

RANCANG BANGUN KONDENSOR UNTUK MESIN PENGERING PAKAIAN SISTEM POMPA KALOR DENGAN DAYA 1PK

Ricardo N¹, Himsar Ambarita², M. Sabri³, Andianto P⁴., Zulkifli L⁵, Syahril Gultom⁶, Mahadi⁷
^{1,2,3,4,5,6,7}Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sumatera Utara
 Email: ricardonainggolan63@yahoo.com

ABSTRAK

Perancangan ini bertujuan untuk mengatasi masalah yang dihadapi usaha laundry pada penyediaan mesin untuk pencuci dan pengering yang dapat bekerja cepat. Oleh sebab itu dilakukan perancangan yang bertujuan untuk menghasilkan suatu unit mesin pengering pakaian *portable* dengan menggunakan AC rumah yang berorientasikan pada upaya efisiensi energi listrik yang dapat diaplikasikan pada skala kecil dan besar. Perancangan model fisik semua komponen pada unit mesin pengering pakaian ini didasarkan pada hasil perhitungan teoritis dan Pompa kalor yang digunakan beroperasi menggunakan siklus kompresi uap menjadi batasan masalahnya. Manfaat perancangan ini adalah untuk memenuhi kebutuhan pengeringan pakaian pada sektor rumah tangga, khususnya usaha laundry di Indonesia. Metode yang digunakan untuk mencapai tujuan adalah melalui perhitungan termodinamika dan perhitungan kondensor dengan refrigerant yang dipakai R-22. Kesimpulan perancangan ini diperoleh Koefisien performansi (COP) dan mendapatkan hasil beban kondensor pada saat *superheated* dan pada saat kondensasi, selisih temperatur rata rata logaritmik (LMTD) dan panjang pipa kondensor. Koefisien Performansi yang tinggi sangat diharapkan karena hal itu menunjukkan bahwa sejumlah kerja tertentu refrigerasi hanya memerlukan sejumlah kecil kerja dalam proses pengeringan.

Kata kunci : potable,refrigeran, HCFC-22, Coefficient of Performance (COP)

1. PENDAHULUAN

Dalam kegiatan pencucian pakaian dibutuhkan proses pengeringan. Pada saat ini proses pengeringan sangat dibutuhkan terutama dalam, usaha laundry. Proses pengeringan matahari sangat menghambat kegiatan jika hujan turun. Hal ini membuat orang berpikir untuk membuka sebuah peluang usaha. Laundry merupakan salah satu jalan keluar dari masalah ini. Mulai dari mahasiswa, rumah tangga, rumah sakit, perhotelan, dan berbagai industri yang membutuhkan pengering. Kesibukan masyarakat dan minimnya waktu yang dimiliki masyarakat membuat usaha ini sangat berkembang pesat dan tumbuh subur khususnya di daerah perkotaan. Kendala yang dihadapi dalam membuka usaha ini adalah mahalnnya mesin pengering, boros energi terutama jika menggunakan mesin pengering biasa.hal inilah yang melatar belakangi pembuatan mesin ini.

2. TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Teori pengeringan

Pengeringan adalah proses perpindahan panas dan uap air secara simultan yang memerlukan energi panas untuk menguapkan kandungan air yang dipindahkan dari permukaan bahan yang dikeringkan oleh media engering yang biasanya berupa panas.

Pengeringan dengan menggunakan alat pengering dimana, suhu, kelembapan udara, kecepatan udara dan waktu dapat diatur dan di awasi.

Keuntungan Pengering Buatan:

- Tidak tergantung cuaca
- Kapasitas pengeringa dapat dipilih sesuai dengan yang diperlukan
- Tidak memerlukan tempat yang luas
- Kondisi pengeringan dapat dikontrol
- Pekerjaan lebih mudah.

