

DESAIN DAN ANALISIS POTENSI KEGAGALAN LATERAL BUCKLING PADA PIPA BAWAH LAUT DI LAUT JAWA

Design and Analysis of Potential Lateral Buckling Failure on Offshore Pipeline in Java Sea

Miranda Savitri Andriani¹, Ricky Lukman Tawekal², dan Jessica Rikanti Tawekal³

Program Studi Teknik Kelautan
Fakultas Teknik Sipil dan Lingkungan
Institut Teknologi Bandung
Jl. Ganesha 10, Bandung 40132

¹mirandasaxx@gmail.com, ²ricky.tawekal@gmail.com, dan ³jessica.rikanti@gmail.com

Abstrak: Pipa penyalur merupakan solusi yang efisien ketimbang kapal tanker dalam transportasi produk apa bila jarak transpor yang tergolong dekat. Pipa penyalur pada lokasi lepas pantai mengalami banyak beban lingkungan berupa beban akibat arus dan gelombang. Proses desain perlu dilakukan dalam kondisi operasi, hidrotres, dan instalasi dengan konfigurasi desain tebal dinding pipa menggunakan standar DNV-OS-F101, desain stabilitas di dasar laut menggunakan standar DNV-RP-F109, analisis instalasi berdasarkan DNVGL-ST-F101, dan desain bentang bebas menggunakan standar DNV-RP-F105. Setelah itu, dilakukan desain konfigurasi perletakan pipa berdasarkan analisis ekspansi termal menggunakan standar ASME B31.8 Ch VIII. Kemudian dilakukan analisis potensi kegagalan *lateral buckling* menggunakan metode Hobbs. Berdasarkan proses desain yang dilakukan dalam Tugas Akhir ini, diperoleh tebal dinding pipa penyalur yang akan digunakan adalah sebesar 12,7 mm (0.5 in), diperoleh tebal lapisan beton adalah setebal 40 mm (1.5748 in). Kemudian, diperoleh bentang bebas pipa sebesar 18,75 m. Pada analisis ekspansi termal, diperoleh bahwa pipa akan memanjang sebesar 3,9 mm saat kondisi hidrotres dan sebesar 0,11 m saat kondisi operasi. Hasil analisis lanjutan menyatakan bahwa pipa yang telah didesain tidak berpotensi mengalami kegagalan *lateral buckling* karena beban aksial tidak cukup besar untuk memicu kegagalan.

Kata Kunci: pipa bawah laut, *wall thickness*, *on-bottom stability*, *installation*, *free span*, *thermal end expansion*, *lateral buckling*

Abstract: Pipeline is a solution that is considered more efficient than tanker tanks in the transportation of any product if the transportation distance is relatively close. Pipelines at offshore locations experience many environmental loads in the form of currents and waves. The design process needs to be carried out under operating, hydrotest, and installation conditions with a pipe wall design configuration using the DNV-OS-F101 standard, design on the seabed using the DNV-RP-F109 standard, installation analysis based on DNVGL-ST-F101, and free span design using the DNV-RP-F105 standard. After that, the pipe laying configuration was designed based on the thermal expansion analysis using the ASME B31.8 Ch VIII standard. Then the analysis of the potential for lateral buckling failure was carried out using the Hobbs method. Based on the design process carried out in this Final Project, the wall thickness of the pipe that will be used is 12.7 mm (0.5 in), the required concrete layer thickness is 40 mm (1.5748 in). Then, the free span of the pipe is 18.75 m. In the thermal expansion analysis, it was found that the pipe will elongate by 3.9 mm during hydrotest conditions and by 0.11 m during operating conditions. The results of the further analysis carried out stated that the pipe that has been determined is unlikely to experience lateral buckling failure because the axial is not large enough to trigger failure.

Keywords: offshore pipeline, *wall thickness*, *on-bottom stability*, *installation*, *free span*, *thermal end expansion*, *lateral buckling*

I. PENDAHULUAN

A. Latar Belakang

Kebutuhan akan gas dan minyak bumi masih terus meningkat seiring dengan perkembangan zaman saat ini. Banyak aspek kehidupan yang membutuhkan gas dan minyak bumi sebagai salah satu sumber energi. Oleh karena itu, diperlukan sistem distribusi gas dan minyak bumi untuk memenuhi kebutuhan tersebut.

Untuk pemenuhan kebutuhan gas dan minyak bumi tersebut, banyak perusahaan yang bergerak dalam bidang minyak dan gas merencanakan sistem pipa bawah laut untuk melakukan distribusi gas dan minyak bumi. Sistem pipa bawah laut dalam distribusi gas dan minyak bumi dinilai lebih efektif dan ekonomis dibanding metode distribusi yang lain. Sistem pipa bawah laut tersebut harus dirancang kuat, aman, dan ekonomis agar penyaluran gas dan minyak bumi dapat terjamin dan efektif.

Permasalahan utama yang harus dianalisis dalam proses desain pipa bawah laut adalah adanya gaya-gaya hidrodinamika dan tekanan eksternal berupa tekanan air laut yang bekerja pada pipa. Pengaruh tersebut harus dimasukkan ke dalam perhitungan desain tebal dinding pipa, dan desain tebal lapisan beton pipa. Kemudian dilanjutkan dengan analisis instalasi statik serta dinamik, dan analisis bentang bebas pipa bawah laut. Salah satu sistem pipa bawah laut yang sedang direncanakan adalah sistem *offshore pipeline* yang berada di laut jawa.

B. Metodologi

Pada studi ini, pengumpulan data untuk desain dan analisis pipa bawah laut diperoleh dengan metode studi literatur. Data-data diperoleh dari hasil pekerjaan proyek pipa bawah laut yang sudah dilakukan. Kemudian data tersebut dijadikan acuan dasar desain dan analisis pada Tugas Akhir ini. Untuk data yang tidak diketahui, diambil dari sumber referensi lainnya atau mengikuti rekomendasi pada standar yang berlaku.

Adapun untuk metode pengerjaan studi ini, mengikuti tahapan desain sebagai berikut, dan untuk selengkapnya dilihat pada **Gambar 11**.

1. Perhitungan tebal dinding pipa bawah laut dengan standar desain DNV-OS-F101.
2. Analisis *on-bottom stability* menggunakan standar desain DNV-OS F109.
3. Analisis instalasi statik dan dinamik pipa bawah laut dengan program *OFFPIPE* dan *MOSES*.
4. Analisis bentang bebas pipa bawah laut berdasarkan standar DNV-RP-F105.
5. Perhitungan *thermal end expansion* berdasarkan standar ASME B31.8.
6. Analisis potensi kegagalan lateral buckling berdasarkan metode Hobbs.

II. DASAR TEORI

A. Desain Tebal Dinding Pipa

Tebal dinding pipa menentukan kekuatan struktur pipa bawah laut dalam menerima beban akibat tekanan internal yang diakibatkan oleh fluida mengalir dalam pipa dan tekanan eksternal yang disebabkan oleh kondisi laut (tekanan hidrostatik). Oleh karena itu, diperlukan perhitungan ketebalan pipa sesuai dengan kode standar pipa.

