

ANALYSIS OF DOUBLE PIPE HEAT EXCHANGER PERFORMANCE BY UTILIZING THE HEAT OF DISCHARGE COMPRESSOR PIPE

Markus¹⁾, Faldian²⁾

¹Politeknik Negeri Bandung
email: markus.polban@gmail.com

²Politeknik Negeri Bandung
email: fld_ra@yahoo.com

Abstract

The heat energy generated by the compressor discharge pipe on a split AC machine can be utilized, one of which is to heat feed water in a boiler machine (steam boiler). The split AC machine that is utilized is a type of air cooled remote condensing unit in Refrigeration and Air Conditioning Engineering laboratory of Bandung State Polytechnic. Double pipe heat exchanger with opposite direction of flow is placed directly on the outside of the compressor output, with 1,18 m of length, 1 inch of discharge pipe diameter, and 2 inch of annulus pipe diameter. The research was conducted by varying flow rate of cooling water on the annulus side, with the number of Debit is: 0,01 liter/s, 0,06 liter/s, 0,10 liter/s, and 0,15 liter/s respectively, with an average temperature of the discharge pipe entry side is 89,2 °C and an average of cooling water inlet temperature is 26,3 °C. The result showed that an average of cooling water outlet temperature for cooling water debit of 0,01 liter/s, 0,06 liter/s, 0,10 liter/s, and 0,15 liter/s were 41,3 °C, 35,4 °C, 31,7 °C, and 30,3 °C respectively, while the effectiveness of the heat exchanger gave the result of 11%, 10%, 10% and 18%.

Keywords: Heat Exchangers, Counter Flow, Effectiveness, Pipe And Pipe Exchangers

1. PENDAHULUAN

Temperatur tinggi pada sisi tekan (*discharge*) keluaran kompresor pada mesin tata udara jenis *air cooled remote condensing unit* yang terpasang di laboratorium tata udara Politeknik Negeri Bandung memungkinkan untuk dimanfaatkan sebagai pemanas air. Dengan membuang panas ke air pendingin, akan menurunkan suhu refrigeran sehingga akan menurunkan kerja condenser. Alat penukar kalor jenis tabung ganda yang akan diteliti dibuat dengan cara mencangkokkan bagian *annulus* pada saluran *discharge* kompresor. Refrigeran keluaran kompresor berfungsi sebagai fluida pembuang panas, sedangkan fluida penerima panas (sisi *annulus*) digunakan air tanah (sumur bor) yang dikondisikan menggunakan toren (bak penampung). Penelitian bertujuan untuk mengetahui kemampuan alat penukar kalor memindahkan panas dari fluida refrigeran ke air pendingin, dan seberapa efektif kerja alat penukar kalor. Dimensi sisi *annulus* yang dicangkokkan pada sisi *discharge* kompresor sangat tergantung pada *space* (ruang) yang ada, sehingga optimalisasi kinerja alat penukar kalor akan terbatas. Analisis kinerja dilakukan dengan memvariasikan laju aliran volume air pendingin.

Pada mesin tata udara, refrigeran pada saluran keluar *discharge* kompresor langsung menuju *condenser* untuk selanjutnya membuang panas ke lingkungan atau fluida pendingin. Keluar dari *condenser* diharapkan fluida refrigeran sudah berfasa cair (*subcool*). Untuk menjamin bahwa fluida refrigeran yang keluar *condenser* telah berfasa cair, biasanya saluran pemipaan keluar kompresor dikontakkan langsung ke saluran pemipaan keluar

epaporator yang menuju sisi hisap kompresor (*liquid section heat exchanger*). Pada mesin tata udara kapasitas menengah kebawah, umumnya instalasi system tidak menggunakan *LSHX* (*liquid section heat exchanger*), sehingga untuk menjamin bahwa refrigeran yang keluar *condenser* benar benar cair (*subcool*), memungkinkan untuk dipasang alat penukar kalor pipa dalam pipa (penukar kalor pipa ganda) sepanjang saluran dari sisi tekan kompresor hingga masuk *condenser*.

