

## Desain Cold Insulation dan Analisis Tegangan pada Pipa Outlet Cold Box menuju Inlet Residual Liquid Evaporator

Muzaqqi Rosidin<sup>1\*</sup>, Adi Wirawan Husodo<sup>2</sup>, Lely Pramesti<sup>3</sup>

Program Studi D-IV Teknik Perpipaan, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia<sup>1\*2</sup>

Program studi D-IV Teknik Permesinan Kapal, Jurusan Teknik Permesinan Kapal, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya, Surabaya, Indonesia<sup>3</sup>

Email: [muzaqqi.rosidin@student.ppns.ac.id](mailto:muzaqqi.rosidin@student.ppns.ac.id)<sup>1\*</sup>; [adi\\_wirawan@ppns.ac.id](mailto:adi_wirawan@ppns.ac.id)<sup>2\*</sup>; [lelypramesti@ppns.ac.id](mailto:lelypramesti@ppns.ac.id)<sup>3\*</sup>;

**Abstract** - Line L-31-200-1SsA with a temperature of -196 C and a pressure of 0.9 Mpa is a piping system that drains remaining fluid from the cold box goes to the remaining evaporator liquid. On this path the calculations are carried out insulation a pipe using 3 different alternative materials for get a charming design that is optimal in maintaining a constant temperature constant. It is necessary to calculate heat loss and downstream temperature. This line is included in critical line so stress analysis must be carried out with the help of software. Based on The calculation results show that cellular glass insulating material has value The smallest heat loss is 204.8 W and the downstream temperature is 84 K. Based on stress analysis software modeling, the continuous load value is the largest is 76782.4 Kpa with a ratio of 66.2%, the expansion load value is 48375.1 Kpa with a ratio of 89.1%, and an occasional load value of 73422.5 Kpa with a ratio 26.9%. It concluded that the stress value does not exceed the allowable limit stress based on ASME B31.3.

**Keyword** : insulation, stress analysis, sustained load, expansion load, occasional load

### Nomenclature

OD	Outside Diameter
ID	Inside Diameter
$T_a$	Temperature Fluida (°K)
$T_u$	Temperature Lingkungan (°K)
$K$	Konduktivitas Thermal (W/m°K)
$P$	Tekanan (Kpa)
$Q$	Heat Losses (W)
$V$	Kecepatan Aliran Fluida (m/s)
$\mu$	Viskositas Fluida (kg/m.s)
$g$	Percepatan Gravitasi (m/s <sup>2</sup> )
$\rho$	Massa jenis Fluida (kg/m <sup>3</sup> )
$L$	Panjang Pipa (m)
$C_p$	Heat Capacity (J/kg.K)
$R$	Jari – jari silinder (m)
$Z$	Section Modulus (inch <sup>3</sup> )
$L_s$	Limitation Of Stress (ft)
$L_d$	Limitation Of Deflection (ft)
$Y_1$	Resultant Total Displacement (in)
$U$	Jarak Kedua Anchor (ft)
$S_L$	Longitudinal Stress (Kpa)

### 1. PENDAHULUAN

Salah satu perusahaan swasta yang bergerak di bidang produksi gas hendak membangun suatu plant yang bernama ASP (Air Separation Plant) untuk memproduksi gas oksigen, nitrogen dan argon. ASP merupakan unit pemisahan udara dengan menggunakan sistem distilasi bertekanan. Desain line L-31-200-1SsA berdiameter 8” yang memiliki temperatur -196° C serta tekanan desain sebesar 900 Kpa yang terhubung dari outlet cold box menuju inlet residual liquid evaporator memiliki jarak sepanjang lebih dari 30 meter.

Temperature fluida yang masuk ke dalam residual liquid evaporator tidak boleh mengalami perubahan temperatur sebesar 15% dari temperatur operasi sehingga perlu dilakukan penambahan insulasi agar temperatur fluida tetap konstan. Oleh karena itu diperlukan perhitungan desain insulasi pipa dengan menggunakan 3 material insulasi yang berbeda[3]. Berdasarkan standart perusahaan pipa dengan temperature -196° C dan diameter 8” termasuk dalam kategori critical line sehingga harus dilakukan analisa tegangan.

