Sh}{W}} \quad (4)$$

$$\text{Limitation of deflection } L_s = \sqrt[4]{\frac{\Delta E I}{22.5 \times W}} \quad (5)$$

Dan dalam penentuan jarak antar SOW maka dilakukan perhitungan dengan persamaan berikut

$$\text{Jarak} = \frac{\text{Panjang Total Pipeline}}{\text{Jumlah SOW}} \quad (6)$$

2.2.4 Analisis Tegangan

Tegangan (*stress*) dapat disebabkan oleh beban statis dan dinamis yang merupakan resultan dari gaya gravitasi, perubahan

temperatur, tekanan di dalam maupun luar pipa dan perubahan debit fluida. Perhitungan dilakukan menggunakan manual dan software [3]. Perhitungan tegangan menggunakan kombinasi beberapa panduan seperti spesifikasi perusahaan. [11]

- **Expansion Thermal**

Tegangan longitudinal akibat ekspansi termal pada pipa *restrained* dapat ditentukan persamaan berikut. [3]

$$ST = E\alpha (T_1 - T_2) \quad (7)$$

- **Hoop Stress**

Dalam waktu yang bersamaan pipa mengalami tekanan internal dan tekanan eksternal dari luar. Perbedaan tekanan eksternal dan internal menyebabkan munculnya tegangan *hoop*. [3] dan dalam perhitungan dapat dihitung dengan persamaan berikut:

$$Sh = \frac{PD}{2t} \quad (8)$$

- **Tegangan Internal Pressure**

Sebelum melakukan perhitungan perlu penentuan terlebih dahulu mengenai kondisi jalur pipa, dalam hal ini persamaan yang digunakan untuk pipa dalam kondisi *restrained*. Nilai dari tegangan longitudinal dipengaruhi oleh nilai tegangan *hoop* pipa. [3]

$$SP = 0.3SH \quad (9)$$

2.3 Analisis Pipeline Crossing road

Analisis dilakukan untuk mendapatkan kedalaman yang optimal. dalam analisis *pipeline crossing road* dilakukan perhitungan tegangan sebagai berikut

2.3.1 Tegangan beban internal

Tegangan *circumferential* yang berasal dari tekanan internal (S_{Hi}), dapat ditentukan dengan menggunakan formula berikut [3]:

$$S_{Hi} = \frac{p(D - t_w)}{2t_w} \quad (10)$$

2.3.2 Tegangan akibat beban external

Beban eksternal menghasilkan tegangan *circumferential* dan *longitudinal* pada pipa. Beban eksternal disebabkan oleh *earth loads* (beban tanah) dan *live load* [2].

1. Tegangan Akibat Beban Tanah

Tegangan *circumferential* pada pipa disebabkan pembebanan oleh tanah (*earth load*) (S_{HE}) dapat ditentukan dengan formula berikut [2]:

$$S_{HE} = K_{HE} \cdot B_e \cdot E_e \cdot \gamma \cdot D \quad (11)$$

2. Tegangan Akibat Live Load

Live load berasal dari beban alat transportasi, w , yang melintas diatas jalur pipa. Pada penelitian ini beban yang digunakan adalah beban kendaraan jalan raya. Pembebanan berasal dari beban roda (P) yang melintas diatasnya. Beban roda diambil dari beban *maximum* roda dari *single axle truck*, P_s , atau beban *maximum* roda dari *tandem axle truck*, P_t [2]. Beban desain yang dipakai $P_t = 33$ kips (33.000 lbs) tekanan

permukaan desain yang diterapkan adalah $w = 229,17$ psi.

a. Impact Factor

Live loads dapat mengalami kenaikan karena adanya *impact factor* (F_i) yang merupakan fungsi dari kedalaman penguburan (H) dari pipa yang mengalami *crossing* [2].

b. Tegangan Siklik Jalan Raya

- Tegangan siklik *circumferential* pada jalan raya (ΔS_{Hh}) dapat dihitung dengan formula berikut ini [2]:

$$\Delta S_{Hh} = K_{Hh} \cdot G_{Hh} \cdot R \cdot L \cdot F_i \cdot w \quad (12)$$

