

ANALISIS EFEKTIVITAS *LIQUID SECTION HEAT EXCHANGER* DENGAN *TUBE IN TUBE HEAT EXCHANGER* DARI SISI APLIKATIF

Fathan Mubina Dewadi¹

¹Program Studi Teknik Mesin, Universitas Buana Perjuangan Karawang, Jalan Ronggo Waluyo
Sirnabaya, Puseurjaya, Kec. Telukjambe Tim., Kabupaten Karawang, Jawa Barat 41361

Email: fathan.mubina@ubpkarawang.ac.id¹

ABSTRAK

Penelitian ini menjelaskan tentang aplikasidari LSHX yang lebih baik daripada jenis heat exchanger lainnya agar penggunaan penukar kalor tipe ini lebih efektif dan dapat diaplikasikan di beberapa sektor-sektor misal industri, penelitian dan lain sebagainya. Dalam menganalisis data penelitian yang akan dijadikan sebuah optimasi, langkah awal yaitu mengumpulkan semua variabel serta populasi dan sampel penelitian. Kemudian analisis variabel inti atau sampel yang akan dijadikan fokus penelitian. Langkah terakhir dengan membandingkan sampel dan populasi sehingga data yang dianalisis dapat dijadikan pembandingan untuk menentukan data yang lebih baik dari data penelitian sebelumnya. Nilai-nilai yang didapat setelah melakukan penelitian ini yaitu nilai Q_{max} sebesar 2,241 kW pada heat exchanger jenis LSHX dan 5,657 kW pada heat exchanger jenis shell and tube. Nilai selisih temperatur (ΔT_{LMTD}) sebesar 6,2 K pada heat exchanger jenis LSHX dan 11,87 K pada heat exchanger jenis shell and tube. Nilai efektivitas sebesar 87,59% pada heat exchanger jenis LSHX dan 37,35% pada heat exchanger jenis shell and tube.

Kata kunci: Heat Exchanger, LSHX, Efisien.

ABSTRACT

This study describes the application of LSHX which is better than other types of heat exchangers so that the use of this type of heat exchanger is more effective and can be applied in several sectors such as industry, research, and so on. In analyzing research data that will be used as an optimization, the first step is to collect all variables as well as the population and research samples. Then analyze the core variables or samples that will be the focus of the research. The last step is to compare the sample and population so that the analyzed data can be used as a comparison to determine which data is better than previous research data. The values obtained after conducting this research are the Q_{max} value of 2,241 kW on the LSHX type heat exchanger and 5,657 kW on the shell and tube type heat exchanger. The temperature difference value (T_{LMTD}) is 6.2 K for the LSHX heat exchanger and 11.87 K for the shell and tube heat exchanger. The effectiveness value is 87.59% on the LSHX type heat exchanger and 37.35% on the shell and tube type heat exchanger.

Keywords: Heat Exchanger, LSHX, Efficient.

PENDAHULUAN

Industri pendingin, refrigerasi, mengalami perkembangan pada masing-masing sektor pasar yang berkontribusi untuk industri pengolahan makanan dan minuman, fasilitas kesehatan, pengolahan bahan kimia, industri pengolahan plastik, tempat umum dan lain sebagainya. Seiring dengan perkembangan

tersebut tingginya biaya energi mendorong para ilmuwan dalam membuat inovasi untuk meningkatkan efisiensi alat pendingin yang digunakan.

Beberapa metode yang digunakan antara lain dengan menggunakan *ejector* sebagai alat ekspansi, pengaturan putaran kompresor dan *subcooling*. Terdapat beberapa metode *subcooling*, yaitu LSHX, *dedicated*, *integrated* dan menggunakan air kondensat [1].