Dalam tugas akhir ini, kode standar yang digunakan adalah DNV OS F101 *Submarine Pipeline System*. Perhitungan tebal dinding pipa bawah laut dilakukan dengan proses iterasi sesuai dengan kondisi dan kriteria yang ditinjau. Terdapat empat kriteria yang ditinjau, yaitu: *Internal Pressure Containment*, *Local Buckling - External Pressure Collapse*, *Propagation Buckling*, dan *Local Buckling - Combined Loading*.

1. Internal Pressure Containment (Bursting)

Internal Pressure Containment adalah kriteria penentuan tebal pipa yang didasarkan pada kekuatan pipa untuk menahan tekanan internal yang disebabkan oleh tekanan desain pipa dan tekanan dari fluida yang mengalir di dalam pipa. Pada kriteria ini, pipa didesain agar dapat menghindari kegagalan *bursting*. Kriteria

desain ditunjukkan pada Persamaan (1) untuk kondisi operasi dan Persamaan (2) untuk kondisi *hydrotest*.

$$P_{lt} - P_e \leq \text{Min} \left(\frac{P_b(t_1)}{\gamma_m \cdot \gamma_{sc}}; P_{mpt} \right) \quad (1)$$

$$P_{li} - P_e \leq \text{Min} \left(\frac{P_b(t_1)}{\gamma_m \cdot \gamma_{sc}}; \frac{P_{lt}}{\alpha_{spt}} - P_e; \frac{P_{mpt} \cdot \alpha_U}{\alpha_{mpt}} \right) \quad (2)$$

dimana:

- p_{li} : tekanan insiden lokal (MPa)
- p_{lt} : tekanan tes lokal (MPa)
- p_e : tekanan eksternal (MPa)
- p_h : tekanan mill stress (MPa)
- $p_b(t_1)$: kapasitas *pressure containment* (MPa)
- γ_m : faktor *material resistance*
- γ_{sc} : faktor *safety class resistance*
- α_U : faktor *material strength*
- α_{spt} : faktor *system pressure test*
- α_{mpt} : faktor *mill pressure test*

2. Local Buckling – External Pressure Collapse

Kriteria *local buckling* akibat *external pressure* merupakan kriteria penentuan tebal pipa yang didasarkan pada kekuatan pipa untuk menahan tekanan eksternal yang disebabkan oleh tekanan hidrostatik air laut pada kedalaman struktur pipa bawah laut. Kriteria desain ditunjukkan pada Persamaan (3).

$$P_e - p_{min} \leq \frac{P_c(t_1)}{\gamma_m \gamma_{sc}} \quad (3)$$

Dengan P_c adalah tekanan *collapse* yang didapatkan menggunakan persamaan implisit pada Persamaan (4).

$$\begin{aligned} (P_c(t) - P_{el}(t)) \cdot (P_c(t)^2 - P_p(t)^2) \\ = P_c(t) P_{el}(t) P_p(t) f_0 \frac{D}{t} \end{aligned} \quad (4)$$

dimana:

- p_e : tekanan eksternal (MPa)
- p_{min} : tekanan minimum (MPa)
- p_c : tekanan *collapse* (MPa)
- γ_m : faktor *material resistance*
- γ_{sc} : faktor *safety class resistance*

3. Propagation Buckling

Propagation buckling adalah kriteria yang didasarkan pada kekuatan pipa untuk menahan adanya perambatan dari *buckling* yang disebabkan oleh tekanan hidrostatik air laut pada kedalaman struktur pipa bawah laut. Kriteria desain ditunjukkan pada persamaan (5)

$$P_e - p_{min} \leq \frac{P_{pr}}{\gamma_m \gamma_{sc}} \quad (5)$$

$$P_{pr} = 35 f_y \alpha_{fab} \left(\frac{t_2}{D} \right)^{2.5} \quad (6)$$

dimana:

- p_e : tekanan eksternal (MPa)
- p_{min} : tekanan minimum (MPa)
- p_{pr} : tekanan *propagating* (MPa)
- γ_m : faktor *material resistance*
- γ_{sc} : faktor *safety class resistance*

4. Local Buckling - Combined Loading

Pada kriteria *local buckling - combined loading*, kegagalan terjadi akibat kombinasi pembebanan yang bekerja pada pipa. Kriteria desain yang digunakan ditunjukkan pada persamaan (7) untuk *internal over pressure* dan persamaan (8) untuk *external over pressure*.

$$\left\{ \gamma_m \gamma_{sc} \frac{|M_{sd}|}{\alpha_c M_p(t_2)} + \left\{ \frac{\gamma_m \gamma_{sc} S_{sd}(P_i)}{\alpha_c S_p(t_2)} \right\}^2 \right\} + \left(\alpha_p \frac{P_i - P_e}{\alpha_c P_b(t_2)} \right)^2 \leq 1 \quad (7)$$

$$\left\{ \gamma_m \gamma_{sc} \frac{|M_{sd}|}{\alpha_c M_p(t_2)} + \left\{ \frac{\gamma_m \gamma_{sc} S_{sd}(P_i)}{\alpha_c S_p(t_2)} \right\}^2 \right\} + \left(\gamma_m \gamma_{sc} \frac{P_e - P_{min}}{P_c(t_2)} \right)^2 \leq 1 \quad (8)$$

Gaya aksial efektif desain (S_{sd}) merupakan gaya desain terhadap gaya aksial efektif (S_F) yang dikalikan dengan faktor-faktor pengaruh gaya. Gaya aksial efektif (S_F) dapat diperhitungkan menggunakan tegangan longitudinal yang merupakan kombinasi dari beban *end cap*, *bending stress*, *thermal stress*, dan *hoop stress* (Q. Bai and Bai, 2014).

Tegangan longitudinal dapat dihitung dengan Persamaan (9).

$$\sigma_l = \sigma_t + \sigma_b + \sigma_v + \sigma_{ec} \quad (9)$$

dimana:

- σ_t : tegangan *thermal* (MPa)
- σ_b : tegangan lentur (MPa)
- σ_v : tegangan *poisson* (MPa)
- σ_{ec} : tegangan end-cap (MPa)

Perhitungan gaya aksial efektif (S_F) berdasarkan tegangan longitudinal dapat dilakukan menggunakan Persamaan (10).