- Tegangan siklik *longitudinal* pada jalan raya (ΔS_{Lh}) dapat dihitung dengan menggunakan formula berikut [2]:

$$\Delta S_{Lh} = K_{Lh} \cdot G_{Lh} \cdot R \cdot L \cdot F_i \cdot w \quad (13)$$

2.3.3 Batas Tegangan

Tegangan yang telah dihitung tidak boleh melebihi nilai tegangan yang diizinkan. Tegangan yang diizinkan untuk mengontrol keluluhan (*yielding*) pada material pipa harus diperiksa dengan cara berikut [2]:

2.3.3.1 Allowable stress

1. Cara pertama berdasarkan *Code Federal Regulations: Title 49. Transportation* bagian 192 atau 195. Tegangan *circumferential* yang dihasilkan oleh tekanan internal dapat dihitung dengan formula Barlow, S_{Hi} Barlow, harus lebih rendah dari *minimum yield strength* yang telah ditentukan. Berikut formula Barlow [2]:

$$[S_{Hi}(\text{Barlow}) = p \cdot D / 2t_w] \leq F \times E \times T \times SMYS \quad (14)$$

2. Cara kedua dengan membandingkan total tegangan efektif (S_{eff}) (psi atau kPa) tidak boleh melebihi dari spesifikasi *minimum yield strength* dikalikan dengan *design factor* (F). Tegangan *principal* dalam perhitungan (S_{eff}) terdiri dari (S_1), (S_2) dan (S_3). Tegangan *principal* tersebut dihitung menggunakan dengan formula berikut [2]:

$$S_1 = S_{He} + \Delta S_H + S_{Hi} \quad (15)$$

$$S_2 = \Delta S_L - [E_s \cdot \alpha_T \cdot (T_2 - T_1)] + [v_s \cdot (S_{He} + S_{Hi})] \quad (16)$$

$$S_3 = -p = -MAOP \text{ atau } -MOP \quad (17)$$

Total tegangan *effective* (S_{eff}) (psi atau kPa) dapat dihitung dengan menggunakan formula berikut [1]:

$$S_{eff} = \sqrt{\frac{1}{2}[(S_1 - S_2)^2 + (S_2 - S_3)^2 + (S_3 - S_1)^2]} \quad (18)$$

Untuk memeriksa *yield* material pipa dapat dilakukan dengan memastikan total tegangan *effective* tidak melebihi spesifikasi *minimum yield strength* material pipa dikalikan dengan *design factor*, menggunakan persamaan berikut [2]:

$$S_{eff} \leq SMYS \times F \quad (19)$$

2.3.3.2 Pemeriksaan Kelelahan

- *Girth weld*

Tegangan siklik diperiksa untuk potensial kelelahan pada material hasil las melingkar (*circumferential*) [2].

$$\Delta SLh \leq SFG \times F \quad (20)$$

- *Longitudinal weld*

Tegangan siklik berupa tegangan *circumferential* diperiksa terhadap potensial kelelahan pada material hasil las memanjang (*longitudinal*) [2].

$$\Delta SH \leq SFL \times F \quad (21)$$

2.4 Analisis pulling load HDD

Sebelum melakukan analisis *pulling load* HDD dan analisis tegangan di tentukan dulu berapa jumlah panjang pipa yang akan digunakan melalui data pengeboran yang telah dilakukan dan masing-masing besaran radius, jarak panjang, jarak panjang jalur HDD pada lanjutan point masukan dan keluaran pons sistem pada setiap kondisi pembebanan.