Kinerja alat penukar kalor tabung ganda sangat tergantung pada beda temperatur antara fuida panas masuk dengan fluida dingin masuk, laus permukaan kontak antara fluida panas dan fluida dingin, dan nilai kemampuan mentransfer kalor dari media antara fluida panas dengan fluida dingin (Holman, 2010). Selain itu, kinerja alat penukar kalor tabung ganda dipengaruhi pula oleh arah aliran fluida, apakah aliran searah atau aliran lawan arah, hasil penelitian oleh Mustaza Ma'a (2013) mendapatkan efektivitas (ϵ) = 31,99 % untuk aliran lawan arah dan ϵ = 31,42 % untuk aliran searah. Perbedaan temperatur fluida panas maupun dingin sangat mmpengaruhi efektivitas penukar kalor, hasil penelitian Bambang Yunianto dkk. (2011) mendapatkan bahwa semakin besar perbedaan antara temperatur fluida panas dengan temperatur fluida dingin akan semakin meningkat efektivitas penukar kalor.

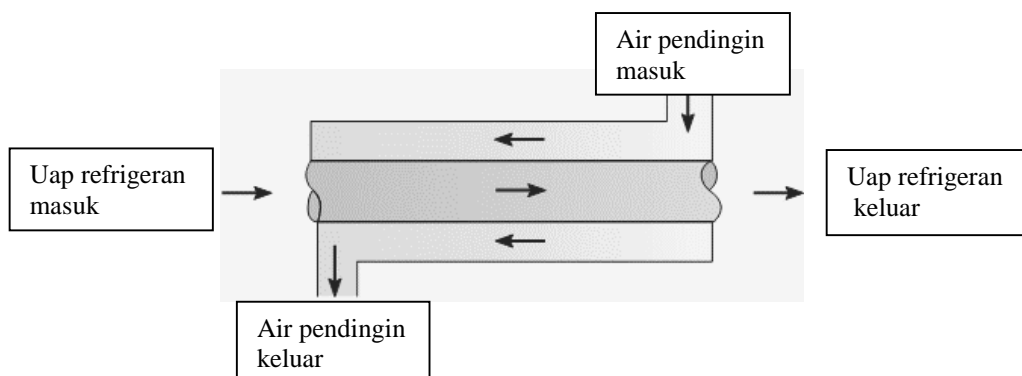
2. KAJIAN LITERATUR

2.1 Alat Penukar Kalor Tabung Ganda

Pada dasarnya, alat penukar kalor adalah suatu alat yang berfungsi untuk memindahkan kalor dari satu fluida bersuhu tinggi ke fluida lain yang bersuhu lebih rendah. Pembuangan dan pengambilan kalor antara dua fluida akan menaikkan dan menurunkan suhu masing-masing fluida. Pada alat penukar kalor, selain terjadi perubahan temperatur, akibat pengambilan dan pembuangan kalor dapat pula mengubah fasa fluida tanpa mengubah temperatur, yang terjadi di dalam *condenser* dan *evaporator*.

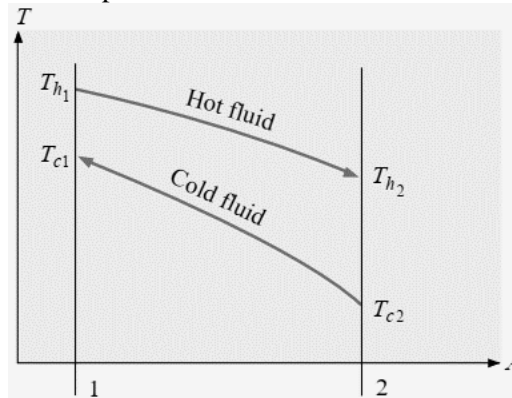
Pemasangan alat penukar kalor pada saluran keluar katup tekan (*discharge*) pada mesin pendingin akan mempercepat menurunkan suhu fluida refrigeran, sehingga sesaat sebelum masuk katup ekspansi, refrigeran sudah berfasa cair (*subcool*). Energi kalor yang diserap air pendingin pada sisi *annulus* akan manaikkan suhu air pendingin sehingga dapat dimanfaatkan untuk *preheating* pada mesin boiler.

