

STUDI PERHITUNGAN ALAT PENUKAR KALOR TIPE SHELL AND TUBE DENGAN PROGRAM HEAT TRANSFER RESEARCH INC. (HTRI)

I. Bizzy⁽¹⁾, R. Setiadi⁽²⁾

^(1,2)Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sriwijaya

Jl. Raya Prabumulih KM. 32

Inderalaya-30662

E-Mail : ⁽¹⁾irwin_bizzymt@yahoo.co.id

⁽²⁾rachmat.setiadi5989@gmail.com

Ringkasan

Untuk mengurangi biaya produksi, perancangan alat penukar kalor terlebih dahulu sangatlah efektif dari pada membeli alat penukar yang sudah jadi. Perancangan ini berupa perhitungan dimensi alat penukar kalor tipe shell and tube menggunakan metode analisa komputerisasi Heat Transfer Research Inc. (HTRI) dan metode analisa perhitungan manual. Perhitungan dimensi alat penukar kalor ini bertujuan untuk mengetahui kualitas dari alat penukar kalor berdasarkan koefisien perpindahan kalor keseluruhan, faktor pengotoran, dan penurunan tekanan yang akan terjadi. Alat penukar kalor yang dirancang adalah alat penukar kalor tipe shell and tube 1 (satu) pass shell dan 1 (satu) pass tube aliran berlawanan dengan fluida panas berupa gas ammonia dan fluida dingin berupa air berdasarkan data lapangan yang diperoleh di PT Pupuk Sriwijaya Palembang. Hasil analisa perhitungan dimensi diperoleh bahwa alat penukar kalor yang dirancang sudah memenuhi syarat minimum dari faktor pengotoran yang telah ditetapkan. Kualitas alat penukar kalor akan meningkat sebanding dengan menurunnya nilai faktor pengotoran, menurunnya nilai penurunan tekanan dan besarnya dimensi alat penukar kalor.

Kata kunci : Alat penukar kalor, HTRI, dimensi, kualitas

Abstract

To reduce production costs, the design of heat exchanger is very effective in advance of buying a ready-made exchanger. The design of a calculation of the dimensions of heat exchanger shell and tube type using computerized analysis method Heat Transfer Research Inc.. (HTRI) and manual calculation methods of analysis. Dimensional calculation of heat exchanger is intended to determine the quality of a heat exchanger based on the overall heat transfer coefficient, fouling factors, and pressure drop will occur. Designed heat exchanger is a heat exchanger shell and tube type 1 (one) pass shell and 1 (one) pass counter flow tube with a hot fluid and cold fluid ammonia gas form of water based on field data obtained at PT Sriwijaya Palembang Fertilizer. Dimensional analysis of the calculation results obtained that the heat exchanger has been designed to meet the minimum requirements of the fouling factor has been determined. Quality of the heat exchanger will be increased in proportion to the decrease in the value of fouling factors, the declining value of the magnitude of the pressure drop and heat exchanger dimensions.

Keywords: heat exchanger, HTRI, dimensions, quality

1 PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Alat penukar kalor di industri – industri perminyakan atau kimia, tidak selamanya dapat beroperasi dengan baik. Sebagai contoh PT Pupuk Sriwijaya, alat penukar kalor lebih rentan untuk mengalami kerusakan di karenakan bahan kimia yang diproses (ammonia) yang bersifat korosif bila bersentuh dengan logam. Untuk mengurangi biaya

produksi, perancangan alat penukar kalor terlebih dahulu sangatlah efektif dari pada langsung membeli alat penukar kalor yang sudah jadi.

Salah satu tipe dari alat penukar kalor yang paling banyak digunakan adalah *Shell and Tube Heat Exchanger*. Alat ini terdiri dari sebuah *shell* silindris di bagian luar dan sejumlah *tube* di bagian dalam, di mana temperatur fluida di dalam *tube* berbeda dengan di luar *tube* (di dalam *shell*) sehingga terjadi perpindahan panas antara aliran

fluida di dalam *tube* dan di luar *tube*. Adapun daerah yang berhubungan dengan bagian dalam *tube* disebut *tube side* dan yang di luar disebut *shell side*.

1.2 Tujuan Penulisan

Adapun tujuan dari penulisan ini adalah menganalisis alat penukar kalor memakai komputerisasi dengan program Heat Transfer Research Inc. (HTRI) yaitu :

1. Perhitungan dimensi alat penukar kalor tipe *shell* and *tube* dengan fluida panas berupa gas (*waste gas*) dan fluida pendingin berupa air (*cold water*).
2. Mencari koefisien perpindahan kalor keseluruhan, mencari luas perpindahan panas, dan faktor pengotoran guna mengetahui kualitas dari alat penukar kalor yang direncanakan.
3. Membandingkan hasil perhitungan komputerisasi dengan perhitungan manual, serta menganalisa besarnya karakteristik alat penukar kalor.

1.3 Batasan Masalah

Dalam melakukan perancangan ini, penulis hanya menganalisa data yang diperoleh dari lapangan untuk dilakukan perhitungan manual dan komputerisasi dengan memperhatikan standar yang telah ditentukan dalam mendisain alat penukar kalor.

1.4 Metode Penulisan

Adapun dalam mengumpulkan data-data penulis mengambil dari beberapa metode, yakni :

1. Observasi, yaitu pengumpulan data dengan pengamatan secara langsung di lapangan.
2. Wawancara, yaitu pencarian data dengan menanyakan secara langsung kepada pembimbing di lapangan tentang hal-hal yang berhubungan dengan permasalahan yang dibahas.
3. Pustaka, yaitu pengumpulan data dengan acuan buku-buku pendukung yang mempunyai hubungan dengan alat yang ditinjau

1.5 Sistematika Penulisan

Adapun sistematika pembahasan dalam penulisan laporan ini terdiri dari : Pendahuluan, Tinjauan Pustaka, Metodologi perancangan , Perhitungan dan Analisis Data, Kesimpulan dan saran.