Pada penelitian ini akan membahas tentang salah satu aplikasi sistem pendingin yaitu *chiller*. Mesin *chiller* merupakan mesin pendingin yang biasa digunakan untuk mendinginkan air dan sirkulasi sistem udara untuk berbagai macam keperluan. Pada sistem *chiller* umumnya menggunakan *refrigerant* dengan tipe HCFC, R22, HFC dan R404A. Sistem refrigerator dari *chiller* memanfaatkan kerja kompresi uap dengan metode *subcooling* dengan menggunakan *refrigerant* R407C, sebagai pengganti *refrigerant* HCFC, R22, HFC dan R404A merupakan *refrigerant* yang dijadwalkan untuk dihapuskan masing-masing pada tahun 2030. Mulai tahun 2019 akan dikurangi penggunaannya hingga 10% dan dijadwalkan dihentikan pada tahun 2024 penggunaannya untuk negara-negara maju. Mulai tahun 2040 untuk negara-negara berkembang, akan di hapus HCFC *Refrigerant* 22 dilakukan penggantian pada penelitian sebelumnya [2].

Penelitian sistem kompresi uap dengan *subcooling* dengan menggunakan *refrigerant* R410A, R507A, dan R407C sebagai pengganti R22 pada temperatur evaporasi antara -15°C s.d 15°C. *Refrigerant* yang mendekati sifat fisik dan termodinamika R22 adalah R410A dan R407C. Kinerjanya serupa dengan R22. COP R410A lebih rendah akan tetapi kapasitaas lebih besar dari R22. Pada sisi yang lain, *liquid suction heat exchanger (LSHX)* dapat dimanfaatkan untuk meningkatkan kinerja mesin pendingin. Pemanfaatan LSHX lebih banyak ditemui pada mesin refrigerasi dibandingkan dengan mesin tata udara. Setelah dilakukan pengamatan dilapangan terdapat suatu kondisi yang belum ideal pada temperatur *refrigerant* yang akan masuk ke *expansion valve* [3].

Pemenuhan persyaratan pada spesifikasi *expansion valve* adalah terpenuhinya temperatur *refrigerant* saat masuk ke *expansion valve*, yaitu sebesar 28°C. Temperatur inilah yang dipakai sebagai referensi untuk kapasitas pendinginan sistem yang akan di capai. Untuk itu dalam penelitian ini akan dipaparkan tentang seberapa besar pengaruh *liquid section heat exchanger* terhadap kinerja sistem pendinginan. Berdasarkan sebelum menggunakan *heat exchanger* tekanan *discharge* mengalami kenaikan dari 11.76 bar rasio kompresi 8 tekanan suction 0.6 bar temperatur evaporasi -35°C, COP 2.18, daya 303.78 Watt dan setelah menggunakan *liquid suction heat exchanger* menjadi 12.5 bar rasio kompresi 12.1, tekanan suction 0.3 bar temperatur evaporasi -40°C, COP 2.10 daya 295.8 Watt. hal ini menyebabkan tercapainya target temperatur kabin (-20°C) dari yang sebelumnya tidak tercapai [4].

Menurut pada kajian ini ditemukan bahwa keadaan temperatur *subcooling* yang sama semakin tinggi temperatur lingkungan maka semakin besar pula peningkatan COP pada mesin pendingin. Hasil penelitian menunjukkan bahwa penggunaan LSHX dapat meningkatkan COP. Efek optimal dari LSHX terlihat pada kecepatan aliran refrigeran yang berbeda untuk suhu awal air yang lebih rendah (30° C hingga 35°C). Percobaan menunjukkan penurunan EER terjadi pada pengaturan suhu kabin 0°C dan -10°C, sedangkan perbaikan EER terjadi pada pengaturan suhu kabin -20°C. Penelitian yang dilakukan menjelaskan bahwa hubungan jumlah laju massa dengan *Liquid Suction Heat exchanger*, meningkatkan COP, untuk *Refrigerant* 22 semula 3,29 naik menjadi 3,39, *Refrigerant* 404A semula 2,76 naik menjadi 2,85 dan *Refrigerant* 290 semula 3,43 naik menjadi 3,50 [5].