Pada penelitian ini, dilakukan analisa perpindahan panas dengan menggunakan 3 variasi insulasi yaitu *phenolic foam*, *polyrethane*, dan *cellular glass* yang dilakukan dengan perhitungan manual. Dikarenakan line L-31-200-1SsA masuk dalam kategori critical line sehingga setelah perhitungan desain insulasi perlu dilakukan analisa tegangan menggunakan *software stress analysis* yang mengacu pada *code ASME B31.3 (process piping)*[6]. Tujuan penulisan jurnal ini adalah untuk mendapatkan desain insulasi yang optimal dari segi teknis dan analisa tegangan yang sesuai dengan batas ijin yang telah ditentukan.

### 2. METODOLOGI.

#### 2.1 Perpindahan Panas Konveksi

Pada penelitian ini perpindahan panas konveksi terbagi menjadi dua yaitu internal convection dan external convection[4]. Internal convection terjadi antara fluida internal mengalir di permukaan internal pipa. Untuk mencari nilai koefisien internal convection diperlukan beberapa perhitungan yang dimulai dengan mencari nilai

reynold number menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$Re = \frac{\rho \times v \times ID}{\mu} \quad (1)$$

Lalu untuk menghitung nilai nusselt number menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (2)$$

Selanjutnya untuk menghitung nilai koefisien internal convection menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$h = \frac{Nu \times K_{fluida}}{ID} \quad (3)$$

External convection adalah konveksi yang terjadi antara diameter luar pipa dengan lingkungan sekitar rangkaian perhitungan koefisien external convection mulai dari menentukan nilai expansion thermal menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$B = \frac{1}{\left(\frac{T_a + T_u}{2}\right)} \quad (4)$$

Untuk mencari nilai  $R_{ad}$  menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$R_{ad} = G_r \times P_r \quad (5)$$

$$G_r = \left(\frac{r^3 \rho^2 g \beta (T_a - T_u)}{\mu^2}\right) \quad (6)$$

Selanjutnya mencari nilai nusselt number menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$Nu_{UD} = \left\{0,6 + \frac{0,378 R_{ad}^{\frac{1}{6}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{27}{8}}}\right\}^2 \quad (7)$$

Selanjutnya untuk mencari koefisien external convection menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$h = \frac{Nu \times K_{udara}}{OD} \quad (8)$$

**2.2 Critical Insulation Thickness**

Insulasi dipasang agar panas yang merambat pada sekeliling pipa bisa sekecil mungkin. Transfer panas terbesar jika tebal insulasi minimum. Berikut adalah persamaan yang digunakan untuk menghitung tebal minimum insulasi atau critical insulation thickness sebagai berikut[2] :

$$r_{cr} = \frac{K_{iso}}{h} \quad (9)$$

Jika tebal insulasi yang dipilih lebih kecil dari  $r_{cr}$  maka nilai heat loss akan semakin besar. Oleh karena itu dalam menentukan tebal insulasi harus lebih besar dari nilai  $r_{cr}$  dan harus menyesuaikan ukuran yang ada di pasaran.

**2.3 Perpindahan Panas Konduksi**

Perpindahan panas yang terjadi karena konduksi berarti perpindahan panas tanpa diikuti oleh perpindahan dari molekul benda tersebut. Konduksi juga dapat diartikan sebagai transfer energi dari sebuah benda yang memiliki energi yang cukup besar menuju benda yang memiliki energi yang cukup rendah[2]. Pada proses konduksi diperlukan konduktivitas thermal. Konduktivitas thermal merupakan transport

properties yang dimiliki oleh material medium proses perpindahan panas.

**2.4 Analisa Kehilangan Panas**

Untuk mendapatkan nilai heat losses harus mencari thermal resistance terlebih dahulu. Untuk perpindahan panas konveksi menggunakan persamaan (10) dan konduksi menggunakan persamaan (11).

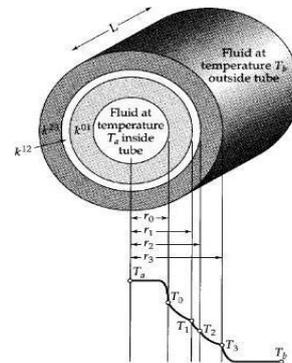
$$R_{conv} = \frac{1}{(2\pi r L)h} \quad (10)$$

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{(2\pi L)K} \quad (11)$$

Lalu untuk mencari nilai heat loss menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$Q_{tot} = \frac{(T_a - T_u)}{R_{tot}} \quad (12)$$

Pada perpindahan panas yang terjadi pada *multiple layer cylinder* merupakan perpindahan yang disertai dengan penambahan tebal insulasi pada benda silinder[1]. Konsep perhitungan *multiple layer cylinder*.