2 TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Perpindahan Kalor

Perpindahan kalor adalah ilmu yang mempelajari berpindahnya suatu energi (berupa kalor) dari suatu sistem ke sistem lain karena adanya perbedaan temperatur. Perpindahan kalor tidak akan terjadi pada sistem yang memiliki temperatur sama. Perbedaan temperatur menjadi daya penggerak untuk terjadinya perpindahan kalor. Sama dengan perbedaan tegangan sebagai penggerak arus listrik. Proses perpindahan kalor terjadi dari suatu sistem yang memiliki temperatur lebih tinggi ke temperatur yang lebih rendah. Keseimbangan pada masing – masing sistem terjadi ketika sistem memiliki temperatur yang sama. Perpindahan kalor dapat berlangsung dengan 3 (tiga) cara, yaitu

1. Perpindahan kalor konduksi
2. Perpindahan kalor konveksi (Alami dan Paksa)
3. Perpindahan kalor radiasi

2.2 Alat Penukar Kalor

Menurut Dean A Barlet (1996) bahwa alat penukar kalor memiliki tujuan untuk mengontrol suatu sistem (temperatur) dengan menambahkan atau menghilangkan energi termal dari suatu fluida ke fluida lainnya. Walaupun ada banyak perbedaan ukuran, tingkat kesempurnaan, dan perbedaan jenis alat penukar kalor, semua alat penukar kalor menggunakan elemen–elemen konduksi termal yang pada umumnya berupa tabung “*tube*” atau plat untuk memisahkan dua fluida. Salah satu dari elemen tersebut, memindahkan energi kalor ke elemen yang lainnya.

2.3 Klasifikasi Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor dapat diklasifikasikan dalam beberapa kelompok sebagai berikut :

1. Berdasarkan proses perpindahan kalor
 - Perpindahan kalor secara langsung
 - Perpindahan kalor secara tak langsung
2. Berdasarkan konstruksi
 - Konstruksi tabung (tubular)
 - Konstruksi tipe pelat
 - Konstruksi dengan luas permukaan diperluas
 - Konstruksi regeneratif
3. Berdasarkan jenis aliran
 - Alat penukar kalor aliran sejajar (Parallel Flow)
 - Alat penukar kalor aliran berlawanan (Counter Flow)

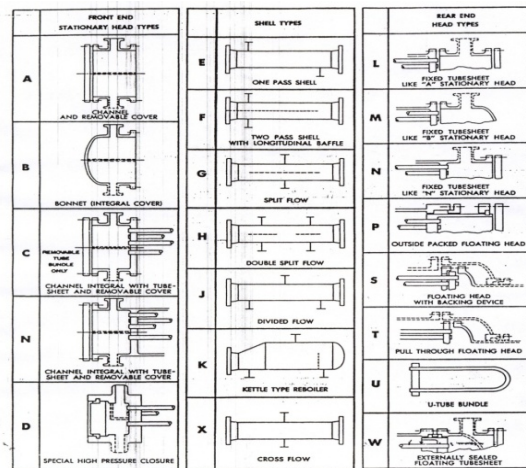
- Alat penukar kalor aliran silang (Cross Flow)
4. Berdasarkan pengaturan aliran
 - Aliran dengan satu pass
 - Aliran dengan multi pass
 5. Berdasarkan banyaknya fluida yang digunakan
 - Dua jenis fluida
 - Tiga jenis fluida atau lebih
 6. Berdasarkan mekanisme perpindahan kalor
 - Konveksi satu fasa
 - Konveksi dua fasa
 - Kombinasi perpindahan kalor secara konveksi dan radiasi

Berdasarkan standar “Tubular Exchanger Manufacturers Association” (TEMA) terdapat 3 (tiga) macam kelas alat penukar kalor :

1. Kelas R, untuk peralatan yang bekerja dengan kondisi berat. Biasa digunakan di industri minyak
2. Kelas C, dibuat untuk penggunaan secara umum. Didasarkan pada segi ekonomis dan ukuran kecil, digunakan untuk proses – proses umum industri.
3. Kelas B, untuk pelayanan proses kimia

Standar TEMA juga mengklasifikasikan alat penukar kalor menurut tipe “stationary head”, “shell” dan “rear head” kedalam tiga kode huruf, yaitu :

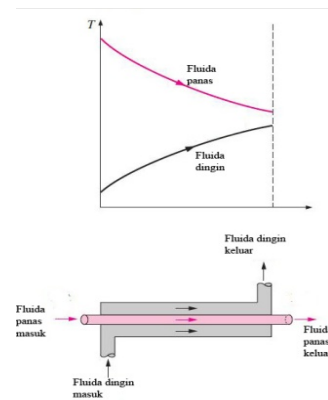
1. Huruf pertama : A, B, C, N dan D
Menunjukkan tipe ujung muka
2. Huruf kedua : E, F, G, H, J, K dan X
Menunjukkan tipe shell
3. Huruf ketiga : L, M, D, U, P, S, T dan W
Menunjukkan tipe ujung belakang



Gambar 1: Standar TEMA berdasarkan tipe bagian alat penukar Kalor

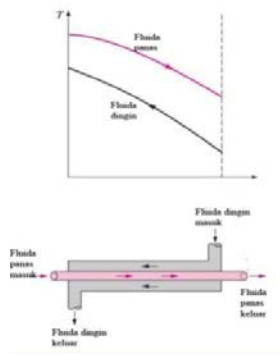
2.3.1 Alat Penukar Kalor Aliran Sejajar

Alat penukar kalor tipe aliran sejajar, memiliki arah aliran dari dua fluida yang bergerak secara sejajar. Kedua fluida masuk dan keluar pada sisi penukar panas yang sama. Temperatur fluida yang memberikan energi akan selalu lebih tinggi dibanding temperatur fluida yang menerima sejak memasuki alat penukar kalor hingga keluar. Temperatur fluida yang menerima kalor tidak akan pernah mencapai temperatur fluida yang memberikan kalor.



Gambar 2: Profil temperatur alat penukar kalor aliran sejajar alat penukar kalor aliran berlawanan

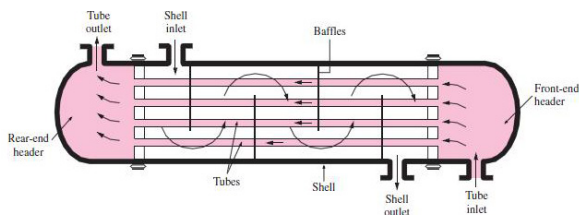
Alat penukar kalor tipe aliran berlawanan, memiliki arah aliran yang berlawanan. Perpindahan kalor terjadi antara satu ujung bagian yang panas dari kedua fluida dan juga bagian yang paling dingin. Temperatur keluar fluida dingin dapat melebihi temperatur keluar fluida panas.



