

# PENGARUH VARIASI DIAMETER TUBE PIPA EVAPORATOR DENGAN *CIRCULAR FINS* TERHADAP *PRESSURE DROPS* ALIRAN REFRIGERANT PADA SISTEM REFRIGERASI

**Nanang Ruhyat, Rahmat Wahyudi**

Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Mercu Buana,  
Jl. Raya Meruya Selatan, Kembangan, Jakarta 11650  
Email: nanangruhyat@yahoo.com

**Abstrak** -- Kebutuhan akan mesin pendingin udara di Indonesia sangat tinggi karena iklim tropis yang menyebabkan Indonesia memiliki dua musim, yaitu musim kemarau dan musim penghujan. Namun pada beberapa tahun ini, musim kemarau atau secara awam dikatakan musim panas, terasa lebih panjang dibanding musim hujan. Sistem refrigerasi dipilih untuk kebutuhan pendingin udara di Indonesia khususnya dan asia pada umumnya. Sistem refrigrasi terdiri dari evaporator, condenser, kompresor dan katup ekspansi. Efek pendinginan terjadi di evaporator, dimana cairan refrigerant berubah menjadi uap atau yang disebut dengan proses evaporasi. Pada penelitian ini, evaporator dirancang menggunakan beberapa diameter tube pipa evaporator, yaitu : 0,005435 m, 0,007036 m, 0,008103 m, 0,008407 m, 0,009398 m, 0,010338 m, 0,011278 m, 0,00125 m, 0,012954 m dan 0,014224 m. Perancangan evaporator untuk biaya perancangan yang optimum dipilih pada rancangan dengan  $D_{in}$  0,009398 m dan  $D_{out}$  0,0127 dengan panjang tube 5,08 m karena ukuran dan panjang tube yang tidak terlalu besar dan panjang.

**Kata Kunci:** Refrigerasi, evaporasi, circular fins dan optimasi diameter tube.

**Abstract** - Need for AC in Indonesia is very high due to the tropical climate that led to Indonesia has two seasons, the dry season and the rainy season. However, in recent years, drought or in layman say summer, feels longer than rainy season. Refrigeration system selected for air conditioning needs in Indonesia in particular and Asia in general. Refrigeration system consists of evaporator, condenser, expansion valve compressor and. Cooling effect occurs in the evaporator, where the liquid refrigerant turns into steam or called by evaporation. In this study, the evaporator is designed using multiple tube diameter pipe evaporator, namely: 0.005435 m, m 0.007036, 0.008103 m, m 0.008407, 0.009398 m, m 0.010338, 0.011278 m, 0.00125 m, m and 0.014224 0.012954 m. The design of the evaporator to the cost of designing the optimum selected in the draft with  $D_{in}$  0.009398 m and  $D_{out}$  0.0127 to 5.08 m long tube because of the size and length of the tube which is not too big and long.

**Keywords:** Refrigeration, evaporation, circular fins and tube diameter optimization.

## 1. PENDAHULUAN

Sistem pendinginan udara menjadi kebutuhan masyarakat di daerah tropis seperti Indonesia. Hal ini karena musim panas yang panjang. Sistem pendingin atau sistem refrigerasi membutuhkan media pendinginan yaitu refrigerant. Dalam penelitian ini menggunakan R 134a. R134a ( $\text{HC}_2\text{HCF}_3$ ) sebagai salah satu refrigerant alternatif yang ramah lingkungan dan memiliki beberapa properti yang baik, tidak berbau, tidak berwarna, tidak korosif, tidak beracun, relatif stabil, kerapatan fasa uap yang rendah dan tidak mudah terbakar serta dapat beroperasi pada temperature rendah (Paringga, 2005).

Dengan sistem Refrigerasi ada perubahan temperatur udara pada suatu bahan atau ruangan ke temperature yang lebih rendah daripada temperatur lingkungan sekitarnya

dengan cara penarikan atau penyerapan panas dari bahan atau ruangan tersebut (Supratman, 1989).