Gambar 1 Rangkaian Thermal Multiple Layer

$$R_{total} = R_{conv 1} + R_{cond 1} + R_{cond 2} + R_{conv 2} \quad (13)$$

**2.5 Downstream Temperature**

Perhitungan downstream temperature dilakukan untuk mengetahui nilai perubahan temperature dari titik awal pipa sampai titik akhir pipa.

$$D_i = T_a - \frac{Q_{total}}{m C_p} \quad (14)$$

**2.6 Allowable Pipe Span**

Perhitungan *Maximum Allowable Pipe Span* dilakukan untuk mengetahui jarak maksimal antar penyangga. Berikut merupakan perhitungan *maximum allowable pipe span* berdasarkan *limitation of stress* dan *limitation of deflection*.

*Limitation of stress*[5].

$$L_s = \sqrt{\frac{0,4ZS_h}{W}} \quad (15)$$

$$L_s = \sqrt[4]{\frac{\Delta EI}{13,5W}} \quad (16)$$

**2.7 Fleksibilitas Pipa**

Analisa fleksibilitas pipa dilakukan pada desain jalur pipa sehingga mampu menahan beban yang terjadi baik secara statis maupun dinamis.

Maka dari itu diperlukan analisa menggunakan persamaan berikut dengan mengacu pada [6].

$$\frac{DY_1}{(L-U)^2} \leq KI \tag{17}$$

### 2.8 Tegangan pada Sistem Perpipaan

Analisis tegangan pada pipa meliputi tegangan akibat pembebanan sustain, ekspansi thermal, dan occasional. Analisis tegangan pada perpipaan ini menggunakan analisis pada software stress analisis yang dijelaskan pada sub bab di bawah:

#### 2.8.1 Tegangan akibat Beban Sustain

Analisis tegangan akibat pembebanan sustain pada setiap node dicari menggunakan load case 4 (L4) pada software stress analysis. Kombinasi beban pada load case 4 (L4) dapat dilihat pada Tabel 1 di bawah. Di mana W merupakan berat total pada sistem perpipaan, P1 merupakan tekanan desain pada sistem perpipaan.

Tabel 1 Load case pada software stress analysis

Symbol	Description	Load Combination
L1	Operating	OPE = W+T1+P1
L3	Operating	OPE = W+T1+P1+U1
L4	Sustained	SUS = W+P1
L6	Expansion	EXP = L1-L4
L8	Occasional	OCC = L3-L1

#### 2.8.2 Tegangan Beban Ekspansi Thermal

Pada software, analisis tegangan akibat beban ekspansi thermal pada setiap node dicari menggunakan load case 6 (L6). Kombinasi beban pada load case 6 merupakan pengurangan dari load case 1 (L1) dan load case 4 (L4) yang dapat dilihat pada Tabel 1. Beban ekspansi thermal ini diakibatkan oleh adanya panas yang berasal dari luar dengan temperatur fluida yang mengalir di dalamnya dan berdampak pada pemuaihan pipa, sehingga mengakibatkan ekspansi thermal.

#### 2.8.3 Tegangan akibat Beban Occasional

Pada software, analisis tegangan akibat beban occasional pada setiap node dicari menggunakan load case 8 (L8). Kombinasi beban pada load case 8 (L8) merupakan pengurangan dari dari load case 3 (L3) dengan load case 1 (L1) yang dapat dilihat pada Tabel 1. Dimana U1 merupakan uniform load.

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1 Koefisien Konveksi Internal

Ada beberapa rangkaian untuk menentukan nilai konveksi internal mulai dari menentukan reynold number, nusselt number, dan koefisien internal convection. Rangkaian perhitungan tersebut menggunakan persamaan (1), (2) dan (3) dan hasil perhitungan tertera pada Tabel 2.