Perumusan masalah yang akan dibahas terkait penelitian temperatur masuk *refrigerant* di *expansion valve* adalah sebagai berikut :

- 1) Bagaimana pengaruh pemanfaatan LSHX dalam aplikasi penukar kalor?
- 2) Bagaimana analisis kedua *heat exchanger* dalam perhitungan nilai daya, efektivitas dan suhu?
- 3) Seberapa efektif LSHX dibanding *Tube in tube Heat Exchanger*?

Desain *liquid suction heat exchanger* yang optimum untuk sistem refrigerator dengan memanfaatkan *refrigerant* R407C. Skema model sistem pada refrigerator *portable chiller 5 HP*

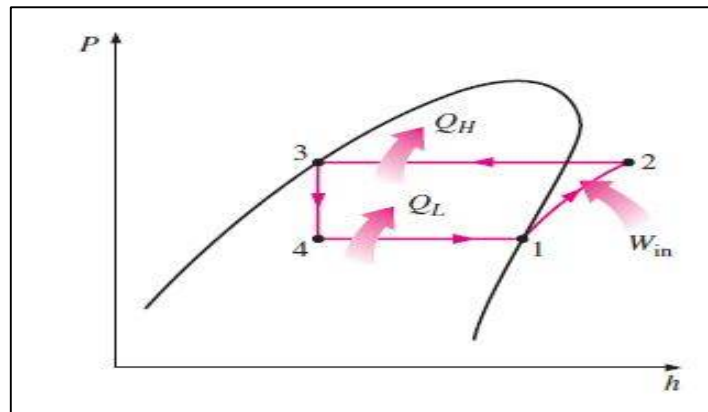
dengan memanfaatkan LSHX dan COP, Efisiensi dan efektivitas dari sistem refrigerator ketika memanfaatkan *refrigerant R407C* dan LSHX pada kapasitas pendinginan. Tujuan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui pengaruh pemanfaatan LSHX dalam aplikasi penukar kalor
2. Mengetahui analisis kedua *heat exchanger* dalam perhitungan nilai daya, efektivitas dan suhu
3. Mengetahui seberapa efektif LSHX dibanding *Tube in tube Heat Exchanger*

Setelah menjabarkan pembahasan mengenai latar belakang penelitian, rumusan masalah serta tujuan penelitian. Berikut manfaat yang diperoleh dari penelitian ini adalah :

1. Mengetahui hubungan antara LSHX dengan *Tube in tube Heat Exchanger* dari sisi aplikasi
2. Mendapatkan pembandingan data secara analitis ketika ingin mengaplikasikan LSHX atau *Tube in tube Heat Exchanger*
3. Menjadi tolak ukur bagi peneliti dan siapa saja yang meneruskan penelitian ini

Komponen yang paling sederhana pada sistem refrigerasi adalah. refrigerasi kompresi uap merupakan sistem refrigerasi yang banyak digunakan, dengan komponen utamanya adalah evaporator, kompresor, kondensor dan katup ekspansi. Komponen tersebut membentuk siklus refrigerasi kompresi uap. Proses yang terjadi pada sistem refrigerasi kompresi uap pada gambar 1 dapat digambarkan pada diagram *pressure-enthalpy* (p - h diagram) [6].



Gambar 1. Diagram P-h siklus kompres

Proses Kompresi (1-2), merupakan proses yang berlangsung pada di kompresor secara *isentropic adiabatic* kondisi awal refrigeran pada saat masuk di kompresor ialah uap jenuh tekanan rendah dan setelah dikompresi refrigeran menjadi uap tekanan tinggi, temperatur refrigeran akan naik. Akan terjadi tekanan dan temperatur meningkat lebih tinggi dari temperatur lingkungan. Berikut akan dijelaskan pada persamaan 2.1 dan 2.2 [7].

