

ANALISIS UNJUK KERJA ALAT PENUKAR KALOR PELAT KAPASITAS 2400 KW DENGAN ALIRAN BERLAWANAN (COUNTERFLOW)

Naryono, Indra Sakti Trisany

Universitas Muhammadiyah Jakarta, Jurusan Teknik Mesin

ABSTRAK

Analisa unjuk kerja alat penukar kalor pelat aliran berlawanan (Counterflow) dimana kedua aliran fluida mengalir tetapi berbeda arah merupakan penghasil efisiensi terbanyak dari semua susunan aliran untuk satu lintasan dengan parameter dan spesifikasi yang sama, merupakan aliran Turbulen pada kedua aliran panas dan dingin, dengan suhu air panas masuk $15,40^{\circ}\text{C}$, dan suhu air dingin keluar sebesar $13,40^{\circ}\text{C}$. Sebuah Alat Penukar Kalor Pelat adalah suatu Alat penukar kalor yang terdiri dari beberapa lembar (*plate*) baja tahan karat tipis untuk menukar panas pada kedua fluida, sepanjang waktu kedua aliran tersebut dipisahkan dengan dua buah paking, antara saluran dan aliran berlawanan yang terjadi menghasilkan kemungkinan efisiensi yang tertinggi. Penelitian Secara Kualitatif pada Alat Penukar kalor pelat ini digunakan sebagai pendingin unit-unit mesin seperti AHU, FCU , Kolam Renang , Menara pendingin dan lain-lain, dengan menggunakan air laut yang telah diproses sebelumnya sebagai media fluida pendinginnya. Metode yang digunakan adalah metode LTMD (Log Mean Difference) dalam menganalisa distribusi suhudengan nilai $1,95^{\circ}\text{C}$ sehingga menghasilkan rasio perbandingan kalor 1 dengan efektifitas thermal 80%, sehingga mendekati keseimbangan thermal dan metode NTU-effectifitas dimana $\text{Co} > \text{Ch}$ sehingga menghasilkan nilai 82% pada alat penukar kalor pelat. Penelitian secara Kuantitatif diperoleh hasil nilai koefisien pada alat penukar kalor ini sebesar $5606 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ mendekati nilai asumsi $5000 \text{ W/m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}$, pendinginan yang dibutuhkan 7138 KW maka diperlukan tiga buah unit sehingga menghasilkan pendinginan sebesar 7236 KW dengan nilai keefektifan sebesar 82 %.

Kata Kunci : unjuk kerja, alat penukar kalor, aliran berlawanan, counter flow

1.PENDAHULUAN

Ada beberapa system didalam perbaikan Pendingin ruangan guna penghematan energy (*energy saving*) diantaranya adalah dengan pendinginan system wilayah (distrik), pada system distrik Satu pabrik pendingin (*cooling plant*) melayani kebutuhan pendinginan untuk beberapa gedung, satu kompleks besar, universitas, hingga satu kota Pabrik pendingin menghasilkan fluida sekunder yang dialirkan ke setiap gedung dan ruang untuk mengambil beban kalor.

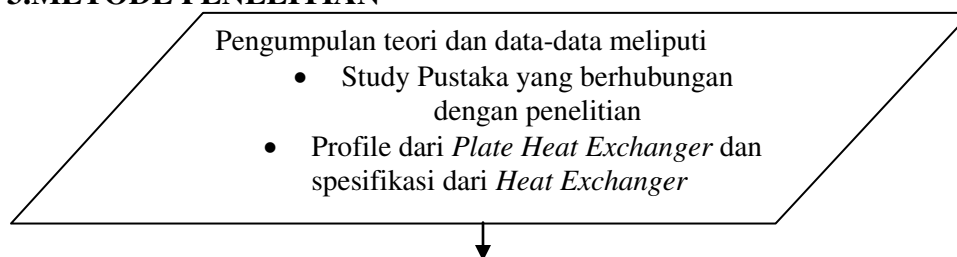
Air dingin yang berasal dari *Central Refrigeration Plant (CRP)* dipompa dan akan mengalir sepanjang jaringan – jaringan pipa melewati ruangan-ruangan yang membutuhkan pendinginan. Setiap ruangan (*customer substasion*) yang terlewati maka akan terjadi pertukaran panas. Salah satu cara yang ditempuh untuk meningkatkan efisiensi thermal adalah dengan

