

OPTIMASI ALAT PENUKAR KALOR DENGAN PEMANFAATAN GAS BUANG PEMBAKARAN KETEL UAP UNTUK PENGERINGAN PAKAIAN

Budiyono *

Dosen Program Studi Teknik Mesin Otomotif, Politeknik Muhammadiyah Pekalongan
Jl. Raya Pahlawan No. Gejlig – Kajen Kab. Pekalongan Telp./Fax: (0285) 385313

ABSTRAKSI

Potensi energi yang terbuang dari pembakaran Ketel Uap yang dapat dimanfaatkan untuk proses pengeringan sehingga dapat meningkatkan efektivitas dan produktivitas dari hasil ikan yang dikeringkan. Adapun panas yang dihasilkan dari Gas Buang Pembakaran Ketel uap sebesar $250^{\circ}\text{C} - 300^{\circ}\text{C}$, dimana gas buang yang berasal dari Ketel Uap tersebut dialirkan ke alat penukar kalor sehingga Udara panas yang dikeluarkan menuju ke alat pengering mempunyai temperature sebesar 60°C dan kapasitas dari alat pengering sebesar $36\text{kg}/1\text{ jam}$ dan $Q = 1098\text{ W}$ dan temperatur 60°C , Sehingga dilakukan perancangan alat penukar kalor yang dibutuhkan untuk mengalirkan udara panas yang sudah di naikan temperaturnya. Gas buang yang berasal dari PLTD dengan laju aliran massa 2.72 kg/s , perancangan alat penukar kalor dengan tipe cangkang and pipa, dimana aliran panas gas buang melalui shell dan udara melalui pipa.

Kata kunci : gas buang, laju aliran massa, cangkang dan pipa

1. PENDAHULUAN

Dari waktu ke waktu perkembangan alat penukar kalor selalu mengalami kemajuan yang mana menyesuaikan perkembangan jaman, dan kebutuhan. Pemanfaatan gas buang dari hasil pembakaran dapat mengurangi emisi yang bisa mempengaruhi lingkungan sekitar karena unsur-unsur zat yang terkandung pada gas buang mengandung unsur yang bisa merusak lingkungan.

Potensi energi yang terbuang dari pembakaran ketel uap yang dapat dimanfaatkan untuk proses pengeringan sehingga dapat meningkatkan efektivitas dan produktivitas dari hasil ikan yang dikeringkan. Adapun panas yang dihasilkan dari Gas Buang pembakaran ketel uap sebesar $250^{\circ}\text{C} - 300^{\circ}\text{C}$.

Dari hasil penelitian sebelumnya, telah dilakukan penelitian yang terfokus pada alat penukar kalor double pipe dan pipa dengan memanfaatkan energi termal motor diesel. Oleh karena itu peneliti tertarik untuk melakukan penelitian pemanfaatan gas buang dengan alat penukar kalor sederhana yaitu Tube (pipa) yang di pasang saluran gas buang pembakaran ketel uap, dimana dengan penggunaan alat penukar kalor tersebut dapat memanaskan aliran udara didalam alat pengering proses

Alat penukar kalor pada proses ini digunakan untuk menurunkan temperatur dan tekanan dari gas buang ke alat pengering. Maka, terlebih dahulu peneliti mempunyai tujuan utama menentukan dimensi utama alat penukar kalor yang optimum ketika udara panas yang dialirkan kepada alat pengering dapat optimum. Ada beberapa faktor yang dapat diperhitungkan untuk

menentukan kondisi optimum alat penukar kalor ke alat pengering yaitu :

- Fluida panas
- Panas pengeringan total dari gas buang yang berasal dari gas buang pembakaran menuju ruang pengering
- Laju aliran udara yang dikondisikan untuk memperoleh kondisi optimum dari alat pengering tersebut.

Dalam hal ini akan dipelajari seberapa besar pengaruh faktor-faktor tersebut terhadap dimensi alat pengering pakaian/celana dan penelitian ini bertujuan untuk :

- Untuk merancang dimensi utama alat penukar kalor sesuai kebutuhan energi untuk dialirkan ke alat pengering.
- Untuk mendapatkan kondisi optimal alat penukar kalor sehingga hasilnya mendapatkan temperatur yang dibutuhkan di alat pengering.

Hasil penelitian ini akan berupa optimasi desain sebuah alat penukar kalor yang dibutuhkan untuk mengalirkan panas ke alat pengering. Apabila dimensi alat penukar kalor tersebut optimal maka panas buang yang dibutuhkan sesuai dengan yang dibutuhkan untuk mengeringkan ikan di ruang alat pengering. dan dari segi aspek ekonomis yaitu :

- Biaya perancangan alat penukar kalor lebih murah
- Harga pengoperasian alat dapat lebih murah.