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref}(h_{out} - h_{in}) \quad (2.1)$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1) \quad (2.2)$$

Dimana :

\dot{W}_{comp} = kerja yang *input* kompresor, (kW)

\dot{m}_{ref} = laju aliran massa, (kg/s)

h_1 = *enthalpy* refrigeran masuk ke kompresor , (kJ/kg)

h_2 = *enthalpy* refrigeran keluar dari kompresor , (kJ/kg)

Proses Kondensasi (2-3), Tekanan uap refrigeran dari kompresor meningkat lebih tinggi, sehingga temperatur jenuh refrigeran ke kondensor akan tinggi. Kenaikan tekanan dan temperature tersebut kondensor sengaja dibuat agar temperatur jenuhnya lebih tinggi dari temperatur lingkungannya, sehingga refrigeran membuang kalor ke lingkungan dan Proses kondensasi (perubahan fase uap menjadi cair). Isobar adalah proses kondensasi refrigeran yang tidak mengalami perubahan tekanan dan temperatur diagram P-h. Kerja yang dilepas di kondenser didapat pada persamaan 2.3 dan 2.4 [8].

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_{ref}(h_{in,cond} - h_{out,cond}) \quad (2.3)$$

$$Q_{cond} = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1) \quad (2.4)$$

Dimana :

\dot{Q}_c = kerja kondenser (kW)

\dot{m}_{ref} = laju aliran massa refrigeran (kg/s)

h_2 = *enthalpy* refrigeran masuk kondenser (kJ/kg)

h_3 = *enthalpy* refrigeran keluar kondenser (kJ/kg)

Proses ekspansi (3-4), saat refrigeran masuk ke katup ekspansi tekananan dan temperatur menjadi lebih rendah dari pada temperatur lingkungan maka refrigeran dapat menyerap kalor pada saat berada di evaporator. Dalam proses ekspansi tidak ada energi yang keluar maupun masuk ini tidak terjadi secara adiabatik, artinya. Sehingga proses ekspansi terjadi pada *enthalpi* konstan atau. Karena prosesnya yang *isoenthalphy*. Proses Evaporasi (4-1), penurunan temperatur dan tekanan pada katup ekspansi akan mengalir ke evaporator. refrigeran akan menyerap kalor dari tempat atau produk yang didinginkan, proses evaporasi adalah fasa refrigeran akan berubah menjadi uap dan idealnya seluruh refrigeran akan berubah fasa dari cair ke uap hingga menjadi uap jenuh. proses evaporasi pada tekanan dan temperatur yang konstan (*isobar*). Kalor yang diserap di evaporator akan dijelaskan pada persamaan 2.3 dan 2.4 [9].

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{ref}(h_{out,eva} - h_{in,eva}) \quad (2.5)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_{ref}(h_4 - h_1) \quad (2.6)$$

Dimana :

\dot{Q}_e = kapasitas pendinginan, (kW)

\dot{m}_{ref} = laju aliran massa, (kg/s)

h_4 = *enthalpy* di titik 4 (masukan evaporator), (kJ/kg)

h_1 = *enthalpy* di titik 1 (*suction line*), (kJ/kg)

Untuk menyatakan performansi atau kinerja siklus dapat dicari dengan menggunakan persamaan untuk menghitung laju aliran massa refrigeran, HRR, efisiensi isentropis kompresor, COP ideal, COP aktual, dan laju konveksi [10].

a. Laju aliran massa refrigran (\dot{m}_{ref})

Laju aliran massa refrigeran dapat dihitung dengan mengkalikan kerja kompresi dengan perubahan entalpi masuk dan keluar kompresor.

$$\dot{m}_{ref} = W_{comp}(h_2 - h_1) \quad (2.7)$$

b. *Heat rejection rasio (HRR)*

Heat rejection rasio (HRR) adalah rasio pelepasan kalor yang bisa dilepaskan oleh sistem.

$$HRR = Q_{cond} \cdot Q_{evap} \quad (2.8)$$

c. Efisiensi isentropis kompresor

Efisiensi kompresor untuk sistem dalam persen didefinisikan sebagai berikut:

$$\eta_{c,s} = W_{c,s} \cdot c = m(h_{2s} - h_1) \cdot m(h_2 - h_1) \times 100\% \quad (2.9)$$

d. COP ideal (*Coefficient of Performance*)