Tabel 1: Hasil perhitungan internal convection

Parameter	Unit	Nilai
$R_e$ Number	-	4988775,95
Nusselt Number	-	5274,84
Koefisien internal convection	$W/m^2K$	783,93

### 3.2 Koefisien Konveksi Eksternal

Perhitungan konveksi eksternal dimulai dengan dari perhitungan koefisien ekspansi thermal menggunakan persamaan (4). Selanjutnya dilanjutkan perhitungan rayleigh number dan grashof number menggunakan persamaan (5) dan (6). Lalu untuk menghitung nusselt number menggunakan persamaan (7), serta untuk menghitung koefisien eksternal convection menggunakan persamaan (8). Hasil perhitungan eksternal convection tertera pada Tabel 3.

Tabel 3: Hasil perhitungan external convection

Parameter	Unit	Nilai
$G_r$ Number	-	983943307,4
$P_r$ Number	-	0,7272
$R_{ad}$ Number	-	715523573,2
Nusselt number	-	104,576
Koefisien external convection	$W/m^2K$	5,828

### 3.3 Critical Insulation Thickness

Untuk menghitung tebal minimum insulasi menggunakan persamaan (9) dengan menggunakan 3 variasi material insulasi yang berbeda. Hasil perhitungan critical insulation thickness tertera pada Tabel 4 berikut:

Tabel 4: Hasil perhitungan critical insulation thickness

Material Insulasi	Konduktivitas Thermal ( $W/mK$ )	Critical Insulation Thickness (m)
Phenolic	0,028	0,01561
Foam		
Polyurethane	0,021	0,01509
Cellular Glass	0,015	0,01441

Tabel 4 diatas menunjukkan nilai minimum ketebalan insulasi pada setiap variasi material. Sedangkan dengan menyesuaikan keetersediaan tebal insulasi di pasaran, tebal insulasi yang tersedia dan paling mendekati hasil perhitungan adalah 50 mm sehingga tebal insulasi yang dipilih adalah 50 mm. Dengan adanya penambahan insulasi tebal 50 mm maka nilai grashof number, rayleigh number, nusselt number dan external convection akan berbeda juga karena radiusnya berbeda. Hasil perhitungan tertera pada Tabel 5.

Tabel 5: Hasil perhitungan external convection setelah penambahan insulasi

Parameter	Unit	Nilai
$G_r$ Number	-	983943307,4
$P_r$ Number	-	0,7272
$R_{ad}$ Number	-	715523573,2
Nusselt number	-	104,576
Koefisien external convection	$W/m^2K$	5,828

### 3.4 Analisa Kehilangan Panas

Perhitungan kehilangan panas pada penelitian ini sesuai dengan rangkaian thermal multiple layer cylinder pada Gambar 1 dan perhitungannya menggunakan persamaan (10), (11) dan (12). Hasil perhitungan tertera pada tabel 6. Berdasarkan pada Tabel tersebut pipa dengan insulasi cellular glass memiliki nilai heat losses yang paling kecil yaitu -12606,547 W.

Tabel 6: Hasil perhitungan heat losses

Material Insulasi	Parameter	Unit	Nilai	
Phenolic Foam	Hambatan Thermal Konveksi	<i>mK/W</i>	0,00043	
	Hambatan Thermal Konduksi	<i>mK/W</i>	0,007	
	Hambatan Thermal Konveksi 2	<i>mK/W</i>	1,2752	
	Hambatan Thermal Konduksi 2	<i>mK/W</i>	1,2752	
	Hambatan Total	<i>mK/W</i>	5,388	
	Heat Losses	<i>W</i>	-11969,559	
	Polyurethane	Hambatan Thermal Konveksi	<i>mK/W</i>	0,00043
		Hambatan Thermal Konduksi	<i>mK/W</i>	0,007
		Hambatan Thermal Konveksi 2	<i>mK/W</i>	1,2752
		Hambatan Thermal Konduksi 2	<i>mK/W</i>	2,336
Hambatan Total		<i>mK/W</i>	5,438	
Heat Losses		<i>W</i>	-12338,250	
Cellular Glass		Hambatan Thermal Konveksi	<i>mK/W</i>	0,00043
		Hambatan Thermal Konduksi	<i>mK/W</i>	0,0007
		Hambatan Thermal Konveksi 2	<i>mK/W</i>	1,2752
		Hambatan Thermal Konduksi 2	<i>mK/W</i>	2,2590
	Hambatan Total	<i>mK/W</i>	3,535	
	Heat Losses	<i>W</i>	-12606,547	

### 3.5 Perhitungan Downsteam Temperature

Perhitungan downsteam temperature menggunakan persamaan (14). Hasil perhitungan pada variasi material insulasi tertera pada Tabel 7 berikut:

Tabel 7: Hasil perhitungan downsteam temperature

Material	Unit	Nilai	Rasio Perubahan Temperatur (%)
Phenolic Foam	<i>K</i>	83,9	8,317
Polyurethane	<i>K</i>	84,2	8,551
Cellular glass	<i>K</i>	84,3	8,721

Dari Tabel 7 di atas dapat diketahui bahwa rasio perubahan temperature terhadap temperature operasi pada setiap variasi material tidak ada yang lebih dari 15%. Dengan adanya penambahan insulasi maka berat pipa akan semakin bertambah sehingga perlu dilakukan perhitungan jarak anar penyangga pipa dan analisa tegangan pada pipa.

### 3.6 Perhitungan Allowable Pipe Span

Perhitungan allowable pipe span berdasarkan batasan tegangan dan defleksi menggunakan persamaan (15) dan (16). Perhitungan allowable pipe span pada penelitian ini menggunakan insulasi cellular glass dengan tebal 50 mm dan hasilnya tertera pada Tabel 8 berikut:

Tabel 8: Hasil perhitungan allowable pipe span

Deskripsi	Unit	Nilai
Panjang pipa	<i>ft</i>	102,709
Berat pipa	<i>lb/ft</i>	29,1608
Berat Fluida	<i>lb/ft</i>	55,382
Berat Insulasi	<i>lb/ft</i>	0,356
Berat Total	<i>lb/ft</i>	84,899
Limitation of stress	<i>ft</i>	35,364
Limitation of deflection	<i>ft</i>	32,918
Jumlah support	<i>ea</i>	3

### 3.7 Perhitungan Fleksibilitas Pipa

Perhitungan fleksibilitas pipa menggunakan persamaan (17) dan hasilnya tertera pada tabel 9 sebagai berikut:

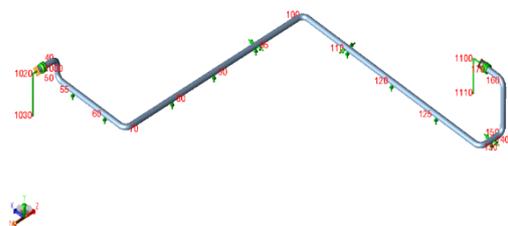
Tabel 9: Hasil perhitungan fleksibilitas pipa

Deskripsi	Unit	Nilai
L pipa X	<i>ft</i>	39,222
L pipa Y	<i>ft</i>	10,194
L pipa Z	<i>ft</i>	51,293
L pipa total	<i>ft</i>	100,709
Resultant displacement Y	<i>ft</i>	2,533
Jarak kedua anchor (U)	<i>ft</i>	65,370
OD Pipa	<i>inch</i>	8
K1	-	0,0831
$\frac{dY}{(L-U)^2}$	-	0,0150

Hasil perhitungan fleksibilitas dari desain tersebut memiliki nilai kurang dari K1, sehingga desain tersebut dapat dikatakan fleksibel.

### 3.8 Permodelan Sistem Perpipaan

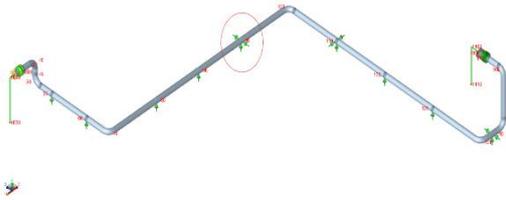
Permodelan jalur perpipaan line L-31-200-1SsA menggunakan software stress analysis. Hal ini bertujuan untuk mendapatkan nilai tegangan yang memenuhi batas ijin yang telah ditentukan. Gambar 2 menunjukkan permodelan sistem perpipaan pada software stress analysis



Gambar 2. Permdelan sistem perpipaan pada software stress analysis

### 3.9 Analisis Tegangan Beban Sustain

Analisis tegangan akibat beban sustain dilakukan pada keseluruhan pipa dengan insulasi cellular glass tebal 50 mm. Berikut Gambar 3 menunjukkan nilai tegangan tertinggi.