Gambar 3: Profil temperatur alat penukar Kalor aliran berlawanan

2.4 Alat Penukar Kalor Tipe “Shell and Tube”

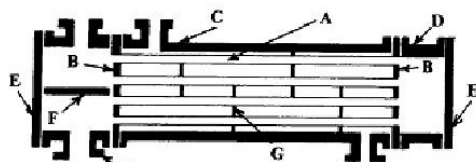
Alat penukar kalor tipe ini adalah salah satu jenis alat penukar kalor yang menurut konstruksinya dicirikan adanya sekumpulan “tube” yang dipasangkan di dalam “shell” berbentuk silinder di mana dua jenis fluida yang saling bertukar kalor mengalir secara terpisah, masing-masing melalui sisi “tube” dan sisi “shell”. Alat penukar kalor tipe ini sering digunakan di industri kimia. Satu fluida mengalir di dalam pipa, sementara fluida lain dialirkan dalam shell. Agar aliran dalam shell turbulen dan untuk memperbesar koefisien perpindahan panas konveksi, maka pada shell dipasang penghalang (baffle).



Gambar 4: Alat penukar Kalor tipe “shell and tube”

2.4.1 Komponen – komponen Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor tipe “shell and tube” memiliki komponen – komponen yang sangat berpengaruh pada konstruksinya. Adapun komponen – komponen dari alat penukar kalor tipe ini adalah :



Gambar 5: Komponen alat penukar Kalor tipe “shell and tube”

- A. Tubes
- B. Tube sheets
- C. Shell and shell side nozzles

- D. Tube side channels and nozzles
- E. Channel Covers
- F. Pass divider
- G. Baffles

2.4.2 Perancangan Alat Penukar Kalor Tipe “Shell and Tube”

Sebelum mendisain alat penukar kalor, dibutuhkan data dari laju aliran (flow rate) , temperatur masuk dan temperatur keluar, dan tekanan operasi kedua fluida. Data ini dibutuhkan terutama untuk fluida gas jika densitas gas tidak diketahui. Untuk fluida berupa cairan (liquid), data tekanan operasi tidak terlalu dibutuhkan karena sifat - sifatnya tidak banyak berubah apabila tekanannya berubah.

Langkah – langkah yang biasa di lakukan dalam merencanakan atau mendisain alat penukar kalor adalah :

1. Penentuan heat duty (Q) yang diperlukan. Penukar kalor yang direncanakan harus memenuhi atau melebihi syarat ini.
2. Menentukan ukuran (size) alat penukar kalor dengan perkiraan yang masuk akal untuk koefisien perpindahan kalor keseluruhannya.
3. Menentukan fluida yang akan mengalir di sisi tube atau shell. Biasanya sisi tube di rencanakan untuk fluida yang bersifat korosif, beracun, bertekanan tinggi, atau bersifat mengotori dinding. Hal ini dilakukan agar lebih mudah dalam proses pembersihan atau perawatannya.
4. Langkah selanjutnya adalah memperkirakan jumlah tube (N_t) yang digunakan dengan menggunakan rumus :

$$A = N_t (\pi d_0) L$$

di mana :

d_0 = diameter luar tube (mm)

L = Panjang tube (mm)

5. Menentukan ukuran shell. Langkah ini dilakukan setelah kita mengetahui jumlah tube yang direncanakan. Kemudian perkiraan jumlah pass dan *tube pitch* yang akan digunakan.
6. Langkah selanjutnya adalah memperkirakan jumlah baffle dan jarak antar baffle yang akan digunakan. Biasanya, baffle memiliki jarak yang seragam dan minimum jaraknya 1/5 dari diametr shell tapi tidak kurang dari 2 inchi.
7. Langkah yang terakhir adalah memeriksa kinerja dari alat penukar kalor yang telah direncanakan. Hitung koefisien perpindahan panas di sisi tabung dan sisi “shell”, hitung faktor pengotorannya apakah sesuai dengan

standar yang diizinkan, dan penurunan tekanan di sisi tube dan shell.

2.5 Beda Temperatur Rata – Rata Logaritma (LMTD)

Faktor perhitungan pada alat penukar kalor adalah masalah perpindahan panasnya. Apabila panas yang dilepaskan besarnya sama dengan Q persatuan waktu, maka panas itu diterima fluida yang dingin sebesar Q tersebut dengan persamaan :

$$Q = U \cdot A \cdot \Delta T$$

di mana :

Q = Kalor yang dilepaskan/diterima (W)

U = Koefisien perpindahan panas menyeluruh (W/m²°C)

A = Luas perpindahan panas (m²)

Δ T_m = Selisih temperatur rata-rata (°C)

Sebelum menentukan luas permukaan kalor (A), maka terlebih dahulu ditentukan nilai dari LMTD. Hal ini berdasarkan selisih temperature dari fluida yang masuk dan keluar dari kalor.

$$LMTD = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}}$$

Untuk aliran fluida paralel, ΔT_{max} = (T₁ – t₁) dan ΔT_{min} = (T₂ – t₂)

Untuk aliran fluida silang, ΔT_{max} = (T₁ – t₂) dan ΔT_{min} = (T₂ – t₁)

di mana :

LMTD = Selisih temperatur rata – rata logaritma (°C)

T₁ = Temperatur fluida masuk ke dalam shell (°C)

T₂ = Temperatur fluida keluar shell (°C)

t₁ = Temperatur fluida masuk ke dalam tube (°C)

t₂ = Temperatur fluida ke luar tube (°C)

2.6 Faktor Pengotoran

Faktor pengotoran ini sangat mempengaruhi perpindahan kalor pada alat penukar kalor. Pengotoran ini dapat terjadi endapan dari fluida yang mengalir, juga disebabkan oleh korosi pada komponen dari alat penukar kalor akibat pengaruh dari jenis fluida yang dialirinya. Selama alat penukar kalor ini dioperasikan maka pengaruh pengotoran pasti akan terjadi. Terjadinya pengotoran tersebut dapat mengganggu atau mempengaruhi temperatur fluida mengalir dan dapat menurunkan atau mempengaruhi koefisien perpindahan panas menyeluruh dari fluida tersebut.