Refrigerant inilah yang berubah-ubah sifat-sifat thermal-nya karena pengaruh temperature dan tekanan dari proses siklus alat-alat refrigerasi yang berawal dari pemampatan refrigerant oleh kompresor sehingga menjadi uap bersuhu dan bertekanan tinggi, kemudian melalui pengembunan (kondensasi) pada kondenser dimana uap kembali menjadi cairan di dalam kondensor. Pengaturan pemuain bagi refrigeran cair untuk memuai agar selanjutnya diatur tekanan dan temperaturnya pada katup ekspansi agar dapat menguap di evaporator.

Pada katup ekspansi ini tekanan refrigerant diturunkan sehingga refrigerant berubah kondisi dari fase cair ke fase uap yang kemudian dialirkan ke evaporator, proses ini

membutuhkan energi penguapan, dalam hal ini energi yang dipergunakan adalah energi yang berada di lingkungan di serap sehingga temperatur lingkungan menjadi turun dan proses ini berlangsung terus-menerus sampai udara di lingkungan menjadi pendinginan (Chandra, 2014). Diameter pipa yang ada di evaporator dibuat relatif lebih besar jika dibandingkan dengan diameter pipa yang ada pada kondenser.

Desain evaporator dipengaruhi oleh kapasitas dan jenis refrigeran yang digunakan dengan temperatur operasi evaporasi serta laju aliran massa refrigeran ketika memasuki evaporator yang dipengaruhi oleh koefisien perpindahan panas pada evaporasi (Chandra, 2014).

Penelitian ini mencoba merancang dengan mengoptimasikan diameter dalam dan luar tube agar menghasilkan daya evaporator, pressure drop aliran dalam tube yang beragam dan jumlah fins pada perancangan yang mengikuti panjang pipa evaporator yang ditentukan.

**2. METODE DAN SET UP PERANCANGAN EVAPORATOR**

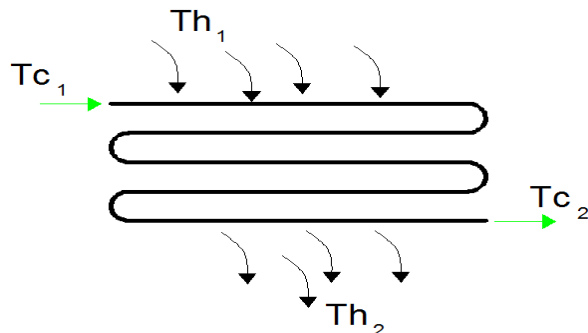
Metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah menggunakan pendekatan

thermodinamika dan perpindahan panas yang disimulasikan untuk mendapatkan gambar rancangan dengan parameter pengukuran yang ditetapkan dalam set up perancangan.

Set up perancangan ditentukan sebagai berikut:

- Temperatur refrigeran masuk ( $T_{c1}$ ) = -4,31°C
- Temperatur refrigeran keluar ( $T_{c2}$ ) = 20°C
- Temperatur udara masuk ( $T_{h1}$ ) = 30°C
- Temperatur udara keluar ( $T_{h2}$ ) = 10°C

Set up perancangan tersebut diuungkan dalam skema sebagaimana tampak pada Gambar 1 dan dirinci pada Tabel 1 dan Tabel 2.