2.2 Hasil Survey Usaha Laundry

Hasil survey mesin pengering dilapangan:

1. Laundry Cilik

Nama mesin pengering yang di gunakan adalah Speed Queen

Kapasitas Mesin : arus listrik : 1600 watt / 3.7 A / 50 H

2. Laundry Bule

Nama Mesin : Elektrolux

3. Laundry Fresh'O

Mesin Pengering dan ruang pengering rakitan.

4. NAIA Laundry

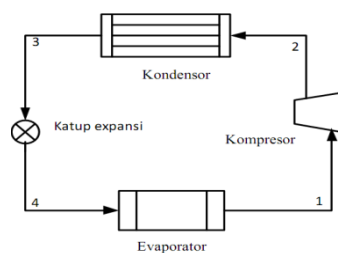
Mesin pengering pakaian gas LPG type standart.

5. TANIA Laundry

Mesin Pengering Laundry Gas LPG type TL – 25 Kapasitas 5 – 25 Kg.

2.3. Siklus kompresi Uap

Sistem kompresi uap merupakan dasar sistem *refrigerasi* yang terbanyak di gunakan, dengan komponen utama nya adalah kompresor, evaporator, alat ekspansi (*Throttling Device*), dan kondensor. Keempat komponen tersebut melakukan proses yang saling berhubungan dan membentuk siklus refrigerasi kompresi uap.

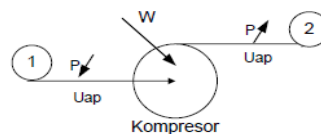


Gambar 2.1. Siklus Kompresi Uap

Proses yang terjadi pada Siklus Refrigerasi Kompresi Uap adalah sebagai berikut :

2.2.1 Proses Kompresi (1 – 2)

Proses ini berlangsung di kompresor secara isentropik adiabatik. Kondisi awal refrigeran pada saat masuk di kompresor adalah uap jenuh bertekanan rendah, setelah di kompresi refrigeran menjadi uap bertekanan tinggi.



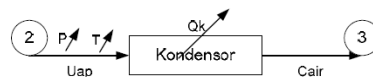
Gambar 2.2a. Proses kerja Kompresi

Menurut Cengel, A, Yunus (2003) [2], proses kerja kompresi yaitu:

$$W = \dot{m} q_w = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

2.2.2 Proses Kondensasi (2 – 3)

Proses ini berlangsung di kondensor, refrigeran yang bertekanan dan temperatur tinggi keluar dari kompresor membuang kalor sehingga fasanya berubah menjadi cair.



Gambar 2.2b. Proses Kerja Kondensasi

Menurut Cengel, A, Yunus (2003) [2], proses kerja kompresi yaitu:

$$Q_k = \dot{m} q_c = \dot{m} (h_2 - h_3)$$

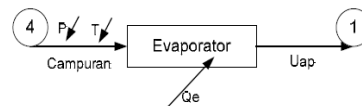
2.2.3 Proses Ekspansi (3 – 4)

Proses ini berlangsung secara isoentalpi, hal ini berarti tidak terjadi penambahan entalpi tetapi terjadi drop tekanan dan penurunan temperatur.

$$h_3 = h_4$$

2.2.4 Proses Evaporasi (4 – 1)

Proses ini berlangsung di evaporator secara isobar isothermal. *Refrigerant* dalam wujud cair bertekanan rendah menyerap kalor dari lingkungan / media yang di dinginkan sehingga wujudnya berubah menjadi gas bertekanan rendah.



Gambar 2.2c. Proses Kerja Evaporasi

Menurut Cengel, A, Yunus(2003) [2], proses kerja kompresi yaitu:

$$Q_s = \dot{m} q_s = \dot{m} (h_1 - h_4)$$

Maka :

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{W_c}$$

2.4 Komponen Utama Pompa Kalor Siklus Kompresi Uap

2.4.1 Kondensor

Kondensor adalah APK (Alat Penukar Kalor) yang berfungsi mengubah fasa refrigeran dari kondisi *superheat* menjadi cair, bahkan terkadang sampai pada kondisi *subcooled*. Medium pendingin yang biasa digunakan untuk melakukan tugas ini adalah udara lingkungan, air, atau gabungan keduanya.