Faktor pengotoran dapat dicari dengan persamaan :

$$R_f = \frac{1}{U_d} - \frac{1}{U_c}$$

di mana ;

U_c = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh bersih (W/m²°C)

U_d = Koefisien perpindahan kalor menyeluruh direncanakan (W/m²°C)

2.7 Penurunan Tekanan pada Sisi “Shell”

Apabila dibicarakan besarnya penurunan tekanan pada sisi shell alat penukar kalor, masalahnya proporsional dengan beberapa kali fluida itu menyebrangi tube bundle diantara sekat-sekat.

Besarnya penurunan tekanan pada isothermal untuk fluida yang dipanaskan atau didinginkan, serta kerugian saat masuk dan keluar adalah :

$$\Delta P_s = \frac{f_s \cdot G_s^2 \cdot D_s \cdot (N+1)}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot D_s \cdot S \cdot \varphi_s}$$

2.8 Penurunan Tekanan pada Sisi “Tube”

Besarnya penurunan tekanan pada tube side alat penukar kalor telah diformulasikan, persamaan terhadap faktor gesekan dari fluida yang dipanaskan atau yang didinginkan didalam tube.

$$\Delta P_t = \frac{f_t \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{5,22 \cdot 10^{10} \cdot D_t \cdot S \cdot \varphi_t}$$

Mengingat bahwa fluida itu mengalami belokan pada saat passnya, maka akan terdapat kerugian tambahan penurunan tekanan.

$$\Delta P_r = \frac{4n}{S_t} \frac{V^2}{2g}$$

2.9 Analisa Penukar Kalor dengan Metode NTU-Efektivitas

Pendekatan LMTD dengan penukar kalor berguna bila suhu masuk dan suhu keluar dapat ditentukan dengan mudah, sehingga LMTD dapat dengan mudah dihitung. Selanjutnya aliran kalor, luas permukaan, dan koefisien perpindahan kalor menyeluruh dapat ditentukan. Bila kita menentukan temperatur masuk atau temperatur keluar, analisis akan melibatkan prosedur iterasi karena LMTD itu sesuai dengan fungsi logaritma. Analisis akan lebih mudah dilaksanakan dengan menggunakan metode yang berdasarkan atas efektifitas penukar kalor dalam memindahkan kalor tertentu.

Untuk mendefinisikan efektifitas suatu penukar kalor, laju perpindahan kalor maksimum yang mungkin terjadi, q_{max} untuk penukar kalor itu harus ditentukan terlebih dahulu.

Untuk menentukan laju perpindahan kalor maksimum pada suatu penukar kalor, pertama-tama harus dipahami terlebih dahulu bahwa nilai maksimum akan didapat bila salah satu fluida mengalami perubahan temperatur sebesar beda temperatur maksimum yang terdapat dalam penukar kalor itu, yaitu selisih antara temperature masuk fluida panas T_{h,i} dan fluida dingin T_{c,i}. Fluida yang

mengalami beda temperatur maksimum adalah fluida yang kapasitas kalornya minimum, karena kesetimbangan energi menyaratkan bahwa energi yang diterima oleh fluida satu harus sama dengan energi yang dilepaskan oleh fluida yang satu lagi. Jika fluida yang mempunyai nilai kapasitas yang lebih besar mengalami beda beda temperature maksimum, maka fluida yang satu lagi akan mengalami perubahan temperatur yang lebih besar dari maksimum, dan ini tentu saja tidak mungkin. Jadi laju perpindahan kalor maksimum dinyatakan sebagai berikut:

$$Q_{maks} = C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})$$

dimana C_{min} adalah harga yang paling kecil diantara besaran C_h atau C_c .

jika $C_c < C_h$ maka $q_{maks} = C_c (T_{h,i} - T_{c,i})$

jika $C_c > C_h$, maka $q_{maks} = C_h (T_{h,i} - T_{c,i})$

dimana $C = m c_p$.

Efektifitas suatu penukar kalor didefinisikan sebagai rasio antara laju perpindahan kalor sebenarnya untuk suatu penukar kalor terhadap laju perpindahan kalor maksimum yang mungkin. Secara umum efektifitas dapat dinyatakan sebagai berikut

$$\mathcal{E} = \frac{q}{q_{maks}}$$

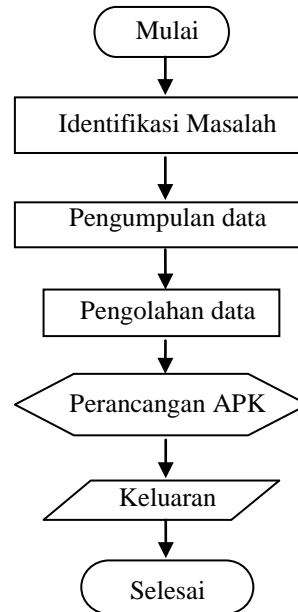
Sedangkan NTU (*Number Of Transfer Units*) merupakan parameter yang tidak berdimensi yang secara luas digunakan dalam analisis suatu penukar kalor. Bilangan ini didefinisikan sebagai berikut :

$$NTU = \frac{U A}{C_{min}}$$

3 METODOLOGI PERANCANGAN

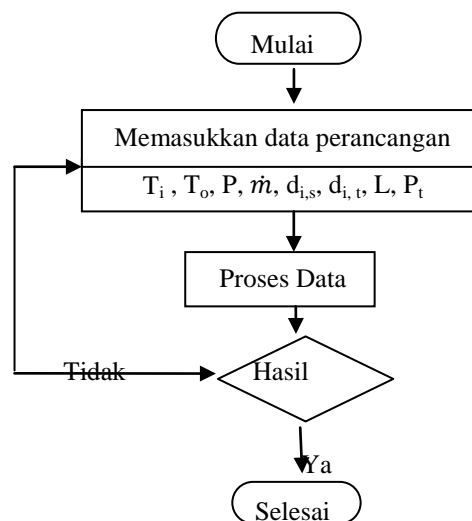
3.1 Diagram Alir (flow chart)

