

Analisa Teoritis Berat Jenis dan Panas Spesifik Gas Pembakaran Pada Ketel Uap Mini Model Horizontal Di Tinjau Dari Susunan Pipa (Tubes)

Legisnal Hakim

Universitas Muhammadiyah Riau

Jalan Ahmad Dahlan No.88, Sukajadi, Kp. Melayu, Sukajadi, Kota Pekanbaru, Riau
28122

E-mail : legisnalhakim@umri.ac.id

ABSTRAK

Pada rancangan ketel uap pipa api mini dari PDP 1 (2014) bahwa jumlah pipa api rencana adalah 7 buah dan belum dilakukan analisa teoritis, untuk itu perlu dilakukan analisa berat jenis dan panas spesifik gas pembakaran berdasarkan susunan dan jumlah pipa api. Dari PDP 1 sudah dihasilkan spesifikasi ketel dan modelnya, yaitu ketel uap pipa api dan berbentuk horizontal, yang memiliki spesifikasi diameter drum 1000 mm, panjang drum 1200 mm, tebal plat drum 5 mm, diameter pipa api 125 mm, tebal 2,5 mm, tebal tubesheet 5 mm, jarak antara pipa api 203,2 mm, jumlah tube 7 susunan sejajar parallel. untuk sumber kalor yang di gunakan adalah sumber kalor yang dihasilkan oleh dapur dari hasil rancangan PDP 2 (2016 dengan temperature dalam dapur diambil 980 °C, total laju perpindahan panas untuk 7 buah tube 7,3 MW, kapasitas gas pembakaran 0,042 m³/s (42 kg/s), kecepatan gas dalam pipa api 3.415 m/s, berat jenis gas pembakaran 7,2 kg/m³, panas spesifik gas pembakaran untk 7 pipa api 0,23 kJ/kg.°C.

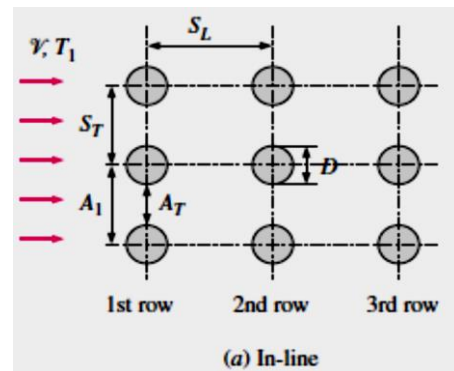
Kata kunci : ketel uap, pipa api, berat jenis.

PENDAHULUAN

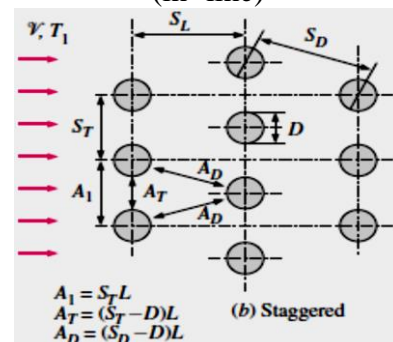
Dengan diameter pipa api yang direncanakan 125 mm, tebal 2,5 mm dan temperature awal air 30 °C, temperature uap max. 150 °C (sumber PDP 1), temperature dapur 980 °C dengan kapasitas panas 44 kW (sumber PDP 2) yang disebut juga sebagai sumber energi, dengan jumlah pipa api 7 buah, maka panas yang ditransfer menjadi luas dengan bertambahnya lubang aliran panas untuk perlu dilakukan analisa teoritis laju perpindahan panas untuk 7 buah pipa api tersebut. Dengan tujuan mengetahui laju perpindahan panas pada ketel uap multi pipa api model horizontal.

TINJAUAN PUSTAKA

Pipa api tersusun seperti garis lurus sejajar atau sejajar paralel. Seperti gambar 1 dan 2 :



Gambar 1. Pipa susunan sejajar segaris (in- line)



Gambar 2. Pipa susunan sejajar parallel.