Penelitian ini dilakukan dengan bervariasi variabel-variabel bebas diatas dan pembahasan fokus pada analisis perpindahan panas (*heat transfer*) dan aliran fluida dari energi gas buang ke alat penukar kalor.

Dengan memperhatikan parameter dari dimensi utama alat penukar kalor yaitu luas

penampang frontal (A), panjang pipa (L), diameter luar pipa (do) dan Jumlah pipa (N), sedangkan ruang lingkup ditetapkan dengan metode matriks *full factorial* dan simulasi CFD (*Computational Fluid Dynamics*) untuk mengetahui analisis perpindahan panas yang terjadi di alat penukar kalor.

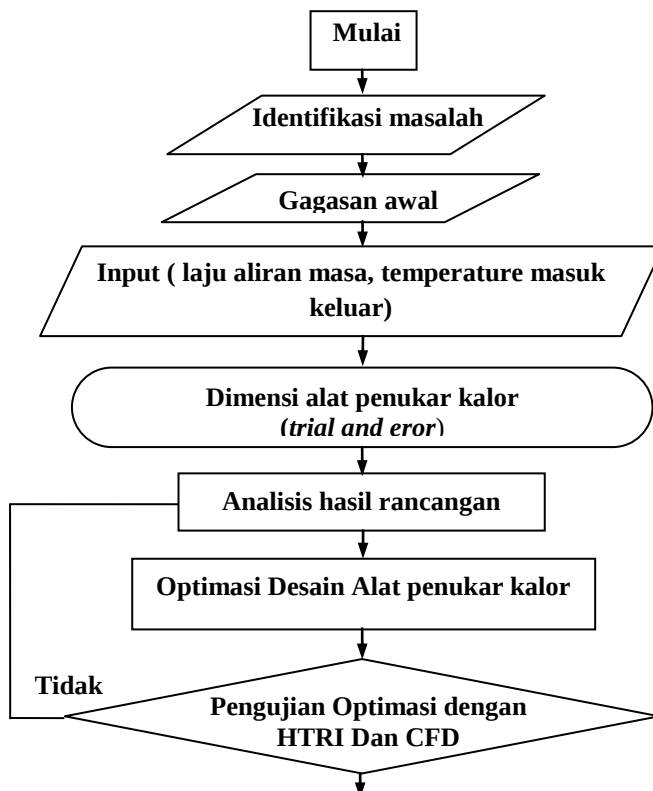
2. METODE PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan dipabrik Ristun Laundry (Celana Jeans) Jl Gang Balai Desa Langkap Kec Kedungwuni Kab Pekalongan. Waktun penulisan dimulai sejak proposal pra tesis yang disetujui akhir tahun 2011.

Aktivitas penelitian dimulai dengan mencatat spesifikasi teknik ketel uap dan cara kerja Laundry khususnya bagian gas buang, yang dilanjutkan dengan mencatat data (parameter-parameter) yang ada pada gas buang saat pengoperasian.

Pengumpulan data dilakukan dengan mengukur parameter-parameter yang ada pada gas buang dengan mengukur temperatur gas buang .

Data yang diperoleh secara kuantitatif diolah dengan menggunakan persamaan-persamaan berdasarkan pustaka yang digunakan. Selanjutnya dilakukan perancangan dan optimasi desain alat penukar kalor, selanjutnya dilakukan validasi dengan HTRI dan simulasi menggunakan CFD (Computational Fluid Dynamics) Program.

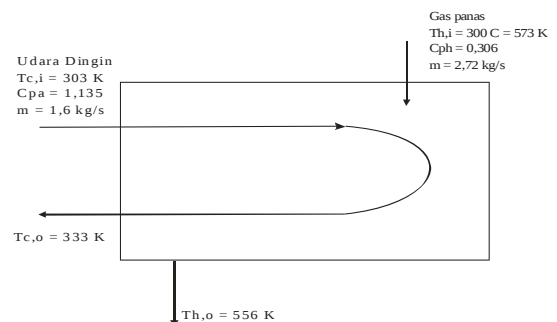


Gambar 1. Alur penelitian

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

Perancangan alat penukar kalor sesuai dengan kebutuhan panas atau aliran gas buang yang sesuai untuk mengeringkan ikan di alat pengering pakaian /celana. Sehingga tahap-tahapan yang akan dilalui dalam penelitian ini adalah:

1. Analisis sistem perpindahan panas yang terjadi di alat penukar kalor
2. Menentukan kondisi optimum dari alat penukar kalor



Gambar 2. Diagram Alir Dan skema perpindahan kalor

Laju perpindahan energi panas yang diterima oleh aliran fluida dingin dapat ditentukan melalui persamaan:

Diketahui untuk data alat penukar kalor:

Laju aliran massa udara, m_c : 1.6 kg/s

Temperatur aliran air udara, T_{ci} : 303 K

Temperatur aliran air udara, T_{co} : 333 K

Untuk menentukan laju perpindahan kalor pada media udara adalah

$$Q_c = m_c \cdot C_p (T_{ci} - T_{co})$$

$$m_c = 1.6 \text{ kg/s}$$

$$c_p = 1135 \text{ J/kg.K}$$

$$T_{ci} = 303 \text{ K}$$

$$T_{ho} = 333 \text{ K}$$

Maka selanjutnya, besarnya laju perpindahan energi panas yang diterima oleh aliran fluida udara dapat dihitung:

$$Q_c = 1.6 \text{ kg/s} \cdot 1135 \text{ j/kg.K} \cdot (333-303)$$

$$Q_c = 54.48 \text{ kW.}$$

Temperatur aliran gas keluar alat penukar kalor dapat dihitung melalui persamaan laju perpindahan energi panas yang dilepaskan oleh aliran fluida gas, yaitu:

Bagi aliran fluida gas, diketahui:

Laju aliran massa gas, m_h : 2.73 kg/s

Temperatur aliran gas masuk, T_{hi} : 573 K

Dengan mengasumsikan alat tersebut diatas adalah adiabatik maka besarnya:

$$Q_h = Q_c = 54480 \text{ W}$$

Sementara itu, sifat-sifat gas yang dievaluasi pada temperatur kira-kira 573 K memberikan harga $C_{ph} = 1176 \text{ J/kg.K}$ (pada Tabel G-1 sifat-sifat fluida).

Maka, dengan menggunakan persamaan diatas diperoleh temperatur gas keluar dari alat penukar kalor yaitu:

$$T_{ho} = T_{hi} - Q_c / m_h C_{ph}$$

$$T_{ho} = 556 \text{ K}$$

Selanjutnya untuk mengetahui kalor yang terjadi didalam alat penukar kalor yang akan didesain, maka terlebih dahulu dilakukan analisis besarnya nilai h dihitung laju perpindahan kalor sebagai berikut :

- a. . Penentuan $C_{(c)} = m_{(c)} C_{p(c)}$

Yaitu besarnya nilai C pada fluida pendingin udara diperoleh:

$$C_{(c)} = C_{max} = 16.0 \text{ kg/s} \times 1135 \text{ J/kgK} = 18.2 \text{ kW/K}$$

- b. Penentuan $C_{(h)} = m_{(h)} C_{p(h)}$

Yaitu besarnya nilai C pada fluida pendingin gas diperoleh:

$$C_{(h)} = C_{min} = 27.2 \text{ kg/s} \times 306 \text{ J/kgK} = 2.724 \text{ kW/K}$$

Sehingga dapat ditentukan besarnya nilai dari C_{min} / C_{max} sebesar 0.458

- c. Kemudian dapat ditentukan nilai dari efisiensi *exergetic* dari APK tersebut dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\varepsilon = \frac{T_{h,in} - T_{h,out}}{T_{h,in} - T_{c,in}}$$

Untuk $C_h = C_{min}$

maka dapat dihitung besarnya nilai efisiensi *exergetic*nya yaitu:

dimana:

$$T_{h,in} = 573 \text{ K}$$

$$T_{h,out} = 556 \text{ K}$$

$$T_{c,in} = 303 \text{ K}$$

$$C_{min} = 2.724 \text{ kW/K}$$

Maka, besarnya efisiensinya adalah:

$$\varepsilon = \frac{(2.724 \times (573 - 556))}{(2.724 \times (573 - 303))} = 0.111$$

- d. Perhitungan NTU

Penentuan dari Number Thermal Unit (NTU) pada APK ini dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut ini:

$$NTU = \frac{Ln \left[\frac{1 - \varepsilon \cdot C_{min} / C_{max}}{1 - \varepsilon} \right]}{1 - C_{min} / C_{max}}$$

Dimana:

$$\varepsilon = 0.111$$

$$C_{min} / C_{max} = 0.458$$

Maka, diperoleh besar nilai NTU yaitu:

$$NTU = \frac{Ln \left[\frac{1 - (0.111 \times 0.458)}{1 - 0.111} \right]}{1 - 0.458} = 0.217$$

- e. Penentuan nilai UA pada APK

Menggunakan persamaan berikut ini:

$$UA = C_{min} NTU$$

Dimana:

$$C_{min} = 2.724 \text{ kW/K}$$

$$NTU = 0.217$$

Sehingga dapat ditentukan besarnya nilai UA, yaitu:

$$UA = 2.724 \times 0.217 = 3.9486581 \text{ kW/K}$$

- f. Penentuan ΔT_{LMTD}

Dengan menggunakan persamaan dibawah ini yaitu:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \{(T_{h,i} - T_{c,o}) / (T_{h,o} - T_{c,i})\}}$$

Dimana:

$$T_{h,in} = 573 \text{ K}$$

$$T_{h,out} = 556 \text{ K}$$

$$T_{c,in} = 303 \text{ K}$$

$$T_{c,out} = 333 \text{ K}$$

Maka, diperoleh besarnya nilai dari ΔT_{LMTD} , yaitu:

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(573 - 333) - (556 - 303)}{\ln \{(573 - 333) / (556 - 303)\}} = 140.45 \text{ K}$$

- g. Perhitungan laju perpindahan kalor pada APK (Q_{APK}).