1. Diagram alir perancangan alat penukar kalor (APK) tipe *shell and tube* di PT Pupuk Sriwijaya



Gambar 6: Diagram alir perancangan APK di PT Pupuk Sriwijaya

2. Diagram Alir Perancangan Alat Penukar Kalor Menggunakan Program HTRI



Gambar 7: Diagram alir perancangan APK menggunakan HTRI

4 PERHITUNGAN DAN ANALISA

4.1 Perhitungan Manual

1. Laju Perpindahan Kalor

Besarnya perpindahan kalor dari fluida panas ke fluida dingin dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\begin{aligned} Q &= Q_h = Q_c \\ Q_h &= \dot{m}_h \cdot (h_1 - h_2) \\ Q_h &= 3,6111 \text{ kg/s} \cdot (1.736,56 - 1.579,01) \text{ kJ/kg} \\ &= 568.910 \text{ W} \end{aligned}$$

diasumsikan bahwa kalor yang dilepaskan fluida panas gas ammonia seluruhnya diserap oleh air sehingga kita bisa mengetahui besarnya laju aliran massa air.

Sebagai berikut :

$$Q_c = \dot{m}_c \cdot c_{p,c} \cdot \Delta T$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_c &= \frac{Q_c}{c_{p,c} \Delta T} \\ &= \frac{568.910 \text{ W}}{4178,7 \text{ J/kg} \cdot ^\circ\text{C} \times (45-32) \cdot ^\circ\text{C}} \\ &= \frac{568.910}{4.178,7 \cdot 13} \text{ kg/s} \\ &= 10,47 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

2. Beda Temperatur Rata – Rata Logaritma (LMTD)

$$\begin{aligned} \text{LMTD} &= \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \\ \Delta T_1 &= T_{h,i} - T_{c,o} = 120 \cdot ^\circ\text{C} - 45 \cdot ^\circ\text{C} = 75 \cdot ^\circ\text{C} \\ \Delta T_2 &= T_{h,o} - T_{c,i} = 50 \cdot ^\circ\text{C} - 32 \cdot ^\circ\text{C} = 18 \cdot ^\circ\text{C} \\ \text{LMTD} &= \frac{(75-18) \cdot ^\circ\text{C}}{\ln \frac{75}{18}} \\ &= \frac{57}{\ln 4,1667} \\ &= \frac{57 \cdot ^\circ\text{C}}{1,427} \\ &= 39,94 \cdot ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Untuk tipe alat penukar kalor tipe 1 pas shell dan 1 pas tube faktor koreksi (F) = 1

3. Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh Disain (U_d)

Koefisien perpindahan kalor menyeluruh disain dapat diketahui dengan menggunakan persamaan :

$$U_d = \frac{q}{A \times \text{LMTD}}$$

di mana :

q = Laju perpindahan kalor (W)

LMTD = Beda temperatur rata – rata logaritma

A = Luas permukaan perpindahan kalor (m²)

$$\begin{aligned} &= N_t \times L \times \pi \times D_o \times t \\ &= 235 \times 4,877 \text{ m} \times 3,14 \times 0.019 \text{ m} \\ &= 68,56 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Jadi,

$$U_d = \frac{Q}{A \times \text{LMTD}}$$

$$\begin{aligned} &= \frac{568.910 \text{ W}}{68,56 \text{ m}^2 \times 39,94 \cdot ^\circ\text{C}} \\ &= 207,76 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

4. Perhitungan Sisi Tube

- Luas Permukaan Perpindahan Kalor Total (a_t)

$$\begin{aligned} a_t &= N_t \frac{a'_t}{n} \\ &= 235 \frac{2,154 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2}{1} \\ &= 0,05 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- Kecepatan Aliran Massa Ammonia (G_t)

$$\begin{aligned} G_t &= \frac{\dot{m}_h}{a_t} \\ G_t &= \frac{3,61 \text{ kg/s}}{0,05 \text{ m}^2} \\ &= 70,78 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \end{aligned}$$

- Bilangan Reynold (R_{e, h})

$$\begin{aligned} R_{e, h} &= \frac{d_{i,t} \cdot G_t}{\mu} \\ R_{e, h} &= \frac{16,56 \cdot 10^{-3} \text{ m} \times 70,78 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}}{12,33 \cdot 10^{-6} \text{ kg/ms}} \\ &= 0,098 \times 10^3 \\ &= 98.000 \end{aligned}$$

Jadi, jenis aliran yang terjadi di dalam tube adalah aliran turbulen karena R_{e, h} > 2300 (Incropera : 1996)

- Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi (h_i)

Koefisien perpindahan kalor konveksi (h_i) dapat dicari dari persamaan Nusselt (Nu) sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \text{Nu} &= \frac{h \cdot d_{i,t}}{K} = 0,0214 (R_{e, h}^{0,8} - 100) P_{r,t}^{0,4} \\ \text{Nu} &= 0,0214 (9.800^{0,8} - 100) 0,8756^{0,4} \\ &= 197,64 \end{aligned}$$

Sehingga:

$$h_i = \frac{\text{Nu} \cdot k}{d_{i,t}} = \frac{197,64 \times 0,031 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^\circ\text{C}}}{16,56 \times 10^{-3} \text{ m}} = 360,40 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

5. Perhitungan Sisi Shell

- Luas Permukaan Perpindahan Kalor Total (a_s)

$$\begin{aligned} a_s &= \frac{d_{i,s} \cdot C' \cdot B}{P_t} \\ a_s &= \frac{438,15 \text{ mm} \times 6,35 \text{ mm} \times 219 \text{ mm}}{25,4 \text{ mm}} \\ &= 23988,713 \text{ mm}^2 \\ &= 0,0239888 \text{ m}^2 \\ &= 0,024 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

- Kecepatan Aliran Massa Air (G_s)

$$\begin{aligned} G_s &= \frac{\dot{m}_c}{a_s} \\ &= \frac{10,37 \text{ kg/s}}{0,024 \text{ m}^2} \\ &= 432,08 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \end{aligned}$$