Penukar kalor tabung ganda menggunakan jenis aliran lawan arah (*counter flow*), fluida pendingin mengalir melalui *annulus*, sedangkan fluida uap panas mengalir melalui tabung keluaran pada sisi tekan kompresor untuk selanjutnya masuk menuju kendenser (gambar 1).



Gambar 1. Penukar kalor tabung ganda aliran lawan arah

Gambar berikut menunjukkan karakteristik perubahan temperatur fluida panas dan fluida dingin sepanjang lintasan penukar kalor.



Gambar 2. Karakteristik temperatur terhadap luas permukaan perpindahan kalor aliran lawan arah (Holman, 2010).

Laju perpindahan kalor konveksi yang diserap air pendingin pada sisi annulus adalah

$$q = m c_p (T_{c_o} - T_{c_i}),$$

(1)

$$m = \rho V A_H, \text{ dan } V = Q/(A_o - A_i)$$

Dengan bilangan Reynolds $Re_d = \rho V d_H / \mu$

(2)

Dimana :

q = laju perpindahan kalor yg diserap air pendingin (W)

m = laju aliran massa air pendingin (kg/s)

c_p = kalor jenis fluida (kJ/kg °C)

T_{c_o} = temperature air pendingin keluar (°C)

T_{c_i} = temperature air pendingin masuk (°C)

V = kecepatan air pendingin (m/s)

ρ = massa jenis air (kg/m³)

A_o = luas penampang sisi diameter luar annulus (m²)

A_i = luas penampang sisi diameter dalam annulus (m²)

A_H = luas penampang annulus (m²)

Q = debit air pendingin (m³/s)

d_H = diameter hidrolis ($d_o - d_i$)

μ = viskositas dinamik air (kg/m s)

2.2 Beda Suhu Logaritma (LMTD)

Laju perpindahan kalor dari refrigeran ke air pendingin dihitung menggunakan persamaan (Holman, 2010) :

$$q = U A (\Delta T)_{LMTD} \quad (3)$$

dimana:

U = koefisien perpindahan kalor menyeluruh (W/m² °C)

A = luas permukaan perpindahan kalor (m²)

$(\Delta T)_{LMTD}$ = beda temperatur logaritma (°C)

Persamaan kesetimbangan energy antara fluida panas (refrigeran) dan fluida dingin (air), dinyatakan dengan sebagai berikut :

$$q = -m_h c_{ph} T_h = m_c c_{pc} T_c \quad (4)$$

subscrip h dan c = untuk fluida panas dan dingin

Untuk mendapatkan persamaan beda temperatur logaritma, kita uraikan dari persamaan laju perpindahan kalor (1) dan persamaan kesetimbangan energy (2), dengan mengacu pada karakteristik temperatur terhadap luas permukaan perpindahan kalor (gambar 2).

Didapat persamaan beda temperatur logaritma sbb. :

$$(\Delta T)_{LMTD} = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln \frac{(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})}} \quad (5)$$

2.3 Efektivitas Penukar Kalor

Efektivitas penukar kalor dinyatakan sebagai rasio laju perpindahan kalor nyata terhadap laju perpindahan kalor maksimum yang mungkin (Holman, 2010). Laju perpindahan kalor nyata bisa dari fluida panas atau fluida dingin.

$$\varepsilon = \frac{\text{laju perpindahan kalor nyata}}{\text{laju perpindahan kalor maksimum yang mungkin}}$$