Laju perpindahan kalor pada APK dapat dihitung dengan menggunakan persamaan berikut ini:

$$Q_{APK} = U A \Delta T_{LMTD}$$

Dimana:

$$UA = 3.9486581 \text{ kW/K}$$

$$\Delta T_{LMTD} = 140.45 \text{ K}$$

Maka, dapat dihitung besarnya nilai laju perpindahan kalor pada APK yaitu:

$$Q_{APK} = 3.9486581 \text{ kW/K} \times 140.45 \text{ K} = 375.616 \text{ kW}$$

- a. Penentuan densitas fluida kerja dari gas dan udara.

Dengan menggunakan beberapa langkah dalam pengerjaan untuk mendapatkan besarnya nilai densitas masing fluida kerja di APK, diperoleh dari persamaan-persamaan berikut ini.

Sehingga apabila diurutkan dari langkah-langkah tersebut dapat diperoleh dari – masing-masing densitas fluida kerja tersebut yaitu:

1. Untuk udara yaitu:

$$\rho_c = \frac{1}{2}(\rho_{in} + \rho_{out})_c$$

Dimana:

$$\rho_{in} = 11.6489 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{out} = 10.0658 \text{ kg/m}^3$$

Maka, diperoleh densitas udara yaitu:

$$\rho_c = \frac{1}{2}(11.6489 + 10.0658) = 10.8573 \text{ kg/m}^3$$

2. Untuk gas yaitu:

$$\rho_h = \frac{1}{2}(\rho_{in} + \rho_{out})_h$$

Dimana:

$$\rho_{in} = 0.97198 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_{out} = 0.6522 \text{ kg/m}^3$$

Maka, diperoleh densitas udara yaitu:

$$\rho_h = \frac{1}{2}(0.97198 + 0.6522) = 0.8120 \text{ kg/m}^3$$

b. Perhitungan Polinomial Sederhana untuk AlatPenukar Kalor

Dimana tahapan-tahapan pengerjaan dengan menggunakan polinomial pangkat 4 seperti berikut ini:

$$\text{Udara} \rightarrow \omega_1 = \left(\frac{4\dot{m}_{tf}}{\pi\mu_{tf}} \right) = \left(\frac{4 \times 1.6 \text{ kg/s}}{3.14 \times 0.000041 \text{ kg/s.m}} \right) = 497125.9$$

$$\text{Gas} \rightarrow \omega_2 = \left(\frac{\dot{m}_{sf}}{\mu_{sf}} \right) = \left(\frac{2.72 \text{ kg/s}}{0.457 \text{ kg/s.m}} \right) = 59518$$

$$\frac{\text{Re}_{Dh}}{\text{Re}_D} = \frac{4}{\pi\gamma} \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{4}{3.14 \times 1.2} \times \frac{59518}{497125.9} = 1.27$$

$$z = \frac{f_o}{f} = \left(\frac{\text{Re}_{Dh}}{\text{Re}_D} \right)^{-0.2} = (1.27)^{-0.2} = 0.953$$

$$t_1 = \frac{UA}{2Cp_{tf} \dot{m}_{tf} \text{Pr}_{tf}^{-2/3}} = \frac{3.948 \text{ kW/K}}{(2 \times 1.135 \text{ J/KgK} \times 1.6 \text{ kg/s} \times 0.71)^{-2/3}} = 0.09$$

$$t_2 = \frac{UA}{0.5\gamma Z \pi Cp_{sf} \dot{m}_{sf} \text{Pr}_{sf}^{-2/3}} = \frac{3.948 \text{ kW/K}}{0.5 \times 1.2 \times 0.953 \times 3.14 \times 0.306 \text{ J/KgK} \times 2.72 \text{ kg/s} \times 0.72} = 0.21$$

$$t_3 = \frac{t_2}{Z} = \frac{0.21}{0.953} = 0.22$$

$$s_1 = \frac{4\dot{m}_{tf}}{\pi} = \frac{4 \times 1.6 \text{ kg/s}}{3.14} = 2 \text{ kg/s}$$

$$s_2 = \frac{\Delta P_{sf} \rho_{sf} 10^5}{s_1^2} = \frac{0.51 \times 86.759582 \times 10^5}{2^2} = 1066109.48$$