2.4.1 Analisis Luasan dan Geometri Pipa HDD

Sebelum menentukan *pulling load* perlu dilakukan analisis terhadap luasan dan geometri pada lokasi pipa HDD. parameter geometri dan konstanta yang relevan seperti luas penampang pipa (A_p), luas penampang baja (A_s), Tekanan tanah (P_e), berat pipa (W_s), berat efektif atau terendam pipa (W_{sub}), faktor lengkung (κ), antara lain diperkirakan.

luas penampang internal pipa A_p , luas penampang baja A_s dan geometri pipa lainnya dihitung sebagai berikut

$$A_p = 0,25 \times \pi \times D^2 \quad (22)$$

$$A_s = \pi t (D-t) \quad (23)$$

$$W_s = \text{Pipe Cross Sectional Area} \times \rho_s \quad (24)$$

$$W_{mud} = A_p \times \rho_m \quad (25)$$

$$W_{sub} = W_s - W_{mud} \quad (26)$$

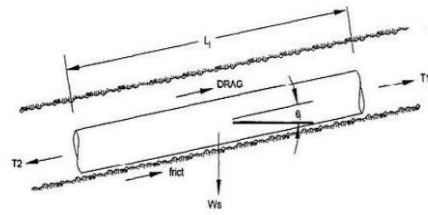
$$K = \text{TAN}((\pi) * (45 - \phi / 2)) \quad (27)$$

$$k = \frac{1 - \text{EXP}(-2 * K * L_{depth} * 3,28084 * \text{TAN}(\pi * (\phi / 2) / D)}{(2 * K * L_{depth} * 3,28084 * \text{TAN}(\pi * (\phi / 2) / D)) / D} \quad (28)$$

2.4.2 Analisis Beban

Gaya tarik total yang diperlukan untuk memasang pipa ditentukan dengan menjumlahkan gaya-gaya individual yang diperlukan untuk menarik pipa melalui masing-masing bagian lurus dan melengkung yang ditentukan dalam profil lubang. *pulling load* dapat dihitung dengan menggunakan formula berikut. [13]

- Pipa Bagian Lurus



Gambar 1. Beban tarik pada bagian lurus

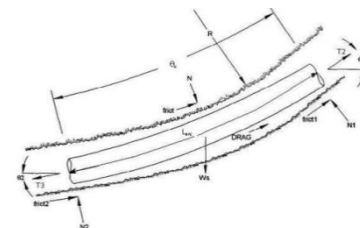
$$|Ff| = W_{sub} \times L_1 \cos \theta \times \mu_{soil} \times g \quad (29)$$

$$F_d = \pi \times D \times L_1 \times \mu_{mud} \times g \quad (30)$$

$$W_p = W_s \times L \sin \theta \quad (31)$$

$$T_{total} = |Ff| + F_d \pm W_p \quad (32)$$

- Pipa bagian melengkung



Gambar 2 Beban tarik pada bagian melengkung

$$|F_{farc}| = W_{sub} \times L_{arc} \cos \theta \times \mu_{soil} \times g \quad (33)$$

$$F_{darc} = \pi \times D \times L_{arc} \times \mu_{mud} \times g \quad (34)$$

$$W_p = W_s \times L_{arc} \sin \theta \quad (35)$$

$$T_{arc\ total} = T_1 + |F_{farc}| + F_d \pm W_p \quad (36)$$

2.4.3 Analisis Tegangan pipa HDD

Kasus kondisi tegangan critical untuk pipa berada pada saat kombinasi *tensile*, *bending* dan *hoop* terjadi pada waktu yang sama. berdasarkan PRCI [11] perlu dilakukan analisa sebagai berikut

2.4.3.1 Individual stress

- Axial Tensile stress

$$\sigma_t = \text{Pulling loads} / \text{Steel Area} \quad (37)$$

$$F_t = 90\% \times SMYS \text{ of Pipeline} \quad (38)$$

- Bending stress

$$\sigma_b = E D / 2R \quad (39)$$

$$D/t \quad (40)$$

Kriteria penerimaan bending *stress* menurut PRCI [11]

$$FB = 75\% SMYS \quad (41)$$

$$\text{jika } D/t \leq (1500000 \text{ psi}) / SMYS$$

$$FB = (0,84 - (1,74 * SMYS * D) / (E * t)) * SMYS \quad (42)$$

$$\text{jika } (1500000 \text{ psi}) / SMYS < D/t \leq (3000000 \text{ psi}) / SMYS$$