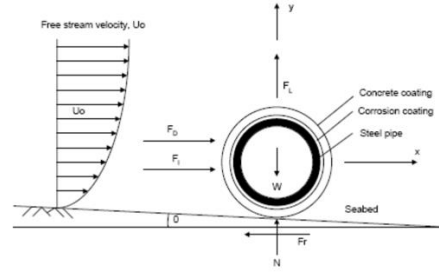
$$S_F = \left(-E \cdot \alpha \cdot (T_f - T_o) + \sigma_b + v \left(\frac{p_i - p_e}{2t} D_o \right) \right) A_p + \frac{\pi}{4} (p_i (D_o - 2t)^2 - p_e D_o^2) \quad (10)$$

dimana:

- E : modulus elastisitas baja (MPa, ksi)
- α : koefisien *thermal expansion* (1/°C)
- T_f : temperatur akhir (°C)
- T_o : temperatur awal (°C)
- v : rasio Poisson
- A_i : luas internal pipa (mm², in²)
- A_e : luas eksternal pipa (mm², in²)
- σ_b : *bending stress* (MPa, ksi)
- A_p : luas penampang (mm², in²)

B. Analisis On-Bottom Stability

On-bottom stability adalah analisis yang digunakan untuk memastikan pipa tidak mengalami pergerakan vertikal maupun lateral yang dapat diakibatkan oleh gaya hidrodinamika dari gelombang air laut yang terdiri dari gaya angkat (*lift force*), gaya seret (*drag force*), dan gaya inersia. Dari arah yang berlawanan dari gaya hidrodinamika, kestabilan pipa juga dipengaruhi oleh gaya gesek tanah terhadap pipa. Ilustrasi beban yang mempengaruhi pipa di dasar laut dapat dilihat pada **Gambar 1**.



Gambar 1 Gaya yang mempengaruhi kestabilan pipa di dasar laut

(Sumber: Guo, Boyun, et.al. 2014)

Perhitungan analisis *on-bottom stability* mengacu pada standar DNV RP-F109. Terdapat dua kriteria yang perlu dipenuhi yaitu stabilitas vertikal dan lateral. Untuk stabilitas vertikal, kriteria desainnya diatur oleh Persamaan (11)

$$\gamma_w \cdot \frac{B}{W_s + B} = \frac{\gamma_w}{S_g} \leq 1.00 \quad (11)$$

Di mana γ_w adalah *safety factor* dengan nilai 1.1, B adalah gaya apung per satuan panjang dan w_s adalah berat terendam pipa per satuan panjang. Sedangkan untuk stabilitas lateral, kriteria desainnya diatur oleh Persamaan (12) dan (13) untuk arah sumbu-Y dan Z.

$$\gamma_{sc} \cdot \frac{F_y^* + \mu \cdot F_z^*}{\mu \cdot W_s + F_R} \leq 1.0 \quad (12)$$

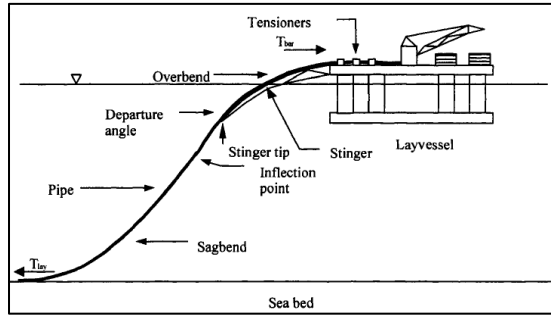
$$\gamma_{sc} \cdot \frac{F_z^*}{W_s} \leq 1.0 \quad (13)$$

dimana:

- F_y^* : *peak horizontal load* (N/m)
- F_z^* : *peak vertical load* (N/m)
- F_R : *passive resistance on clay* (N/m)
- W_{sub} : berat pipa terendam (N/m)
- γ_{sc} : faktor keamanan
- μ : friksi dasar laut

C. Analisis Instalasi

Analisis instalasi pada pipa bawah laut merupakan simulasi peletakan pipa bawah laut pada lokasi rute pipa yang telah ditentukan sesuai dengan kontur batimetri dasar laut. Metode instalasi yang paling banyak digunakan metode *S-Lay* yang mana digunakan pada studi ini seperti pada ilustrasi dalam **Gambar 2**.



Gambar 2 Ilustrasi instalasi pipa dengan metode S-Lay

(Sumber: Bai, Yong dan Bai, Qiang. 2005)

Analisis instalasi dilakukan dengan bantuan perangkat lunak OFFPIPE dan MOSES untuk menghasilkan besar tegangan pipa saat sedang proses instalasi pada kondisi statik dan dinamik. Analisis statik hanya dipengaruhi oleh posisi pipa saja, sedangkan pada kondisi dinamik terdapat pengaruh gerak kapal dalam RAO akibat beban gelombang yang datang dengan berbagai sudut arah datang. Kriteria desain praktis industri untuk tegangan pipa di daerah *overbend* (dari *laybarge* sampai *inflection point*) adalah maksimal 85% SMYS, sedangkan tegangan pipa maksimum di daerah *sagbend* (*inflection point* sampai pipa menyentuh dasar laut) adalah sebesar 72% SMYS.

D. Analisis Free span

Bentang bebas atau *free span* adalah suatu keadaan dimana pipa tidak tertopang di dasar laut. Penyebab adanya bentang bebas adalah kontur di dasar laut yang tidak rata, terjadinya *scouring* di dasar laut, serta *crossing* yang terjadi dengan pipa bawah laut eksisting. Agar pipa bawah laut tidak mengalami kegagalan, panjang maksimum bentang bebas perlu diketahui. Ilustrasi bentang bebas dapat dilihat pada **Gambar 3**.



Gambar 3 Ilustrasi bentang bebas (*free span*) pipa bawah laut

(Sumber: Navaro, 2010)

Analisis *free span* dilakukan mengacu pada standar DNV RP-F105 dengan dua kriteria, yaitu *screening fatigue* dan ULS. Untuk kriteria *screening fatigue* dilakukan pada arah yang sejajar dengan beban lingkungan (*in-line*) dan tegak lurus nya (*cross flow*). Secara berturut-turut, Persamaan (14) dan (15) menunjukkan kriteria desain untuk arah *in-line* dan *cross-flow*.

$$\frac{f_{n,IL}}{\gamma_{IL}} \geq \frac{U_c}{V_{R,onset}^{IL} D} \left(1 - \frac{L}{250} \right) \frac{1}{\alpha} \quad (14)$$

$$\frac{f_{n,CF}}{\gamma_{CF}} > \frac{U_c + U_w}{V_{R,onset}^{CF} D} \quad (15)$$

dimana:

- f_1 : eigen frekuensi pertama untuk *in-line/cross flow* (Hz)
- γ : *safety factor* untuk *in-line/cross flow*
- L_{IL} : panjang *free span* untuk *in-line* (mm)
- D_{tot} : diameter total pipa (mm)
- $V_{R,on}$: nilai awal dari *reduced velocity* untuk *in-line/cross flow*
- U_c : besar kecepatan arus (cm/s)
- U_w : besar kecepatan aliran akibat gelombang (cm/s)
- α : *current flow ratio*, min 0.6

Perhitungan untuk eigen frekuensi pertama untuk *in-line* dan *cross flow* (f_1) adalah serupa yang dapat dilakukan menggunakan Persamaan (16).

$$f_1 = C_1 \cdot \sqrt{1 + CSF} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I_s}{m_e \cdot L_{eff}^4} \left(1 + \frac{S_F}{P_{cr}} + C_3 \cdot \left(\frac{\delta}{D_{tot}} \right)^2 \right)} \quad (16)$$

dengan:

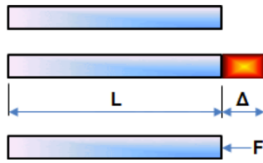
$$P_{cr} = (1 + CSF) \cdot \frac{C_2 \cdot \pi^2 \cdot E \cdot I_s}{L_{eff}^2} \quad (17)$$

dimana:

- I_s : inersia penampang pipa baja (mm⁴)
- m_e : massa pipa efektif per satuan panjang (kg/m)
- P_{cr} : beban kritis *buckling* (kN)
- δ : defleksi pada pipa (m), diabaikan untuk *in-line*
- q : beban per satuan panjang (N/m)
- D_{tot} : diameter total pipa (mm)

E. Analisis Thermal Expansion berdasarkan ASME B31.8

Thermal expansion adalah pertambahan panjang pada pipa yang terjadi akibat regangan-regangan longitudinal yang disebabkan oleh tekanan dan temperatur, yang akan tertahan oleh friksi tanah pada pertengahan pipa. Sehingga peristiwa *thermal expansion* umumnya hanya terjadi pada ujung-ujung pipa. Titik di mana pipa mulai berekspansi adalah titik selisih kedua regangan tersebut bernilai nol, titik ini disebut *virtual anchor point*. Ilustrasi *thermal expansion* dapat dilihat pada **Gambar 4**.



Gambar 4 Ilustrasi *Thermal Expansion*
(Sumber: Wermac, n.d)

Perhitungan *thermal expansion* yang terjadi pada pipa berdasarkan ASME B31.8 dapat dilakukan berdasarkan Persamaan (18).

$$\Delta = \int_0^{VAP} \varepsilon_{NET} dx \quad (18)$$

dimana:

- Δ : panjang *thermal expansion* (m)
 VAP : panjang *virtual anchor* (m)
 ε_{NET} : *net strain*

Perhitungan panjang *virtual anchor* dapat dilakukan berdasarkan Persamaan (19).

$$VAP = \text{root}(F_{AX} - F_F) \quad (19)$$

dimana:

- F_{AX} : gaya aksial pada pipa (kN)
 F_F : gaya friksi akibat *seabed* (kN)

Net strain (ε_{NET}) adalah regangan murni (*net*) pada pipa akibat beban-beban yang terjadi pada pipa. Berdasarkan ASME B31.8, regangan ini dapat dirumuskan seperti pada Persamaan (20)

$$\varepsilon_{NET} = \frac{F_{AX} - F_F}{E \cdot A_{ST}} \quad (20)$$

dimana:

- σ_L : tegangan longitudinal pada pipa (MPa)
 F_{AX} : gaya aksial pada pipa (kN)
 F_F : gaya friksi akibat *seabed* (kN)
 E : *Young's modulus* (MPa)
 A_{ST} : luas penampang pipa bagian *steel* yang tidak terkorosi (mm²)

Gaya-gaya yang menjadi penyusun regangan murni pada pipa dapat juga dirumuskan menjadi persamaan sampai persamaan

$$F_E = P_i \cdot 0.25 \cdot \pi \cdot D_{in}^2 \quad (21)$$

$$F_V = -v \frac{P_i \cdot D_{tot}}{2 \cdot t} A_{ST} \quad (22)$$

$$F_T = E \cdot \alpha \cdot \Delta T \cdot A_{ST} \quad (23)$$

$$F_F = \int_0^L \mu \cdot \left(\left(2\pi \frac{\gamma \cdot D}{4} \right) \left(z_t + \frac{D_{tot}}{2} \right) \cdot (1 + K_0) + W_{sub} \right) dx \quad (24)$$

$$F_{AX} = F_E + F_V + F_T \quad (25)$$

dimana:

- F_E : *End Cap Force* (kN)
 F_V : *Poisson's Force* (kN)
 F_T : *Thermal Expansion Force* (kN)
 α : koefisien *Thermal Expansion* (1/°C)
 ΔT : perbedaan temperatur *intake* dan *output* fluida (1/°C)
 L : panjang pipa keseluruhan (m)
 μ : koefisien gesek tanah
 γ : *soil unit weight* (N/m³)
 z_t : kedalaman penguburan pipa (m)
 K_0 : *passive earth coefficient*

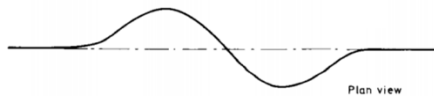
F. Analisis Lateral Buckling berdasarkan Metode Hobbs

Pipa yang diletakkan di atas *seabed* akan mengalami tahanan gesek antara tanah dan permukaan terluar pipa. Arah tahanan gesek ini berlawanan dengan arah ekspansi yang terjadi pada pipa. Diagram gaya yang bekerja pada pipa ditunjukkan pada **Gambar 5**.



Gambar 5 Diagram gaya tahanan antara pipa dan tanah

Pipa melepaskan kelebihan gaya tekan yang dialaminya dalam bentuk penekukkan pada badan pipa (*buckle*). Ketika *buckle* terbentuk, gaya tekan pada tekuk menurun dan panjang pipa pada area *buckle* menjadi lebih panjang dibandingkan panjang pipa semula pada bagian segmen pipa yang sama. Pipa bawah laut yang didesain pada Tugas Akhir ini pada dasarnya merupakan pipa bawah laut yang tidak terkubur di dasar laur (*unburied*). Hal ini memicu penekukkan yang terjadi umumnya merupakan penekukkan arah horizontal atau yang disebut dengan *lateral buckling*. Kondisi *lateral buckling* merupakan kondisi dimana pipa yang mengalami gaya berlebih akibat beban aliran arah longitudinal fluida pipa yang bertekanan tinggi dan tegangan *hoop* yang melebihi kapasitas kekuatan pipa akan mengakibatkan penekukkan berupa *snaking* atau gerakan yang menyerupai ular saat merayap di permukaan tanah.



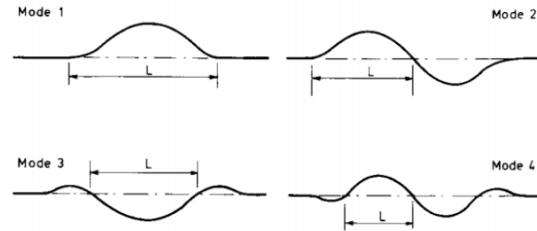
Gambar 6 Ilustrasi *Lateral buckling* (snake mode)

Perhitungan *buckle length* yang terbentuk bila kegagalan *lateral buckling* terjadi akibat kelebihan beban aksial sehingga mengakibatkan pipa berdefleksi ke arah lateral pipa. Persamaan ini merupakan persamaan empiris yang ditemukan berdasarkan metode yang telah dikembangkan oleh Hobbs yang didapat dari Persamaan 11 pada DNV RP F110 yang telah disederhanakan.

$$L_{buckle} = \left(2.7969 \cdot 10^5 \cdot \frac{(E \cdot I_s)^3}{(\mu_{lat} \cdot W_s)^2 \cdot A_s \cdot E} \right)^{0.125} \quad (26)$$

Apabila pipa menerima gaya aksial efektif yang lebih besar dari *critical buckling force*, maka pipa tersebut akan mengalami *lateral buckling*.