Ada banyak jenis - jenis kondensor yaitu:

Dilihat dari proses perpindahan panasnya kondensor terdiri dari dua jenis, jenis kondensor yaitu kondensor kontak langsung dan kondensor permukaan.

1. Kondensor Jet

Kondensor jet digunakan pada pembangkit listrik tenaga panas bumi (PLTP) yang siklus kerjanya terbuka. Perpindahan panas pada kondensor jet dilakukan dengan menyemprotkan air pendingin ke aliran uap secara langsung.

2. Kondensor pipa ganda (*Tube and Tube*)

Jenis kondensor ini terdiri dari susunan dua pipa koaksial, dimana refrigeran mengalir melalui saluran yang berbentuk antara pipa dalam dan pipa luar, dari atas ke bawah. Sedangkan air pendingin mengalir di dalam pipa dalam dengan arah yang berlawanan dengan arah aliran refrigeran.

1. Coefficient of Performance (COP)

Didefinisikan sebagai perbandingan panas yang diserap oleh evaporator dengan kerja yang diberikan kompresor. Menurut Cengel, A, Yunus (2003) [2], mencari COP dinyatakan sebaga:

$$\text{COP} = \frac{Q_s}{W_k}$$

2. Untuk Sisi Udara

- Kecepatan Massa Refrigeran (G)

Menurut J.P, Holman(1986), [3], kecepatan massa refrigeran yaitu:

$$G = \frac{\dot{m}_{R22}}{\pi \times r_{in}^2}$$

- Bilangan Prandtl (Pr)

Menurut Koestor, Raldi Artono (2002) [4], mencari bilangan prandtl yaitu:

$$Pr = \frac{c_p \times \mu}{k}$$

- Koefisien Perpindahan Panas Sisi Refrigeran (h_i)

Menurut Cengel, A, Yunus (2003) [2], Koefisien Perpindahan Panas Sisi Refrigeran (h_i)

yaitu:

$$\frac{h_i \times D_i}{k_g} = 0,023 (Re_d)^{0,8} (Pr)^n$$

3. Untuk Sisi Udara

- Laju Massa Udara

$$\dot{m}_{ud} = \frac{Q_s}{C_p \times \Delta T_{ud}}$$

- Kecepatan Massa Udara

$$G_{ud} = \frac{\dot{m}_{ud}}{A_{fr}}$$

- Bilangan Reynold

$$Re = \frac{D_h \times G_{ud}}{\mu}$$

- Bilangan Stanton

$$St = \frac{j_H}{Pr^{2/3}}$$

4. Efisiensi Sirip

$$\eta_o = 1 - \frac{Ap}{A} (1 - \eta_f)$$

5. Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

Menurut Cengel, A, Yunus (2003) [2], koefisien perpindahan panas menyeluruh yaitu:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{1}{\eta_o h_o} + R_{f1} + R_{f2}}$$

6. Perbedaan Rata – rata Log (LMTD)

Menurut Cengel, A, Yunus (2003) [2], perbedaan rata – rata Log (LMTD) yaitu:

$$\Delta T_m = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}}$$

7. Perpindahan Kalor Menyeluruh

Menurut Cengel, A, Yunus (2003) [2], perpindahan kalor menyeluruh yaitu:

$$A_{\text{Superheat}} = \frac{Q_s}{U \times F \times \Delta T_m}$$

8. Panjang Pipa Per Lintasan

$$l = \frac{L}{n}$$

2.5 Refrigeran

Refrigeran adalah fluida kerja utama pada suatu siklus refrigerasi yang bertugas menyerap panas pada temperatur dan tekanan rendah dan membuang panas pada temperatur dan tekanan tinggi. Umumnya refrigeran mengalami perubahan fasa dalam satu siklus.

