

ANALISA PADA SISTEM PEMANAS AIR UMPAN KETEL UAP DI PT. PERKEBUNAN NUSANTARA IV KEBUN ADOLINA

Yusmahdi Syahputra

Progran Studi Teknik Mesin FT UISU

Yusmadi566@gmail.com

Abstrak

Pemanas Tekanan Tinggi adalah suatu alat penukar kalor yang berfungsi untuk menaikkan suhu air pada sistem air umpan ketel uap (boiler) dengan memanfaatkan uap bekas pemutar turbin. Masalah yang perlu di analisa dan di pelajari tentang pemanasan tekanan tinggi adalah variable – variable proses yang bekerja (tekanan, temperature, laju aliran, konduktivitas thermal dll). Bahan material serta rumus – rumus perhitungan yang berkaitan dengan alat pemanas tekanan tinggi. Parameter input yang diperoleh dari data spesifikasi yaitu panjang tube (L), data – data properties, jarak baffle (B), jumlah baffle (Nb), baffle of cut (%) pada APK jenis shell dan tube susunan triangular dengan jumlah 2 laluan. Dimana pada sisi shell mengalir fluida panas (air kondensate). Dari hasil perhitungan diperoleh koefisien perpindahan panas yaitu luas perpindahan panas (A) = 4377,96 m², perpindahan menyeluruh (U) = 35,21 W/m². K, perpindahan panas diluar tabung (h_o) = 2234,387 W/m². K, perpindahan panas didalam tabung (h_i) = 64,94 W/m². K. panas yang diberikan (Q) = 9,6 MW, penurunan tekanan pada sisi shell (ΔPs) = 3.896.553,36 Pa, dan efektifitas APK = 93 %. Mekan dapat disimpulkan bahwa efektifitas APK maksimum terjadi pada temperature uap ekstraksi 320, 6 °C harus selalu dijaga agar alat penukar kalor selalu beroperasi dengan baik.

Kata Kunci : Perpindahan panas, Alat Penukar Kalor, Penurunan tekanan, dan Efektifitas

1. Pendahuluan

1.1 Latar Belakang

Sesuai dengan tuntutan industri yang semakin berkembang Alat Penukar Kalor (APK) meningkat secara berkelanjutan karena keterkaitan dengan penghematan energi. APK jenis *shell* dan *tube* (selongsong dan tabung) adalah yang paling banyak diproduksi sesuai dengan standard TEMA (*Tubular Exchanger Manufacturers Association*) yang digunakan dalam proses-proses industri.

Alat Penukar Kalor (APK) didesain sedemikian rupa agar dapat melakukan pertukaran energi kalor dari suatu media ke media lain atau perpindahan kalor antara dua fluida yang berbeda suhunya dengan luas permukaan minimum dan kondisi operasi yang efektif serta konstruksi yang kokoh. Secara teori bahwa dalam analisa APK 1-2 pass ini perlu di pertimbangkan pada segi operasionalnya. Dimana perlu diperhatikan data-data seperti temperatur, laju aliran, penurunan tekanan dan laju perpindahan kalor serta efektifitas pada APK selalu beroperasi pada batasan-batasan yang telah di tentukan demi menjaga peralatan dalam kondisi baik.

Salah satu penggunaan Alat Penukar Kalor di PT. Perkebunan Nusantara IV Kebun Adolina adalah pemanas tekanan tinggi (*High pressure Heater*). Pemanas HP heater mendapatkan uap ekstraksi dari turbin sehingga menaikkan temperatur air pengisi hingga mendekati temperatur air didalam boiler.

1.2 Rumusan Masalah

Bagaimanakah pengaruh efektifitas Alat

Penukar Kalor terhadap terjadinya perubahan temperatur uap ekstraksi turbin dalam memanaskan air pengisi ketel.

1.3 Batasan Permasalahan

Mengacu dari penulisan tugas akhir yang direncanakan ini maka penulis membatasi permasalahan hanya pada pemanas tekanan tinggi atau *High Pressure Heater* (HPH). Dimana Penulis akan menganalisa tentang perhitungan perpindahan panas menyeluruh dan penurunan tekanan.

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan umum dari penulisan tugas akhir ini adalah untuk menganalisa pemanasan tekanan tinggi pada sistem air umpan ketel uap dengan memanfaatkan uap bekas pemutar turbin.

2. Tinjauan Pustaka

2.1 Alat Penukar Kalor

Alat penukar kalor adalah suatu alat dimana terjadi perpindahan panas dari suatu fluida yang lain yang mempunyai temperatur yang lebih rendah. Sebagaimana kita ketahui bahwa perpindahan panas/kalor dapat berlangsung lewat tiga cara, tergantung pada mekanisme perpindahan panas itu sendiri. Adapun proses perpindahan panas tersebut adalah dengan cara :

1. Hantaran, yang disebut dengan perpindahan panas konduksi
2. Aliran, yang disebut dengan perpindahan panas konveksi
3. Sinaran, yang disebut dengan perpindahan panas radiasi.