$$s_3 = \left(\frac{\rho_{air}}{\rho_{out}} + \frac{\rho_{air}}{\rho_{in}} \right) = \left(\frac{86.759582}{55.865273} \right) - \left(\frac{86.759582}{117.65389} \right) = 0.15$$

$$r_1 = \frac{\Delta P_{sf} \rho_{sf} 10^5}{\dot{m}_{sf}^2} = \frac{0.033 \times 2.4355268 \times 10^5}{2.72^2} = 3.62$$

$$r_2 = \left(\frac{\rho_{sf}}{\rho_{out}} + \frac{\rho_{sf}}{\rho_{in}} \right) = \left(\frac{2.4355268}{3.6252338} \right) - \left(\frac{2.4355268}{1.2458199} \right) = -0.4$$

$$r_3 = \frac{\pi}{4} Z \gamma = \frac{3.14}{4} \times 0.953 \times 1.2 = 0.9$$

$$v_1 = 2 \frac{t_1}{s_2} + \frac{t_3}{t_2} = 2 \times \frac{0.31}{1066109.48} + \frac{0.22}{0.12} = 0.0000014$$

$$v_2 = 2 \frac{t_3}{s_2} = 2 \times \frac{0.22}{0.12} = 3.66$$

Selanjutnya dapat diperoleh konstanta untuk persamaan polinomial pangkat 4 yaitu seperti dibawah ini:

$$a = v_2 \frac{r_1}{r_3} = 0.0060$$

$$b = v_1 \frac{r_1}{r_3} = 0.00059$$

$$c = -\frac{r_2}{r_3} - v_2 s_2 = -324.02$$

$$d = s_3 - v_1 s_2 = -0.09688$$

Dimana persamaan dasar dari polinomial tersebut adalah seperti persamaan dibawah ini:

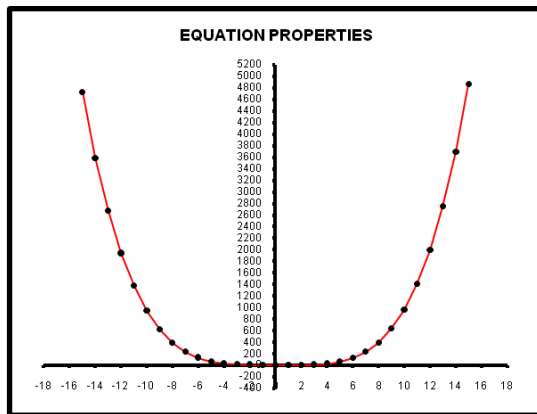
$$y = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + \dots + a_n x^n$$

Maka hasil yang diperoleh dari persamaan diatas:

$$a \tilde{A}^4 + b \tilde{A}^3 + c \tilde{A} + d = -1606.7$$

Sehingga diperoleh nilai A = 0.0165

Apabila dibuatkan grafik persamaan polinomial pangkat 4 seperti Gambar dibawah ini:



Gambar 3. Grafik persamaan polynomial pangkat 4

Selanjutnya dapat dilakukan perhitungan luas permukaan alat penukar kalor berdasarkan hasil metode optimasi dengan persamaan polynomial pangkat empat, didapatkan parameter diameter pipa, panjang pipa, jumlah pipa, luas pipa, koefisien pindah panas dengan cara trial dan error. Dengan menggunakan persamaan berikut ini:

a. Apabila dicoba pada diameter = 0.01 m
Dapat dihitung untuk jumlah tube yang dibutuhkan dengan persamaan dibawah ini:

$$n = \frac{(v_1 + v_2 \tilde{A})^{\frac{1}{2}}}{D^2} = 33 \text{ buah}$$

Untuk, bilangan Reynold dialat penukar kalor sebesar:

$$Re_D = \omega_1 \frac{1}{nD} = 1.5 \cdot 10^5$$

Selanjutnya dapat dihitung faktor pengaruh dari gesekan fluida dengan APK:

$$f \cong \begin{cases} 0.079 Re_D^{-0.25}, & 3 \times 10^3 < Re_D < 2 \times 10^4 \\ 0.046 Re_D^{-0.20}, & 2 \times 10^4 < Re_D < 10^6 \end{cases}$$