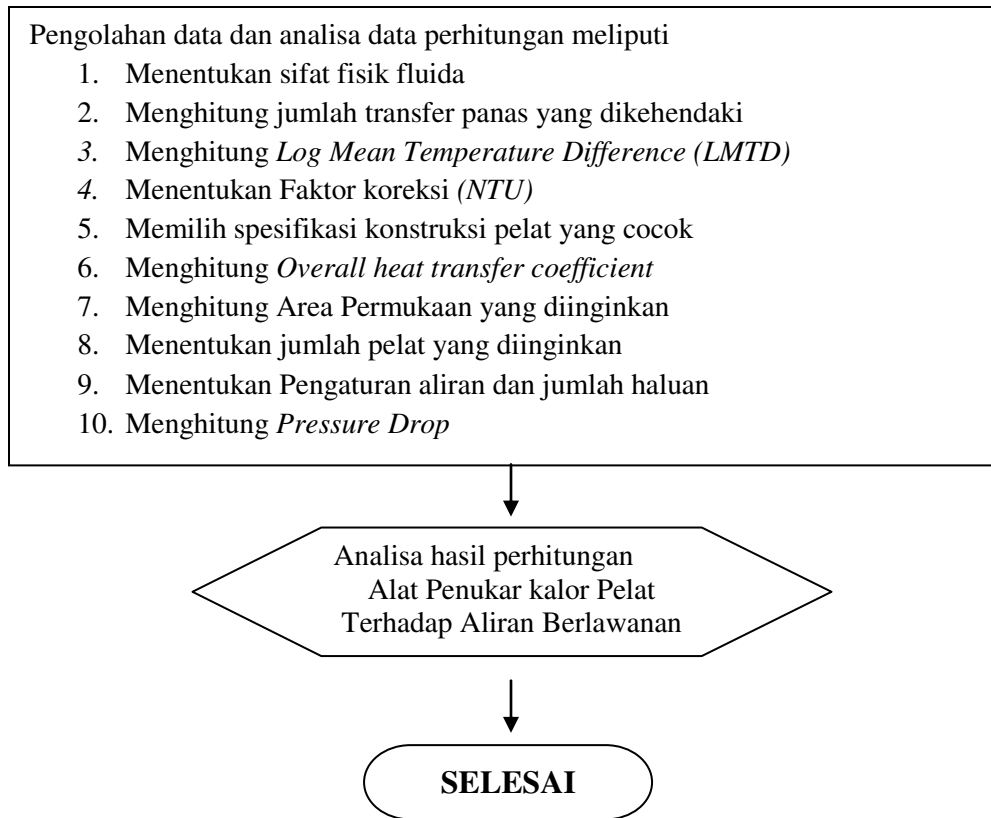
menggunakan Alat Penukar Kalor, Adapun beberapa jenis alat penukar kalor yang digunakan adalah superheater, ekonomizer, feed water heater, kondensor, heat exchanger dan lain sebagainya. Diantaranya Aliran fluida antara pabrik pendingin dan gedung dipisahkan oleh sebuah alat penukar kalor. Sistem ini menguntungkan karena tidak memerlukan tekanan yang tinggi Namun kelemahan utama sistem ini adalah terjadinya kehilangan ketersediaan energi akibat pertukaran kalor di alat penukar kalor (*Heat Exchanger*). Alat penukar kalor (*heat exchanger*) merupakan alat yang banyak digunakan dalam industri, khususnya industri proses, manufaktur, dan industri kimia. Alat penukar kalor adalah suatu alat yang dapat menghasilkan perpindahan kalor dari suatu fluida ke fluida lain. Proses perpindahan kalor itu terjadi antara dua fluida yang dipisahkan oleh suatu batas dan mempunyai temperatur yang berbeda.

Ada beberapa jenis alat penukar kalor yang telah dikenal dan diproduksi dengan luas sesuai dengan standar TEMA (*Turbular Exchanger Manufacturers Association*). Salah satu konstruksi alat penukar kalor yang banyak digunakan di dunia industri, gedung bertingkat, kilang adalah jenis Pelat atau lempengan baja, Alat penukar kalor tersebut mempunyai banyak keuntungan dibanding dengan alat penukar kalor yang konvensional karena permukaan *heat transfer*nya jauh lebih luas dimana fluida mengalir ke seluruh permukaan pelat. Dengan demikian, perubahan temperatur terjadi sangat cepat dalam alat penukar kalor pelat. sehingga menyebabkan aliran menjadi turbulen dan menimbulkan perpindahan kalor konveksi yang terjadi. Peningkatan perpindahan kalor konveksi, selalu diikuti oleh hal yang tidak menguntungkan, yaitu peningkatan penurunan tekanan (*pressure drop*) yang terjadi disepanjang aliran. Penurunan tekanan tersebut menunjukkan faktor gesekan dan peningkatan daya pemompaan yang terjadi, sebagai akibat dari gesekan fluida pada pelat tersebut. Tujuan penelitian ini adalah untuk Dapat dan mampu menganalisa unjuk kerja dan performance dari sistem pendinginan dengan menggunakan alat penukar kalor jenis pelat sistem aliran berlawanan. Dan untuk Mendapatkan informasi atau gambaran terhadap konsep-konsep yang ada pada pengaliran fluida cair terutama mengenai kehilangan energi.