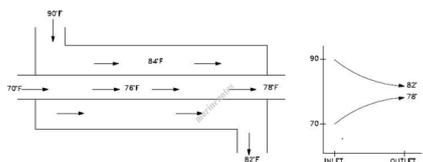
Perpindahan panas yang banyak dibicarakan pada alat penukar kalor atau *high pressure heater* adalah menyangkut pada kasus poin 1 dan 2 diatas. Prosees perpindahan panas pada APK dapat dilakukan dengan cara pencapuran langsung atau pencampuran tidak langsung.

2.2Klasifikasi Alat Penukar Kalor

2.2.1 Klasifikasi Menurut Aliran

a. Tipe Aliran Searah (Paralel flow)

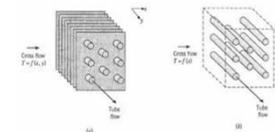
Pada aliran searah adalah aliran fluida panas searah dengan fluida yang lebih dingin sering jugatipe ini disebut dengan aliran searah, seperti yang terlihat pada gambar dibawah ini :



Gambar 1. APK Aliran Berlawanan

b. Tipe Aliran berlawanan (counter flow)

Pada tipe ini fluida mengalir dalam arah yang berlawanan. Pada umumnya perbedaan temperature antar fluida yang pans dan yang lebih dingin tidak konstan di sepanjang pipa, dan laju aliran panasnya akan berbeda-beda dari penampang ke penampang. Maka untuk menambah laju aliran panas nya harus dipergunakan suatu beda suhu rata-rata dapat dilihat pada gamabar dibawah ini :

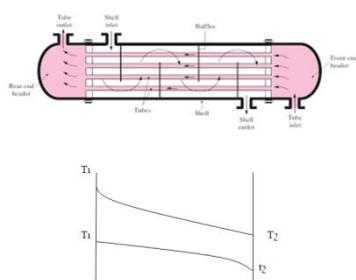


Gambar 2. APK Aliran Menyilang

2.2.2 Klarifikasi Menurut Jenis Laluan

a. APK 1-1 Laluan

Yang dimaksud dengan APK 1-1 laluan adalah laluan fluida dalam selongsong satu dan laluan pada tabung juga satu laluan. Secara sederhana kontruksinya dapat dilihat pada gambar dibawah ini :

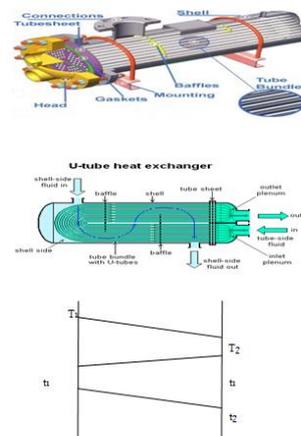


Gambar 3. APK 1-1 Laluan

Fluida masuk kedalam selongsong pada temperatur t_1 dan yang keluar pada temperatur t_2 sedangkan fluida yang masuk kedalam tabung dengan temperatur T_1 dan keluar pada temperatur T_2 .

b. APK Dengan 1-2 Laluan

Yang dimaksud dengan 1-2 laluan adalah laluan dalam selongsong 1 dan laluan dalam tabung 2 laluan. Untuk memperoleh laluan tersebut pada sisi tabungdipergunakan *floating head* seperti pada gambar dibawah ini :



Gambar 4. APK 1-2 Laluan

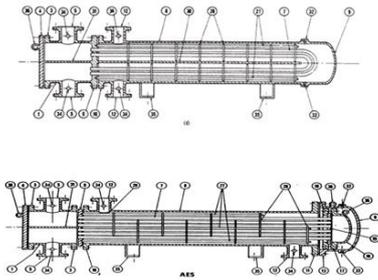
2.2.3Kontruksi Alat Penukar Kalor

Kontruksi penukar kalor *shell and tube* dapat dibagi dalam empat bagian yaitu:

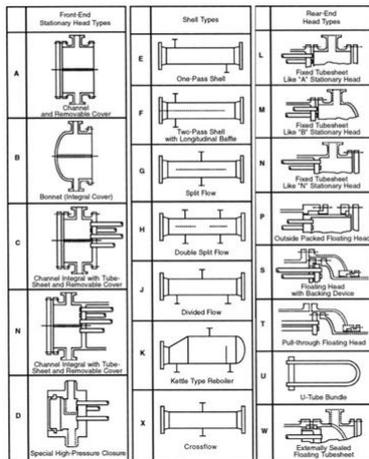
- a. Bagian depan yang tetap
- b. Cangkang (*shell*)
- c. Bagian ujung belakang
- d. Berkas tube *dalam tube bundle* yang dimasukkan dalam *tube sheet*.

