

# DESAIN ULANG JALUR PERPIPAAN DARI TAPING POINT PIPA EXISTING 8" MENUJU KE AIR HEATER E-401 PADA PROYEK UREA BULK STORAGE 6 (UBS 6)

Januar Ghifary<sup>1</sup>, Muh. Anis Mustaghfirin<sup>2</sup>, Nora Amelia Novitrie<sup>3</sup>

Program Studi Teknik Perpipaan, Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia<sup>1\*</sup>

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia<sup>2</sup>

Jurusan TPK, PPNS, Surabaya, Indonesia<sup>3</sup>

Email: [januar19.ghifary@gmail.com](mailto:januar19.ghifary@gmail.com)<sup>1\*</sup>; [mustaghfirin@gmail.com](mailto:mustaghfirin@gmail.com)<sup>2\*</sup>; [noranovitrie@gmail.com](mailto:noranovitrie@gmail.com)<sup>3\*</sup>

## Abstrak

Sistem perpipaan line 8"-SL-1001-11 (H50) pada proyek Urea Bulk Storage 6 (UBS 6) merupakan jalur perpipaan penyalur steam dari jalur perpipaan proses utama menuju ke air heater. Pada desain awal line 8"-SL-1001-11 (H50) yang disimulasikan menggunakan software Caesar II terjadi indikasi over stress akibat penempatan support dan gate valve yang tidak sesuai. Tugas akhir ini memperhitungkan tegangan akibat beban sustain, beban ekspansi thermal, dan beban occasional sesuai ASME B31.3. Berdasarkan hasil perhitungan yang telah dilakukan dengan software, nilai tegangan akibat beban sustain, beban ekspansi thermal, dan beban occasional masih dibawah batas tegangan ijin. Perhitungan penurunan tekanan (pressure drop) dan tebal insulasi juga dilakukan untuk menjaga tekanan dan suhu steam agar tidak berubah fase menjadi cair dan sesuai dengan spesifikasi air heater. Persamaan Darcy Weisbach digunakan untuk menghitung nilai pressure drop, dan didapatkan hasil  $\Delta P$  desain lama sebesar 88499.198 Pa dan  $\Delta P$  desain baru sebesar 97665.6 Pa. Adapun metode perhitungan tebal insulasi dilakukan dengan cara menghitung perpindahan panas konveksi, konduksi dan radiasi. Dari hasil perhitungan perpindahan panas didapatkan tebal insulasi untuk masing-masing diameter pipa sebesar 50 mm dengan material calcium silicate.

**Kata kunci :** Caesar II, Pressure Drop, Tebal insulasi, Tegangan Pipa, Urea Bulk Storage.

## 1. PENDAHULUAN

Urea Bulk Storage (UBS) merupakan tempat penyimpanan sementara urea. Temperatur dari UBS haruslah terjaga pada range 30-40 °C oleh karena itu dibutuhkan udara panas untuk mempertahankan suhu ruangan dari UBS. Sistem perpipaan line 8"-SL-1001-11 (H50) merupakan jalur perpipaan penyalur steam dari jalur perpipaan proses utama menuju ke air heater yang selanjutnya dialirkan menuju ke UBS. Pada desain awal line 8"-SL-1001-11 (H50) yang disimulasikan menggunakan software Caesar II terjadi indikasi over stress akibat penempatan support dan gate valve yang tidak sesuai. Tugas akhir ini memfokuskan pada perhitungan nilai tegangan yang sesuai dengan code ASME B31.3 Process Piping. Peletakan dari support dan main gate valve dipertimbangkan agar tidak terjadi tegangan yang berlebih/over stress. Selain itu perhitungan tebal insulasi optimal dan pressure drop juga perlu

dilakukan agar mengetahui kedua nilai tersebut pada jalur baru dari tapping point menuju ke air heater. Pentingnya dalam melakukan desain ini adalah untuk mendapat jalur perpipaan suplai steam ke air heater yang akan digunakan untuk menjaga temperatur UBS 6 tetap 30-40 °C.

## 2. METODOLOGI

### 2.1 Prosedur Penelitian

Penelitian ini merupakan penelitian mengenai desain ulang sistem perpipaan. Adapun metodologi penyelesaian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Mensimulasikan jalur eksisting menggunakan software Caesar II kemudian dicek dengan allowable stress ( $S_L < S_A$ ).
2. Menghitung allowable span pada jalur perpipaan line 8"-SL-1001-11 (H50).