2.LANDASAN TEORI

3.METODE PENELITIAN





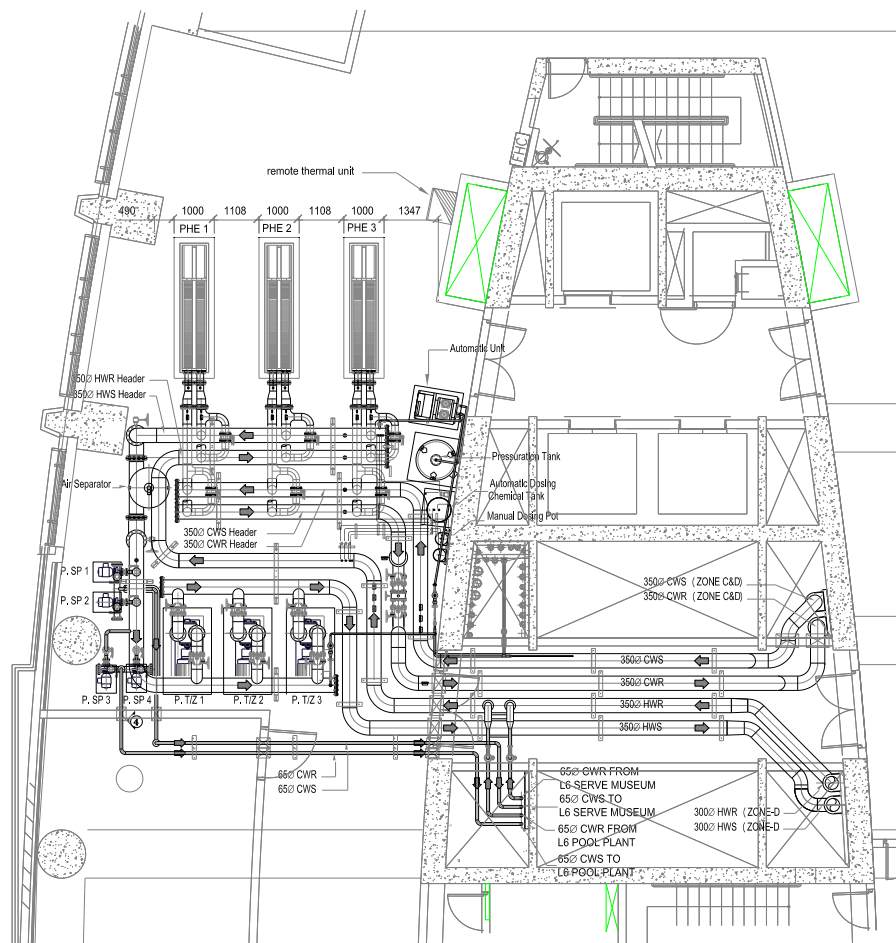
Gambar 1 Diagram Proses

Berdasarkan data yang ditunjukkan dalam peraturan dan kode praktek Departemen Listrik & Air, Negara Qatar, kondisi desain di luar ruangan telah dipertimbangkan sebagai berikut: Musim panas 46°C DB (115°F) 30°C WB (86°F) Musim Dingin 10°CDB (50°F), kondisi di dalam ruangan sebagai sebagai berikut :

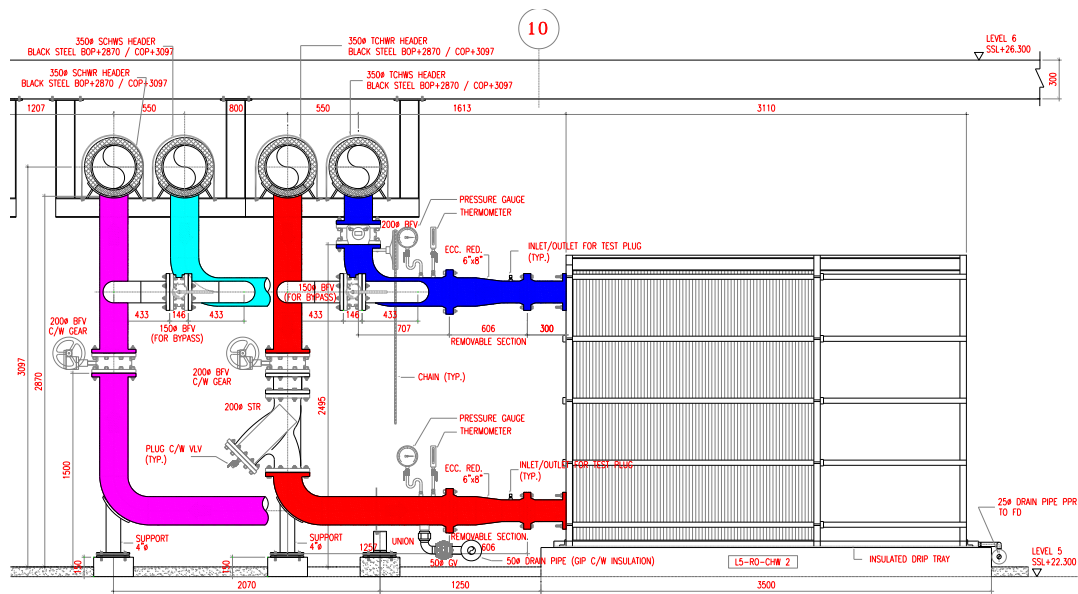
Tabel 1 Laju pendingin di dalam ruangan yang dibutuhkan.

Ruangan	Kondisi Musim Panas		Laju Pendingin Ruang
	Suhu°C, (°F)	Kelembaban Relatif %	
HOTEL			
Guest Rooms	21±1°C, (70±2°F)	50%	75 CMH/45 CFM(Room)
Guest Corridors	21±1°C, (70±2°F)	50%	9.1 CMH/M ²
Main Lobby	21±1°C, (70±2°F)	50%	25 CMH/15CFM(Person)
Restaurants & Bar	21±1°C, (70±2°F)	50%	35 CMH/20 CFM(Person)
Conference Rooms	21±1°C, (70±2°F)	50%+5%	35 CMH/20 CFM(Person)
Ball Rooms & Prefunction	21±1°C, (70±2°F)	50%+5%	35 CMH/20 CFM(Person)
Health Club	21±1°C, (70±2°F)	50%	35 CMH/20 CFM(Person)
Back-of-the-House	22±1°C, (72±2°F)	50%	35 CMH/20 CFM(Person)
Leasable Office Space	22±1°C, (72±2°F)	50%	25 CMH/15 CFM(Person)
Kitchen	27±1°C, (80°F)	50%	25 CMH/15 CFM(Person)