Hobbs, et.al, (1989) menyatakan bahwa pipa dapat mengalami tekuk dalam beberapa bentuk yang dikelompokkan dalam beberapa mode. Ditampilkan berbagai jenis kegagalan dalam mode 1 sampai mode 4 pada **Gambar 7**.



Gambar 7 Bentuk lateral buckling tampak atas pipa (Sumber: Hobbs 1981)

Perhitungan *critical buckling force* dianalisis di sepanjang *buckle length* untuk menentukan nilai *critical buckling force* terkecil yang berpotensi menimbulkan *lateral buckling*. Dalam metode Hobbs diasumsikan pipa penyalur sebagai balok kolom yang dikenai gaya aksial dengan tumpuan lateral seragam dengan pipa tetap elastis dan *initial imperfection* tidak diperhitungkan / diabaikan. Dalam metode Hobbs, hubungan antara gaya aksial efektif pada kondisi *totally constraint* dan panjang tekuk dapat dinyatakan dengan Persamaan (27)

$$P_{buckle} = k_1 \cdot \frac{E \cdot I_s}{L} \quad (27)$$

$$P_0 = P_{buckle} + k_3 \cdot \mu_{ax} \cdot W_s \cdot L \cdot \left[\sqrt{1 + k_2 \cdot \frac{E \cdot A_s \cdot \mu_{lat}^2 \cdot W_s \cdot L^5}{\mu_{ax} \cdot (E \cdot I_s)^2}} - 1 \right] \quad (28)$$

Setiap mode memiliki konstanta perhitungannya tersendiri. Berikut merupakan pemaparan dari nilai konstanta tiap mode kegagalan *lateral buckling*.

Tabel 1 Nilai Konstanta *Lateral Buckling* untuk Setiap *Buckle*

(Sumber: Hobbs 1989)

Modes	k1	k2	k3	k4
1	80.76	6.39E-05	0.5	2.41E-03
2	4π ²	1.74E-04	1	5.53E-03
3	34.06	1.67E-04	1.294	1.03E-02
4	28.1	2.41E-04	1.608	1.05E-02

Berdasarkan Hobbs et al (1981) yang mengacu pada penelitian Kerr (1978), disebutkan bahwa

sebagian besar saluran pipa akan melengkung atau *buckle* hingga mode 2, 3, dan 4 dimana diketahui dari nilai minimum *critical buckling force* yang didapat.

Dipilih nilai minimum pada masing-masing mode kegagalan yang selanjutnya dibandingkan dengan nilai *effective axial force* yang telah dihitung sebelumnya. Melalui perbandingan ini, dapat ditentukan apakah pada struktur pipa berpotensi terjadi kegagalan *lateral buckling* atau tidak. Jika nilai *effective axial force* yang terjadi lebih besar dari nilai *critical buckling force* minimum pada mode kegagalan, maka struktur pipa berpotensi terjadi *lateral buckling* dan membutuhkan mitigasi untuk mencegah terjadinya kegagalan sebelum pipa terinstal di dasar laut. Namun jika nilai *lateral buckling* lebih kecil, maka kegagalan *lateral buckling* tidak terjadi dan tidak diperlukan struktur pendukung untuk mitigasi kegagalan tersebut dan pipa yang telah didesain dapat diinstal dengan aman.

DESAIN TEBAL DINDING PIPA

Pipa yang akan didesain memiliki diameter sebesar 16 in (406,4 mm). Perhitungan desain tebal dinding pipa dilakukan untuk tiga kondisi analisis (instalasi, hidrotetes, dan operasi) pada 4 kriteria kegagalan di kedalaman maksimum dan minimum. Contoh hasil desain tebal dinding pipa dapat dilihat pada **Tabel 2**.

Tabel 2 Rangkuman tebal minimum dan pemilihan tebal desain dinding pipa

Kriteria	Instalasi	Hydrotest	Operasi
	Nilai Tebal Dinding Pipa (mm)		
	Desain	Desain	Desain
Internal Pressure Containment	-	5,17	12,67
Collapse due to External Pressure	5,52	-	-
Buckle Propagation	9,04	9,032	12,62
Combined Loading	9,04	9,032	10,37
Selected Wall Thickness (based on API 5L)	0,5 inc = 12,7 mm		

Didapatkan hasil tebal paling besar adalah 12,67 mm pada kondisi operasi dan kriteria kegagalan *bursting*. Tebal dinding yang dipilih setelah dicocokkan dengan standar API 5L adalah 12,7 mm.

III. ANALISIS ON-BOTTOM STABILITY

Desain tebal lapisan beton digunakan sebagai pemberat pipa jika belum memenuhi syarat kestabilan bawah laut. Oleh karena itu, diperlukan adanya analisis kestabilan bawah laut (*on-bottom stability*) untuk mendapatkan nilai kebutuhan tebal lapisan pemberat berupa lapisan material beton sehingga pipa yang diletakkan di dasar laut memenuhi syarat kestabilan vertikal dan lateral. Analisis dilakukan terhadap kondisi instalasi dan operasi untuk dua kedalaman (maksimum dan minimum) sebanyak 8 kombinasi kasus.

Tabel 3 Kombinasi kasus pada perhitungan analisis kestabilan

Case	Condition	Depth	Wave	Current
1.	Installation	Minimum	10-yrs	1-yr
2.	Installation	Minimum	1-yr	10-yrs
3.	Installation	Maximum	10-yrs	1-yr
4.	Installation	Maximum	1-yr	10-yrs
5.	Operation	Minimum	100-yrs	10-yrs
6.	Operation	Minimum	10-yrs	100-yrs
7.	Operation	Maximum	100-yrs	10-yrs
8.	Operation	Maximum	10-yrs	100-yrs

Setelah dilakukan perhitungan, tebal lapisan beton yang diperlukan agar pipa tetap stabil di dasar laut adalah sebesar 40 mm tanpa dibutuhkan *trenching*.

IV. ANALISIS INSTALASI

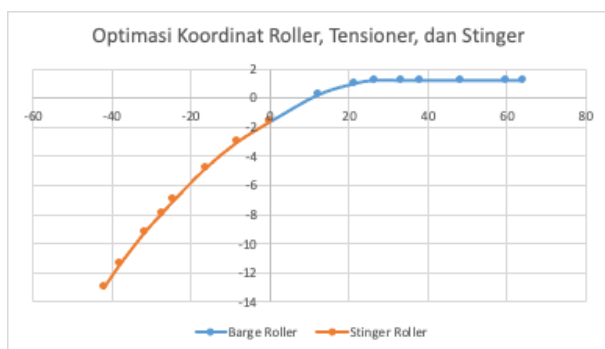
Analisis instalasi dilakukan dengan perangkat lunak OFFPIPE dan MOSES untuk menemukan konfigurasi pada laybarge agar tegangan pada pipa yang terjadi saat proses instalasi tidak melebihi batas kriteria desain praktis industri (85%SMYS dan 72% SMYS pada daerah *overbend* dan *sagbend*)

Untuk mendapatkan nilai tegangan yang tidak melebihi syarat, perlu dilakukan iterasi konfigurasi *laybarge* yang optimum. Perubahan yang dapat dilakukan, yaitu perubahan koordinat *roller*, koordinat *stinger*, sudut *trim*, dan sudut *hitch*.