$$FB = (0,72 - (0,58 * SMYS * D) / (E * t)) * SMYS \quad (43)$$

$$\text{jika } D/t > (3000000 \text{ psi}) / SMYS$$

- Hoop Stress due to External Pressure

$$\sigma_{SHext} = (\Delta P \times D) / (2 \times t) \quad (44)$$

$$F_{He} = 0,88 \times E \times (t/D)^2 \quad (45)$$

$$FHC = FHe \text{ Jika } 0,55 \text{ SMYS} \geq FHe \quad (46)$$

$$FHC = 0,45 \times \text{SMYS} \times 0,18 \times FHe \text{ Jika } 0,55 \text{ SMYS} < FHe \leq 1,6 \text{ SMYS} \quad (47)$$

$$FHC = ((1,31 \times \text{SMYS}) / (1,15 + \text{SMYS}/FHe)) \text{SMYS} \text{ Jika } 0,55 \text{ SMYS} < FHe \leq 6,2 \text{ SMYS} \quad (48)$$

$$FHC = \text{SMYS} \text{ Jika } FHe \geq 6,2 \text{ SMYS} \quad (49)$$

Tegangan *Hoop stress* bisa diterima jika $\sigma_{Shext} < FHC/(1,5)$ (50)

2.4.3.1 Combine stress (Tegangan Gabungan)

Pada Tegangan Gabungan ini terdiri dari dua jenis kondisi gabungan, Tegangan Instalasi Gabungan harus terpenuhi dalam kondisi berikut. [13]:

- *Tensile dan Bending*
 $\sigma_t / 0,9St + \sigma_b / Sb < 1 \quad (51)$

- *Tensile, Bending dan External Hoop*
 $A : (\sigma_t + \sigma_b - (x \cdot 0,5 \text{ shext})) \cdot 1,25 / \text{SMYS} \quad (52)$

$$B : (1,5 \times \text{sh}) / \text{Shc} \quad (53)$$

Sehingga untuk tegangan gabungan sebagai berikut

$$A^2 + B^2 + 2n|A|B < 1 \quad (54)$$

2.4.3.2 Operating stress

Tegangan operasi dipengaruhi oleh tegangan longitudinal dan hoop. [13]

- *Hoop stress (due internal pressure)*
 $\sigma_{SH} = (\Delta P \times D) / (2 \times t) \quad (55)$

- *Bending stress*
 $\sigma_b = E D / 2R \quad (56)$

- *Thermal stress*
 $Sth = E \alpha (T_1 - T_2) \quad (57)$

Jadi untuk tegangan longitudinal adalah

- *Stress Longitudinal*
 $\sigma_L = \sigma_b + \sigma_{th} + \sigma_{hoop} \times v \quad (58)$

Sehingga *allowable* Tegangan Operasi, yaitu $0,9 \text{ SMYS} > \text{Stress longitudinal} \quad (59)$

- *Shear stress*
 $\sigma_v = |(\sigma_c - \sigma_L) / 2| \quad (60)$

Dan untuk *allowable Shear stress*, yaitu $0,45 \text{ SMYS} > \text{Shear stress} \quad (61)$

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Data Desain dan Properti Material

Data desain *pipeline* gas aroma kopi menggunakan pipa NPS 12 Material yang digunakan adalah steel berstandar API 5L Grade B menggunakan *coating* 3LPE dan fluida yang mengalir adalah natural gas *methane*

Tabel 1. Basic Data Pipa

Pipe Data	Satuan	Value
Outside Diameter (OD)	In	12,75
Inside Diameter (ID)	in	12
Ketebalan (t)	In	0,375
Panjang Pipa (Lp)	ft	165,68

Panjang Coating (Lc)	ft	165,025
Tebal Coating (tc)	in	0,078
Steel Density (ps)	lb/in ³	0,2835
Design Pressure	Psig	660
Density Coating (pcor)	lb/in ³	0,0339
Temperature Design T _D	°F	150
Instalasi Temperature (T _i)	°F	80
SMYS	lb/in ²	35.000
Modulus Of Elasticity (E)	lb/in ²	29500000
Koefisien Thermal (α)	In/inF	0,0000065
Water Density (pw)	lb/in ³	0,0361
Momen Inersia (I)	in ⁴	300
Sectional Modulus (Z)	in ³	47,1
Density Natural Gas (ρ _{nuid})	lb/in ³	0,0000238
W _{sow}	lb/in	498,25
Density beton (ρ _{sow})	lb/in ³	0,0867