Susunan tabung dalam sisi pipa ditandai dengan jarak melintang (*transverse pitch*) S_T , jarak membujur (*longitudinal pitch*) S_L , dan jarak diagonal (*diagonal pitch*) S_D antara pusat pipa. Jarak diagonal ditentukan dari :

$$S_D = \sqrt{S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2}\right)^2} \quad 1)$$

Fluida memasuki sisi pipa, daerah aliran menurun dari $A_I = S_T L$ untuk $A_T = (S_T - D) L$ antara tabung, dan dengan demikian kecepatan aliran meningkat. dalam susunan sejajar paralel, kecepatan dapat meningkatkan lebih lanjut di wilayah diagonal jika baris pipa sangat dekat satu sama lain. Di sisi pipa, karakteristik aliran didominasi oleh kecepatan maksimum v_{max} yang terjadi di dalam sisi pipa dari pendekatan kecepatan v . Kecepatan maksimum ditentukan dari persyaratan konservasi massa untuk aliran mampat stabil. Untuk susunan in-line, kecepatan maksimum terjadi di daerah aliran minimum antara pipap $v A_I = \rho v_{max} A_T$ atau $v S_T = v_{max} (S_T - D)$. Maka kecepatan maksimum menjadi:

$$v_{max} = \frac{S_T}{S_T - D} v \quad 2)$$

Dalam susunan sejajar paralel (*staggered*), cairan mendekati melalui daerah A_I pada Gambar 2, melewati daerah A_T dan kemudian melalui daerah $2A_D$ seperti membungkus sekitar pipa di baris berikutnya. Jika $2A_D > A_T$, kecepatan maksimum masih akan terjadi di A_T antara tabung, dan dengan demikian v_{max} hubungan Persamaan 3 juga bisa digunakan untuk sisi tabung sejajar paralel.

Tetapi jika $2A_D < A_T$ [Atau, jika $2(S_D - D) < (S_T - D)$], kecepatan maksimum akan terjadi pada penampang diagonal, dan kecepatan maksimum dalam hal ini menjadi:

Sejajar paralel dan $S_D < (S_T + D)/2$:

$$v_{max} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} v \quad 3)$$

Dimana

$$\rho v A_I = \rho v_{Max} (2A_D) \text{ atau } v S_T = 2 v_{Max} (S_D - D).$$

Koefisien perpindahan panas rata-rata menyeluruh sisi pipa/tabung, tergantung pada jumlah baris tabung di sepanjang aliran serta susunan dan ukuran tabung/pipa. Suhu rata-rata aritmatika dari cairan, ditentukan dari :

$$T_m = \frac{T_i + T_e}{2} \quad 4)$$

Dengan T_i dan T_e adalah temperatur fluida masuk dan keluar dari masing-masing sisi tabung/pipa. menggunakan perbedaan suhu yang sesuai ΔT . Dengan menggunakan $\Delta T = T_s - T_m = T_s - (T_i + T_e) / 2$. Tapi secara umum ini, lebih memprediksi tingkat perpindahan panas. Perbedaan suhu yang tepat untuk aliran internal (aliran lebih dari sisi tabung masih aliran internal melalui *shell*) adalah logarithmic mean temperature difference (LMTD), ΔT_{ln} didefinisikan sebagai :

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_s - T_e) - (T_s - T_i)}{\ln \left[\frac{(T_s - T_e)}{(T_s - T_i)} \right]} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_e / \Delta T_i)} \quad 5)$$

Bahwa suhu keluar dari cairan T_e dapat ditentukan dari :