Laju perpindahan kalor nyata bisa dari fluida panas atau fluida dingin, laju perpindahan kalor nyata untuk fluida panas dan dingin dinyatakan dengan persamaan :

$$q_h = m_h c_{ph} (\Delta T_h) \quad \text{dan} \quad q_c = m_c c_{pc} (\Delta T_h) \quad (6)$$

Untuk penukar kalor aliran lawan arah (gambar 2), didapat persamaan kesetimbangan energy antara fluida panas dan fluida dingin sbb. :

$$q = m_h c_{ph} (T_{h1} - T_{h2}) = m_c c_{pc} (T_{c1} - T_{c2}) \quad (7)$$

Laju perpindahan kalor maksimum yang mungkin diperoleh dari hasil perkalian antara beda suhu maksimum pada alat penukar kalor dengan $(m c_p)_{\text{minimum}}$, atau :

$$q = (m c_p)_{\text{min}} (T_{h,\text{masuk}} - T_{c,\text{masuk}}) \quad (8)$$

Sehingga efektivitas dapat dinyatakan sebagai :

$$\text{Efektivitas } (\varepsilon) = \frac{\text{beda suhu fluida dengan nilai } (m c_p)_{\text{min}}}{\text{beda suhu fluida panas masuk dengan suhu fluida dingin masuk}}$$

$$\varepsilon = \frac{(\Delta T)_{\text{cmin}}}{(\Delta T)_{\text{mak}}},$$

$$c_{\text{min}} = (m c_p)_{\text{min}}$$

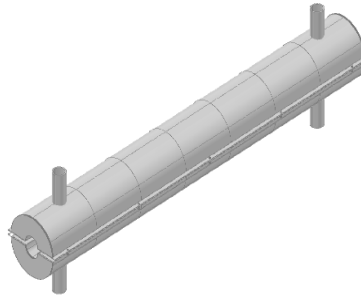
$$(\Delta T)_{\text{mak}} = T_{h,\text{masuk}} - T_{c,\text{masuk}}$$

3. METODE PENELITIAN

3.1 Pemilihan Alat Uji

Penelitian dilakukan dengan memanfaatkan panas dinding luar saluran pipa *discharge condensing unit* yang ada di laboratorium Jurusan Teknik Refrigerasi dan Tata Udara Politeknik Negeri Bandung. Bagian *annulus* ditempel langsung pada sisi luar dinding pipa *discharge*. Sisi *annulus* pada penukar kalor tabung ganda aliran lawan arah terbuat dari pipa baja *black steel* dengan panjang 1,18 m, diameter luar $d_o = 60,3$ mm dan diameter dalam $d_i = 33,4$ mm.

Untuk mendapatkan kinerja alat penukar kalor yang maksimal, maka panjang keluaran pipa *discharge* dimanfaatkan semaksimal mungkin. Model alat penukar kalor yang akan diuji, direncanakan seperti gambar berikut.