Tabel 2 Data soil propertis dan karakter wilayah *pipeline*

Parameter	Satuan	value
<i>general soil type</i>		<i>soft to medium clay & silt with low/medium particies</i>
<i>tempt design factor T</i>		1
<i>Longitudinal design facr E</i>		1
<i>Density soil (ρ_{soil})</i>	lb/in ³	0,04
<i>resilent modulus of soil</i>	Ksi	5
<i>modulus of soil reaction</i>	ksi	0,5
<i>Location Class</i>		4
<i>Design Factor (F)</i>		0,4
<i>tandem axle wheel load</i>	lbs	33000
<i>Fatigue Enduranc Limit fg</i>	psi	12000
<i>Fatigue Endurce Limit fl</i>	psi	13000
<i>Poison's Ratio steel (vs)</i>		0,3

3.2 Perhitungan pada *pipeline* area

3.2.1 Perhitungan gaya apung

Berdasarkan perhitungana didapatkan nilai dari gaya apung pada pipa 12 in di lingkungan rawa sebesar 9397,75 lb.

3.2.2 Perhitungan gaya dorong ke bawah

Berdasarkan perhitungana didapatkan nilai total gaya dorong kebawah yaitu sebesar 8439,3 lb maka dilakukan analisis pada *ratio-anti buoyancy* yaitu

$$\frac{8439,3 \text{ lb}}{9397,759 \text{ lb}} = 0,89$$

Karena $0,89 \leq 1,2$, maka tidak memenuhi kriteria penerimaan yang disyaratkan maka pipa 12 in di lingkungan rawa mengalami gaya *buoyancy* sehingga dilakukan penambahan *Saddle on weight*, sehingga didapatkan nilai *ratio anti-buoyancy* sebagai berikut

Tabel 3 Hasil rasio penambahan Saddle on Weight

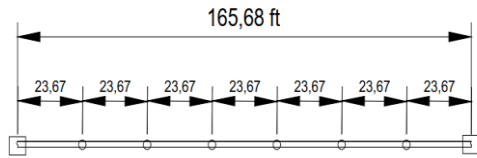
Jumlah SOW	Total Downward Force (lb)	Rasio
1	8937,58	0,95
2	9435,83	1,00
3	9934,09	1,06
4	10432,35	1,11
5	10930,61	1,16
6	11428,86	1,22

untuk dapat mengotrol gaya apung pipa pada area rawa dibutuhkan *Saddle on Weight* sejumlah 6 buah. Maka didapat nilai dari *ratio anti-buoyancy* sebesar 1,22.

3.2.3 Perhitungan pipe span

Perhitungan *pipe span* ini dilakukan untuk memastikan jarak antar SOW masih dalam batasan yang di izinkan .perhitungan *pipe span*

berdasarkan *Limitation of stress* didapatkan nilai 83,262 ft Dan untuk *maximum allowable span* berdasarkan *Limitation of deflection* adalah 45,231 ft sedangkan jarak antara *Saddle on Weight* yaitu 23,67 ft sehingga masih pada batasan yang di izinkan.



Gambar 3. seketsa peletakan saddle on weigh

3.2.4 Analisis Tegangan

Analisis tegangan dilakukan secara manual dan juga pemodelan software sehingga didapatkan nilai tegangan sebagai berikut

Tabel 4 hasil perhitungan tegangan

Tegangan	Manual (psi)	Software (psi)	Error
Longitudinal due internal pressure	13422,5	12454,2	7,7%
Hoop stress	11220	10363,3	8,2%
Longitudinal due Thermal Expantion	3366	3109	8,2%

berdasarkan Hasil perhitungan tegangan menggunakan manual maupun software CAESAR II dengan pertimbangan jumlah support dan kondisi pipa mendapatkan pembebanan buried pipe. Hasil nilai tegangan tersebut berada di bawah batas nilai tegangan izin atau SMYS (*specified minimum of yield strength*) sebesar 35000 psi, sehingga dapat disimpulkan desain metode pengendali *buoyancy* masih dalam batas aman.