Gambar 1. Skema Gambar Evaporator

Tabel 1. Rincian Set Up Perancangan

No	Parameter Perancangan	Simbol	Hasil Perhitungan
1	Efektivitas Temperatur	$P = \frac{T_{c2}-T_{c1}}{T_{h1}-T_{c1}}$	0,70
2	Rasio Kapasitas Panas	$R = \frac{Th_{11}-Th_2}{T_{c2}-T_{c1}}$	0,82
3	Lmtd	$\Delta T_{lm,cf} = \frac{(Th_{in} - T_{c_{out}}) - (Th_{out} - T_{c_{in}})}{\ln[(Th_{in} - T_{c_{out}})/(Th_{out} - T_{c_{in}})]}$	12,03°C
4	Perbedaan Rata-Rata Suhu Antara Inlet Dan Outlet	$\Delta T_m = \frac{20^\circ C + (-4,31^\circ C)}{2}$	7,845°C Dari Fluid Properties Calculator pada Temperatur 7,845°C dan kondisi uap jenuh didapatkan: Cp= 935 J/(kg.K) $\rho = 18,8 \text{ kg/m}^3$ $\mu = 0,11 \times 10^{-4} \text{ Pas}$ $\dot{m}_{ref} = 0,1 \text{ kg/s}$ $T_{in} = -4,31^\circ C$ $T_{out} = 20^\circ C$
5	Laju Perpindahan Kalor	$Q = \dot{m}_{ref} \times C_{p,ref} \times (T_{out}-T_{in})_{ref}$	$27798,485 \frac{J}{s} \approx 27798,485 \text{ W}$
6	Perkiraan Keseluruhan Koefisien Perpindahan Panas Untuk Analisis Awal	(Kakaç, 2002: 302)	$650 \frac{W}{m^2K}$
7	Luas Penampang	$A = \frac{Q}{U \Delta T_{lm,cf}}$	0.15 m <sup>2</sup>
8	Panjang Tube	$L = \frac{A}{\pi D_{in}}$	5,90 m
9	Diameter Dalam Tube	Dalam perencanaan desain rancangan	0,008103 m
10	Enthalpi	Temperatur refrigeran masuk ( $T_1$ ) diperoleh enthalpi ( $h_1$ ), dan Temperatur refrigeran keluar	$(h_1) = 248000 \frac{J}{kg}$ $(h_2) = 262000 \frac{J}{kg}$

		(T <sub>2</sub> ) diperoleh <i>enthalpi</i> (h <sub>2</sub> ) 262000 $\frac{J}{kg}$	
11	Kerja <i>Evaporator</i>	$W = h_2 - h_1$	14000 $\frac{J}{kg}$ maka dapat diperoleh laju aliran <i>refrigeran</i> ( $\dot{m} = 0,1 \frac{kg}{s}$ ).
12	Daya <i>Evaporator</i>	$P = \dot{m} \times W$	1400 $\frac{J}{s} \approx 1400 W$
13	<i>Reynold Number</i> (Kakaç, 2002: 139)	$Re = \frac{U_m D_{in} \rho}{\mu}$	7697,52  bilangan <i>Reynold</i> >4000, maka aliran tersebut bersifat <i>turbulen</i>
14	Gesekan Dalam Tube Digunakan Rumus (Kakaç, 2002: 132)	$f = 0,079 Re^{-0,25}$ untuk $Re \ 4 \times 10^3 < Re < 10^5$	0,0061
15	Pressure Drop	$\Delta p = 4 f \frac{L}{D_i} \rho \frac{U_m^2}{2}$	0,92 $\frac{L}{D_i}$

Tabel 2. Gesekan Pada Fittings, Valves, Bends, Dan Contraction

Jenis <i>Fittings, Valves, Bends</i> dan <i>Contraction</i>	$\frac{Le}{D_i}$
90° <i>standard elbows</i>	30
<i>Angel valves</i>	145
<i>Small radius 180° elbow</i>	75
<i>Large radius 180° elbow</i>	50
<i>Gate Valves</i>	13
<i>Close pattern return bends</i>	50

Sumber: (Kakaç, 2002: 146)

**2.1. Perancangan Fins Evaporator**

Diketahui dari hasil pengukuran diperoleh data yaitu temperatur masuk udara (T<sub>in</sub>= 30°C), dan temperatur keluar udara diinginkan (T<sub>out</sub>= 10°C), serta dengan tekanan 420 kPa untuk udara kering.