COP adalah nilai COP ideal yang diperoleh dengan membagi antara panas yang diserap oleh refrigeran pada evaporator (Q evaporator) dengan kerja nyata kompresor pada sistem refrigerasi.

$$COP = \frac{Q_e}{m} \cdot \frac{w_{comp}}{m} = (h_1 - h_4) \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.10)$$

e. COP aktual (*Coefficient of Performance*)

COP yang dihitung pada penelitian ini adalah nilai COP aktual yang diperoleh dengan membagi antara panas yang diserap oleh refrigeran pada evaporator (Q evaporator) dengan kerja nyata kompresor pada sistem refrigerasi.

$$COP = \frac{Q_e}{m} \cdot \frac{w_{comp}}{m} = (h_1 - h_4) \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.11)$$

Dimana :

- h1 = *Enthalpy* di titik 1 (*suction line*), (kJ/kg)
- h2 = *Enthalpy* refrigeran masuk kondenser (kJ/kg)
- h3 = *Enthalpy* refrigeran keluar kondenser (kJ/kg)
- h4 = *Enthalpy* di titik 4 (masuk evaporator), (kJ/kg)

f. Laju konveksi

Untuk menyatakan laju konveksi, maka dibuat persamaan perpindahan kalor konveksi yang juga disebut dengan *Newton's law of cooling*. Adapun untuk persamaan perpindahan kalor secara konveksi pada suatu media dirumuskan seperti berikut ini:

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (2.12)$$

Dimana q merupakan perpindahan kalor sistem, A merupakan luas penampang yang mengalami perpindahan kalor, T_s merupakan temperatur benda dan T_∞ merupakan temperatur udara atau lingkungan, dan h adalah koefisien heat transfer (konveksi) yang dipengaruhi oleh tipe aliran (laminar atau turbulen), geometry permukaan (plat rata, silinder, bola atau yang lainnya), sifat termofisika dari cairan (masa jenis, viskositas, konduktivitas termal), posisi di sepanjang permukaan, perbedaan suhu antara fluida dan permukaan, model konveksi [11].

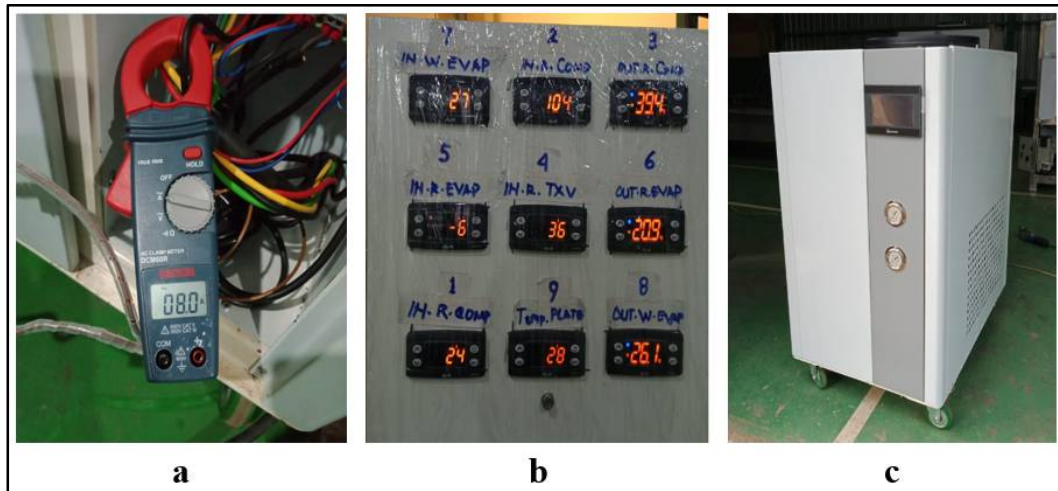
Untuk penelitian kali ini penelitian terkonsentrasi pada perpindahan kalor jenis konveksi, karena pada penelitian ini tidak memanfaatkan media berupa konduktor dalam transfer kalor melainkan perpindahan kalor terjadi akibat gerakan molekul secara acak dan sekumpulan atau gerakan fluida makroskopis yang terjadi akibat adanya gradien temperatur pada fluida dan gerakan relatif antara fluida dan permukaan tertentu [12].