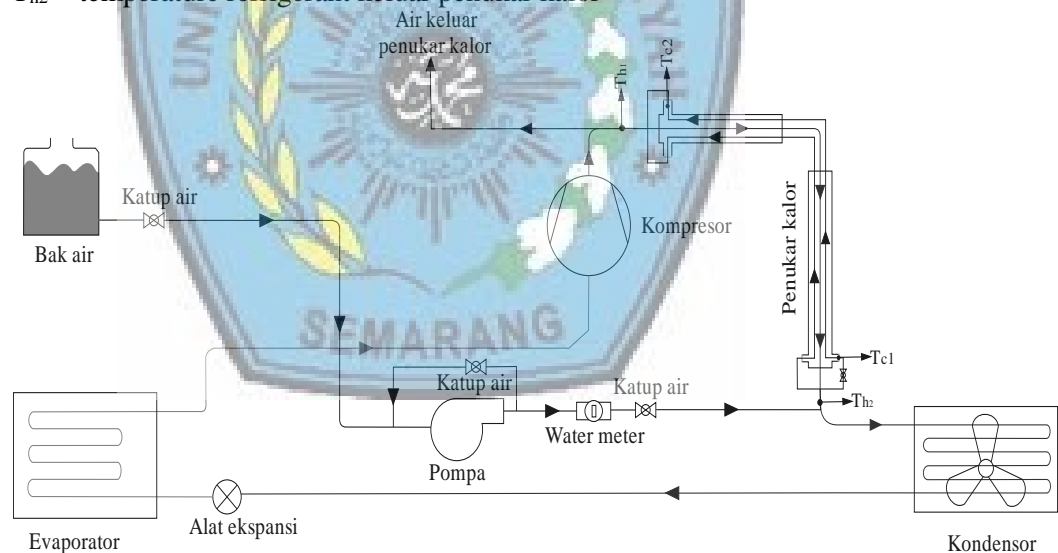
Gambar 3. Model alat penukar kalor yang akan diuji

Untuk mengurangi panas yang hilang sepanjang dinding luar *annulus*, dinding annulus diinsulasi menggunakan *glass wool*.

3.2 Prosedur Pengujian

Selama pengujian, mesin pendingin harus dijalankan. Air pendingin dialirkan melalui *annulus* menggunakan pompa. Pengambilan data pengujian dilakukan dengan memvariasikan laju aliran volume air pendingin. Gambar dibawah ini menunjukkan skema penempatan alat uji pada AC split dengan titik pengukuran temperature,

- T_{C1} = temperature air pendingin masuk penukar kalor
- T_{C2} = temperature air pendingin keluar penukar kalor
- T_{h1} = temperature refrigerant masuk penukar kalor
- T_{h2} = temperature refrigerant keluar penukar kalor



Gambar 4. Skema alat uji

Besaran temperatur yang diambil datanya ditabelkan sebagai berikut :
Laju aliran volume air pendingin (Q).....liter/detik

Tabel 1. Laju Air Volume Air Pendingin

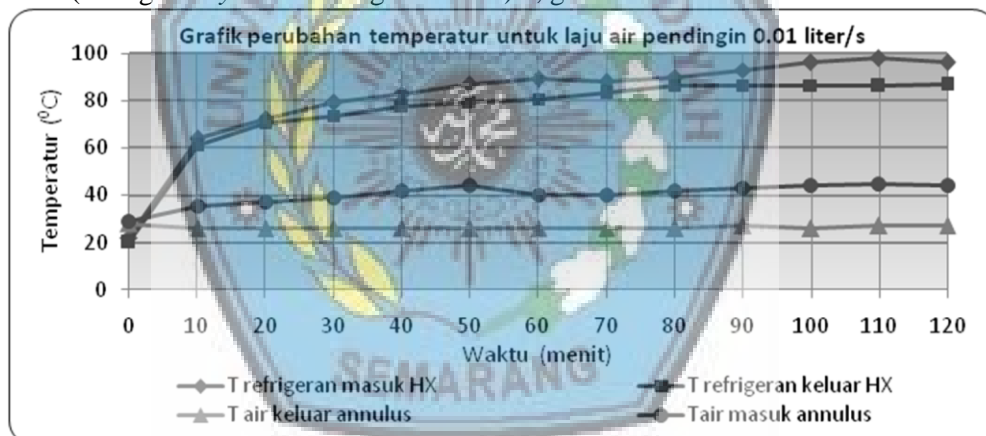
Parameter pengujian	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
Suhu refrigeran masuk penukar kalor (T_{h1})										

Suhu refrigeran keluar penukar kalor (T_{h2})
Suhu air masuk penukar kalor (T_{c1})
Suhu air keluar penukar kalor (T_{c2})