1. Pengelompokan Refrigeran

Refrigeran dirancang untuk ditempatkan didalam siklus tertutup atau tidak bercampur dengan udara luar. Tetapi, jika ada kebocoran karena sesuatu hal yang tidak diinginkan, maka refrigeran akan keluar dari system dan bisa saja terhirup manusia. Untuk menghindari hal-hal yang tidak diinginkan maka refrigeran harus dikategorikan aman atau tidak aman. Ada dua faktor yang digunakan untuk mengklasifikasikan refrigeran berdasarkan keamanan, yaitu bersifat racun (*toxicity*) dan bersifat mudah terbakar (*flammability*).

Refrigeran ini akan terbakar jika konsentrasinya kurang dari 0,1 kg kg/m³ atau kalor pembakarannya lebih dari 19 MJ/kg. Berdasarkan definisi ini, sesuai standard 34-1997, refrigeran diklasifikasikan menjadi 6 kategori, yaitu:

1. A1: Sifat racun rendah dan tidak terbakar
2. A2: Sifat racun rendah dan sifat terbakar rendah
3. A3: Sifat racun rendah dan mudah terbakar
4. B1: Sifat racun lebih tinggi dan tidak terbakar
5. B2: Sifat racun lebih tinggi dan sifat terbakar rendah
- B3: Sifat racun lebih tinggi dan mudah terbakar.

Tabel 2. 3. Pembagian Refrigeran berdasarkan keamanan.

Menurut Ashrae, Handbook (2008), [1], tabel pembagian refrigeran berdasarkan keamanan yaitu:

Refrigerant		Safety Group	
Number	Chemical Formula	Old	New
10	CCL ⁴	2	B1
11	CCL ₃ F	1	A1
12	CCL ₂ F ₂	1	A1
13	CCLF ³	1	A1
13B1	CBrF ³	1	A1
14	CF ⁴	1	A1
21	CHCL ₂ F	2	B1
22	CHCLF ₂	1	A1
23	CHF ₃	A1	
30	CH ₂ CL ₂	2	B2
32	CH ₂ F ₂		A2
40	CH ₃ CL	2	B2
50	CH ₄	3a	A3
113	CCL ₂ FCCLF ₂	1	A1
114	CCLF ₂ CCLF ₂	1	A1
115	CCLF ₂ CF ₃	1	A1
116	CF ₃ CF ₃		A1
123	CHCL ₂ CF ₃		B1
124	CHCLCF ₃		A1
125	CHF ₂ CH ₃		A1
134a	CF ₃ CH ₂ F		A1

2. Persyaratan Refrigeran

Beberapa persyaratan dari penggunaan refrigeran adalah sebagai berikut:

a. Tekanan Evaporasi dan Tekanan Kondensasi

Tekanan evaporasi refrigeran sebaiknya lebih tinggi dari atmosfer. Hal ini menjaga agar udara luar tidak masuk ke siklus jika terjadi kebocoran minor. Tekanan yang tinggi pada kondensor akan membuat kerja kompressor lebih tinggi dan kondensor harus dirancang untuk tahan pada tekanan tinggi, hal ini akan menambah biaya.

b. Sifat ketercampuran dengan pelumas (*oil miscibility*)

Refrigeran yang baik jika dapat bercampur dengan oli dan membantu melumasi kompressor. Oli sebaiknya kembali ke kompressor dari kondensor, evaporator, dan part lainnya. Sifat seperti ini harus dihindari.

c. Tidak mudah bereaksi (*Inertness*)

Refrigeran yang bersifat inert tidak bereaksi dengan material lainnya untuk menghindari korosi, erosi, dan kerusakan lainnya.

d. Mudah dideteksi kebocorannya (*Leakage Detection*)