3. Melakukan desain ulang pada jalur perpipaan *line* 8"-SL-1001-11 (H50).
4. Perhitungan tegangan pada pipa *line* 8"-SL-1001-11 (H50) kemudian dicek dengan *allowable stress*.
5. Perhitungan *pressure drop* dan *heat transfer* yang terjadi pada *line* 8"-SL-1001-11 (H50).

## 2.2 Allowable Span

- *Limitation stress*

$$L \text{ Span Stress} = \sqrt{\frac{0.4 \times Z \times S}{W_o}} \quad (1)$$

- *Limitation deflection*

$$L \text{ Span Deflection} = \sqrt{\frac{\Delta x E \text{ carbon } x l}{13,5 \times W_o}} \quad (2)$$

- *Nominal support*

$$N_{os} = \frac{L \text{ pipe}}{\text{Minimum } L \text{ span}} \quad (3)$$

Persamaan (1), (2) Menunjukkan batasan nilai span. Dimana S merupakan nilai *Allowable Stress Material* (Mpa), E modulus elastisitas (Pa),  $W_o$  berat per panjang pipa (kg/m), Z *section modulus* (m<sup>3</sup>), Inersia silinder (m<sup>4</sup>)

## 2.3 Perhitungan Tegangan Akibat Pembebanan

Tegangan akibat beban dihitung berdasarkan persamaan yang dimuat dalam ASME B31.3 *Process Piping*

- Tegangan Akibat Beban *Sustain*

$$S_L = \frac{P D_o}{4t} + \frac{0.75 i M_A}{Z} \leq 1.0 S_h \quad (4)$$

Persamaan (4) menunjukkan perhitungan tegangan akibat pembebanan. Dimana nilai P merupakan tekanan kerja sistem (inch),  $D_o$  diameter luar pipa (inch),  $M_A, M_A, M_c$  Resultan momen beban (lb.inch), Z *Section Modulus* (inch<sup>4</sup>),  $S_h$  *Allowable Stress Material Hot Working* (Psi),  $S_A$  *Allowable Stress Displacement* (Psi), i intensitas factor.

## 2.4 Heat transfer

untuk mendapatkan nilai tebal insulasi dapat dihitung dengan menggunakan metode *heat transfer*

### 2.4.1 Konveksi dalam

$$\bullet \quad Nu = \frac{h D}{K} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left( \frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (5)$$

Persamaan (5) menunjukkan perhitungan konveksi dalam pipa. Dimana Nu merupakan nusselt number, Re nilai reynold, Pr nilai prndtl, h laju perpindahan panas (W/m<sup>2</sup>°C), K nilai konduktivitas thermal (W/m<sup>2</sup>°C), D diameter pipa (m)

### 2.4.2 Konveksi Luar Alami

$$\bullet \quad \beta = \frac{1}{\left( \frac{T_o + T_\infty}{2} \right)} \quad (6)$$

$$\bullet \quad Gr = \left( \frac{X_3^3 \rho^2 g \beta (T_o - T_\infty)}{\mu \text{ air}^2} \right) \quad (7)$$

$$\bullet \quad Rad = Gr \times Pr \quad (8)$$

$$\bullet \quad Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Rad^{1/6}}{\left[ 1 + \left( \frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (9)$$

Pada persamaan (6), (7), (8) dan (9) menunjukkan perhitungan konveksi luar alami. Dimana nilai  $\beta$  Koefisien ekspansi thermal (°C<sup>-1</sup>),  $\mu \text{ air}$  viskositas kinematik udara (kg/ms), Rad Rayleigh number, Gr Grushof number,  $T_o$  suhu fluida(°C),  $T_\infty$  suhu lingkungan (°C).

### 2.4.3 Radiasi

$$\bullet \quad h_r = \varepsilon \sigma (T_o + T_\infty)(T_o^2 + T_\infty^2) \quad (10)$$

Pada persamaan (10) menunjukkan perhitungan radiasi. Dimana  $\varepsilon$  emisivitas *cladding*,  $\sigma$  konstanta blotzman 5.67x10<sup>-8</sup> W/m<sup>2</sup> K<sup>4</sup>.

### 2.4.4. Heat Losses

$$\bullet \quad Q = \frac{2\pi L(T_1 - T_4)}{\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_A} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_B} + \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{k_C}} \quad (11)$$

Persamaan (11) menunjukkan perhitungan *Heat Losses* dimana KA,KB,KC merupakan konduktivitas material (W/m<sup>2</sup>°C), r jari jari silinder (m), L panjang bidang (m), T1 temperatur dalam silinder (°C), T2 temperatur luar silinder (°C).