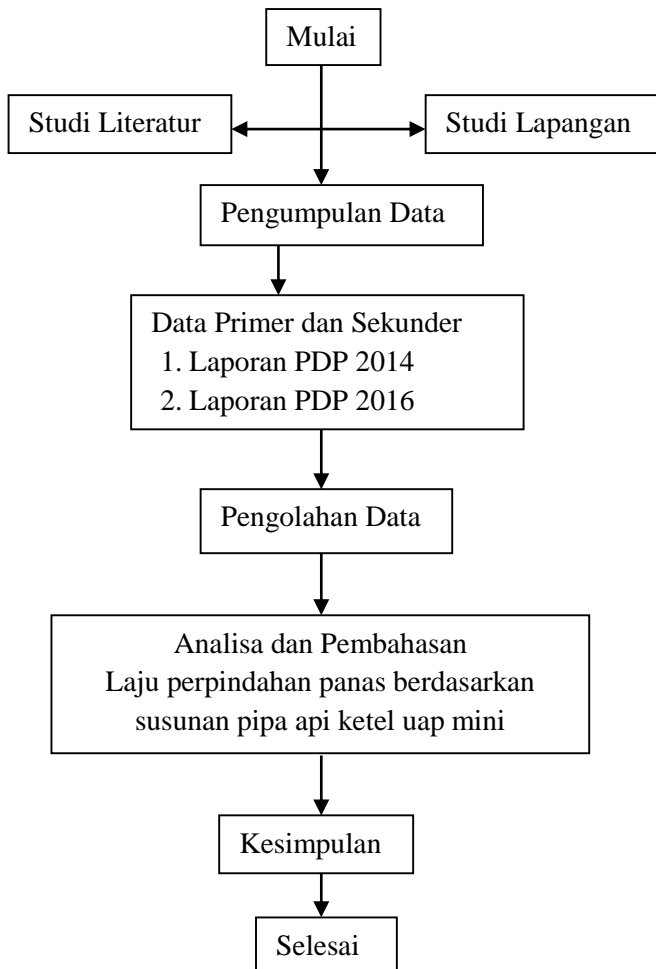
$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp \left(-\frac{A_s h}{m C_p} \right) \quad 6)$$

Dengan $A_s = N\pi DL$ adalah luas permukaan perpindahan panas dan $\dot{m} = \rho v (N_T S_T L)$ adalah laju aliran massa fluida. Berikut N adalah jumlah total dari tabung di sisi, N_T adalah jumlah pipa/tabung dalam bidang melintang (*transverse plane*), L adalah panjang dari tabung, dan v adalah kecepatan fluida sebelum memasuki sisi tabung. Kemudian panas transfer rate dapat ditentukan dari

$$Q = hA_s \dot{\Delta T}_{ln} = \dot{m} C_p (T_e - T_i) \quad (7)$$

Hubungan kedua biasanya lebih nyaman untuk digunakan karena tidak memerlukan perhitungan ΔT_{ln} .

METODE PENELITIAN



Gambar 3. Diagram alir metode penelitian

ANALISA DAN PEMBAHASAN

Pengumpulan data sekunder dari Penelitian dosen pemula (PDP) yaitu

Ketel uap pipa api mini dari PDP 1 , (Legisnal Hakim, 2014) :

Diameter drum ketel (D_{drum}) = 100 cm
 Panjang drum (P_{drum}) = 120 cm
 Tebal drum (t_{drum}) = 0.06 cm

Diameter dalam pipa api ($D_{i, \text{ pipa api}}$) = 12,5cm (0,125 m)

Tebal pipa api ($t_{\text{pipa api}}$) = 0,025 cm \approx 0,03

Diameter luar pipa api ($D_{o, \text{ pipa api}}$) = 13,1 cm (0,131 m)

Panjang pipa api ($P_{\text{pipa api}}$) = 120 cm

Jarak antara pipa api = 20,32 cm

Kapasitas panas (Q) = 44 kW

Data dari PDP 2 (Legisnal Hakim, 2016) dan Draft jurnal surya teknika umri, Legisnal Hakim

Temperatur awal air = 30⁰C

Temperature dapur = (540 – 980)⁰C ; 600⁰C diambil (tungku suhurendah Tabel 2, UNEP 2006).