$$\Delta T_m = \frac{30^\circ C + 10^\circ C}{2} = 20^\circ C$$

Dari *Fluid Properties Calculator* didapat:

$$C_p = 1010 \frac{J}{kg.K}$$

$$Pr = 0,719$$

$$\rho = 5 \frac{kg}{m^3}$$

$$K = 0,0257 \frac{W}{m.K}$$

$$\mu = 0,183 \times 10^{-4} \text{ kg/m.s}$$

Laju aliran massa per area dapat diperoleh dengan (Kakaç, 2002: 302)

$$G = \frac{\rho U_\infty}{\sigma} = 32,05 \frac{kg}{m^2.s}$$

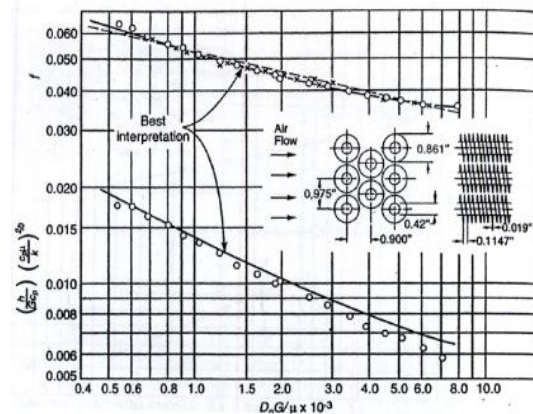
dimana:

$$\rho = 5 \frac{kg}{m^3}$$

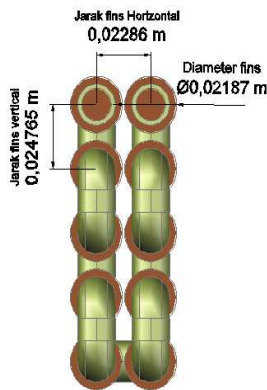
U<sub>∞</sub> = Kecepatan aliran udara, 5  $\frac{m}{s}$   
σ = Area aliran bebas 0,78

**2.2. Perancangan *Evaporator* dengan *Circular Fins***

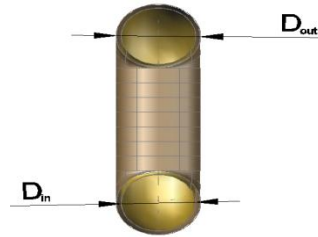
Ditentukan tebal fins 0,4826 mm, jarak antar fins 24,765 mm, jarak dari fins a ke b 21,87 mm, diameter hidrolik (d<sub>h</sub>) = 4,43 mm, luas area/total area fins 0,839 , σ= 0,494 dan area perpindahan panas/total volume= 446 m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup> (Kays and London, 1984).



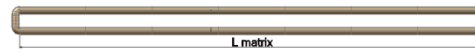
Gambar 2. *Circular Fins*  
Sumber: (Kakaç, 2002: 358)



Gambar 3. Jarak antar fins



Gambar 4.  $D_{in}$  dan  $D_{out}$  Tube evaporator



Gambar 5. Panjang Matrix Evaporator

Tabel 3. Optimasi Perancangan Evaporator

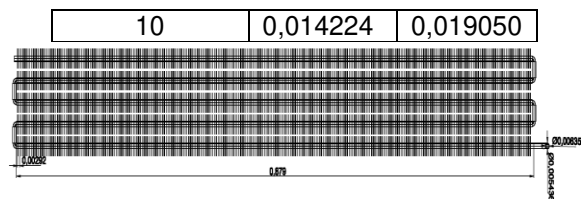
Rancangan ke-	Variabel Perancangan							
	$D_{in}$ (m)	$D_{out}$ (m)	L (m)	$Re_{ref}$	$\Delta p_{tref}$ (Pa)	L matrix (m)	$A_t/A_{min}$	$\Delta p_t$ udara (Pa)
1	0,005436	0,00635	8,79	18581,23	2332,59	0,879	8181	17518,4
2	0,007036	0,009525	6,79	24050,3	1564,97	0,679	6274	13534,7
3	0,008103	0,009525	5,9	29697,5	1291,98	0,59	5448	11752,5
4	0,008407	0,009525	5,68	28736,65	1232,97	0,568	5251	11327,5
5	0,009398	0,0127	5,08	32124,07	1079,22	0,508	4697	10133
6	0,010338	0,015875	4,62	35337,16	972,42	0,462	4270	9211,7
7	0,011278	0,0127	4,24	38550,25	890,93	0,424	3914	8443,9
8	0,0125	0,015875	3,82	427,27	810,57	0,382	3531	7618,4
9	0,012954	0,01905	3,69	44279	786,12	0,369	3408	7351,4
10	0,014224	0,01905	3,36	48620	729,08	0,336	3103	3103