Faktor gesekan dipengaruhi dari bilangan Reynold, hasil bil. Reynold sebesar 317391.9095, maka digunakan persamaan dibawah ini:

$$f = 0.046 Re_D^{-0.2} = 0.046 \times (317391.9095)^{-0.2} = 0.00425$$

Kemudian dapat diketahui panjang tube yang dibutuhkan dengan persamaan berikut ini:

$$L = \frac{\left(\frac{FL}{D}\right) D}{f} = 1.6 \text{ m}$$

Selanjutnya dapat dihitung luas perpindahan kalor yang terjadi, pada persamaan berikut ini:

$$A = n(\pi DL) = 1.6407 \text{ m}^2$$

Untuk langkah selanjutnya dapat dihitung koefisien perpindahan kalor pada persamaan berikut ini:

$$U = \frac{UA}{A} = 135 \text{ W / m}^2 \text{ K}$$

Selanjutnya apabila dilakukan langkah yang sama menggunakan cara trial dan error untuk D = 0.02 dan 0.03 m dapat dibuatkan tabel seperti pada Tabel 4.2. dibawah ini:

Tabel .1. Hasil perhitungan metode optimasi polynomial pangkat 4

No	D (m)	n	Re _D	f	L (m)	L/D	A (m ²)	U (W/m ² K)
1	0.01	33	1.5 × 10 ⁵	0.00425	1.6	157	1.64	135
2	0.012	23	1.8 × 10 ⁵	0.00409	2.0	163	1.70	130
3	0.012	21	1.9 × 10 ⁵	0.00374	2.1	164	1.71	129
3	0.018	9	2.8 × 10 ⁵	0.00352	3.0	178	1.86	119

c. Penentuan dimensi alat penukar kalor hasil perhitungan polynomial

Dengan menggunakan metode optimasi perhitungan dimensi utama alat penukar kalor untuk diberikan udara panas sekitar 60°C untuk disuplaikan ke mesin pengering celana dan jeans. pada Tabel 4.2 untuk banyaknya tube dan panjang tube yang dibutuhkan dengan pertimbangan adanya faktor gesekan dan juga bilangan Reynold yang mempernagruhi kinerja fluida dan koefisien perpindahan kalor yang terjadi didalam, sehingga pada Tabel 4.3. diperoleh faktor yang berpengaruh apabila ingin diketahui faktor konveksi (baik untuk udara dan gas) serta konduksi terhadap nilai UA (koefisien perpindahan panas pada satuan luas).

Sehingga dengan memperhatikan hasil aspek perhitungan tersebut diperoleh dimensi utama dari alat penukar kalor tersebut yaitu seperti pada berikut ini:

Tabel 2. Dimensi utama hasil polynomial pangkat 4

No	Parameter / Dimensi	Simbol	Desain	Satuan
1	Diameter <i>Shell</i>	D_s	900	mm
2	Panjang	L	1.6	m
3	Jumlah <i>Tube</i>	N_t	33	Buah
4	Diameter <i>tube</i>	d_o	0.01	m
5	Beban Termal	Q	83000	W
6	Temperatur udara masuk	T_{ci}	30	°C
7	Temperatur udara keluar	T_{co}	60	°C
8	Temperatur gas masuk	T_{hi}	300	°C
9	Temperatur gas keluar	T_{ho}	283	°C
10	Laju Aliran Massa gas	m_h	2.72	kg/s
11	Laju Aliran Massa udara	m_c	1.6	kg/s
12	LMTD	ΔT_{LMTD}	240.45	°C
13	Susunan antar <i>tube</i>	CL	30	Derajat
14	Jumlah <i>OnePass</i>	CTP	0.93	-

Berdasarkan metode optimasi dengan polynomial perencanaan dimensi alat penukar kalor dihitung dengan menggunakan trial and eror, dimana diameter, tebal, dan jumlah pipa merupakan data variable. Kontruksi alat penukar kalor optimum, dipilih dikarenakan bahwa kondisi optimumnya dimana adanya kinerja kompak dari kriteria yang dihasilkan seperti pada Tabel 4.1. diatas terlihat bahwa hasil yang kompak diperoleh pada kondisi no 1 yaitu diameter tube adalah 0.01 m dan jumlah tube 33 buah, dimana dipengaruhi oleh bilangan Reynold sebesar $1.5 \cdot 10^5$, dan memiliki faktor gesekan sebesar 0.00425, dan luas penampang perpindahan panas pada 1 m dan juga koefisien perpindahan panas yang terjadi sebesar $135 \text{ W/m}^2\text{K}$.