Di dalam TEMA standart , masing-masing bagian tersebut telah diberikan kode dengan menggunakan huruf. Bagian penukar kalor yang tetap terdiri dari empat tipe yaitu : A, B, C, dan D. senagkan shell alat penukar kalor terdiri dari enam tipe yaitu : E, F, G, H, J dan K. bagian ujung belakang ada delapan tipe yaitu : L, M, N, P, S, T, U, dan W.

Untuk menentukan type penukar kalor dengan menggabungkan salah satu huruf dari masing – masing bagian alat penkar kalor tersebut misalnya penukar kalor dinyatakan sebagai berikut : 23 – 192 type AES, artinya : alat penukar kalor yang *splint-ring floating head*, aliran 1 pass pada shell dan 2 pass pada tube seperti berikut ini :



Gambar 5. Alat Penukar Kalor Tipe AES dan CFU



Gambar 6. Bagian – Bagian Dari Alat Penukar Kalor (Berdasarkan Standart TEMA)

2.2.4 Jenis-jenis Alat Penukar Kalor

Disababkan telah meluasnya penggunaan peralatan – peralatan yang menggunakan tube (*tubular equipment*) dalam alat penukar kalor, maka untuk mencegah kesimpangsiuran pengertian perlu diberikan pengelompokan peralatn itu berdasarkan fungsinya yaitu :

1. *Chiller*
2. *Kondesor*
3. *Cooler*
4. *Exchanger atau heat exchanger*
5. *Reboiler*
6. *Heater*
7. *Thermosiphon dan forced circulation reboiler*
8. *Waste heat boiler*
9. *Superheater*
10. *Evaporator*

3. Metode Penelitian

Dalam Suatu Pembangkit, aliran air dan uap didalam boiler dan turbin berada dalam loop tertutup (air dan uap tersebut digunakan secara berulang – ulang). Hal ini dilagukan untuk menaikkan efesiensi dari suatu pembangkit.Ada pun uap setelah melewati turbin uap tersebut sebagian dikondensasikan didalam kondensor dan

sebagian lagi digunakan sebagai pemanas untuk menaikkan suhu air dari kondensor ke boiler drum.

Sistem air pengisi tekanan tinggi memindahkan air dari tangki daerator ke boiler melalui beberapa pemanas tekanan tinggi.Pompa BFP menghasilkan tekanan yang cukup untuk mengalirkan air pengisi ke boiler sekalipun boiler sudah bertekanan.Pemanas HP *heater* mendapat uap ekstraksi dari turbin sehingga menaikkan temperatur air didalam boiler.

Dengan menaikkan temperatur air pengisi masuk boiler akan mengurangi jumlah bahan bakar yang diperlukan untuk memanaskan air dan memproduksi uap di boiler. Jumlah pemanas air (*heater*) yang digunakan pada suatu unit pembangkit harus diperhitungkan keuntungan dan kerugian yang dapat diperoleh.

4. Pembahasan

4.1 Hasil Pengujian

Tabel 1. Data Parameter HPH

No	Jenis-Jenis Data	Data spesifikasi	Data Analisa	
			Hari Ke 1	Hari Ke 2
1	Temperatur Air Masuk	$t_{in} = 175,5 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{in} = 182,5 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{in} = 190,5 \text{ }^\circ\text{C}$
2	Temperatur Air Keluar	$t_{out} = 209 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{out} = 210 \text{ }^\circ\text{C}$	$t_{out} = 208,2 \text{ }^\circ\text{C}$
3	Temperatur Uap Masuk	$T_{out} = 320,6 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{out} = 317,5 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{out} = 322,9 \text{ }^\circ\text{C}$
4	Temperatur Uap Keluar	$T_{out} = 208,9 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{out} = 210 \text{ }^\circ\text{C}$	$T_{out} = 208,2 \text{ }^\circ\text{C}$

4.2 Perhitungan Awal Perpindahan Panas

Untuk mendapatkan temperature rata-rata uap ekstraksi dan air kondensat maka temperature yang akan keluar adalah :

a. Fluida Panas (Uap Ekstraksi)