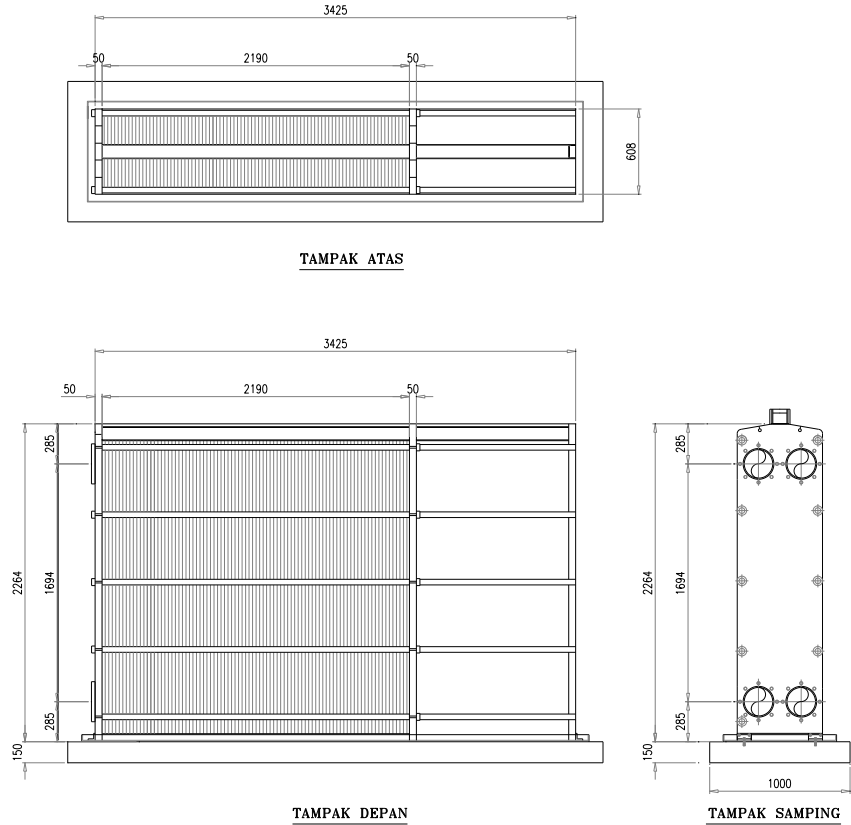
Cold Preparation	18±1°C, (65°F)	50%	35 CMH/20 CFM(Person)
Valet Laundry	27±1°C, (80°F)	50%	35 CMH/20 CFM(Person)
Mechanical Plant Rooms / Electrical Rooms Stair	30±1°C (86°F)	50%	35 CMH/Person (20 CFM/Person)
Exit Stairwell	27±1°C, (80°F)	50%	--
Staircase	30°C, (86°F)	50%	--
APARTMENTS Resident Apartments	21±1°C (70±2°F)	50%	75 CMH / Room Bay (45 CFM / Apartment) + 340 CMH / Kitchen
Resident Corridor	21±1°C, (70±2°F)	50%	9.1 CMH / M ²
Resident Lounge	21±1°C, (70±2°F)	50%	50 CMH/30 CFM(person)
Main Entrance Lobby	21±1°C, (70±2°F)	50%	25 CMH/15 CFM(person)
Fitness Centre	21±1°C, (70±2°F)	50%	35 CMH/20 CFM(person)
Party Room / Pre-function Lounge	21±1°C (70±2°F)	50%	35 CMH/person (20 CFM/person)
Pre-function	21±1°C, 70±2°F	50%	35 CMH/20 CFM(person)



Gambar 2. Layout Alat Penukar Kalor Pelat di lantai 5



Gambar 3 Gambar Potongan Alat Penukar Kalor Pelat di Lantai L5



Gambar 4 .Gambar Detail Alat Penukar Kalor Pelat

4. DATA DAN ANALISA PENGUJIAN

Garis operasi keseluruhan didapat kemiringan 0.9 (mendekati 1) merupakan perencanaan keseimbangan thermal yang harus tercapai (90%), panjang suhu thermal didapat dari akar kuadrat $8.5^2 + 8.90^2 C = 12.5^0 C$

1. Analisa Faktor F hubungannya dengan parameter Kapasitas Rasio, Efektifitas dan Faktor Koreksi (Aliran Berlawanan) ;

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1}$$

$$R \equiv \frac{15,40^0 C - 6,50^0 C}{13,40^0 C - 4,60^0 C} \text{ Perbandingan Kapasitas Kalor}$$

$$P = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - T_2}$$

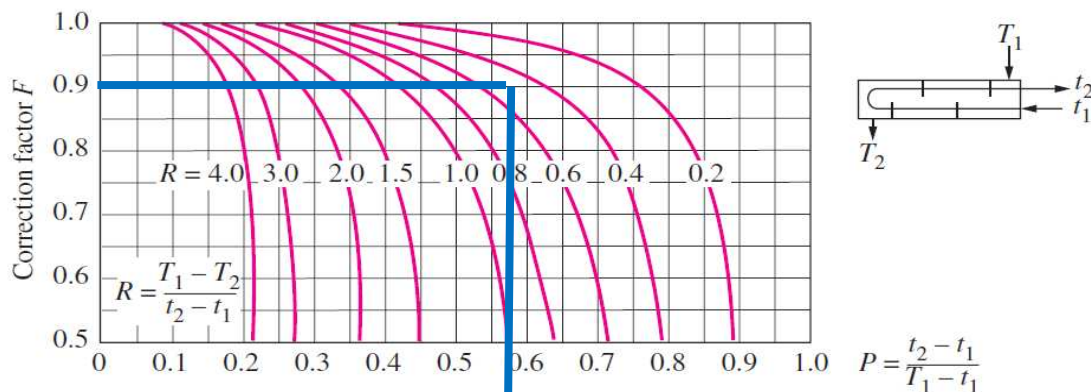
$$R = \frac{8,9^0 C}{8,8^0 C}$$

$$P = \frac{13,40^0 C - 4,60^0 C}{15,40^0 C - 4,60^0 C}$$

$$P = \frac{8,8^0 C}{10,8^0 C}$$

$$P = 0,8 = \text{Efektifitas Thermal}$$

Maka Dari table diatas didapat **F = 0,92**



Gambar 5 Diagram Koreksi Faktor F terhadap Effisiensi Thermal

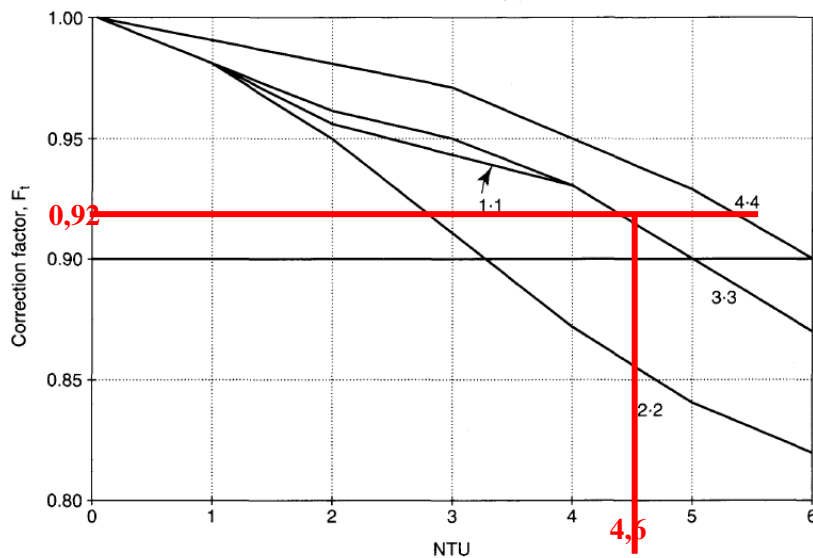
2. Analisa Faktor F hubungannya dengan NTU dan Faktor Koreksi (Aliran Berlawanan) ;