d. Kecepatan Aliran udara didalam pipa

$$v = m_{\text{gas}} / A_i \rho$$

$$v = 2.72 / 0.71 \times 0.985$$

$$v = 3.89 \text{ m/s}$$

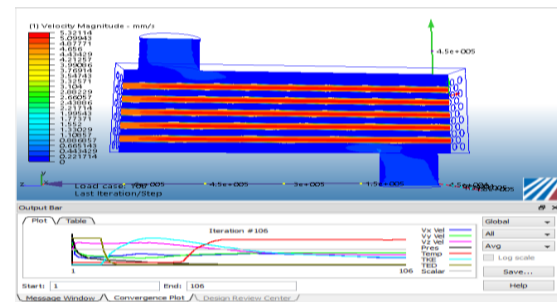
e. Desain dengan menggunakan HTRI

Tabel 3. Hasil pengujian dengan program HTRI

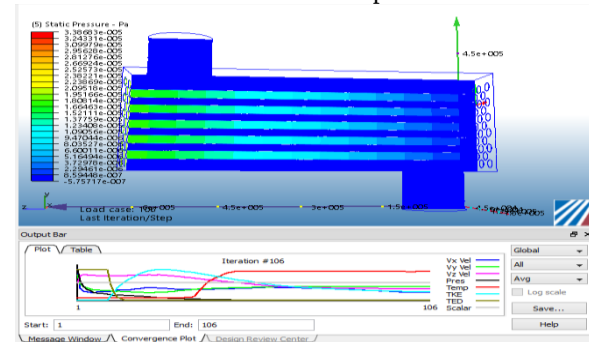
HTRI		Output Summary		Page 1
Kist E Ver. 5.00 8/30/2013 9:35 SN: Friends		Released to the following HTRI Member Company:		
HTRI Xist Standard Test Case 1		SI Units		
Gas-Gas Exchanger		Rating - Horizontal, Countercurrent Flow TEMA AES Shell With Single-Segmental Baffles		
See Data Check Messages Report for Warning Messages.		See Runtime Messages Report for Warning Messages.		
Process Conditions		Hot Shellside	Cold Tubeside	
Fluid name	Gas	Udara	Udara	
Flow rate	(kg/s)	2.7200	1.6000	
Inlet/Outlet V	(Wt. frac. vap.)	1.000	1.000	
Inlet/Outlet T	(Deg C)	300.00	30.00	
Inlet P/Avg	(kPa)	109.902	1013.02	
SP/Avg	(kPa)	4.068	106.602	
Fouling	(m2-K/W)	0.000000	0.000000	
Exchanger Performance		Hot Shellside	Cold Tubeside	
Shell h	(W/m2-K)	114.93	Actual U	22.90
Tube h	(W/m2-K)	29.49	Required U	20.70
Hot regime	(-)	Sens. Gas	Duty	(MegaWatts) 0.3231
Cold regime	(-)	Sens. Gas	Area	(m2) 1.11
LMTD	(Deg C)	149.5	Ovrdesign	(%) 10.66
Shell Geometry		Baffle Geometry		
TEMA type	(-)	AES	Baffle type	(-)
Shell ID	(mm)	1000.00	Baffle cut	(Pct Dia.) 30.30
Series	(-)	1	Baffle orientation	(-)
Parallel	(-)	1	Central spacing	(mm) 1182.52
Orientation	(Deg)	0.00	Overlaps	(-)
Tube Geometry		Nozzles		
Tube type	(-)	Plain	Shell inlet	(mm) 486.951
Tube OD	(mm)	38.100	Shell outlet	(mm) 438.151
Length	(m)	6.096	Inlet height	(mm) 28.371
Pitch ratio	(-)	1.2504	Outlet height	(mm) 28.371
Layout	(deg)	30	Tube inlet	(mm) 128.194
Tube count	(-)	157	Tube outlet	(mm) 895.001
Tube Pass	(-)	1		
Thermal Resistance, %		Velocities, m/s	Flow Fractions	
Shellside	19.92	Shellside	11.81	A 0.018
Tube	80.01	Tubeside	1.25	B 0.765
Fouling	0.00	Crossflow	11.59	C 0.152
Metal	0.067	Window	19.97	E 0.064
				F 0.000

f. Aliran pada CFD

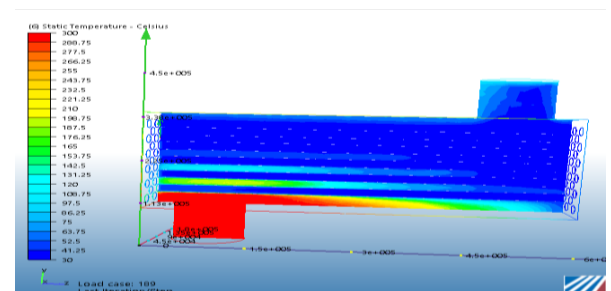
Bentuk aliran hasil analisa menggunakan program CFD didapat bentuk aliran yang terlihat seperti gambar di bawah ini. Bentuk gambar yang ditampilkan diantaranya jenis distribusi temperatur, kecepatan aliran dan tekanan.