METODE PENELITIAN

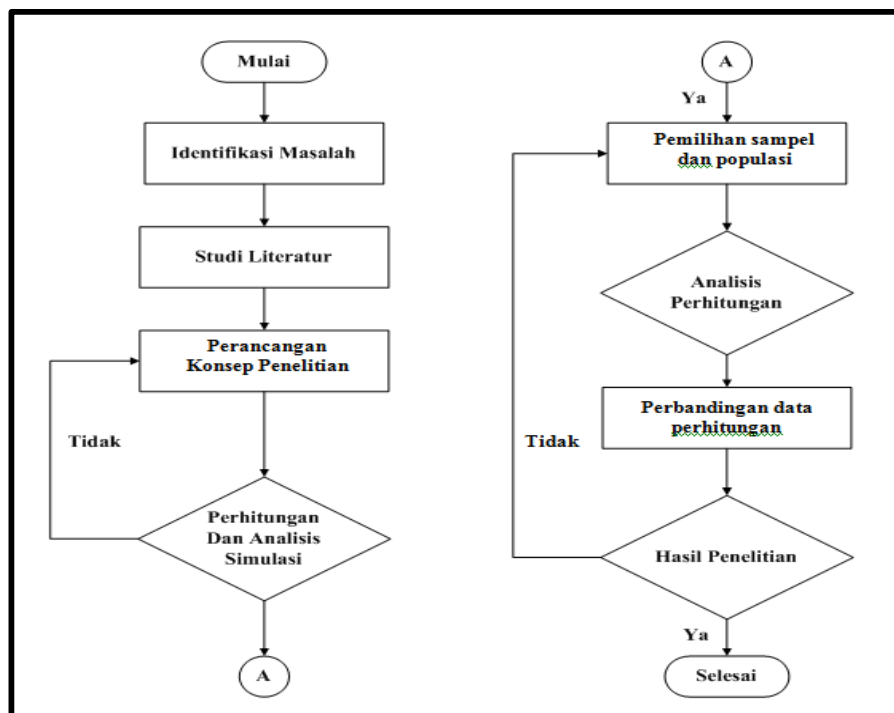
Penelitian ini merupakan penelitian kuantitatif dan merupakan penelitian eksperimen. Instrumen penelitian ini terdiri dari multitester pada gambar a yang berfungsi untuk mengukur nilai kelistrikan pada mesin *heat exchanger* tipe LSHX. Mesin *heat exchanger* pada gambar b sebagai alat penukar kalor dalam penelitian ini dengan jenis LSHX. *Chiller* pada gambar c sebagai pendingin dari suatu sistem. Berikut akan dijelaskan pada gambar 2.

Dalam menganalisis data penelitian yang akan dijadikan sebuah optimasi, langkah awal yaitu mengumpulkan semua variabel serta populasi dan sampel penelitian. Kemudian analisis variabel inti atau sampel yang akan dijadikan fokus penelitian, pada tahap ini menganalisis parameter perhitungan yaitu. Lalu analisis data yang dijadikan sebagai populasi atau pembanding dengan menganalisis setiap parameter perhitungan. Langkah terakhir dengan membandingkan sampel dan populasi sehingga data yang dianalisis dapat dijadikan pembanding untuk menentukan data yang lebih baik dari data penelitian sebelumnya. Diagram alur penelitian digunakan untuk menentukan langkah-

langkah penelitian yang akan dilakukan, Adapun alur penelitian tersebut secara garis besar dijabarkan pada gambar 3.