2.3. Perancangan Evaporator

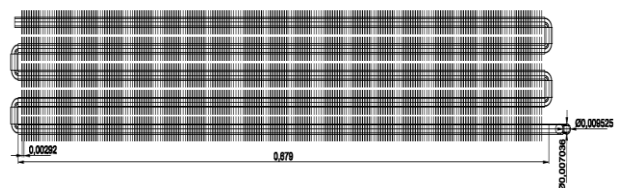
Terdapat beberapa perancangan evaporator yang dilakukan. Beberapa perancangan tersebut adalah diperlihatkan pada Tabel 4. Hasil perancangan masing-masing evaporator diperlihatkan pada Gambar 6 hingga Gambar 15.

Tabel 4. Perancangan Evaporator

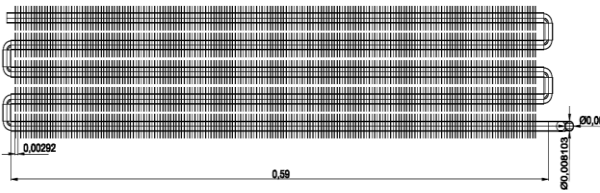
Perancangan ke-	$D_{in}$ (m)	$D_{out}$ (m)
1	0,005436	0,006350
2	0,007306	0,009525
3	0,005436	0,006350
4	0,008407	0,009525
5	0,009398	0,012700
6	0,010338	0,015875
7	0,011278	0,012700
8	0,012500	0,015875
9	0,012954	0,019050



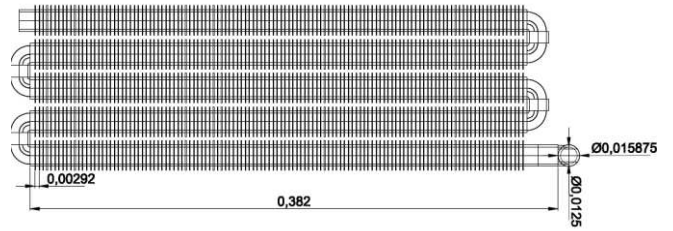
Gambar 6. Rancangan ke-1 ( $D_{in}$  0,005436m  $D_{out}$  0,00635 m)



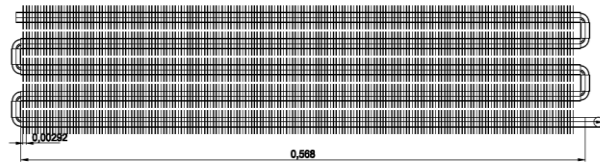
Gambar 7. Rancangan ke-2 ( $D_{in}$  0,007306 m  $D_{out}$  0,009525 m)



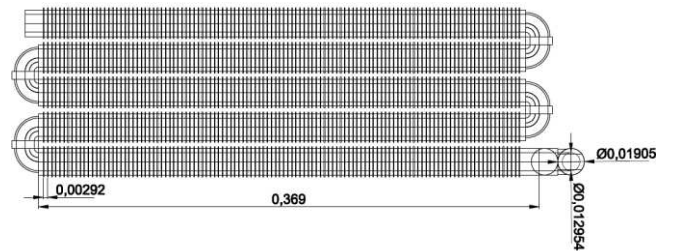
Gambar 8. Rancangan ke-3  
( $D_{in}$  0,008103mm  $D_{out}$  0,009525 mm)



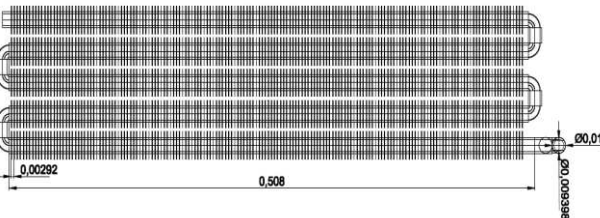
Gambar 13. Rancangan ke-8  
( $D_{in}$  0,0125m  $D_{out}$  0,015875 m)