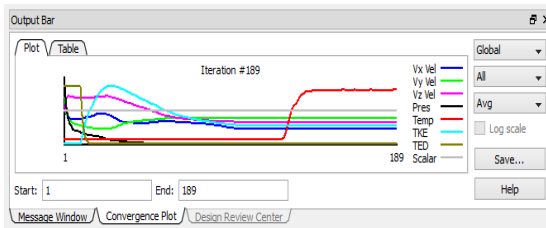
Gambar 4. Distribusi kecepatan aliran



Gambar 5. Distribusi Tekanan



Gambar 6. Distribusi Temperatur



Gambar 7. Grafik Iterasi Aliran Fluida

4. KESIMPULAN

Dari analisa HTRI pada Tabel 4.4 Hasil Rekap Validasi Hasil Perhitungan Optimasi Dengan Program HTRI diambil diameter 0.01 m , jumlah pipa 33 , panjang pipa 1,6 m , luas penampang 1,64 m kemudian dianalisa :

1. Nilai overdesign 18.46 % padahal nilai overdesign yang diijinkan 15 – 20 % , maka proses perancangan boleh dilanjutkan keproses pembuatan alat penukar kalor untuk pengering pakaian.
2. Nilai $U = 141.7 \text{ W/m}^2.\text{K}$ pada program HTRI sedangkan pada Perancangan nilai $U = 135 \text{ W/m}^2.\text{K}$
3. Nilai $A = 1.488 \text{ m}^2$ pada program HTRI sedangkan pada Perancangan nilai $A = 1.64 \text{ m}^2$
4. Nilai Laju perpindahan kalor dalam APK = 0.0516 MW pada program HTRI sedangkan pada Perancangan Alat penukar kalor nilai $U = 0.0530 \text{ MW}$
5. Dengan *crosspasses* berada pada 5, yang terbaik sebaiknya berada pada 2 atau 4 *crosspasses*.
6. Sedangkan untuk kecepatan alir dalam sebuah desain pemindah panas sebaiknya berada ada rentang 1 – 3 m/s baik berada di *shellside*, *tubeside*, *crossflow*, maupun *windows*. Dalam hasil simulasi di dapatkan pada *shellside* kecepatan alirnya adalah 58.56 m/s, sedangkan *tube side* 133.03 m/s, *crossflow* 61.46 m/s, dan *windows* 72.39 m/s, melihat kecepatan Aliran pada alat penukar kalor tersebut terlalu cepat.

Berkaitan dengan aliran yang terjadi pada saat memindahkan panas atau mendinginkan fluida aliran yang terjadi pada desain yang baik tidak mengalami perbedaan yang signifikan dan juga tidak terlalu lambat dalam pendinginan. Jika aliran pada alat pemindah panas terlalu lambat, dapat menyebabkan pengotoran (*fouling*) dalam jangka waktu tertentu. Setelah terjadi *fouling* maka proses pendinginan menjadi tidak efektif. .

Jadi melalui analisa sistem ini, dapat disarankan untuk digunakan pada Laundry Ristun Di Pekalongan untuk dimanfaatkan menjadi alat

mengerinkan pakaian dengan menggunakan *heat exchanger* yang dimilikinya menjadi desain yang optimal dan memiliki nilai. Selain itu juga disarankan pada pihak lain untuk dapat melakukan penelitian secara lebih mendalam dalam upaya mendapatkan hasil pemindah panas yang optimal.

Daftar Pustaka

- Bejan A, Tsatsaronis G, Moran M. 1996. *Thermal design and Optimazation*. New York : John Willey & Son, Inc.
- Boehm, R.F. 1987. *Design of Analysis of Thermal System*. New York: John Wiley & Sons.
- Yogi Sirodz Gaos .2008 . *Gasifikasi Biomassa untuk pembangkit listrik dan pemanfaatan gas buang sebagai pemasok panas bagi pendingin adsorsi* .Sekolah Pascasarjana Institut Pertanian Bogor
- Cengel YA. 2003. *Heat transfer a practical approach*. Second Edition. Singapore: Mc Graw Hill.
- Cengel YA, Boles MA. 2006. *Thermodynamics an engineering approach*. Fifth Edition in SI Unit. Singapore: Mc Graw Hil
- Kreith F. 1994. *Principle of heat transfer*. Harper & Row, Publishers, Inc.
- Moran JM, Shapiro NH. 1988. *Fundamental of Engineering Thermodynamics*. New York : John Willey & Son, Inc.
- Obert EF. 1968. *Internal combustion engines*. Scran ton, Pennsylvpania, International Texbook Company.
- Prasad KK, Sangen E, Visser P. 1985. *Woodburning cookstoves*. Eindhoven, The Netherlands : Department of Applied Physic
- Reklaitis GV. 1983. *Introduction to Material and Energy Balances*. New York John Wiley & Sons. Appendix: Physical Properties Data, hal 635-660
- Rekleatis, GV. 1983. *Introduction to Material and Energy Balance*. John Willey &
- Holman,JP.(1997) *Perpindahan Kalor*,Jakarta , Erlangga
- Borman,Gary L . and Ragland , Kenneth *Combustion Engineering* . McGraw Hill Book Company , 1998.