Maka temperatur rata-rata uap (T_h)

$$\begin{aligned}
 1. T_h &= \frac{T_{hi} + T_{ho}}{2} \\
 &= \frac{320 + 209}{2} \\
 &= 264,8 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow 537,8 \text{ K} \\
 2. T_h &= \frac{317,5 + 210}{2} \\
 &= 263,75 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow 536,9 \text{ K} \\
 3. T_h &= \frac{322,9 + 208,2}{2} \\
 &= 265,55 \text{ }^\circ\text{C} \rightarrow 538,7 \text{ K}
 \end{aligned}$$

Tabel 2. Sifat-Sifat Gas atau Uap

T (K)	ρ (kg/m ³)	β × 10 ³ (1/K)	C _p (J/kg·K)	k (W/m·K)	α × 10 ⁴ (m ² /s)	μ × 10 ⁶ (N·s/m ²)	ν × 10 ⁶ (m ² /s)	Pr	gβ/ρ ² × 10 ⁻⁶ (1/K·m ³)	
373	100	0.5977	2034	0.0249	0.204	12.10	20.2	0.987		
380	107	0.5863	2060	0.0246	0.204	12.71	21.6	1.060		
400	127	0.5542	2.30	2014	0.0261	0.234	13.44	24.2	1.040	41.86
450	177	0.4902	2.22	1980	0.0299	0.307	15.25	31.1	1.010	22.51
500	227	0.4405	2.00	1985	0.0339	0.387	17.04	38.6	0.996	13.16
550	277	0.4005	1.82	1997	0.0379	0.475	18.84	47.0	0.991	8.08
600	327	0.3652	1.67	2026	0.0422	0.573	20.67	56.6	0.986	5.11
650	377	0.3380	1.54	2056	0.0464	0.666	22.47	66.4	0.985	3.43
700	427	0.3140	1.43	2085	0.0505	0.772	24.26	77.2	1.000	2.35
750	477	0.2931	1.33	2119	0.0549	0.883	26.04	88.8	1.005	1.65
800	527	0.2739	1.25	2152	0.0592	1.001	27.86	102.0	1.010	1.18
850	577	0.2579	1.18	2186	0.0637	1.130	29.69	115.2	1.019	0.872

Untuk mencari density pada temperature 537,8 K berdasarkan interpolasi :

- A = 500 K
- D = 0,4405 kg/m³
- B = 536,9 K
- E =?
- C = 550 K
- F = 0,4005 kg/m³

Maka :

$$E = D + (F - D) \times \left(\frac{B - A}{C - A} \right)$$

$$= 0,4405 + (0,4005 - 0,4405) \times \left(\frac{536,9 - 500}{550 - 500} \right)$$

$$= 0,3546 \text{ kg/m}^3$$

Maka didapatkan nilai properties yang berdasarkan interpolasi dari temperatur 537,8 K, 536,9 K, dan 538,7 K dapat dilihat pada tabel dibawah ini :

- ρ = 0,3546 kg/m³
- C_p = 2026 J/kg.K
- K = 0,0422 W/m.K
- μ = 20.67 x 10⁻⁶ kg/m.s
- Pr = 0,986

b. Fluida Dingin (Air Kondensat)
Temperatur rata-rata Air (Tc)

$$1. T_c = \frac{T_{ei} + T_{co}}{2}$$

$$= \frac{180 + 209}{2}$$

$$= 194,5 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow 467,5 \text{ K}$$

$$2. T_c = \frac{T_{ei} + T_{co}}{2}$$

$$= \frac{182,5 + 210}{2}$$

$$= 196,25 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow 469,4 \text{ K}$$

$$3. T_c = \frac{T_{ei} + T_{co}}{2}$$

$$= \frac{190,5 + 208,2}{2}$$

$$= 199,35 \text{ } ^\circ\text{C} \rightarrow 472,5 \text{ K}$$

Maka didapatkan nilai properties hasil interpolasi dari temperatur 467,5 K, 469,4 K, dan 472,5 K yang berdasarkan table 2 dibawah ini :

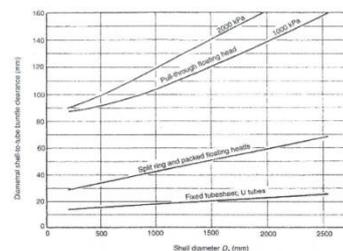
- ρ = 862.8 kg/m³
- C_p = 4501 J/kg.k
- K = 0,665 W/m.K
- μ = 139.3 x 10⁻⁵ kg/m.s
- Pr = 0,95

Tabel 3 Sifat – Sifat Air (zat cair jenuh)