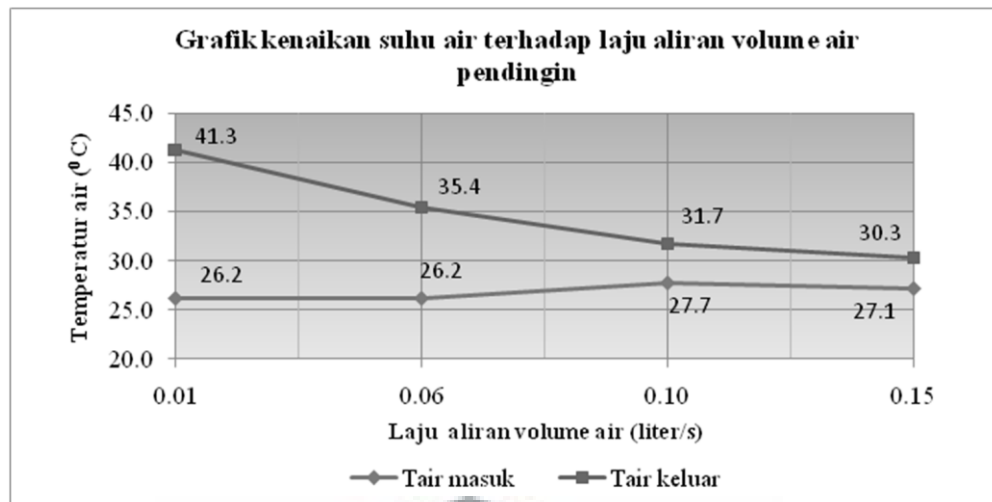
4. HASIL PENELITIAN

Hasil dari penelitian dapat dilihat pada gambar 5 samapai gambar 8. Gambar 5 menunjukkan bahwa energi kalor yang dilepas oleh refrigeran sama dengan energi kalor yang diserap air pendingin, hal ini ditunjukkan oleh penurunan temperatur refrigeran dan kenaikan temperatur air pendingin.

Gambar 6 menunjukkan bahwa semakin tinggi debit air pendingin, semakin kecil laju kalor yang bisa diserap air pendingin, yang ditunjukkan oleh kecilnya penurunan temperatur air pendingin. Laju kalor yang bisa diserap air pendingin sangat dipengaruhi oleh jenis aliran dan koefisien perpindahan kalor menyeluruh U. Hasil penelitian menunjukan bahwa untuk semua laju aliran volume air pendingin, jenis aliran adalah laminer (bilangan *Reynolds* kurang dari 2300)⁽³⁾, gambar 7.



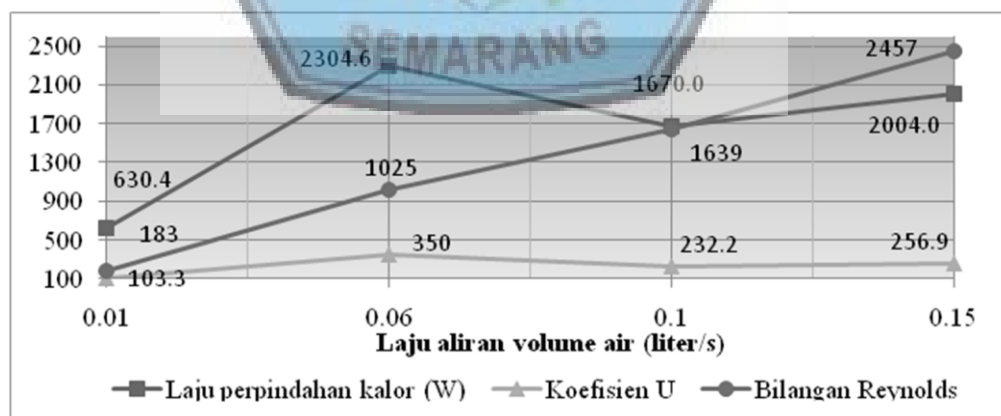
Gambar 5. Grafik perubahan temperature refrigerant dan air pendingin pada debit air pendingin 0,01 liter/detik



Gambar 6. Grafik kenaikan temperature air pendingin terhadap debit

Untuk aliran laminar (*stedy*), perpindahan kalor bisa dianggap sebagai perpindahan kalor konduksi satu dimensi sehingga nilai koefisien U didapat berdasarkan nilai konduktifitas air pendingin. Dari gambar 7, nilai koefisien U cenderung konstan sehingga laju kenaikan laju perpindahan kalor cenderung tetap walaupun bilangan Reynolds semakin tinggi.