## 2.5 Pressure Drop

### 2.5.1 Bilangan Reynold

$$\bullet \quad Re = \frac{\rho \cdot D \cdot V}{\mu} \quad (12)$$

Pada persamaan (12) menunjukkan perhitungan bilangan Reynold. Dimana Re Reynold number,  $\rho$  densitas fluida (kg/m<sup>3</sup>), D diameter pipa (m), V kecepatan fluida (m/s),  $\mu$  Viskositas dinamik (kg/ms).

### 2.5.2 Headloss Mayor

$$\bullet \quad H_{L \text{ mayor}} = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (13)$$

Pada persamaan (13) menunjukkan perhitungan *headloss mayor*. Dimana  $H_{L_{mayor}}$  *headloss mayor*,  $f$  *friction factor*,  $L$  panjang pipa (m),  $v$  kecepatan fluida (m/s),  $D$  diameter pipa (m),  $g$  percepatan gravitasi ( $m/s^2$ ).

### 2.5.2 Headloss Minor

- $$H_L = K \frac{v^2}{2g}$$
 (14)

Pada persamaan (14) menunjukkan perhitungan *headloss minor*. Dimana  $H_L$  *headloss minor*,  $K$  koefisien gesek,  $v$  kecepatan fluida (m/s),  $g$  percepatan gravitasi ( $m/s^2$ ).

### 2.5.2 Pressure drop ( $\Delta P$ )

- $$\Delta P = \rho g H_L$$
 (15)

- $$\Delta P = \rho g \Sigma z$$
 (16)

Pada persamaan (15) dan (16) menunjukkan perhitungan *pressure drop*. Dimana  $\rho$  densitas fluida ( $kg/m^3$ ),  $g$  percepatan gravitasi ( $m/s^2$ ),  $H_L$  *Headloss mayor* maupun *minor*,  $z$  elevasi pipa (m).

## 3. HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1 Perhitungan Allowable Span

Jarak yang diizinkan antar *support* dan jumlah kebutuhan *support* dapat dihitung berdasarkan persamaan (1), (2) dan (3). Hasil perhitungan ditunjukkan pada tabel 3.1.

**Tabel 3.1** Perhitungan Allowable Span

Allowable Span	Nilai	Satuan	Keterangan
Berdasarkan batasan tegangan	239.06	in	Pipa 8"
Berdasarkan batasan defleksi	6182616.90 6	in	
Number of support	122	buah	
Berdasarkan batasan tegangan	206.81	in	Pipa 6"
Berdasarkan batasan defleksi	0.838	in	

Number of support	3	buah	Pipa 4"
Berdasarkan batasan tegangan	168.693	in	
Berdasarkan batasan defleksi	0.788	In	
Number of support	3	buah	

### 3.2 Perhitungan Pressure Drop

Perhitungan insulasi didasarkan pada sub bab 2.5 *Pressure Drop*. Adapun hasil perhitungan *pressure drop* desain lama maupun desain baru sebagai berikut:

**Tabel 3.2** Perhitungan Pressure Drop

Pin (Pa)	$\Delta P$ (Pa)	Pout (Pa)	Ket.
400000	88499.198	311500.802	Desain Lama
400000	97665.6	302334.4	Desain Baru

Dari tabel di atas didapatkan bahwa pada desain lama penurunan tekanan yang terjadi pada sistem sebesar 88499.198 Pa sehingga tekanan keluar sistem/tekanan masuk air heater sebesar 311500.802 Pa. Adapun pada desain baru penurunan tekanan yang terjadi pada sistem sebesar 97665.6 Pa sehingga tekanan keluar sistem/tekanan masuk air heater sebesar 302334.4 Pa.

### 3.3 Perhitungan Tebal Insulasi Optimal

Perhitungan tebal insulasi optimal dilakukan dengan menggunakan metode perpindahan panas konveksi, konduksi dan radiasi. Dari perhitungan perpindahan panas tersebut maka didapatkan nilai tebal insulasi optimal. Berikut ini adalah tabel perhitungan perpindahan panas pada *line 8"-SL-1001-11 (H50)*:

**Tabel 3. 3** Perhitungan Perpindahan Panas Pipa 8

Pipa 8"			
Tebal insulasi (mm)	Qkonduksi (W/°C)	Qkonveksi2 (W/°C)	Qkonveksi1 (W/°C)
25	1270.67	1583.413	63791.063
30	1079.181	1640.643	63791.063
40	839.279	1755.102	63791.063
50	694.822	1869.56	63791.063
60	598.132	1984.019	63791.063
65	560.821	2041.249	63791.063
70	528.768	2098.478	63791.063
75	500.925	2155.707	63791.063
80	476.505	2212.937	63791.063
90	435.659	2327.396	63791.063