Proses instalasi pada studi ini menggunakan kapal TIMAS DLB-01. Setelah dilakukan iterasi, didapatkan konfigurasi *roller*, *tensioner*, dan *stinger* yang menghasilkan tegangan paling optimum seperti pada **Gambar 8**.

Tabel 4 Hasil analisis instalasi statik

Kedalaman	Tegangan (% SMYS)	
	<i>Overbend</i>	<i>Sagbend</i>
Maksimum	67,48	24,14
Minimum	62,75	24,03



Gambar 8 Konfigurasi *roller* dan *stinger*

Selanjutnya pada instalasi dinamik, didapatkan hasil tegangan maksimum seperti pada **Tabel 5** dan **Tabel 6**. Untuk sudut arah gelombang di kuadran 3 dan 4, hasil nilai tegangannya sama dengan hasil pada sudut yang simetris di kuadran 1 dan 2.

Tabel 5 Hasil analisis instalasi dinamik kedalaman minimum

Kedalaman	Arah Gelombang (°)	Residual Tension (kN)
Minimum	0	555.6
	14.84	559.25
	45	582.27
	90	589.59
	135	603.98
	165.16	580.47
	180	578.05
	194.84	580.46
	225	604.17
	270	590.07
	315	582.39
	345.16	558.71

Tabel 6 Hasil analisis instalasi dinamik kedalaman maksimum

Kedalaman	Arah Gelombang (°)	Residual Tension (kN)
Maksimum	0	556.32
	14.84	559.39
	45	582.98
	90	590.01
	135	611.86
	165.16	581.19
	180	579.23
	194.84	581.18
	225	611.89
	270	589.98
	315	583
	345.16	559.15

Maka, didapatkanlah nilai tegangan residual terbesar yang terjadi yaitu pada instalasi dinamik untuk arah gelombang 135° di kedalaman maksimum sebesar 611,89 kN. Nilai ini akan digunakan pada perhitungan analisis *free span* pada kondisi instalasi.

V. ANALISIS FREE SPAN

Analisis *free span* dilakukan untuk mencari nilai bentang bebas maksimum yang diizinkan akibat dari dua kriteria (*inline* dan *cross-flow*). **Tabel 7** dan **Tabel 8** adalah hasil bentang bebas maksimum berdasarkan kriteria *screening fatigue*. Hasil yang ditampilkan adalah iterasi dengan nilai panjang bentang bebas yang paling konservatif dari hasil dua kriteria yaitu sebesar 18,75 m

Tabel 7 Hasil *free span* kriteria *screening fatigue in-line*

No.	Kedalaman	Kondisi - Dominasi	In-line	
			UC	Status
1	Maximum	Installation - Wave Dom.	0.388	OK
2		Installation - Current Dom.	0.363	
3		Hydrotest - Wave Dom.	0.547	
4		Hydrotest - Current Dom.	0.512	
5		Operation - Wave Dom.	0.851	
6		Operation - Current Dom.	0.748	
7	Minimum	Installation - Wave Dom.	0.391	
8		Installation - Current Dom.	0.366	
9		Hydrotest -Wave Dom.	0.552	
10		Hydrotest - Current Dom.	0.516	
11		Operation - Wave Dom.	0.849	
12		Operation - Current Dom.	0.755	

Tabel 9 Hasil kriteria ULS *in-line* pada analisis *free span*

No.	Kedalaman	Kondisi	In-line	
			UC	Status
1	Minimum	Installation - Wave Dom.	0.004	OK
2		Installation - Current Dom.	0.004	
3		Hydrotest - Wave Dom.	0.031	
4		Hydrotest - Current Dom.	0.031	
5		Operation - Wave Dom.	0.186	
6		Operation - Current Dom.	0.186	
7	Maximum	Installation - Wave Dom.	0.004	
8		Installation - Current Dom.	0.004	
9		Hydrotest -Wave Dom.	0.031	
10		Hydrotest - Current Dom.	0.031	
11		Operation - Wave Dom.	0.183	
12		Operation - Current Dom.	0.183	

Tabel 8 Hasil *free span* kriteria *screening fatigue cross-flow*

No.	Kedalaman	Kondisi - Dominasi	Cross-flow	
			UC	Status
1	Maximum	Installation - Wave Dom.	0.263	OK
2		Installation - Current Dom.	0.246	
3		Hydrotest - Wave Dom.	0.543	
4		Hydrotest - Current Dom.	0.477	
5		Operation - Wave Dom.	0.418	
6		Operation - Current Dom.	0.391	
7	Minimum	Installation - Wave Dom.	0.265	
8		Installation - Current Dom.	0.248	
9		Hydrotest -Wave Dom.	0.422	
10		Hydrotest - Current Dom.	0.395	
11		Operation - Wave Dom.	0.548	
12		Operation - Current Dom.	0.482	

Tabel 10 Hasil kriteria ULS *cross-flow* pada analisis *free span*

No.	Kedalaman	Kondisi	Cross-flow	
			UC	Status
1	Minimum	Installation - Wave Dom.	0.013	OK
2		Installation - Current Dom.	0.013	
3		Hydrotest - Wave Dom.	0.124	
4		Hydrotest - Current Dom.	0.124	
5		Operation - Wave Dom.	0.47	
6		Operation - Current Dom.	0.47	
7	Maximum	Installation - Wave Dom.	0.013	
8		Installation - Current Dom.	0.013	
9		Hydrotest -Wave Dom.	0.124	
10		Hydrotest - Current Dom.	0.124	
11		Operation - Wave Dom.	0.467	
12		Operation - Current Dom.	0.467	

Diambil nilai bentang bebas maksimum yang diizinkan dari seluruh kombinasi pembebanan adalah sebesar 18,75 m.

Selain itu, dilakukan pengecekan kriteria ULS yang mengacu pada kriteria *combined loading* di standar DNVGL-ST-F101. Hasil perhitungan dapat dilihat pada **Tabel 9** dan **Tabel 10**. Nilai UC rasio paling besar adalah 0,467 pada kondisi operasi di kedalaman maksimum.

VI. ANALISIS *THERMAL EXPANSION*

Beban aksial yang terjadi pada aliran fluida di dalam pipa mengakibatkan peregangan pada pipa sehingga ukuran panjang pipa bertambah dan dapat berdampak pada kekuatan material pipa. Maka, diperlukan analisis agar diketahui nilai pertambahan *expansion* yang dihasilkan sehingga bisa ditanggulangi risikonya. Perhitungan *thermal end expansion* ditunjukkan pada **Tabel 11**.