$$NTU = \frac{(T_{hot,in} - T_{hot,out})}{LMTD}$$

$$NTU = \frac{(15,40^{\circ}C - 6,50^{\circ}C)}{1,95^{\circ}C}$$

$$NTU = 4,6$$

Dari table didapat $F_t = 0.92$



Gambar 6 Diagram Koreksi Faktor F terhadap Koreksi Faktor F dan NTU

4.1 Perencanaan Luas Area Perpindahan Kalor Pada Pelat

Perbedaan Suhu rata-rata didapat = $1,95^{\circ}C$, faktor koreksi F yang digunakan Berdasarkan rasio perbandingan kapasitas kalor terhadap efisiensi thermal maupun terhadap NTU mendapatkan nilai yang sama yaitu 0,9 maka ;

1. Menghitung ketepatan LTMD

$$\begin{aligned} \Delta T_{md} &= F_t \times LTMD \\ &= 0,92 \times 1,95 \\ &= 1,794^{\circ}C \end{aligned}$$

2. Perancangan koefisien perpindahan kalor secara keseluruhan

Berdasarkan table 1 Asumsi perencanaan koefisien perpindahan kalor keseluruhan pada alat penukar kalor pelat dengan aliran untuk fluida panas dan dingin menggunakan air (yang telah diproses) di dapat $5000 \text{ W/m}^2 \cdot ^{\circ}C$.

3. Menghitung luas permukaan perpindahan kalor pelat yang di butuhkan

$$Q = U.A.(F_t \times LMTD)$$

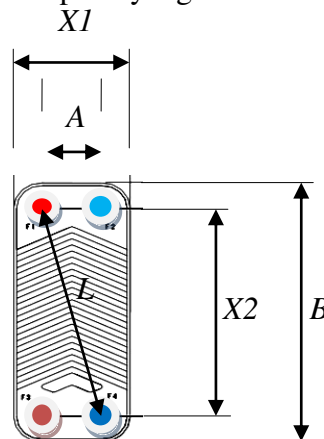
$$A = \frac{Q}{U(F_t \times LMTD)}$$

$$A = \frac{2412000W}{5000W / m^2 \cdot Cx(0,92 \times 1,794^0 C)}$$

$$= 292,3 \text{ m}^2$$

Asumsi yang dipakai **292 m²**

4. Perencanaan konstruksi pelat yang di butuhkan



Gambar 7 . Asumsi luas area pelat penukar kalor

Panjang pelat (A)	= 2,2 m
Lebar pelat (B)	= 0.6 m
Luas pada pelat	= 1.32 m ²

$X1 = 0,6m - 0,2$ (dia. Saluran fluida+spasi)	= 0,4 m
$X2 = 2,2m - 0,2$ (dia. Saluran fluida+spasi)	= 2 m

Luas efektif pada pelat	= 0,4m X 2m
	= 0,8 m²

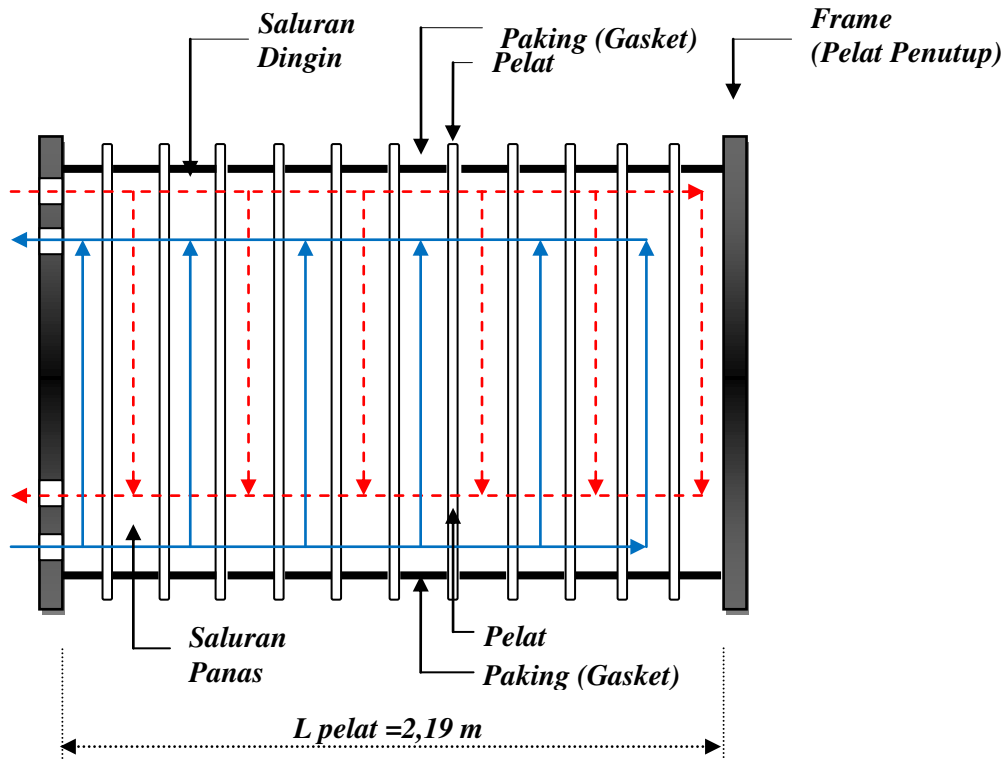
Efektif panjang thermal pelat	$L = \sqrt{X1^2 + X2^2}$
	= $\sqrt{0,4^2 + 2^2} = 2 \text{ m}$