**Tabel 3. 4** Perhitungan perpindahan panas pipa 6

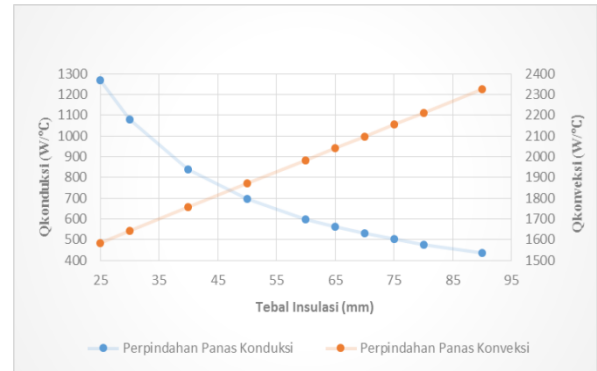
Pipa 6"			
Tebal insulasi (mm)	Qkonduksi (W/°C)	Qkonveksi2 (W/°C)	Qkonveksi (W/°C)
25	4.589	8.517	230.778
30	3.915	8.858	230.778
40	3.07	9.54	230.778
50	2.56	10.219	230.778
60	2.218	10.897	230.778
65	2.086	11.235	230.778
70	1.972	11.573	230.778
75	1.787	12.248	230.778
80	1.71	12.585	230.778
90	1.641	12.921	230.778

Dari tabel 3.3 dan 3.4 didapatkan nilai perpindahan panas secara konduksi dan konveksi untuk masing-masing tebal insulasi. Semakin tebal insulasi maka nilai konduksi akan semakin kecil. Akan tetapi, semakin tebal insulasi maka nilai konveksi akan semakin besar.

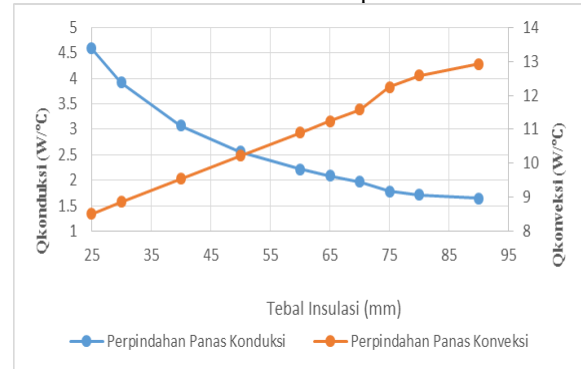
Adapun nilai tebal insulasi optimal didapatkan dari grafik berikut:

Dari gambar 3.1 dan 3.2 terdapat perbandingan antara tebal insulasi terhadap nilai konduksi dan

konveksi.



**Gambar 3. 1** Perbandingan Tebal Insulasi Terhadap Nilai Konduksi dan Konveksi Pipa 8"

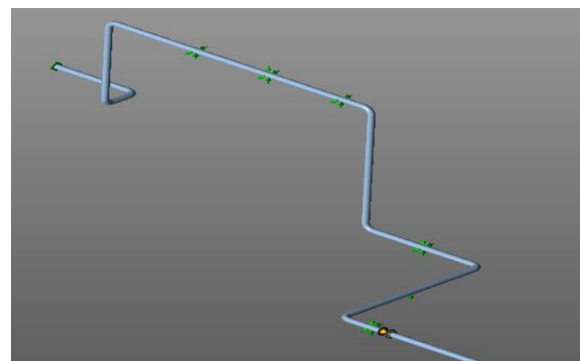


**Gambar 3. 2** Perbandingan Tebal Insulasi Terhadap Nilai Konduksi dan Konveksi Pipa 6"

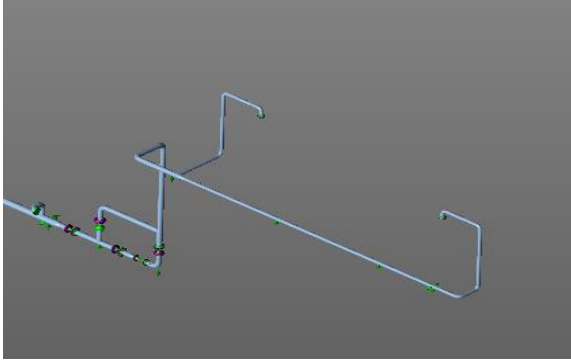
Perpotongan grafik nilai konduksi dan nilai konveksi merupakan nilai tebal insulasi optimal. Jadi tebal insulasi optimal untuk masing-masing diameter pipa adalah 50 mm.