Tabel 11 Perhitungan *Thermal End Expansion*

Parameter	Symbol	Operation	Hydrotest	Unit
Concrete Coating Thickness	t_{cc}	40	40	mm
Submerged Weight	W_s	1.294×10^4	2.673×10^4	N/m
Thermal Expansion Force	F_T	1451	0	kN
End Cap Force	F_E	1020	1515	kN
Poisson Effect Force	F_P	631.625	945.27	kN
Effective Axial Force	F_{tot}	1840	570.106	kN
Virtual Anchor Length	V_A	296.193	44.43	m
End Expansion	ΔL	110.83	3.90	mm

Dari analisis dan perhitungan yang telah dilakukan, didapat kesimpulan bahwa *thermal end expansion* dapat terjadi pada pipa akibat dari kegiatan operasi pipa pada tekanan tinggi mengakibatkan beban aksial akibat aliran fluida di dalam pipa. Besar *thermal end expansion* pada pipa adalah sebesar **0,11 m**. Untuk pipa bawah laut yang memiliki ukuran panjang 19,75 kilo meter, pertambahan panjang tersebut tergolong kecil sehingga tidak diperlukan mitigasi atau *buckle trigger*.

VII. ANALISIS LATERAL BUCKLING

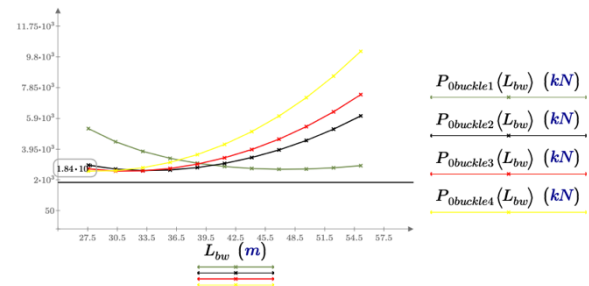
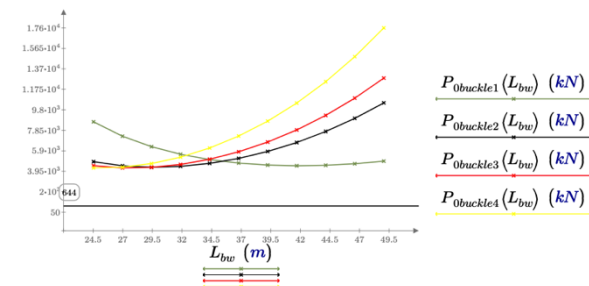
Beban aksial pipa akibat aliran fluida yang bertekanan tinggi tersebut juga berpotensi menyebabkan kegagalan pipa secara *global* atau struktural pipa secara keseluruhan. Maka potensi kegagalan ini perlu dianalisis agar disiapkan *counter* dan mitigasi yang tepat untuk mengatasi potensi kegagalan yang akan timbul saat pipa dalam keadaan beroperasi nantinya. Berikut merupakan perhitungan potensi kegagalan pipa akibat *lateral buckling* yang ditunjukkan pada **Tabel 12**.

Tabel 12 Perhitungan Potensi Kegagalan *Lateral Buckling*

Parameter	Simbol	Operation	Hydrotest	Satuan
Concrete Coating Thickness	t_{cc}	40	40	mm
Submerged Weight	W_s	1.294×10^4	2.673×10^4	N/m
Thermal Expansion Force	F_T	1450	0	kN
End Cap Force	F_E	1020	1592	kN
Poisson Effect Force	F_P	631.625	947.93	kN
Effective Axial Force	F_{tot}	1839	643.86	kN

Beban aksial yang dihasilkan oleh aliran fluida di dalam pipa saat beroperasi sebesar 1839 kN

dan pada kondisi *hydrotest* adalah sebesar 643,86 kN. Perhitungan selanjutnya adalah *critical buckling force* untuk mengetahui gaya minimum yang dapat menyebabkan terjadinya *lateral buckling*, *buckle length*, serta *buckle amplitude*. Gaya minimum didapatkan dari grafik yang ditunjukkan pada **Gambar 9** dan **Gambar 10**.

**Gambar 9** Critical Buckling Force untuk Setiap Mode Kegagalan Pada Kondisi Operasi**Gambar 10** Critical Buckling Force Untuk Setiap Mode Kegagalan Pada Kondisi *Hydrotest*

Dapat diketahui bahwa beban aksial yang terjadi pada pipa tidak cukup besar untuk memunculkan terjadinya kegagalan *lateral buckling* baik pada kondisi operasi maupun *hydrotest*. Pada **Tabel 13** disajikan panjang pipa bila mengalami *lateral buckling* serta amplitudo penekukannya.

Tabel 13 Potensi *Buckle Length* dan *Amplitude* Bila Terjadi *Lateral Buckling*

Parameter	Simbol	Operation	Hydrotest	Satuan
Buckle Length	L_{buckle}	27,577	24,524	m
Buckle Amplitude	y_{buckle}	0,779	0,773	m

Dari analisis potensi di atas, ditunjukkan bahwa panjang penekukkan yang akan terjadi pada kondisi operasi adalah 27,577 meter sedangkan

amplitudo penekukannya adalah sebesar 0,779 m. Disajikan secara lebih terperinci mengenai *critical buckling initiation force* yaitu batas minimum beban aksial yang terjadi untuk menyebabkan *lateral buckling* pada **Tabel 14**. Serta ditunjukkan pula untuk kondisi operasi dan *hydrotest* apakah aman dari potensi kegagalan.

Tabel 14 Hasil Analisis Potensi Kegagalan *Lateral Buckling*

Condition	Maximum Effective Axial Force (F_{tot})	Critical Buckling Initiation Force (kN) (P_{buckle})				Status
		Mode 1	Mode 2	Mode 3	Mode 4	
Operation	1839 kN	5254	2933	2699	2603	Safe
Hydrotest	643.86 kN	8659	4862	4485	4352	Safe

Dapat diketahui nilai *critical buckling force* yang paling minimum untuk dua kondisi terdapat pada *mode 4*. Berdasarkan Hobbs (1981), hal ini menunjukkan bahwa pipa bawah laut mengalami kegagalan *lateral buckling* hingga *mode 4*.

Dari hasil analisis dan perhitungan yang telah dilakukan, dapat disimpulkan bahwa pipa bawah laut yang telah didesain tersebut memiliki spesifikasi yang mumpuni sehingga cukup kuat untuk menahan beban aksial yang terjadi pada aliran fluida di dalam pipa. Dengan demikian, pipa bawah laut yang telah didesain sudah aman dari potensi kegagalan *lateral buckling*.