3.3 Perhitungan pada pipeline crossing road

3.3.1 Tegangan akibat beban internal

Berdasarkan perhitungan tegangan akibat beban internal didapatkan nilai pada Tabel 5

Tabel 5 tegangan internal

Parameter	Tegangan (psi)		
	Kedalaman 6,56 ft	Kedalaman 8,2 ft	Kedalaman 9,84ft
Tegangan Internal	11220	11220	11220

3.3.2 Tegangan akibat beban external

Berdasarkan perhitungan tegangan akibat beban external didapatkan nilai pada Tabel 6

Tabel 6 tegangan external

Parameter	Tegangan (psi)		
	Kedalaman 6,56 ft	Kedalaman 8,2 ft	Kedalaman 9,84ft
earth load	475,0548	497,76	530,4
live load			
SHh	4455	3628,96	2714,76
SLh	3960	3605,25	2970

3.3.3 Analisis allowable stress

Berdasarkan perhitungan tegangan akibat beban internal dan juga beban *external* maka dilakukan analisis terhadap batasan tegangan yang diizinkan [3]

Tabel 7 hasil analisis allowable stress

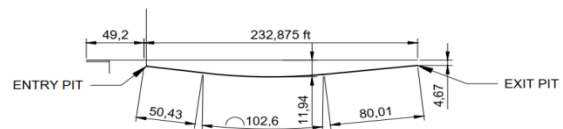
parameter	Tegangan (psi)		
	Kedalaman 6,56 ft	Kedalaman 8,2 ft	Kedalaman 9,84ft
internal load (psi)			
hoop stress	11220	11220	11220
allowable stress requirements	14000	14000	14000
check for stress (psi)			
total efective stress	14610,25	13912,50	13169,83
allowable stress requirements	14000	14000	14000
fatigue: grith weld (psi)			
longitudinal stress	3960	3605	2970
fatigue resistanve weld requirements	4800	4800	4800
fatigue: longitudinal weld (psi)			
circumferential stress	4455	3629	2715
fatigue resistanve weld requirements	4800	4800	4800

maka berdasarkan Tabel 7 kedalaman pipa yang paling optimal adalah kedalaman 9,84ft.

3.4 Perhitungan pulling load

3.4.1 Desain profil HDD

Dalam menentukan Panjang total dari pipa HDD yang digunakan, dibutuhkan kan pula perhitungan dalam menentukan berapa jumlah panjang pipa yang digunakan dalam instalasi pipa HDD. Sebelum menentukan berapa jumlah total panjang pipa yang akan digunakan, maka diperlukan nya penentuan Desain Profile pada pipa HDD ini dan model desain profil HDD dapat dilihat pada Gambar 4.



Gambar 4. Desain profil HDD

Berdasarkan Gambar 4 didapatkan panjang pipa total 233,04 ft, panjang L1 80,01 ft, Larc 102,6 ft, L3 50,43 ft, Ldepth 11,94 ft, L crossing 232,875 ft, ϕ_{in} 2°, ϕ_{out} 1°, dan Rarc 1607,6 ft. dan berdasarkan perhitungan didapatkan nilai luasan dan geometri pada lingkungan pipa HDD adalah sebagai berikut :

Pipe Cross Sectional Area (in ²)	127,68
Steel Cross Sectional Area (in ²)	14,57
Uncorroded weight of Pipe (lb/in)	4,134
Displace Mud Weight (lb/in)	5,107
Effective (submerged) (lb/in)	-0,9724
Earth Pressure Coefficient	0,8391
Arching Factor	0,4898

3.4.2 Perhitungan pulling load

Berdasarkan profil HDD maka pipa dibagi menjadi 3 segmen maka didapatkan nilai perhitungan *pulling load* adalah sebagai berikut