**3.4 Hasil Simulasi Line 8"-SL-1001-11 (H50) pada Software Caesar II**

Untuk mengetahui hasil simulasi line 8"-SL-1001-11 (H50) dapat dilihat pada gambar 3.3 dan 3.4



**Gambar 3. 3** Simulasi Line 8"-SL-1001-11 (H50) Menggunakan Software Caesar II (Part 1)



**Gambar 3. 4** Simulasi Line 8"-SL-1001-11 (H50) Menggunakan Software Caesar II (Part 2)

#### 4. KESIMPULAN

1. Setelah dilakukan perhitungan *allowable span*, maka pada desain baru didapatkan jarak antar *support* pipa 8 inci sebesar 6.072 m, jarak antar *support* pipa 6 inci sebesar 5.25 m dan jarak antar *support* pipa 4 inci sebesar 4.28 m. Selain itu terdapat perubahan jalur pada *node* 10-30 serta pemindahan letak *gate valve* agar *valve* tersebut tidak mengalami kerusakan.
2. Pada desain lama *longitudinal stress* terbesar terjadi pada *node* 900-910 yakni 39895.15 psi. Sedangkan setelah didesain ulang nilai tegangan di setiap *node* berada dibawah nilai *allowable stress* ( $S_L < S_A$ ).
3. Pada desain lama nilai displacement terbesar yang terjadi adalah  $dx=136.115$  mm pada *node* 858.  $Dy=32,33$  pada *node* 1029 dan  $dz=400.377$  mm pada *node* 868.
4. Pada jalur dari *taping point* menuju ke *air heater* E-401, tekanan fluida *steam* yang masuk sebesar 400 kPa sedangkan tekanan fluida *steam* yang keluar (tekanan masuk *air heater*) sebesar 311.5 kPa.
5. Setelah melakukan perhitungan dan analisa perpindahan panas yang terjadi pada jalur perpipaan dari *taping point* menuju ke *air heater* E-401 didapatkan tebal insulasi optimal pada pipa 8 inci sebesar 50 mm, pada pipa 6 inci sebesar 50 mm dan pada pipa 4 inci sebesar 50 mm.

#### 5. DAFTAR NOTASI

$P$	=	Tekanan internal operasi kerja (Psi)
$D_o$	=	<i>Outside Diameter</i> (inch)

$D_i$	=	<i>Inside Diameter</i> (inch)
$s$	=	<i>Allowable Stress Material</i> (Psi)
$Re$	=	Reynold Number
$H_L$	=	<i>Headloss</i> (m)
$K$	=	Koefisien Gesek
$z$	=	Elevasi Pipa (m)
$\Delta P$	=	<i>Pressure Drop</i> (Pa)
$S_L$	=	Tegangan Akibat Sustain Load (psi)
$h$	=	Laju perpindahan panas ( $W/m^2\text{°C}$ )
$A$	=	Luas perpindahan panas ( $m^2$ )
$T_o$	=	Temperatur fluida ( $^{\circ}C$ )
$T_{\infty}$	=	Temperatur lingkungan ( $^{\circ}C$ )
$\mu$	=	Visikositas kinematik Fluida ( $kg/ms$ )
$k$	=	Konduktivitas <i>Thermal</i> ( $W/m^2\text{°C}$ )
$g$	=	Percepatan gravitas ( $m/s^2$ )
$\beta$	=	<i>Expansion thermal</i> ( $^{\circ}C^{-1}$ )
$\varepsilon$	=	Emissivitas material
$\sigma$	=	Konstanta Boltzman ( $W/m^2\text{-K}$ )

#### 6. DAFTAR PUSTAKA

1. ASME. 2013. *ASME B31.3, Process Piping, ASME code for Pressure Piping*. The American Society of Mechanical Engineer. USA
2. Crane. (1982). *Flow of Fluid Trough Valve, Fittings and Pipe*. New York: Metric Edition.
3. J.P. Holman. 2010. *Heat transfer 10<sup>th</sup> Edition*. McGraw-Hill Companies, Inc., 1221 Avenue of the Americas, New York
4. Kannapan, S. (1986). *Introduction to Pipe Stress Analysis*. U.S.A: John Wiley & Sons Inc.
5. Smith, P.R., & van Laan, T.J. (1987). *Piping and Support System*. U.S.A: McGraw Hill Inc.

Halaman Ini Sengaja Dikosongkan