T (K)	ρ (kg/m ³)	β × 10 ³ (1/K)	C _p (J/kg·K)	k (W/m·K)	α × 10 ⁶ (m ² /s)	μ × 10 ⁶ (N·s/m ²)	ν × 10 ⁶ (m ² /s)	Pr	gβ/ρ ² × 10 ⁻⁶ (1/K·m ³)
273	0	999.9	-0.7	4226	0.558	0.131	1794	1.789	13.7
278	5	1900	-	4906	0.568	0.135	1535	1.535	11.4
283	10	999.7	0.95	4195	0.577	0.137	1496	1.300	9.5
288	15	999.1	-	4187	0.585	0.141	1436	1.146	8.1
293	20	998.2	2.1	4182	0.597	0.143	968	1.006	7.0
298	25	997.1	-	4178	0.606	0.146	880.6	0.884	6.1
303	30	995.7	3.0	4176	0.615	0.149	792.4	0.800	5.4
308	35	994.1	-	4175	0.624	0.150	719.8	0.725	4.8
313	40	992.2	3.9	4175	0.633	0.151	658.0	0.658	4.3
318	45	990.2	-	4176	0.640	0.155	605.1	0.611	3.9
323	50	988.1	4.6	4178	0.647	0.157	555.1	0.556	3.55
348	75	974.9	-	4190	0.671	0.164	376.6	0.366	2.23
373	100	958.4	7.5	4211	0.682	0.169	277.5	0.294	1.75
399	120	943.5	8.5	4232	0.685	0.171	235.4	0.244	1.43
413	140	926.3	9.7	4257	0.684	0.172	201.0	0.212	1.23
433	160	907.6	10.8	4285	0.680	0.173	171.6	0.191	1.10
453	180	886.6	12.1	4396	0.673	0.172	152.0	0.173	1.01
473	200	862.8	13.5	4501	0.665	0.170	139.3	0.160	0.95
493	220	837.0	15.2	4606	0.652	0.167	124.5	0.149	0.91
513	240	809.0	17.2	4731	0.634	0.162	113.8	0.141	0.86
533	260	779.0	20.0	4882	0.613	0.156	104.9	0.135	0.86
553	280	750.0	23.8	5034	0.588	0.147	98.07	0.131	0.89
573	300	712.5	29.5	5094	0.564	0.132	92.18	0.128	0.98

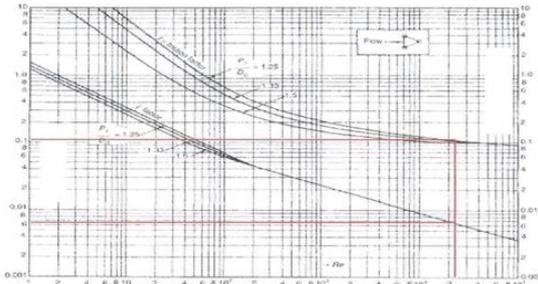
4.3 Koefisien Perpindahan Panas Didalam dan Luar Tabung (h_i dan h_o)

a. Koefisien Perpindahan Panas Diluar Tabung
Banyaknya aliran dalam area dapat dicari dari :



Gambar 7. Diameter Untuk Jarak Shell Bundle, D_s – Dotl

Untuk mencari nilai faktor koreksi didapatkan berdasarkan interpolasi dari gambar 2 dibawah ini :



Gambar 8. Kurva Perpindahan Panas Pada Sisi Shell Bundel

Sehingga didapatkan nilai factor koreksi :

1. $j = 0,00630$
2. $f = 0,114$

Untuk koefisien ideal (h_{ideal}) dapat dihitung :

$$h_{ideal} = j \cdot C_p \cdot G \cdot \phi \cdot Pr^{-2/3}$$

$$= 0,00630 \times 1994 \times 294,86 \times 1 \times (0,992)^{-2/3}$$

$$= 3723,98 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

Sehingga koefisien perpindahan panas pada sisi shell (h_o) didapatkan :

$$h_o = h_{ideal} (J_c \cdot J_L \cdot J_B \cdot J_R \cdot J_S)$$

$$= 3723,98 (1 \times 0,75 \times 0,8 \times 1 \times 1)$$

$$= 2234,387 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

b. Koefisien Perpindahan Panas Didalam Tabung (h_i)

Untuk bilangan *Renolds* pada sisi dalam tabung :

$$Re = \frac{D_i \cdot G}{\mu}$$

$$= \frac{0,0124 \cdot 64,28}{210 \cdot 1,45 \times 10^{-5}}$$

$$= 261,7$$

Untuk bilangan Nusselt didapatkan dari :

$$Nu_d = 1,86 (Re Pr)^{1/3} \left(\frac{d}{L}\right)^{1/3}$$

$$= 1,86 (261,7 \cdot 0,9665)^{1/3} \left(\frac{0,0124}{9,265}\right)^{1/3}$$

$$= 1,86 (6,32) \cdot 0,11$$

$$= 1,3$$

Sehingga koefisien perpindahan panas pada sisi tabung adalah :

$$h_i = Nu \frac{k}{d_i}$$

$$= 1,3 \frac{0,6672}{0,0124}$$

$$= 69,94 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

c. Luas Permukaan Pada Sisi Tabung (A_o dan A_i)