Berat total L1 (lb)	2235,68
---------------------	---------

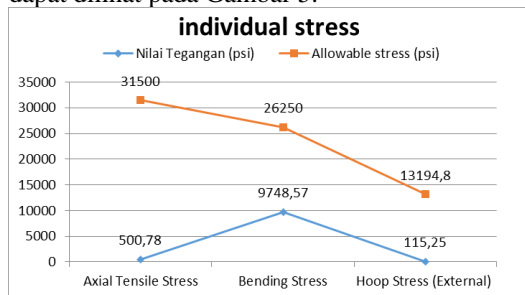
Berat total Larc (lb) 5081,29

Berat total L3 (lb) 7300,82

Jadi berdasarkan perhitungan diatas total minimum *pulling load* adalah 7300,82 lb. Nilai ini digunakan sebagai acuan besaran gaya yang dibutuhkan untuk menarik pipa masuk hingga keluar dari bawah tanah.

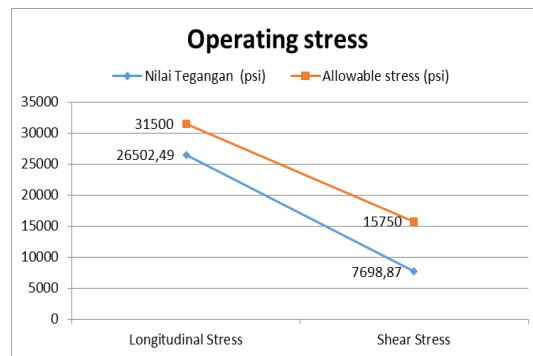
3.4.3 Analisis Tegangan Pipa HDD

Berdasarkan perhitungan *pulling load* maka dilakukan analisis tegangan tunggal, tegangan gabungan dan tegangan operasi. Berdasarkan perhitungan analisis tegangan *individual stress* dapat dilihat pada Gambar 5.



Gambar 5. Grafik Nilai individual stress

Berdasarkan Gambar 5 untuk tegangan tunggal semuanya masih dibawah *allowable stress*. Dan untuk selanjutnya adalah Tegangan Gabungan, tegangan ini terdiri dari dua jenis kondisi gabungan yaitu (*tensile+bending*) dan (*tensile+bending+hoop*) dan didapatkan hasil tegangan gabungan yang pertama adalah $0,387 < 1$ Sesuai dengan standar persyaratan beban gabungan, nilai beban gabungan tensile dan bending harus dibawah satu. Dan berdasarkan perhitungan sudah sesuai dengan persyaratan, maka beban gabungan tensile dan bending ini dapat diterima, untuk perhitungan tegangan gabungan yang selanjutnya adalah sebagai berikut $0,134 < 1$ Sesuai dengan standar persyaratan beban gabungan, nilai beban gabungan *tensile, bending* dan *External Hoop* ini harus dibawah satu. Dan berdasarkan perhitungan sudah sesuai dengan persyaratan, maka beban gabungan *tensile, bending* dan *External Hoop* ini dapat diterima. Dan untuk analisis tegangan selanjutnya yaitu tegangan operasi, pada tegangan operasi ini tegangan yang bekerja adalah tegangan longitudinal dan tegangan geser, berdasarkan perhitungan didapatkan nilai tegangan gabungan seperti gambar 6.



Gambar 6. Grafik Nilai Operating stress

Berdasarkan Gambar 6 tegangan operasi yaitu tegangan longitudinal dan tegangan geser masih berada pada batasan yang di izinkan atau di bawah *allowable stress* maka tegangan operasi pada pipa HDD aman. Jadi pada Analisis untuk tegangan pada HDD dari ketiga tegangan yang dihitung yaitu tegangan tunggal, tegangan gabungan dan tegangan operasi semua masih pada batasan yang di izinkan sehingga desain pada HDD tersebut aman..