Menentukan jumlah pelat yang di butuhkan berdasarkan asumsi luas permukaan perpindahan kalor pelat yang dibutuhkan,

Jumlah pelat	= Total luas permukaan / luas 1 buah pelat
	= $292 \text{ m}^2 / 0,8 \text{ m}^2$
	= 365 lembar pelat

5. Memilih Pengaturan aliran dan jumlah saluran
- | | |
|--------------|---------|
| No of passes | = 1 – 1 |
|--------------|---------|

Perancangan susunan pelat dengan pola pengaturan – U



Gambar 8 ilustrasi perencanaan susunan dan pengaturan aliran pelat

$$\begin{aligned} \text{Jumlah saluran per pass (N)} &= (365 \text{ pelat} - 1) / 2 \\ &= 182 \end{aligned}$$

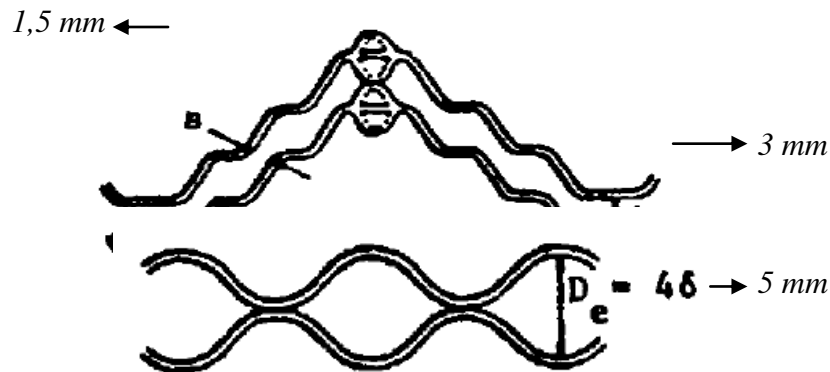
Berdasarkan pengaturan pola – U maka untuk,

$$\text{Jumlah saluran untuk air panas } N_h = 91$$

$$\text{Jumlah saluran air dingin } N_c = 91$$

Ruang saluran (b) mak. 3 ~ 5 mm

(B) min. 1,5 ~ 3 mm



Gambar 9. Asumsi nilai pada saluran luas pelat

W = Lebar efektif pelat

$$\begin{aligned}\text{Luas saluran penampang pelat } (A_c) &= W.b \\ &= 0.4 \text{ m} \times 0.003 \text{ m} \\ &= \mathbf{0.0012 \text{ m}^2}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Equivalent diameter } (D_e) &= 4W.b / 2 (W+b) = 2.b \\ &= 2 \times 0.003 \\ &= \mathbf{0.006 \text{ m}}\end{aligned}$$

Maka panjang keseluruhan pelat setelah di rakit berdasarkan asumsi nilai-nilai diatas maka didapat ;

$$\begin{aligned}\text{Panjang Pelat} &= D_e \times \text{jumlah pelat} \\ &= 0.006 \times 365 \\ &= \mathbf{2,19 \text{ m}}\end{aligned}$$

4.2 Perhitungan Perpindahan Kalor Pada Pelat

1. Menghitung kecepatan saluran (*Channel Velocity*) Air Panas (*Hot Water*) dan Air Dingin (*Cold Water*) ;

Air Panas (*Hot Water*)

$$\begin{aligned}\mu_h &= \frac{m_h}{A_c} \\ \mu_h &= \frac{\rho_h \cdot A_c \cdot V_h}{999,1 \text{ kg/m}^3 \times 0.0012 \text{ m}^2 \times 91} \\ &= \mathbf{0.593 \text{ m/s}}\end{aligned}$$

Air Dingin (*Cold Water*)

$$\begin{aligned}\mu_c &= \frac{m_c}{A_c} \\ \mu_c &= \frac{\rho_c \cdot A_c \cdot V_c}{999,7 \text{ kg/m}^3 \times 0.0012 \text{ m}^2 \times 91} \\ &= \mathbf{0.598 \text{ m/s}}\end{aligned}$$

Hasil perhitungan kecepatan saluran air panas dan air dingin mendekati sama (keseimbangan thermal)

2. Menghitung Koefisien Perpindahan kalor (h_h dan h_c) ;

Air Panas (*Hot Water*)

Berdasarkan bilangan Reynold didapat ;

$$\begin{aligned}\text{Re} &= \frac{\rho_h \times u_h \times D_e}{\mu_h} \\ \text{Re} &= \frac{999,1 \text{ kg/m}^3 \times 0,593 \text{ m/s} \times 0,006 \text{ m}}{0,001135 \text{ N.s/m}} \\ &= \mathbf{3131,98}\end{aligned}$$

$$Nu_h = 0,374 Re^{0.668} Pr^{0.333} (k_f/D_e)$$

$$Pr = 8,1$$

$$Nu_h = 0,374 (227,108)^{0.668} (8,1)^{0.333} (0,577 \text{ W/m.K} / 0.006 \text{ m})$$

$$= 15.888,79 \text{ W/m}^2\text{ }^0\text{C}$$

Air dingin (*Cold Water*)

$$Re = \frac{\rho_c \times u_c \times D_e}{\mu}$$

$$Re = \frac{999,7 \text{ kg/m}^3 \times 0,598 \text{ m/s} \times 0,006 \text{ m}}{0,001296 \text{ N.s/m}} = 2767,69$$

$$Nu_c = 0,374 Re^{0.668} Pr^{0.33} (k_f/D_e)$$

$$Pr = 9,5$$

$$Nu_c = 0,374 (2767,69)^{0.668} (9,5)^{0.33} (0,577 \text{ W/m.K} / 0.006 \text{ m}) = 15.061,89 \text{ W/m}^2\text{ }^0\text{C}$$

3. Menghitung Koefisien Perpindahan kalor Keseluruhan (U_d)

Untuk memprediksi kinerja penukar kalor pelat, maka harus di perhitungkan nilai factor pengotoran dan konduktifitas materialnya. Diketahui untuk menghitung koefisien perpindahan kalor secara keseluruhan di pergunakan persamaan sebagai berikut ;

$$\frac{1}{U_d} = \frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_w} + \frac{R_{fh}}{1} + \frac{R_{fc}}{1} + \frac{R_{fd}}{1} + 0,0005 + 0,0002 + 0,0002 =$$

$$= 5606 \text{ W/m}^2\text{ }^0\text{C}$$

Nilai perancangan koefisien keseluruhan didapat **5606 W/m² °C** dimana hasil tersebut mendekati asumsi sebesar **5000 W/m² °C**.