Luas penampang pada sisi tube adalah :

$$A_o = \pi \cdot L \cdot d_o \cdot N$$

$$= 3,14 \cdot 9,265 \cdot 0,016 \cdot 210$$

$$= 97,75 \text{ m}^2$$

$$A_i = \pi \cdot L \cdot d_i \cdot N$$

$$= 3,14 \cdot 9,265 \cdot 0,0124 \cdot 210$$

$$= 75,75 \text{ m}^2$$

4.4 Koefisien Perpindahan Kalor Menyeluruh (U_o)

Koefisien perpindahan panas menyeluruh (U_o) dapat dihasilkan

$$U_o = \frac{1}{\frac{A_o}{A_i} \cdot \frac{1}{h_i} + \frac{A_o \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)}{2\pi KL} + \frac{1}{h_o}}$$

$$= \frac{1}{\frac{97,75}{75,75} \cdot \frac{1}{69,94} + \frac{97,75 \ln\left(\frac{0,016}{0,0124}\right)}{2 \cdot 3,14 \cdot 43,267 \cdot 9,265} + \frac{1}{2234,387}}$$

$$= \frac{1}{0,02839755} = 35,21 \text{ W/m}^2 \cdot K$$

4.5 Selisih Temperatur Rata – Rata (ΔT_m)

$$\Delta T_a = T_i - t_2 = 320,6 - 208,9$$

$$= 111,7^\circ C$$

$$\Delta T_b = T_2 - t_1 = 209 - 175,5$$

$$= 33,5^\circ C$$

Maka didapatkan selisih temperature rata – ratanya

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln\left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b}\right)}$$

$$= \frac{111,7 - 33,5}{\ln\left(\frac{111,7}{33,5}\right)}$$

$$= \frac{78,2}{1,333}$$

$$= 64,95^\circ C$$

a. Jumlah Panas Yang Diserap (Q)

Suhu keluar fluida panas (uap) = T_{ho} dan suhu fluida dingin (air kondensat) = T_{co} dapat dihitung dengan persamaan azas black, dimana panas yang diterima sama dengan panas yang diserap.

Jumlah kalor yang diserap :

$$Q_c = m \times C_p \times \Delta T_c$$

$$Q_c = m \times C_p \times (T_{co} - T_{ci})$$

$$= 64,28 \times 4472,12 \times (208,9 - 175,5)$$

$$= 9.601.426,978 \text{ Watt}$$

$$= 9,6 \text{ MW}$$

b. Jumlah kalor yang diberikan :

$$Q_h = \dot{m} \times C_p \times \Delta T_h$$

$$Q_h = \dot{m} \times C_p \times (T_{hi} - T_{ho})$$

$$= 43,64 \times 1994 \times (320,6 - 208,9)$$

$$= 9.611.226,66 \text{ Watt}$$

$$= 9,6 \text{ MW}$$

c. Faktor Koreksi

Faktor koreksi temperature sebenarnya adalah :

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{320,6 - 209}{208,9 - 175,5} = \frac{111,6}{33,4} = 3,341$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{208,9 - 175,5}{320,6 - 175,5} = \frac{33,4}{145,1} = 0,23$$

$$F_T = \frac{\sqrt{(R^2+1)} \ln[(1-S)/(1-RS)]}{(R-1) \ln \left[\frac{2-S}{2-S} \frac{R+1-\sqrt{(R^2-1)}}{R+1+\sqrt{(R^2-1)}} \right]}$$

$$F_T = \frac{\sqrt{((3,341)^2+1)} \ln[(1-0,23)/(1-(3,341 \cdot 0,23))]}{(3,341-1) \ln \left[\frac{2-0,23}{2-0,23} \frac{3,341+1-\sqrt{((3,341)^2-1)}}{3,341+1+\sqrt{((3,341)^2-1)}} \right]}$$

$$= 0,959$$

d. Luas Perpindahan Panas Total (A)