4. KESIMPULAN

Berdasarkan perhitungan yang dilakukan terhadap *buoyancy force*, diketahui pipa dengan NPS 12 mendapatkan *buoyancy force* sebesar 9397,75 lb. Besar nilai *ratio anti-bouyancy* sebelum ditambahkan *Saddle on Weight* adalah 0,89 sedangkan Besar nilai *ratio anti-bouyancy* sesudah ditambahkan *Saddle on Weight* adalah 1,22. Jumlah *Saddle on Weight* yang dibutuhkan pada jalur pipa yang melewati area rawa adalah 6 buah dengan jarak antar *Saddle on Weight* adalah 23,67 ft. Sedangkan untuk *crossing road* Kedalaman pipa *crossing road* yang memenuhi kriteria penerimaan berdasarkan [2] adalah kedalaman 9,84ft. Nilai minimum *pulling load* yang dibutuhkan pada proses *Horizontal Directional Drilling* sebesar 7300,82 lb.

5. DAFTAR PUSTAKA

- [1] ALA. (2001). *Guidelines for the Design of Buried Pipe*. New York: American Lifelines Alliance.
- [2] API RP 1102. (2017). *Steel Pipelines Crossing Railroads and Highways, API Recommended Practice 1102 (Seventh Edition)*. Washington, D.C.: American Petroleum Institute.
- [3] ASME B31.8. (2016). *Gas Transmission and Distribution Piping Systems: ASME Code for Pressure Piping, B31 (Vol. 2016)*.
- [4] Chamsudi, A. (2005). *Ditat – Piping Stress Analysis*. Jakarta: PT. Rekayasa Industri.
- [5] Cheryawan, Daniel T.O. (2019). Analisis kelayakan horizontal direction drilling (HDD) Melewati Taxi way 2 pada project PT.wijaya karya. *Proceeding 4rd Conference On Piping Engineering and Its Application*. Surabaya: Program D4 Teknik

- Perpipaan - Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
- [6] Engineering, P., & Series, Monograph, M. R. (2008). *Pipeline Geo-Environmental Design and Geohazard Management*. In *Pipeline Geo-Environmental Design and Geohazard Management* (Moness Riz). American Society of Mechanical Engineers; 1st edition (September 30, 2008).
- [7] Firdaus, Septian Y. P. (2018). Studi Teknis Kelayakan Desain Area Buried Pipe Menembus Rel Kereta Api Pada Jaringan Gas. *Proceeding 3rd Conference On Piping Engineering and Its Application*. Surabaya: Program D4 Teknik Perpipaan - Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya.
- [8] Jr, C. T. (2009). Right Of Way (ROW) Information For *Pipelines*. *Right Of Way*, 1(1), 1.
- [9] Kannapan, S. (1986). *Introduction to Pipe Stress Analysis*. New York: A Wiley Interscience Publication.
- [10] Kuncoro, P. B., Poernomo, H., & Rizal, M. C. (2017). Studi Teknis Kelayakan Pemilihan Pemberat Pipa Sebagai Metode Anti Buoyancy River Crossing *Pipeline* Pada Jalur Distribusi Natural Gas. *2nd Proceeding Conference on Piping Engineering and Its Application*, 2(1), 145–150. Retrieved from <http://journal.ppps.ac.id/index.php/CPEAA/article/view/40>.
- [11] *Pipeline*, E., & Problems, E. (2009). *Pipeline Rules Of Thumb Handbook*. In W. M. E (Ed.).
- [12] Ridho Alaika.M. (2019).Penambahan Gaya Anti –Bouyancy Pada Jalur Perpipaan Yang Melewati Area Rawa. *Proceeding 4rd Conference On Piping Engineering and Its Application*. Surabaya: Program D4 Teknik Perpipaan - Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya
- [13] Rotimi Oladunjoye Owowa, Chinwuba Victor Ossia, Christopher O. Akhigbemidu.(1995). *Analyses of Pipelines for Deep Horizontal Directional Drilling Installation*. Texas: *Technical Toolboxes*.
- [14] Syarafi, Y. L., Mahardhika, P., & Rizal, M. C. (2017). Analisa Perbandingan Sistem Pengendali Buoyancy pada Jalur *Pipeline* di Lingkungan Rawa Menggunakan Metode Concrete Weight Coating dan Set On Weight. *2nd Proceeding Conference on Piping Engineering and Its Application*, 2(1),55–60. Retrieved from <http://journal.ppps.ac.id/index.php/CPEAA/article/view/39>.