Kebocoran refrigeran sebaiknya mudah di deteksi, jika tidak akan mengurangi performansinya. Umumnya refrigeran tidak berwarna (*colorless*) dan tidak berbau (*odorless*). Metode deteksi kebocoran refrigeran:

- Halide torch*, jika udara mengalir di atas permukaan tembaga yang dipanasi dengan api methyl alcohol, uap dari refrigeran akan berdekomposisi dan mengubah warna api. Lidah api menjadi hijau pada kebocoran kecil, dan mengecil dan kemerahan pada kebocoran besar.
- Electronic detector*, caranya dengan melepaskan arus pada ionisasi refrigeran yang telah terdekomposisi. Tetapi tidak dapat digunakan untuk jika udara mengandung zat yang mudah terbakar.
- Bubble method*, campuran sabun yang mudah menggelembung dioleskan pada bagian yang diduga bocor. Jika terjadi gelembung, berarti terjadi kebocoran.

ODP, singkatan dari *Ozone Depletion Potential*, potensi penipisan lapisan ozon. Faktor yang dijadikan pembandingan adalah kemampuan CFC-11 (R-11) merusak lapisan ozon. Jika suatu refrigeran X mempunyai 6 ODP, artinya refrigeran itu mempunyai kemampuan 6 kali R-11 dalam merusak ozon.

Tabel 2.4 Nilai ODP beberapa refrigeran

Refrigeran	Chemical Formula	ODP Value
CFC-11	CCL_3F	1,0
CFC-12	CCL_2F_3	1,0
CFC-13B1	CBrF_3	10
CFC-113	$\text{CCL}_2\text{FCCLF}_2$	0,8
CFC-114	CCLCClF	1,0
CFC-115	CCLF_2CF_3	1,0
CFC/HFC-500	CFC-12(73,8% HFC-152a(26,2%))	0,74
CFC/HFC-502	HCFC-22(48,8%)/CFC-115(51,2%)	0,33
HCFC-22	CHClF_2	0,05
HCFC-123	CHCl_2CF_3	0,02
HCFC-124	CHClFCF	0,02
HCFC-124b	CH_3CClF_2	0,06
HFC-125	CHF_2CF_3	0
HFC-134a	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$	0
HFC-152a	CH_3CHF_2	0

e. GWP adalah global warming potential, ada dua jenis angka (indeks) yang biasa digunakan untuk menyatakan potensi peningkatan suhu bumi.

3. METODE STUDI DAN PERANCANGAN**3.1 Tempat dan Waktu Studi Dan Perancangan**

Perancangan dilakukan di laboratorium teknik pendingin Departemen Teknik Mesin Sumatera Utara dan direncanakan dilaksanakan dalam 9 bulan.

3.2. Bahan dan Alat

3.2.1 Bahan.

1. Pakaian
2. Pompa Kalor (*Heat Pump*)



Gambar 3.2 Rancangan Mesin Pengering Pompa Kalor.

3.2.2 Alat

Peralatan yang digunakan untuk mengukur variabel-variabel penelitian, antara lain:

1. *Load Cell*
2. *Rh (Relative Humidity) Meter*
3. *Anemometer*
4. *Pressure Gauge*

3.3 Data Studi Dan Perancangan

Adapun data yang direncanakan akan dikumpulkan dan selanjutnya dilakukan analisis dalam penelitian ini antara lain adalah sebagai berikut :