Maka luas perpindahan panas pada seluruhnya adalah :

$$Q = UAF_T \text{ LMTD}$$

$$A = \frac{Q}{\frac{U \Delta T_m F_T}{9.601.426,978}}$$

$$= \frac{35,21.64,95.0,959}{4377,96 \text{ m}^2}$$

4.6 Penurunan Tekanan Pada Sisi Shell

$P'_T = P_T \text{Cos } \theta_{tp} \rightarrow$ untuk triangular ($\theta_{tp} = 30^\circ$)

$$= 20 \text{ Cos } 30^\circ = 17,32 \text{ mm}$$

$$N_c = \frac{D_s(1-2B_c)}{P'_T}$$

$$= \frac{900(1-2.27\%)}{17,32} = 24 \text{ mm}$$

$$\Delta P_{ideal} = \frac{2 \cdot f_{ideal} N_c G^2}{g_c \rho \theta}$$

$$= \frac{2 \cdot 0,114 \cdot 23,90 \cdot (294,86)^2}{1 \cdot 0,4103 \cdot 1}$$

$$= 1.154.683,48 \text{ Pa}$$

Maka untuk penurunan tekanan pada area sekat adalah :

$$\Delta P_c = (n_b - 1) \Delta P_{ideal} R_L R_B$$

$$= (12-1) 1154683,48 \cdot 0,5 \cdot 0,06$$

$$= 3.810.455,492 \text{ Pa}$$

$$\theta_{ds} = 2 \text{ Cos}^{-1}(1 - 2 B_c)$$

$$= 2 \text{ Cos}^{-1}(1 - 2.27\%)$$

$$= 125,2 \text{ rad}$$

$$D_{ctl} = D_{otl} - D_o$$

$$= 0,88 - 0,016$$

$$= 0,864 \text{ m} = 864 \text{ mm}$$

$$\theta_{ct1} = 2 \text{ Cos}^{-1} \frac{[D_s(1-2B_c)]}{D_{ctl}}$$

$$= 2 \text{ Cos}^{-1} \frac{[D_s(1-2.27\%)]}{864}$$

$$= 122,7 \text{ rad}$$

$$F_w = \frac{1}{2\pi} (\theta_{ctl} - \sin \theta_{ctl})$$

$$= \frac{1}{2\pi} (122,7 - \sin 122,7)$$

$$= 19,37$$

$$S_w = \frac{1}{8} D_s^2 (\theta_{ds} - \sin \theta_{ds}) - \frac{1}{4} n_t F_w \pi D_o^2$$

$$= \frac{1}{8} (900)^2 (125,2 - \sin 125,2) - \frac{1}{4} 210 \cdot 19,37 \cdot 3,14 \cdot (16)^2$$

$$= 12593778 \cdot 75 - 822509,18$$

$$= 11771269,57 \text{ mm}^2 = 11,77 \text{ m}^2$$

$$N_{cw} = \frac{0,8 B_c D_c}{P'_T}$$

$$= \frac{0,8 \cdot 27\% \cdot 900}{17,32} = 11$$

$$\Delta P_{ideal} = \frac{(2+0,6 N_{cw}) m_\theta \cdot z}{2 g_c \rho S_m m_w}$$

$$= \frac{(2+0,6 \cdot 11,22) \cdot (43,64)^2}{2 \cdot 1 \cdot 0,4103 \cdot 0,148 \cdot 11,77}$$

$$= \frac{16629,65}{1,43} = 11629,12 \text{ Pa}$$

Maka untuk penurunan tekanan pada sisi jendela sekat :

$$\Delta P_w = n_b \Delta P_{ideal} R_L$$

$$= 12 \cdot 11629,12 \cdot 0,5$$

$$= 69.774,77 \text{ Pa}$$

Untuk penurunan tekanan tekanan disisi masuk dan keluarnya sekat adalah :

$$\Delta P_e = 2 \Delta P_{ideal} \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c}\right) R_B \cdot R_s$$

$$= 2 \cdot 11111,71 \left(1 + \frac{11,22}{23,90}\right) 0,5 \cdot 1$$

$$= 16323,10 \text{ Pa}$$

Sehingga penurunan tekanan pada sisi shell adalah :

$$\Delta P_f = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e$$

$$= 3810455,49 + 69774,77 + 16323,10$$

$$= 3.896.553,36 \text{ Pa}$$

4.7 Metode NTU Efektivitas Pada APK

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + c + (1 + c^2)^{\frac{1}{2}} \right\}$$

$$c^2)^{\frac{1}{2}} \times \frac{1 + \exp \left[-N(1+c^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{1 - \exp \left[-N(1+c^2)^{\frac{1}{2}} \right]}$$

Kapasitas panas fluida panas

$$m_{uap} \cdot C_{uap} = 4,364 \text{ kg/s} \cdot 1994 \text{ J/kg} \cdot \text{K} = 8.701,816 \text{ w/}^\circ\text{K}$$

Kapasitas panas fluida dingin

$$m_{air} \cdot C_{air} = 64,28 \text{ kg/s} \cdot 4501 \text{ J/kg} \cdot \text{K} = 289.324,28$$