Konduktivitas termal air 30⁰C = 0,61244 W/m.⁰C

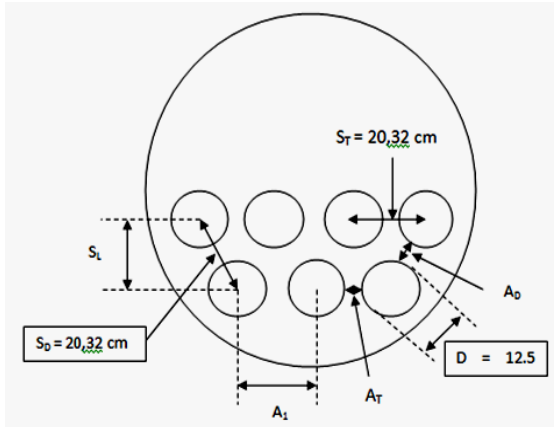
Koefisien perpindahan panas konveksi air = $h_o = 9,35 \text{ w/m}^2 \text{ }^0\text{C}$

Koefisien perpindahan panas konveksi gas pembakaran, $h_i = 6286 \text{ W/m}^2 \text{ }^0\text{C}$

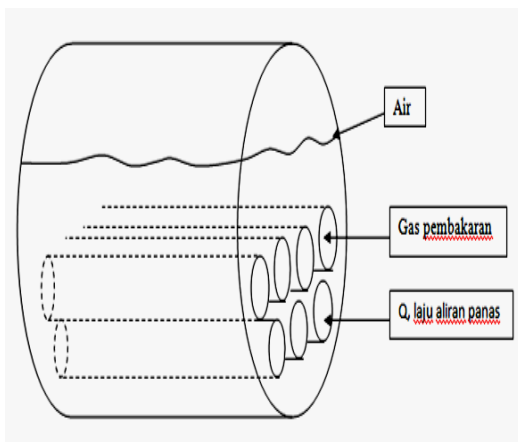
Laju perpindahan panas pada pipa api dari koefisien perpindahan panas menyeluruh adalah untuk satu pipa api : $Q = U_o A \Delta T = 18,66 \times 0.5 \times (600 - 30) = 5318 \text{ W}$

Laju perpindahan panas konduksi QL untuk panjang pipa L, untuk satu pipa api: 1048512 W

Laju perpindahan panas dengan tujuh buah pipa api dengan panjang pipa 120 cm adalah $7 \times 1048512 = 7339598 \text{ W} = 7,3\text{MW}$



Gambar 4. Ketel uap pipa api



Gambar 5. Susunan pipa api ketel uap mini. (laporan PDP 2014)

Kapasitas panas yang masuk didalam pipa dengan susunan sejajar parallel pada ketel uap pipa api adalah dari Tabel 5.2 **Analisa volume gas asap**, (laporan PDP 1, Legisnal Hakim), Volume gas asap kering = 12,47 m³/kgbb dan kebutuhan bahanbakar 12 kgbb/jam. Jadi kebutuhan gas panas adalah

$$Q = 12,47 \times 12 = 149,64 \text{ m}^3/\text{jam} : 3600 = 0,04157 \approx 0,042 \text{ m}^3/\text{s}$$

Kecepatan gas didalam pipa untuk satu pipa adalah

$$v = \frac{Q}{A} \text{ m/s}$$

$$A = \frac{\pi \times D^2}{4} = \frac{\pi (0,125)^2}{4} = 0,0123 \text{ m}^2$$

$$v = \frac{0,042}{0,0123} = 3,415 \text{ m/s}$$

Luas jarak susunan pipa sejajar parallel :

$$A_1 = S_T \times L = 20,32 \times 120 = 2438,4 \text{ cm}^2$$

$$A_T = (S_T - D) \times L = (20,32 - 12,5) \times 120 = 938,4 \text{ cm}^2$$

$$A_D = (S_D - D) \times L = (20,32 - 12,5) \times 120 = 938,4 \text{ cm}^2$$

Luas permukaan panas A_S dari 7 pipa adalah $N \pi D L = 7 \times \pi \times 12,5 \times 120 = 32987 \text{ cm}^2$