- Bilangan Reynold ($R_{e,c}$)

$$R_{e,c} = \frac{d_e \cdot G_s}{\mu}$$

di mana :

d_e = diameter hidrolis

$$\begin{aligned} &= \frac{4 \left(\frac{1}{2} P_t \cdot 0.86 P_t - \frac{1}{2} \pi d_{o,t}^2 \right)}{\frac{1}{2} \pi d_{o,t}} \\ &= \frac{4 \left(\left(\frac{1}{2} 25,4 \times 0,86 \times 25,4 \right) - \frac{1}{2} \pi \frac{19,05^2}{4} \right)}{\frac{1}{2} \pi \times 19,05} \\ d_e &= \frac{4 \left((12,7 \times 21,84) - 142,44 \right)}{29,91} = 18,05 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jadi,

$$\begin{aligned} R_{e,c} &= \frac{18,045 \cdot 10^{-3} \text{ m} \times 432,042 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}}}{0,637 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}}} \\ &= 12.243,40 \end{aligned}$$

Jadi, jenis aliran yang terjadi di dalam *tube* adalah aliran turbulen karena $R_{e,c} > 2300$ (Incropera : 1996)

- Koefisien Perpindahan Kalor Konveksi (h_o)

Koefisien perpindahan kalor konveksi (h_o) dapat dicari dari persamaan Nusselt (Nu) sebagai berikut :

$$\begin{aligned} Nu &= \frac{h \cdot d_e}{K} \\ &= 0,012 (R_{e,c}^{0.87} - 280) P_{r,t}^{0.4} \\ &= 0,012 (12.243,40^{0.87} - 280) 4,473^{0.4} \end{aligned}$$

$$Nu = 72,55$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} h_o &= \frac{Nu \cdot k}{d_e} \\ &= \frac{72,55 \times 0,6286 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{C}}}{18,05 \cdot 10^{-3} \text{ m}} \\ &= 2.526,59 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C} \end{aligned}$$

6. Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh Bersih (U_c)

$$\begin{aligned} U_c &= \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi Lk} + \frac{1}{h_o}} \\ &= \frac{1}{\frac{1}{360,40} + \frac{\ln(\frac{9,525}{3,285})}{2 \times 3,14 \times 4,877 \times 16,2} + \frac{1}{2526,59}} \\ &= 289,72 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C} \end{aligned}$$

7. Faktor Pengotoran (R_f)

$$\begin{aligned} R_f &= \frac{U_c - U_d}{U_c \cdot U_d} \\ &= \frac{293,87 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}} - 207,76 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}}{293,87 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}} \times 207,76 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{C}}} \\ &= 0.00141 \text{ } ^\circ\text{C} \cdot \text{m}^2/\text{W} \end{aligned}$$

Penurunan Tekanan (ΔP)

- Sisi Tube :

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G_t^2 \cdot L \cdot n}{2 \cdot g \cdot d_{i,t} \cdot \rho \cdot \phi}$$

$$\begin{aligned} &= \frac{0.021 \times (72,2 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s})^2 \times 4,877 \text{ m} \times 1}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2 \times 16,56 \cdot 10^{-3} \text{ m} \times 0.5859 \text{ kg/m}^3 \times 1} \\ &= 2.804,55 \text{ kg/m}^2 = 27,46 \text{ kPa} \end{aligned}$$

- Sisi Shell :

$$\begin{aligned} \Delta P_s &= \frac{f \cdot G_s^2 \cdot d_{i,s} \cdot (N_b + 1)}{2g\rho d_e \phi_s} \\ &= \frac{0,28 \times (432,08 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s})^2 \times (22 + 1) \times 438,15 \cdot 10^{-3}}{2 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \times 992,67 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 18,05 \cdot 10^{-3} \times 1} \\ &= 1.497,94 \text{ kg/m}^2 \\ &= 14,71 \text{ kPa} \end{aligned}$$

8. Laju Kapasitas Kalor (C)

1. Untuk perhitungan fluida dingin di *shell* :

$$\begin{aligned} C_c &= m_c \cdot C_{p,c} \\ &= 10,37 \text{ kg/s} \cdot 4178,7 \text{ J/kg } ^\circ\text{C} \\ &= 43.328,94 \text{ W/ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

2. Untuk perhitungan fluida panas di sisi *tube* :

$$\begin{aligned} C_h &= m_h \cdot C_{p,h} \\ &= 3,61 \text{ kg/s} \cdot 2228,3 \text{ J/kg } ^\circ\text{C} \\ &= 8.046,61 \text{ W/ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Dari laju kapasitas kalor yang didapat, $C_c > C_h$ maka $C_{maks} = C_c$ dan $C_{min} = C_h$

9. Laju Perpindahan Kalor Maksimum (Q_{maks})

$$\begin{aligned} Q_{maks} &= C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i}) \\ &= 8.046,61 \text{ W/ } ^\circ\text{C} (120 - 32) ^\circ\text{C} \\ &= (8.046,61 \times 88) \text{ Watt} \\ &= 708.101,68 \text{ Watt} \end{aligned}$$

10. Efektifitas Alat Penukar Kalor (ϵ)

Efektifitas suatu alat penukar kalor didapat dengan membandingkan antara laju perpindahan kalor aktual dengan laju perpindahan kalor maksimum yang mungkin terjadi.

$$\epsilon = \frac{Q_{aktual}}{Q_{maks}} \times 100 \%$$

$$\begin{aligned} &= \frac{563.260 \text{ W}}{708.101,68 \text{ W}} \times 100 \% \\ &= 0.79 \times 100 \% \\ &= 79 \% \end{aligned}$$