1. Massa Pakaian (M)
Massa dari pakaian di ukur pada saat keadaan kering (M_k) dan pada saat keadaan basah (M_b).
2. Waktu pengeringan (t)
Waktu pengeringan yang dibutuhkan untuk mengingkan pakaian yaitu pada saat basah sampai pada saat keadaan kering (berat basah sampai berat kering).
3. Temperatur (T)
Temperatur yang di ukur adalah temperatur udara pada saat masuk ke evaporator (T_1), keluar evaporator (T_2), ruang pengeringan (T_3) dan keluar ruang pengeringan (T_4).
4. Kelembaban udara (Rh)
Kelembaban udara yang diukur pada titik saat masuk ke evaporator (Rh_1), keluar evaporator (Rh_2), ruang pengeringan (Rh_3) dan keluar ruang pengeringan (Rh_4).
5. Kecepatan aliran udara (V)
Udara yang mengalir didalam saluran aliran di ukur kecepatannya.
6. Tekanan (P)
Refrigeran yang masuk ke dalam kompresor (P_1), ke luar kompresor (P_2) dan masuk ke dalam evaporator (P_3) di ukur tekanannya.

3.4 Metode Pelaksanaan Studi Dan Perancangan

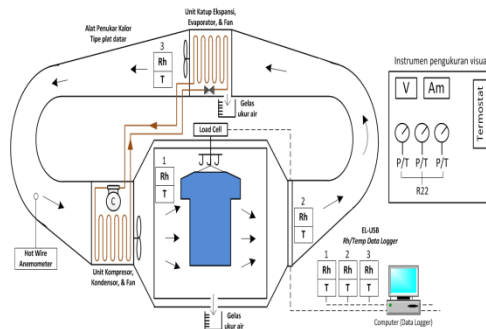
Metode pelaksanaan perancangan ini di mulai dengan studi literature dan dilanjut dengan usulan perancangan, setelah di usulkan baru dilakukan pembuatan alat atau mesin. Seudah mesin siap di buat, masuk ketahap persiapan mesin pengering (pompa kalor) dan pengujian mesin pengering. Setelah didapat data dari hasil pengujian, selanjutnya pengumpulan data seperti data: beban kondensor(kJ/kg), temperatur ($^{\circ}C$), Kecepatan aliran (m/s), panjang pipa(m^2), dan tekanan kondensor (N/m^2). Setelah data terkumpul langkah selanjutnya adalah mengolah dan menganalisis data, dan yang terakhir aadalah menyimpulkan hasil pengolhan data dan analisis data.

4. PERANCANGAN KOMPONEN MESIN PENDINGIN

4.1 Perhitungan Termodinamika

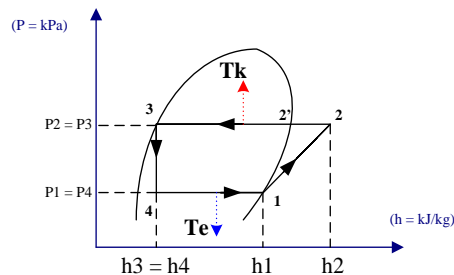
Dari pengujian mesin AC didapat data sebagai berikut sebagai data awal :

- Tekanan Kerja Kondensor (P_K) = 2,3 Mpa
- Tekanan Kerja Evaporator (P_e) = 0,76 Mpa
- Daya Kompresor (W_c) = 1 Hp = 746 Watt
- Temperatur Kondensor (T_k) = 57,47 °C
- Temperatur Evaporator (T_e) = 14 °C



Gambar 4.1 Skema rancangan bangun mesin pengering pakaian.

Dari data hasil pengujian maka dapat dianalisa kondisi kerja mesin tersebut dengan menggunakan diagram Mollier, seperti terlihat pada gambar berikut ini :



Gambar 4.2 P-h Diagram

Titik 1: $T_1 = 14\text{ }^{\circ}\text{C}$,

$P = 0,76698\text{ MPa} = 110,24\text{ Psi}$

$h_1 = 409,60\text{ kJ/kg}$

$S_1 = 1,7306\text{ kJ/kg.K}$

Titik 2': $P = 333,623\text{ Psi} = 2,3\text{ MPa}$ (Dari spesifikasi Mesin AC)