Sehingga didapat nilai fluida minimum dan maksimum :

$$C_{min} = 8.701,816$$

$$C_{max} = 289.324,28$$

Maka Kapsitas panas dan nilai NTU adalah :

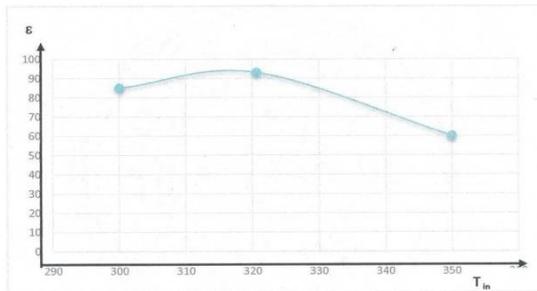
$$C = \frac{8.701,816}{289.324,28} = 0,030076$$

$$N = \frac{35,21 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K} \cdot 4.377,96 \text{ m}^2}{8.701,816} = 154.147,97$$

$$\varepsilon = 2 \left\{ 1 + 0,030076 + (1 + 0,030076^2)^{\frac{1}{2}} \right\}$$

$$= 2 \{0,463\} = 0,93 = 93\%$$

Seandainya temperatur uap ekstraksi turbin untuk pemanas APK terjadi fluktuasi maka dapa menyebabkan APK beroperasi dengan tidak sempurna. Dari hasil analisa bahwa semangkin tinggi dan rendahnya temperatur uap dari batasan yang telah ditentukan dapat mempengaruhi pada efektivitas dari APK dimana cenderung terjadi penurunan.



Gambar 9. Grafik Efektifitas Terhadap Temperatur Uap Ekstraksi

5. Kesimpulan

1. Dari perhitungan alat penukar kalor 1-2 pass yang dialiri oleh 2 jenis fluida yang berbeda, yaitu uap dan air. Dimana uap berada disisi shell yang memanaskan air disisi tube didapatkan nilai efektifitas maksimu 93% sehingga temperature uap pemanas harus selalu dijaga didalam batasan normal 320,6°C agar alat penukar kalor beroperasi dalam keadaan handal.
2. Dari hasil perhitungan koefisien perpindahan panas yaitu luas perpindahan panas (A) = 4377,96 m².
3. Untuk perpindahan panas menyeluruh (U) = 35,21 W/m²
4. Untuk perpindahan panas diluar tabung (h_o) = 2234,387 W/m².K
5. Untuk perpindahan panas didalam tabung (h_i) = 64,94 W/m².K
6. Dan panas yang diberikan (Q) = 9,6 MW
7. Untuk penurunan tekanan pada sisi *shell* (ΔP_s) = 3.896.553,36 Pa
8. Untuk efektifitas APK = 93% , apabila semangkin tinggi atau rendahnya uap dari batasan yang telah ditentukan dapat mempengaruhi efektifitas APK.
9. Efektifitas APK maksimum terjadi pada temperatur uap ekstraksi 320,6 °C.

Daftar Pustaka

- [1] Tunggul M. Sitompul. (1993), *Alat Penukar Kalor*, edisi 1. Cet . 1. Rajawali Pers, Jakarta.
- [2] Holman, J.P. (1986) *Perpindahan Kalor*. Erlangga, Jakarta.
- [3] D.Q. KERN, (1950), *Proses Heat Transfer*, Mc Geawill Book Company, Inc New York.
- [4] Mukherjee Rajiv, (1998), *Effectivity Design Shell And Tube Heat Exchanger*, Chem, Eng. Progress
- [5] Taborek, J. (1982), *Shell And Tube Heat Exchanger Single Phase Flow, In Heat Exchanger Design Handbook*, section 3.3 Hemisphere, New York.

- [6] Nursuhud, Djati dan Asu Pudjanarsa, 2008. *Mesin Konversi Energi*. Yogyakarta : Penerbit Andi
- [7] Cengel, Yunus A. 2003. *Heat Tranfer 2 edision*. Mc Graw Hill Book Company. New York.
- [8] Hartono, Rudi, 2008. *Penukar Panas* . Fakultas Teknik, Universitas Sultan Agung Cilegon. Banten
- [9] Nasir, M dan Maksun, Hasan. 2006. *Analisa Peningkatan Perpindahan Kalor dan Peningkatan Daya Pemompaan Pada Alat Penukar Kalor Jenis Shell And Tube*. Fakultas Teknik UNP.
- [10]Stoecker, Wilbert F dan Jones, Jerold W. 1982. *Refrigeration and Conditioning*. New York.
- [11]Incopera, P. 2007. *Fundamental of Heat and Mass Transfer Sixth Edition*. John Wiley and Sons. New York.