11. Number of Transfer Unit (NTU)

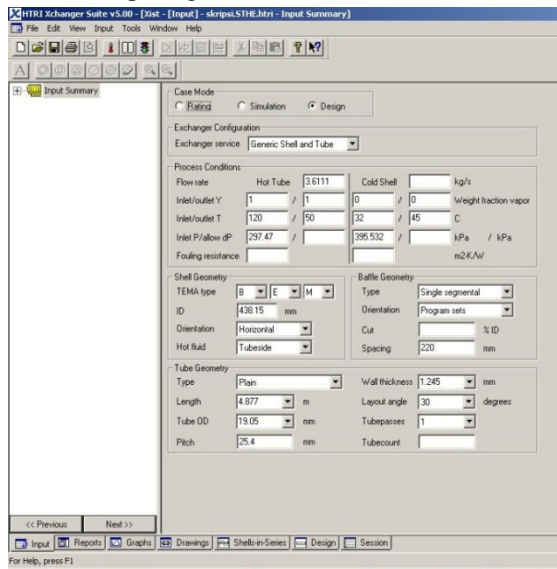
$$\begin{aligned} NTU &= \frac{UA}{C_{min}} \\ &= \frac{205,71 \text{ W/m}^2 \cdot \text{C} \times 68,56 \text{ m}^2}{8.046,61 \text{ W/ } ^\circ\text{C}} \\ &= 1,75 \end{aligned}$$

4.2 Perhitungan Komputersasi

Dalam perhitungan menggunakan program HTRI, kita hanya memasukan data – data yang telah diketahui seperti suhu, laju aliran masa salah satu fluida, tekanan, serta asumsi – asumsi perancangan berdasarkan standar – standar dari TEMA , *Perrys hand book* dan pustaka Kern.

1. Proses memasukan data

Pada proses ini, kita hanya memasukan data yang dibutuhkan oleh program berdasarkan asumsi perancangan. Beda halnya dengan menggunakan perhitungan manual, tidak semua data yang kita ketahui harus dimasukan dalam proses perhitungan HTRI. Program hanya memberikan tanda untuk data yang harus dimasukan dan selebihnya program akan memproses data secara otomatis. Seperti yang terlihat pada gambar.



Gambar 8: Proses Memasukkan data di sisi "shell dan tube"

2. Hasil Proses Pengolahan Data

Jika proses memasukan data sudah selesai, maka data akan diolah secara otomatis oleh program dan akan diketahui apakah perencanaan berhasil atau tidak. Jika perencanaan gagal, program akan memberikan pesan eror dan perbaikan yang harus dilakukan dalam memasukan data. Jika berhasil, program akan memberikan hasil berupa tabel seperti yang terlihat pada gambar.

HEAT EXCHANGER SPECIFICATION SHEET				
Customer		Job No.		Page 1
Address		Reference No.		SI Units
Plant Location		Proposal No.		
Service of Unit		Date 2/8/2012		Rev
Size 438.150 x 4876.68 mm		Type BEM	Horz. Connected In	1 Parallel 1 Series
Surf/Unit (Gross/Err) 68.59 / 67.35 m ²		Shell/Unit 1	Surf/Shell (Gross/Err) 68.59 / 67.35 m ²	
PERFORMANCE OF ONE UNIT				
Fluid Allocation	Shell Side		Tube Side	
Fluid Name	cold water		waste gas	
Fluid Quantity, Total	kg/hr 37411.0		13000.1	
Vapor (In/Out)			13000.1	13000.1
Liquid	37411.0	37411.0		
Steam				
Water	37411.0	37411.0		
Noncondensables				
Temperature (In/Out)	C 32.00	45.00	120.00	50.00
Specific Gravity	0.9940	0.9890		
Viscosity	mN-s/m ² 0.7747	0.6055	0.0144	0.0117
Molecular Weight, Vapor				
Molecular Weight, Noncondensables				
Specific Heat	kJ/kg-C 4.1818	4.1752	2.1916	2.2732
Thermal Conductivity	W/m-C 0.6300	0.6369	0.0348	0.0274
Latent Heat	kJ/kg			
Inlet Pressure	kPa 395.538		297.469	
Velocity	m/s 0.27		40.96	
Pressure Drop, Allow/Calc	kPa 68.949	8.020	68.949	17.047
Fouling Resistance (min)	m ² -K/W			
Heat Exchanged W	564453	MTD (Corrected) 39.7	C	
Transfer Rate, Service	211.27 W/m ² -K	Clean	295.59 W/m ² -K	Actual 295.59 W/m ² -K

Gambar 9: Hasil performansi desain APK

CONSTRUCTION OF ONE SHELL			Sketch (Bundle/Nozzle Orientation)	
	Shell Side	Tube Side		
Design/Test Pressure	kPaG 1034.21 /	1034.21 /		
Design Temperature	C			
No Passes per Shell	1	1		
Corrosion Allowance	mm			
Connections	In mm 1 @ 203.200	1 @ 203.200		
Size & Rating	Out mm 1 @ 254.001	1 @ 254.001		
Tube No.	235	OD 19.050 mm	Thk(Avg) 1.245 mm	Length 4.877 m
Tube Type	Plain			Pitch 25.400 mm
Shell	ID 438.150 mm			Layout 30
Channel or Bonnet				Material 304 STAINLESS STEEL (18 CR, 8 NI)
Tubesheet-Stationary				Shell Cover
Tubesheet-Floating				Channel Cover
Floating Head Cover				Tubesheet-Floating
Baffles-Cross	Type SINGLE-SEG.	%Cut (Diam) 21.5	Spacing(c/c) 220.000	Inlet 488.603 mm
Baffles-Long				Impingement Plate None
Supports-Tube		U-Bend		Type
Bypass Seal Arrangement		Tube-Tubesheet Joint		
Expansion Joint		Type		
Rho-V2-Inlet Nozzle	103.35 kg/m-s ²	Bundle Entrance 112.92	Bundle Exit 59.90	kg/m-s ²
Gaskets-Shell Side		Tube Side		
Floating Head				
Code Requirements				TEMA Class
Weight/Shell	1858.33	Filled with Water 2777.86		Bundle 750.32 kg
Remarks:				

Gambar 10: Konstruksi hasil desain APK

4.3 Analisis Data Hasil Perhitungan

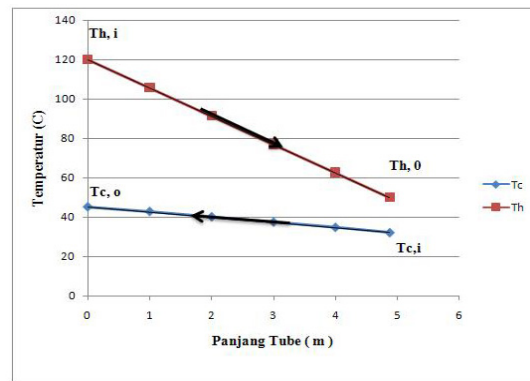
Tabel 1: Perbandingan hasil perencanaan manual