Kecepatan maksimum gas pembakaran : $v_{S_T} = 2 v_{max} (S_D - D)$

$$v_{max} = \frac{v_{S_T}}{2 (S_D - D)}$$

$$= \frac{3,415 \times 20,32}{2 (20,32 - 12,5)} = \frac{69,4}{15,64} = 4,44 \text{ m/s}$$

Laju aliran massa gas pembakaran : $0,042 \text{ m}^3/\text{s} = 42 \text{ kg/s}$

Berat jenis gas asap berdasarkan laju aliran massa gas pembakaran :

$$\dot{m} = \rho v (N_T S_T L)$$

$$\rho = \frac{\dot{m}}{v (N_T S_T L)}$$

$$= \frac{42 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{3,415 \frac{\text{m}}{\text{s}} (7 \times 0,2032 \text{ m} \times 1,2 \text{ m})} = \frac{42}{5,83} = 7,2 \text{ kg/m}^3$$

Temperatur keluar T_e diujung pipa api :

$$T_m = \frac{T_i - T_e}{2}$$

$$600 = \frac{980 - T_e}{2}$$

$$T_e = (600 \times 2) - 980 = 1200 - 980 = 226 \text{ C}$$

Temperatur Permukaan Pipa api T_s bagian dalam :

$$\Delta T = T_s - T_m$$

$$T_s = \Delta T + T_m = (600 - 226) + 600 = 974 \text{ }^\circ\text{C}$$

Panas Spesifik tekanan C_p konstan :

$$Q = m C_p (\dot{T}_e - T_i)$$

$$\begin{aligned}
 C_p &= \frac{Q}{m (T_e - T_i)} \\
 &= \frac{7,3 \text{ MW}}{42 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times (226 \text{ C} - 980 \text{ C})} \\
 &= \frac{7300 \text{ kJ/s}}{31668 \text{ kg C/s}} = 0,23 \frac{\text{kJ}}{\text{kg C}}
 \end{aligned}$$

KESIMPULAN DAN SARAN

Kemampuan gas pembakaran untuk laju perpindahan panas (konveksi, konduksi dan radiasi), bahwa nilai berat jenis $7,2 \text{ kg/m}^3$, panas spesifik gas pembakaran $1,23 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$, dan kecepatan gas pembakaran $3,415 \text{ m/s}$ simpulan sementara bisa menjadi parameter mengukur laju perpindahan panas. Susunan pipa juga bisa jadi pertimbangan untuk mentransfer panas ke fluida. Untuk mendapatkan hasil yang komplek dan menghasilkan rancangan ketel uap pipa api mini yang baik perlu dilakukan pengkajian yang lebih dalam tentang pengaruh susunan pipa terhadap gas panas pembakaran dengan waktu yang dibutuhkan untuk mendidihkan air.

DAFTAR PUSTAKA

- Donald R. Pitts, 1997, “*heat transfer*”, (Schaum’s outline series), McGraw-Hill
- Frank Kreith, Raj. M. Manglik, Mark S. 2011,” *Principles of Heat Transfer*”, 7th ed. Cengage Learning
- Holman J.P , 2009,” *Heat Transfer*,” 10th ed. Mcgraw-Hill series in mechanical engineering)
- Legisnal Hakim, Purwo Subekti, 2014,” *Rancang Bangun Ketel Uap mini dengan Pendekatan Standar SNI Berbahanbakar Cangkang Sawit untuk Kebutuhan Pabrik Tahu Kapasitas 200 kg kedelai/hari*”,

.Jurnal APTEK, Vol 7 ISSN 2085-2630.

- Legisnal Hakim, Sunaryo, 2016,” *Rancang Bangun Dapur Ketel Uap Pipa Api Mini Model Horizontal Alat Pendukung Industri Tahu Dengan Jenis Bahanbakar Biomassa*”, laporan PDP 2, kemenristekdikti
- Myer Kutz, “2006, “ *Heat Transfer Calculation*”, Copyright © 2006 by The McGraw-Hill Companies.
- Yunus A. Cengel, 2002, “*Heat Transfer A Practical Approach*”, 2th ed