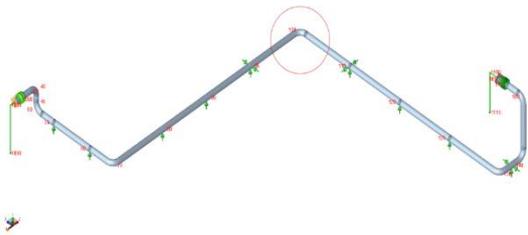


Gambar 2. Permdelan sistem perpipaan pada software stress analysis

Nilai tegangan tertinggi terjadi pada node 95 dengan code stress sebesar 76278,4 Kpa dan allowable stress sebesar 115139,8 Kpa. Hal ini dikarenakan pada node 95 memiliki jarak antar support paling jauh dari pada node lain. Sehingga dengan load case sustained load (L4) yang mana inputannya adalah berat pipa ditambah dengan pressure, maka pada node 95 yang mana memiliki jarak antar support paling jauh akan terjadi pembebanan paling tinggi sehingga menyebabkan nilai sustained load paling besar.

### 3.4 Analisis Tegangan Akibat Beban Ekspansi Thermal

Berikut Gambar 4 menunjukkan nilai tegangan akibat ekspansi thermal tertinggi.

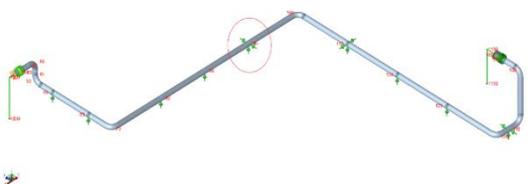


Gambar 2. Permdelan sistem perpipaan pada software stress analysis

Nilai tegangan tertinggi terjadi pada node 99 dengan code stress sebesar 240386,7 Kpa dan allowable stress sebesar 269731,6 Kpa. Hal ini dikarenakan pada load case Expansion Load (L6) inputannya adalah menggunakan temperatur desain dan pada node 99 komponennya adalah elbow yang mana akibat adanya ekspansi thermal ditambah dengan perubahan bentuk pipa yang lurus menjadi belokan (elbow) maka nilai force dan moment yang dihasilkan akan semakin besar, sehingga nilai tegangan pada node tersebut juga akan semakin besar pula.

### 3.4 Analisis Tegangan Beban Occasional

Analisis tegangan akibat beban occasional dilakukan pada keseluruhan pipa dengan insulasi cellular glass tebal 50 mm. Berikut Gambar 5 menunjukkan nilai tegangan tertinggi.



Gambar 2. Permdelan sistem perpipaan pada software stress analysis

Untuk letak nilai tegangan occasional tertinggi yaitu sebesar 41125,6 Kpa dengan allowable stress 153136 Kpa pada node 95. Penyebab occasional load tertinggi yaitu karena pada saat terjadinya gempa pada node 95 menahan pipa yang bergerak akibat seismic load tertinggi, maka dari itu pada node yang dekat dengan node 95 menghasilkan nilai tegangan yang cukup besar pula.

## 4. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perhitungan perpindahan panas dan perubahan temperatur dipilih insulasi dengan material cellular glass yang memiliki kualitas lebih baik dalam menjaga perubahan temperatur. Selanjutnya dilakukan analisa tegangan pipa yang diberi insulasi cellular glass dan didapatkan hasil bahwa line L-31-200-1SsA memenuhi batas ijin yang telah ditentukan berdasarkan ASME B31.3. Oleh karena itu berdasarkan nilai heat loss dan nilai tegangan, maka desain insulasi pipa tersebut dapat dikatakan aman.

## 7. PUSTAKA

- [1] Bird, R. B., Stewart, W. E., Lightfoot, E. N., & Meredith, R. E. (1961). Transport phenomena. *Journal of The Electrochemical Society*, 108(3), 78C.
- [2] Cengel, Y. A. (2004). Heat transference a practical approach. *MacGraw-Hill: New York, NY, USA*, 4, 874.
- [3] Dewanti, E. (2022). Analisis Tegangan dan Optimasi Ketebalan Insulasi Pipa Outlet Indirect Heater Menuju FWKO Tank pada Oil Plant Semberah Sangata Field. *Proceeding 2nd Conference of Piping Engineering and Its Application*, 06.
- [4] Incropera, F. P., DeWitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (1996). *Fundamentals of heat and mass transfer* (Vol. 6). Wiley New York.
- [5] Kannappan, S. (1986). *Introduction to pipe stress analysis*.
- [6] Piping, P. (2010). ASME B31. 3. *The American Society of Mechanical Engineers: New York, NY, USA*.