	Perhitungan Manual		Perhitungan HTRI	
Laju perpindahan kalor (q)	568.910 W		564.453 W	
LMTD	39,94 °C		39,70 °C	
Koefisien perpindahan kalor disain (U _d)	205,71 W/m ² °C		206 W/m ² °C	
Koefisien perpindahan kalor bersih (U _c)	293,87 W/m ² °C		295,59 W/m ² °C	
Jumlah baffle	22		18	
Penurunan Tekanan	Shell	Tube	Shell	Tube
	14,71 kPa	27,46 kPa	8,02 kPa	17,05 kPa
Faktor pengotoran	0,00146 °C m ² /W		0,00144 °C m ² /W	

Dari perhitungan perencanaan dimensi APK dengan menggunakan program HTRI ini, didapat faktor pengotoran yang bernilai 0.00144 °C.m²/W. Sedangkan standar faktor pengotoran yang diizinkan dari TEMA untuk fluida ammonia vapor adalah 0.00176 °C.m²/W. Hal ini menunjukkan dimensi APK yang dirancang sudah memenuhi syarat dari standar yang telah ditetapkan.

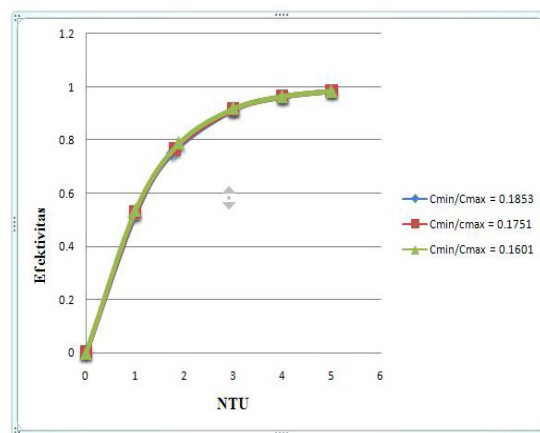
Perbandingan antara perhitungan manual dan komputerisasi dapat dilihat dari perbedaan laju perpindahan kalor, LMTD, koefisien perpindahan kalor menyeluruh disain dan bersih, jumlah baffle dan faktor pengotoran. Perbedaan nilai perhitungan ini diakibatkan perhitungan dengan menggunakan program lebih akurat daripada menggunakan perhitungan manual. Dalam melakukan perhitungan, penulis menggunakan 2 angka desimal.

4.3.1 Temperatur VS Panjang Tube



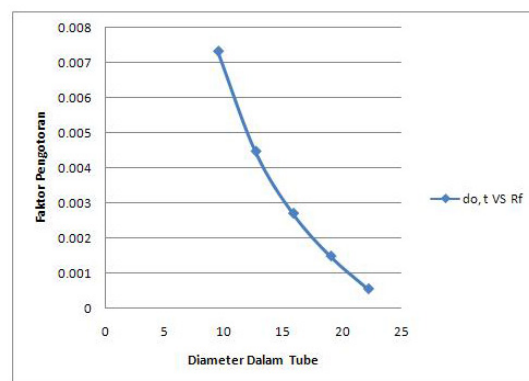
Gambar 11: Grafik aliran temperatur panjang tube

4.3.2 NTU VS Efektivitas Terhadap Cmin/Cmax



Gambar 12: Grafik NTU efektivitas terhadap nilai Cmin/Cmax

4.3.3 Diameter Luar Tube (d_o, t) VS Faktor Pengotoran (R_f)



Gambar 13: Grafik diameter luar tube - faktor pengotoran

5 KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan sebelumnya, dapat diambil beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Untuk memenuhi syarat faktor pengotoran (R_f) minimal pada industri kimia dibutuhkan diameter *shell* sebesar 438,15 mm dan diameter *tube* sebesar 19.05 mm
2. Kualitas APK yang dibuat dapat dilihat dari nilai efektivitas dan faktor pengotoran dari APK yang direncanakan. Nilai efektivitas perencanaan ini bernilai 79 % dan faktor pengotoran bernilai $0.00141^{\circ}\text{C m}^2/\text{W}$
3. Untuk kondisi fluida yang sama, terdapat perbedaan perhitungan antara komputerisasi dan manual dalam melakukan perencanaan APK. Perbedaan ini dikarenakan ketelitian perhitungan program lebih akurat daripada perhitungan secara manual.

5.2 Saran

Berikut beberapa saran untuk disampaikan adalah :

1. Sebelum melakukan perencanaan menggunakan program, sebaiknya perencana melakukan perhitungan manual terlebih dahulu sebagai acuan dasar perencanaan dengan memakai persamaan – persamaan dan kondisi batas yang dipilih sesuai rancangan.

2. Diharapkan adanya penelitian lebih lanjut dalam merencanakan APK dari segi pemilihan material, dimensi nosel, cara pengelasan dan perencanaan peralatan pendukung seperti *gasket*, *flange*, *tie rod*, dan *bolt and nut*.

6 DAFTAR PUSTAKA

- [1] Chengel, Yunus A, “Heat Transfer”, McGraw-Hill, New York, 2007
- [2] Holman, J P. “Perpindahan Kalor” Terjemahan Ir. E Jasjfi, Msc, Jakarta, Erlangga, 1984
- [3] Incropera, Frank P., dan Dewitt, David P., “Fundamental of Heat and Mass Transfer”, 4th Edition, John Wiley and Sons, United States of America, 1996
- [4] Kern, Donald Q. “Process Heat Transfer”, McGraw-Hill International, New York, 1965
- [5] Lienhard, John H, “Heat Transfer”. Prentice-Hall Inc., New Jersey, 1987
- [6] Perry, Robert H., dan Green, Don W, “Perry’s Chemical Engineers’ Hand Book, 7th Edition, McGraw-Hill, United states of Amerika, 1997
- [7] “Standards of The Tubular Exchanger Manufacturers Association”, 9th edition, Tarrytown, New York 10591, 2007