Untuk laju air pendingin 0,01 liter/s, kenaikan temperature air rata-rata sebesar 15,1 °C, untuk laju air pendingin 0,06 liter/s, kenaikan temperature air rata-rata 9,2 °C, untuk laju air pendingin 0,10 liter/s, kenaikan temperature air pendingin sebesar 6,0 °C, dan untuk laju air pendingin 0,15 liter/s, kenaikan temperature air pendingin sebesar 3,2 °C. Semakin kecilnya kenaikan temperature air pendingin disebabkan oleh jenis aliran yang tetap laminar sehingga perpindahan kalor yang diserap air berlangsung secara konduksi, dan lama kontak antara dinding pipa discharge dengan air pendingin semakin singkat untuk debit air semakin tinggi.



Gambar 7. Grafik laju perpindahan kalor, koefisien U dan bilangan Reynolds sebagai fungsi debit air pendingin

Gambar 8 menunjukkan efektivitas penukar kalor, dimana efektivitas cenderung tetap pada angka 10 % untuk debit air pendingin 0,01 liter/s hingga 0,1 liter/s, sedangkan pada debit 0,15 liter/s efektivitas naik cukup signifikan sebesar 80 % atau menjadi 18 %. Tren

efektivitas ini hampir sama dengan yang dilakukan oleh Bambang Yunianto dkk (2011)⁽²⁾.



Gambar 8. Grafik efektivitas penukar kalor terhadap debit air pendingin

5. SIMPULAN

Dari hasil olah data yang dilakukan dengan didukung oleh grafik data hasil pengukuran, maka dapat disimpulkan bahwa laju perpindahan kalor q sangat dipengaruhi oleh macam aliran, apakah aliran fluida laminar atau turbulenta. Macam aliran fluida akan menentukan apakah perpindahan kalor pada fluida adalah konduksi atau konveksi, sehingga akan sangat mempengaruhi nilai kemampuan fluida mentransfer kalor. Dari hasil penelitian didapat, untuk debit air pendingin 0,01 liter/s, 0,06 liter/s, 0,10 liter/s, dan 0,15 liter/s didapat kenaikan temperature sebesar 15,1 °C, 9,2 °C, 6,0 °C, dan 3,2 °C. Sedangkan efektivitas penukar kalor didapat 11 %, 10 %, 10 %, dan 18 %, untuk debit air pendingin 0,01 liter/s, 0,06 liter/s, 0,10 liter/s, dan 0,15 liter/s.

6. REFERENSI

1. ASHRAE, 2017, *Handbook of Fundamental*, SI Version, American Society of Heating, Refrigerating, and Air conditioning Engineers, Atlanta.
2. Bambang Yunianto dkk., 2011, "Pengaruh Perubahan Debit Aliran Fluida Panas dan Fluida Dingin terhadap Efektivitas pada Penukar Kalor Tipe Plat Aliran Silang", *Jurnal Rotasi*, Vol.13, No.1, hal. 13-16.
3. P Holman, 2010, *Heat Transfer*, Tenth Edition, Mc Graw-Hill Companies, Inc.
4. Mustaza Ma'a, 2013, "Karakteristik perpindahan Panas pada *Double Pipe Heat Exchanger*", *Jurnal Teknik Elektro dan Komputer*, Vol.1 , No.2, hal. 161-168