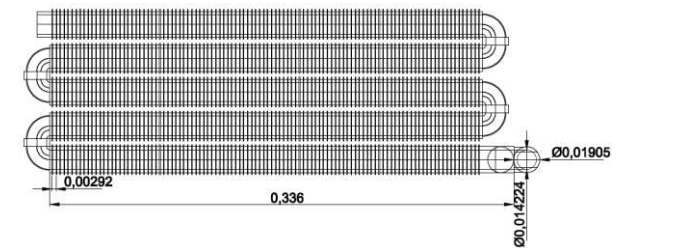
Gambar 9. Rancangan ke-4  
( $D_{in}$  0,008407m  $D_{out}$  0,009525 m)



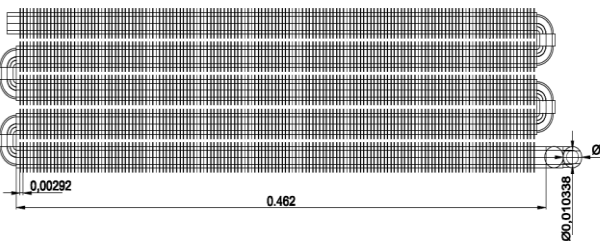
Gambar 14. Rancangan ke-9  
( $D_{in}$  0,012954 m  $D_{out}$  0,01905 m)



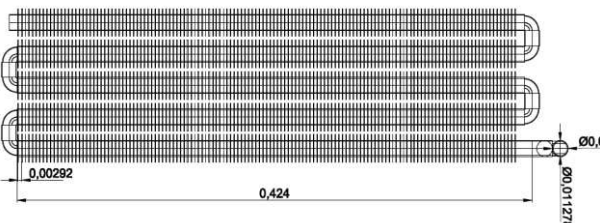
Gambar 10. Rancangan ke-5  
( $D_{in}$  0,009398m  $D_{out}$  0,0127 m)



Gambar 15. Rancangan ke-10  
( $D_{in}$  0,014224 m  $D_{out}$  0,01905 m)



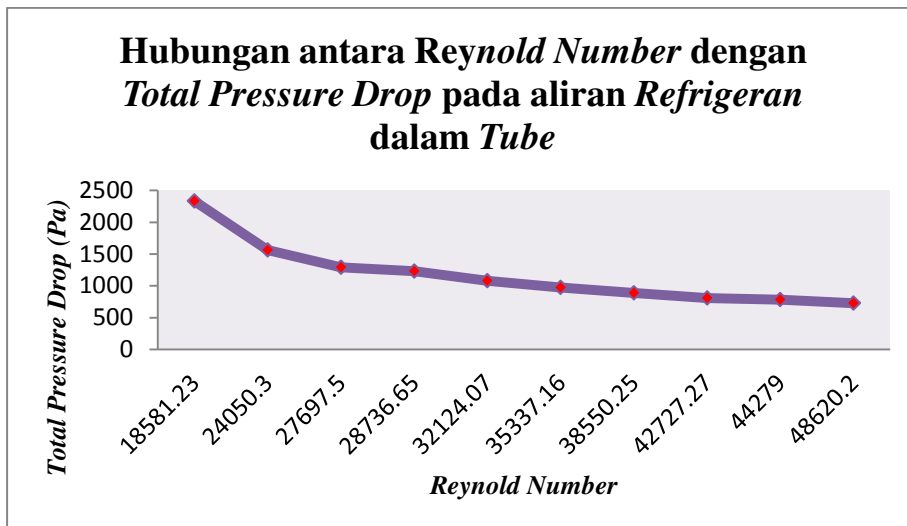
Gambar 11. Rancangan ke- 6  
( $D_{in}$  0,010338m  $D_{out}$  0,015875 m)