$h_2' = 417,19\text{ kJ/kg}$, $T_2' = 57,47\text{ }^{\circ}\text{C}$

$S_2' = 1,6730$

Titik 2 : $h_2 = 436,230,19\text{ kJ/Kg}$,

$S_2 = 1,7306\text{ kJ/kg.K}$

Titik 3: $h_3 = 273,891\text{ kJ/kg}$, $P = 2,3\text{ Mpa}$

$T_3 = 49,7\text{ }^{\circ}\text{C}$

Titik 4: $T_4 = T_1$ dan $P_4 = P_1$

$h_4 = h_3$ (disenthalphy)

1. Laju aliran massa refrigeran

$$\dot{m} = 0.0280\text{ Kg/s}$$

2. Kalor yang dikeluarkan oleh kondensor

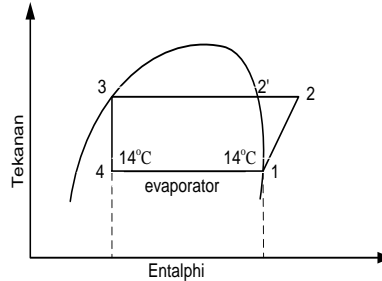
$$Q_k = 4,545\text{ kW}$$

3. Dampak refrigrasi

$$Q_e = 3,799 \text{ kW}$$

4. COP (Coefficient Of Performance)

$$\text{COP} = 5,093$$

4.2 Perhitungan Kondensor**Gambar 4.3 P-h Diagram Evaporator****4.2.1 Diameter dalam pipa tembaga $D_i=0,40\text{in} = 0,0102 \text{ m}$** **4.2.2 Diameter luar pipa tembaga $D_o=0,5 \text{ inc} = 0,0127 \text{ m}$** **IV.2.3 Beban kondensor pada saat superheated**

$$\begin{aligned} Q_{k \text{ superheated}} &= \dot{m} (h_2 - h_{2'}) \\ &= 0,02801 \text{ kg/s} (436,230 \text{ kJ/kg} - 417,190 \text{ kJ/kg}) \\ &= 0,53312 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

4.2.4 Beban kondensor pada saat kondensasi

$$\begin{aligned} Q_{k \text{ kondensasi}} &= \dot{m} (h_{2'} - h_3) \\ &= 0,0280 \text{ kg/s} (436,230 \text{ kJ/kg} - 273,891 \text{ kJ/kg}) \\ &= 4,0112372 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Beban kondensor total} &= Q_{k \text{ superheated}} + Q_{k \text{ kondensasi}} \\ &= 0,53312 \text{ kJ/s} + 4,012373 \text{ kJ/s} \\ &= 4,545492 \text{ kH/s} \end{aligned}$$

4.3.1 Untuk Uap *superheated*

- Untuk sisi refrigeran (h_i)

$$\begin{aligned} \frac{h_i \cdot D_i}{K_g} &= 0,023 (\text{Red})^{0,8} (\text{Pr}_g)^n \\ \frac{h_i \cdot 0,01016}{0,0120} &= 0,023 \times (20172,4825)^{0,8} \times (0,51)^{0,3} \end{aligned}$$

$$h_i = 40,444 \text{ W/m}^2\text{°C}$$

- Perpindahan panas konveksi sisi udara (h_o)
- Laju massa udara

$$\begin{aligned} m_{ud} &= \frac{Q_t}{Cp_u \cdot \Delta t_u} \\ &= \frac{4,012372 \text{ kJ/s}}{1,007 \text{ kJ/kgK} \times 10} \\ &= 0,39 \text{ kJ/s} \end{aligned}$$

- Kecepatan udara persatuan luas

$$G = \frac{m_{ud}}{\sigma \cdot A_{fr}} = \frac{0,39 \text{ kJ/s}}{0,534 \times 0,0127} = 58,57 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

- Bilangan Reynolds

$$\text{Re} = \frac{D_h \cdot G}{\mu} = \frac{3,363 \times 58,57 \text{ kgm}^2/\text{s}}{1,897 \times 10^{-5}} = 11225,22$$