4.3 Perhitungan Penurunan Tekanan (*Pressure Drop*)

Asumsi koefisien keseluruhan (U) : 5000 W/m² °C

Luas efektif area pelat (A) : 0,8 m²

Jumlah pelat (N) : 365 lembar

Koefisien perpindahan air panas (Nu_h) : 15888,79 W/m² °C

Koefisien perpindahan air dingin (Nu_c): 15061,89 W/m² °C

Hasil koefisien keseluruhan (U_d) : 5606 W/m² °C

Reynold Number air panas (Re_h) : 3131,98 (Turbulen)

Reynold Number air dingin (Re_c) : 2767,69 (Turbulen)

Kecepatan Saluran Air Panas (μ_h) : 0,593 m/s

Kecepatan Saluran Air Dingin (μ_c) : 0,598 m/s

$$\begin{aligned} \text{Efektif panjang thermal pelat } L &= \sqrt{X1^2 + X2^2} \\ &= \sqrt{0,4^2 + 2^2} \\ &= 2 \text{ m} \end{aligned}$$

1. Menghitung Faktor Gesekan (*friction factor*)

diketahui dengan $f = \frac{2.5}{Re^{0.3}}$

Factor gesekan pada air panas (*Hot Water*) didapat,

$$f = \frac{2.5}{Re_h^{0.3}}$$

$$f = \frac{2.5}{3131,98^{0.3}} = 0,22$$

Factor gesekan pada air dingin (*Cold Water*) didapat,

$$f = \frac{2.5}{Re_c^{0.3}}$$

$$f = \frac{2.5}{2767,69^{0.3}} = 0,23$$

2. Menghitung Penurunan Tekanan (*Pressure Drop*) terkait dengan aliran masuk (*Inlet*) dan keluar (*Outlet*) atau *Nozzle*

Air panas (*Hot Water*) didapat,

$$\begin{aligned} \Delta P_{n_h} &= 1,5 \left(\frac{\rho_h \cdot U G h^2}{2g} \right) N_h \\ &= 1,5 \left(\frac{999,1 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,593^2 \text{ m/s}}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2} \right) 2 \\ &= \mathbf{53,72 \text{ N/m}^2} \end{aligned}$$

Air panas (*Cold Water*) didapat,

$$\begin{aligned} \Delta P_{n_c} &= 1,5 \left(\frac{\rho_c \cdot U G c^2}{2g} \right) N_c \\ &= 1,5 \left(\frac{999,7 \text{ kg/m}^3 \cdot 0,598^2 \text{ m/s}}{2 \times 9,81 \text{ m/s}^2} \right) 2 \\ &= \mathbf{54,66 \text{ N/m}^2} \end{aligned}$$

3. Menghitung Penurunan Tekanan (*Pressure Drop*) terkait dengan bagian pelat Air Panas (*Hot Water*)

$$\Delta P_{p_h} = \frac{4 f_h \cdot L \cdot G h^2}{2g \cdot De}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{4 \times 0,22 \times 2m \times 0,593^2 m/s}{2 \times 9,81m/s^2 \times 0,006m} \\
&= \mathbf{5,26 \text{ N/m}^2}
\end{aligned}$$

Air Dingin (*Cold Water*)

$$\begin{aligned}
\Delta P_{pc} &= \frac{4 f_c \cdot L \cdot G c^2}{2 g \cdot D e} \\
&= \frac{4 \times 0,23 \times 2m \times 0,598^2 m/s}{2 \times 9,81m/s^2 \times 0,006m} \\
&= \mathbf{5,59 \text{ N/m}^2}
\end{aligned}$$

Maka total Penurunan Tekanan (*Pressure Drop*) didapat ;

$$\begin{aligned}
\Delta P_t &= \Delta P_{nh} + \Delta P_{nc} + \Delta P_{ph} + \Delta P_{pc} \\
&= 53,72 \text{ N/m}^2 + 54,66 \text{ N/m}^2 + 5,26 \text{ N/m}^2 + 5,59 \text{ N/m}^2 \\
&= \mathbf{11923 \text{ N/m}^2} \\
&= \mathbf{0,12 \text{ bar}}
\end{aligned}$$

4.4 Perhitungan Keefektifan pada alat penukar kalor pelat

Keefektifan penukar kalor pelat dengan sistem satu kali lintas dapat ditentukan dengan rumus pertama dengan tipe aliran lawan arah (*counter flow*) , yaitu :

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp(-NTU(1-C))}{1 - C \exp(-NTU(1-C))} \quad \varepsilon = \frac{q}{q_{\max}}$$

Diketahui,

Jika $C_c < C_h$ = Cold Fluid memiliki ΔT lebih besar
 $C_h < C_c$ = Hot Fluid memiliki ΔT lebih besar

Maka,

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})}$$

Diketahui,

$C_h = (m \cdot cp)_h$ dan $C_c = (m \cdot cp)_c$

$$\begin{aligned}
C_h &= (64,72 \text{ kg/s} \times 4,187 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}) \\
&= 270,98 \text{ kJ/s }^\circ\text{C} \\
&= 270,98 \text{ kW/}^\circ\text{C}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
C_c &= (65,33 \text{ kg/s} \times 4,195 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}) \\
&= 274,06 \text{ kJ/s }^\circ\text{C} \\
&= 274,06 \text{ kW/}^\circ\text{C}
\end{aligned}$$