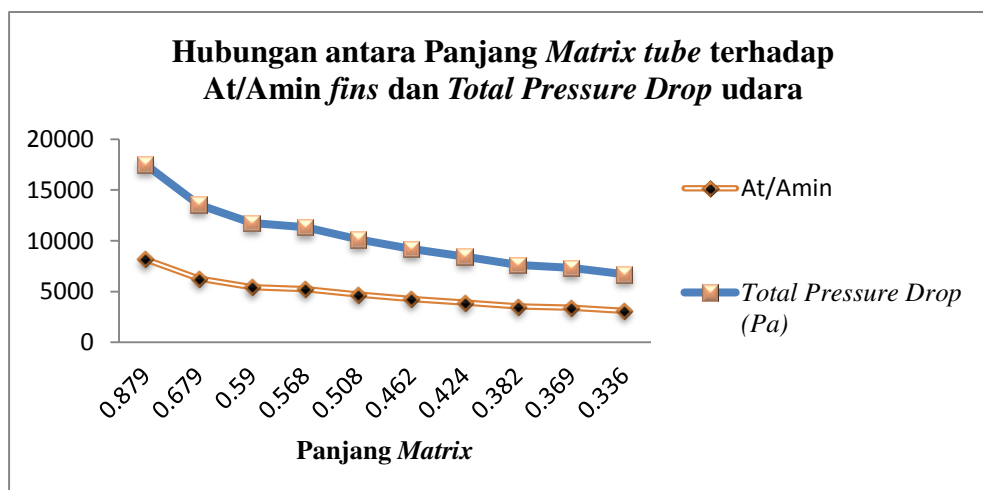
Gambar 12. Rancangan ke-7  
( $D_{in}$  0,011278 m  $D_{out}$  0,0127 m)

### 3. HASIL DAN DISKUSI

Berdasarkan perancangan yang telah dilakukan dan serta hasil pengukuran, maka didapat grafik hubungan antara Reynold Number dengan Total Pressure Drop. Hubungan tersebut diperlihatkan pada Gambar 16 dan gambar 17. Berdasarkan Gambar 16 dan gambar 17, dapat dikatakan bahwa apabila bilangan Reynold semakin besar yang disebabkan oleh perubahan variabel diameter dalam dan panjang tube maka dapat disimpulkan bahwa *total pressure drop* nya semakin kecil. Perancangan dengan *Circular fins* jelas bahwa panjang matrix tube semakin pendek tentunya *pressure drop* udara semakin kecil.



Gambar 16. Hubungan antara Reynold Number dengan Total Pressure Drop pada aliran Refrigeran dalam Tube



Gambar 17. Hubungan antara Panjang Matrix terhadap  $A_t/A_{min}$  fins dan Total Pressure Drop udara

### 3. KESIMPULAN

Berdasarkan pengujian dan analisa dari hasil perancangan, dapat disimpulkan beberapa hal, yaitu:

- Perancangan dengan mengoptimasikan  $D_{in}$  tube, apabila  $D_{in}$  tube dirancang dengan diameter semakin besar akan diperoleh panjang yang semakin kecil.
- Optimasi dengan mengubah  $D_{in}$  tube semakin besar mengakibatkan Reynold Number pada aliran dalam tube dengan menggunakan fluida R134a akan semakin besar nilainya.
- Dari hasil perancangan, apabila bilangan Reynold semakin besar yang disebabkan oleh perubahan variabel diameter dalam dan panjang tube, maka dapat disimpulkan bahwa total pressure drop nya semakin kecil.

- Pada perancangan fins apabila panjang matrix yang dirancang semakin pendek, maka pressure drop udara semakin kecil.

### DAFTAR PUSTAKA

- Chandra, M. *Evaporator*. Makalah Teknik Kimia, Politeknik Negeri Jakarta. 2014
- Holman, J.P., *Perpindahan Kalor*, Erlangga, Jakarta. 1991.
- Paringga, E. dan Karyanto. *Teknik Mesin Pendingin*: CV. Restu Agung. Jakarta. 2005
- Kakaç, S. *Heat exchanger: selection, rating, and thermal design*. Florida. 2002
- Supratman, H. (Penerjemah). *Refrigerasi dan Pengkondisian Udara*. PT. Erlangga. Jakarta. 1989.
- Kays, W.M. and London, A.L.[1984], *Compact Heat Exchanger*, 3rd ed., McGraw-Hill, New York. With permission