PENUTUP

Kesimpulan

Kesimpulan yang didapat pada studi ini adalah:

1. Tebal dinding pipa bawah laut yang digunakan adalah 12,7 mm dari kriteria *internal pressure containment* saat kondisi operasi.
2. Tebal lapisan beton yang dibutuhkan berdasarkan analisis *on-bottom stability* untuk semua stasiun adalah 40 mm tanpa penambahan *trenching*.
3. Konfigurasi *roller*, *tensioner*, dan *stinger* yang terdapat pada sudah mencapai

tegangan optimum ketika dilakukan instalasi pipa bawah laut.

4. Panjang bentang bebas yang diizinkan untuk memenuhi kriteria *screening fatigue* dan *Ultimate Limit State* (ULS) adalah 18,75 m.
5. Pertambahan panjang akibat *thermal end expansion* pada pipa bawah laut adalah sebesar 0,11 m akibat beban aksial yang bekerja pada aliran pipa sehingga tidak diperlukan mitigasi karena tergolong kecil bila dibandingkan dengan panjang pipa sebesar 19,75 km.
6. Hasil analisis potensi kegagalan *lateral buckling* menunjukkan bahwa pipa bawah laut yang telah didesain berstatus aman dari kegagalan *lateral buckling*.

Saran

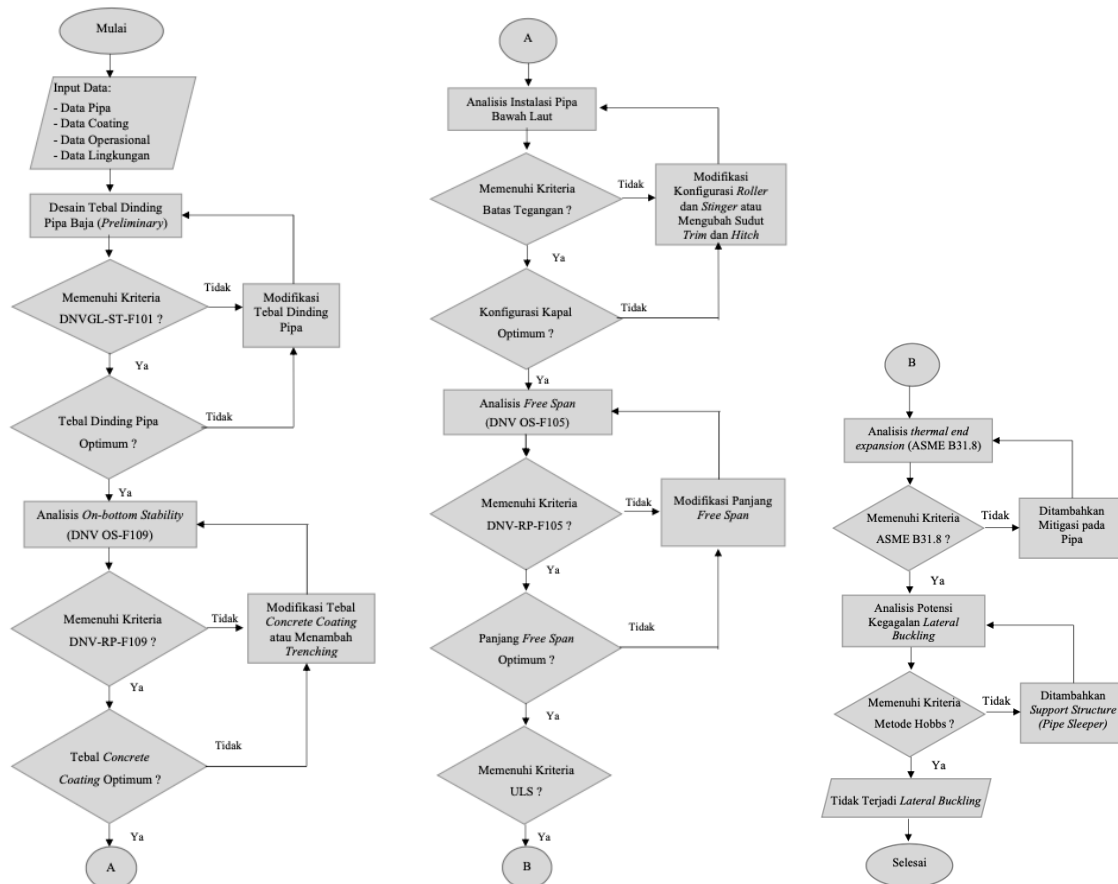
Adapun saran yang dapat diberikan untuk pengerjaan penelitian ataupun tugas akhir yang serupa adalah

1. Hasil analisis *thermal expansion* akan lebih baik bila memiliki data persebaran suhu yang lebih detail sepanjang pipa, bisa diperoleh melalui analisis *flow assurance*, agar dalam analisis dapat ditentukan *cold end* dan *hot end* yang akan mempengaruhi panjang *expansion* pipa.
2. Penggunaan *software* dianjurkan apabila pada perhitungan analitik membuktikan bahwa terdapat potensi terjadinya *lateral buckling*. Pemodelan menggunakan *software* seperti ABAQUS dapat digunakan untuk menentukan lokasi tegangan berlebih yang menyebabkan pipa mengalami kegagalan *lateral buckling*.

DAFTAR PUSTAKA

- American Petroleum Institute (2018): *Line Pipe* (API 5L), API Publication Service, Washington.
- American Society of Mechanical Engineers (2018a): *Gas Transmission and Distribution Piping Systems* (ASME B31.8), ASME, New York.

- Bai, Q., & Bai, Y. (2014). *Subsea Pipeline Design, Analysis, and Installation*. Oxford: Gulf Professional Publishing (Elsevier Inc.).
- Det Norske Veritas (2006): *Free Spanning Pipeline* (DNV RP F105), Veritas Offshore Technology and Service A/S, Oslo.
- DNV GL (2010): *On-Bottom Stability Design of Submarine Pipelines* (DNV-RP-F109), Det Norske Veritas AS, Oslo, Norway.
- Det Norske Veritas F110. 2007. Global Buckling of Submarine Pipelines: Norway.
- DNV GL (2013): *Submarine Pipeline System* (DNV-OS-F101), Det Norske Veritas AS, Oslo, Norway.
- Heryanto, J. (2008): *Desain dan Analisis Struktur Pipa Bawah Laut*, Tugas Akhir Sarjana, Institut Teknologi Bandung, Bandung.
- Hidayaturrohman, Fitrotul., 2015, Analisis Tekuk Lateral Pipa Gas Bawah Laut, Tugas Akhir Sarjana, Institut Teknologi Bandung.
- Hobbs, R.E., Liang, R.F., 1989, *Thermal Buckling of Pipelines Close on Restraints*. 8th International Conference of Offshore Mechanics and Arctic Engineering
- Isaac, Obele Ifenna. 2013. Lateral Buckling and Axial Walking of Surface Laid Subsea Pipeline. Offshore Technology: Stavanger.
- Stewart, M. (2016): *Surface Production Operations: Facility Piping and Pipeline Systems*, Gulf Professional Publishing, Elsevier, Oxford, **III**.



Gambar 11 Diagram alir pengerjaan tugas akhir