Maka,

$$\begin{aligned}
C_{\min} &= C_h \\
&= 270,98 \text{ kW/}^\circ\text{C}
\end{aligned}$$

$$C = \frac{C_{\min}}{C_{\max}}$$

$$= \frac{270,98 \text{ kW/}^{\circ}\text{C}}{274,06 \text{ kW/}^{\circ}\text{C}}$$

$$= 0,98$$

$$\varepsilon = \frac{C_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min} (T_{h,i} - T_{c,i})}$$

$$\varepsilon = \frac{(15,40^{\circ}\text{C} - 6,50^{\circ}\text{C})}{(15,40^{\circ}\text{C} - 4,60^{\circ}\text{C})}$$

$$\varepsilon = 0,82 = 82\%$$

$$\text{NTU} = \frac{1}{(0,98 - 1)} \ln \frac{(0,82 - 1)}{(0,98)(0,82 - 1)}$$

$$= 4,36$$

Sehingga Keefektifan pada alat penukar kalor adalah :

Nilai keefektifan dari alat penukar kalor tersebut ketika alat tersebut beroperasi adalah sebesar 82%, hal ini menunjukkan bahwa dengan nilai temperatur yang masuk dan temperatur keluar dari alat penukar kalor pelat serta dipengaruhi dengan timbulnya faktor pengotoran pada pelat maka alat penukar kalor ini hanya dapat bekerja dengan nilai efektifitas sebesar 82%

5.KESIMPULAN

1. Analisa alat penukar kalor pelat ini menggunakan Metode LTMD dan NTU-efektifitas, dimana
2. hasil dari LTMD didapat perbedaan suhu rata-rata antara air panas dan air dingin sebesar $1,95^{\circ}\text{C}$ sehingga menghasilkan keseimbangan thermal dengan rasio perbandingan kalor sebesar 1 dan efektifitas thermal sebesar $0,8 = 80\%$ terhadap keseimbangan thermal 100% (Hukum 0-Thermodinamika = tidak ada kalor yang masuk dan keluar dari sistim)
3. hasil dari perhitungan NTU-efektifitas didapat Distribusi suhu Alat penukar kalor pelat ini adalah $C_c > C_h$ sehingga pada aliran dingin memiliki perbedaan suhu lebih besar daripada aliran air panas. Maka C_h merupakan C_{min} dengan nilai 0,98 dan menghasilkan efisiensi thermal sebesar $0,82 = 82\%$
4. Analisa Perhitungan didapat bahwa untuk nilai koefisien keseluruhan didapat $5606 \text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$ dimana mendekati nilai asumsi sebesar $5000 \text{ W/m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$,
5. Pendinginan udara yang dibutuhkan pada area gedung sebesar 7138 kw, dimana 1 unit alat penukar kalor menghasilkan 2412 kw maka diperlukan 3 buah unit sehingga menghasilkan 7236 kw dengan harapan dapat mengcover pendinginan yang di butuhkan
6. Dengan bilangan *Reynold* aliran pada saluran pelat untuk air panas dan air dingin merupakan aliran Turbulen, hal ini disebabkan besarnya nilai kecepatan massa pada kedua aliran tersebut.
7. Kecepatan aliran massa air Panas = $0,593 \text{ m/s}$ dihasilkan 3131,98 ($Re > 1000$)
8. Kecepatan aliran massa air dingin = $2767,69 \text{ m/s}$ dihasilkan 2767,69 ($Re > 1000$)
9. Perhitungan untuk penurunan tekanan didapat sebesar 0,12 bar untuk setiap unit alat penukar kalor lebih kecil dari nilai rancangan sebesar 1 bar, meskipun penurunan tekanan tidak terlalu

besar namun perlu tetap dijaga untuk melakukan pembersihan pada alat penukar kalor pelat, sehingga efisiensi dapat dihasilkan lebih baik.

Dilihat dari hasil perhitungan nilai keefektifan alat penukar kalor tersebut masih tinggi yaitu sebesar 82 %, karena alat penukar kalor ini masih baru maka alat penukar kalor pelat ini masih sangat baik performa maupun unjuk kerjanya.

DAFTAR PUSTAKA

1. DR. Eduardo Cao, "*Heat Transfer in Process Engineering*", NewYork : The McGraw-Hill, Inc., 2010
2. L. Wang, B. Sunden and R.M. Manglik "*Plate Heat Exchangers*", UK : WIT Press, 2007
3. Yunus A. Cengel, "*Thermodynamics and Heat Transfer*", USA : McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, Crc Press LLC, 2003
4. J.H. Lienhard IV/V, "*A Heat Transfer Textbook*", USA : Phlogiston Press, 2003
5. T. Kuppan, "*Heat Exchanger Design Handbook*". New York : Marcel Dekker, Inc., 2000
6. Kreith. F, Boehm, R.F, "*Heat and Mass Transfer*", Boca Ration : Mechanical Engineering Handbook, Crc Press LLC, 1999
7. Frank Keith, terjemahan Arko Priyono, "*Prinsip-prinsip Perpindahan Panas*", Erlangga, Jakarta, 1994.
8. J. P. Holman, terjemahan Ir. E. Jasfi, "*Perpindahan Kalor*", Erlangga, Jakarta, 1994.
9. James, Charles & Robert, "*Fundamental of Momentum, Heat and Mass Transfer*", Singapore : John Wiley & Son, Third edition, 1983
10. W.M. Kays & A.L. London, "*Compact Heat Exchanger*", USA : McGraw-Hill, Inc., 1964
11. D.Q. Kern, "*Process Heat Transfer*" (Tokyo, Japan : McGraw-Hill Kogakusha, Ltd., 1950
12. Al-Rayyan Tourism Investment Company, *Spesifikasi Teknis Section 1500 R1*, Qatar, 2003