Dari grafik perpindahan kalor-faktor gesekan untuk penukar-kalor tabung bersirip dengan $\text{Re} = 11225,22$ maka didapat $j_H = 0,04$

$$j_H = \text{St} \cdot \text{Pr}^{2/3}$$

$$\text{St} \cdot \text{Pr}^{2/3} = 0,04$$

- Bilangan Stanton

$$\text{St} = \frac{j_H}{\text{Pr}^{2/3}}$$

$$\text{St} = \frac{0,055}{0,706^{2/3}} = 0,05$$

Koefisien perpindahan kalor untuk sisi udara (h_o)

$$h_o = \text{St} \cdot G \cdot \text{Cp} = 0,05 \times 58,57 \text{ kg/m}^2 \cdot \text{s} \times 1007 = 2948,9995 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

4.2.3 Effisiensi Sirip

$$\eta_o = 99\%$$

4.2.4 Faktor Pengotoran

$$R_{f1} = 0,0004 \frac{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

$$R_{f2} = 0,0002 \frac{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}{\text{W}}$$

4.2.5 Koefisien Perpindahan Panas Menyeluruh

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{ref}} + \frac{1}{\eta_o h_f} + R_{f1} + R_{f2}} = \frac{1}{\frac{1}{40,444} + \frac{1}{0,99 \times 2948,9995}} + 0,0004 + 0,0002 = 38,96 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

4.2.6 Perbedaan Rata-rata Log (LMTD)

$$\Delta T_m = 20,43 ^\circ\text{C}$$

4.2.7 Luas perpindahan panas untuk uap *superheated* berdasarkan sisi dalam

$$A_{\text{superheated}} = \frac{Q_{ks}}{U_{ks} \cdot F_{ks} \cdot \text{LMTD}_s}$$

$$= \frac{533,12}{389,6 \times 0,98 \times 20,43} \\ = 0,1 \text{ m}^2$$

4.2.8 Panjang Pipa tiap Lintasan

$$l = \frac{L}{n} \\ = \frac{13,71}{20} \\ l = 0,68 \text{ m}$$

5. KESIMPULAN

Berdasarkan analisa data dan pembahasan dapat diambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Berdasarkan perhitungan termodinamika maka diperoleh unjuk kerja dari siklus refrigerasi adalah sebesar 5,093 dan beban kondensor total sebesar 4,545492 kH/s.
2. Berdasarkan perhitungan rancang bangun pada kondensor di dapat tekanan kerja pada kondensor sebesar 2,3 mPa, temperatur kondensor 57,47°C, koefisien perpindahan panas menyeluruh pada saat *superheated* 38,96 W/m²°C dan pada saat kondensasi sebesar 71,945 W/m²°C.
3. Panjang pipa yang di perlukan pada kondensor sebesar 13,71 m dan panjang pipa perlintasan pada kondensor sebesar 0,68 m.

5.2. Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, penulis menyarankan beberapa hal berikut:

1. Perlu dilakukan perancangan ulang mesin pengering ini dengan mengganti ducting pada mesin yang telah dirancang, untuk mendapatkan tekanan udara yang mengalir lebih cepat.
2. Perancangan mesin pengering pakaian yang telah dibuat memerlukan sedikit ruang agar udara luar dapat mengalir kedalam untuk menjaga suhu pengeringan tetap stabil .

DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Ashrae, Handbook, **HVAC Systems and Equipment**. SI Edition. Atlanta, 2008.
- [2]. Cengel,A, Yunus, **Heat Transfer**, Second Edition, WCB/ McGraw-Hill, United States of America, 2003.
- [3]. Holman, J.P, **Perpindahan Kalor**, Sixth Edition, Penerbit Erlangga, 1986.
- [4]. Koestor, Raldi Artono, **Perpindahan Kalor**, Penerbit Salemba Teknik, 2002.