Gambar 2. Instrumen (Perangkat) Penelitian



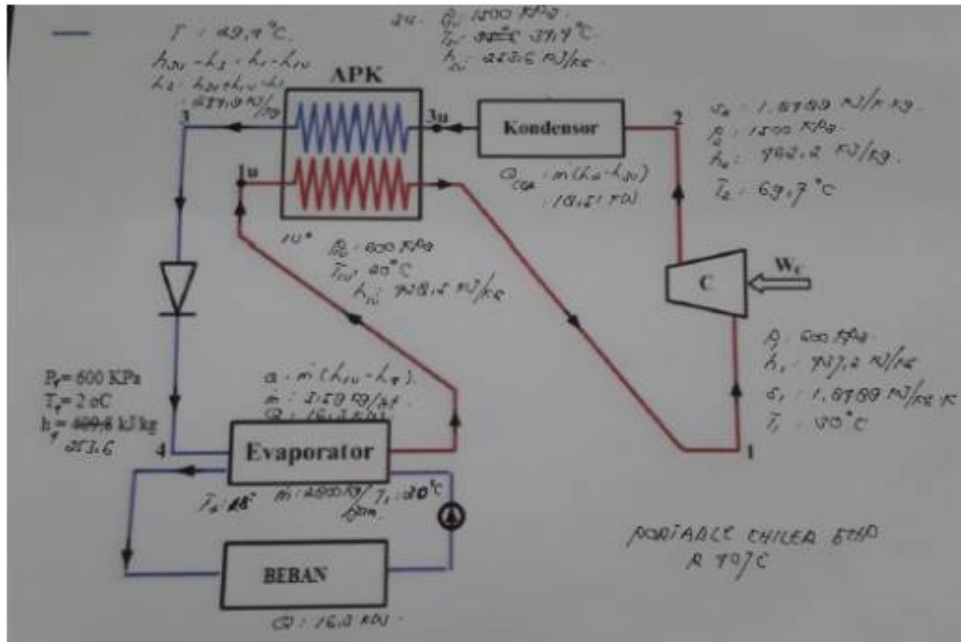
Gambar 3. Diagram Alur Penelitian

HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam melakukan penelitian lebih lanjut diperlukan data-data terkait seperti saat pengambilan data lapangan. Seperti pada gambar 2 bagian b, akan dipaparkan dalam bentuk tabel supaya mempermudah peninjauan data dalam analisis data. Data-data dalam LSHX akan dipaparkan pada gambar 4.

Berdasarkan pengembangan dari persamaan-persamaan yang dijelaskan pada tahap literatur. Maka didapat sebuah persamaan yang akan dijabarkan pada analisis berikut.

$$\begin{aligned}\dot{m}_h &= \frac{Q_{cor}}{(h_2 - h_{3u})} = \frac{18,51}{(462,2 - 253,6)} = 0,0887 \text{ kg/s} \\ \dot{m}_c &= \frac{Q}{(h_{1u} - h_4)} = \frac{16,3}{(428,5 - 253,6)} = 0,0932 \text{ kg/s} \\ Ch &= \frac{Q}{(T_{iu})} = \frac{16,3}{(20 + 273)} = 0,0556 \text{ kW/K} = C_{min} \\ Cc &= \frac{Q_{cor}}{(T_{3u})} = \frac{18,51}{(34,4 + 273)} = 0,06 \text{ kW/K} = C_{max} \\ Q_{max} &= C_{min} (Th_1 - Tc_1) = 0,0556 \times (342,7 - 302,4) = 2,241 \text{ kW} \\ Q_{act} &= Ch (Th_1 - Th_2) = 0,0556 \times (342,7 - 307,4) = 1,963 \text{ kW} \\ \epsilon &= \left(\frac{Q_{act}}{Q_{max}} \right) \times 100\% = \left(\frac{1,963}{2,241} \right) \times 100\% = 87,59\% \\ T_{c2} &= T_{c1} + \frac{Q_{act}}{Cc} = 302,4 + \frac{1,963}{0,06} = 335,12 \text{ K} \\ \Delta T_{LMTD} &= \frac{(Th_1 - T_{c2}) - (Th_2 - T_{c1})}{\ln \left(\frac{Th_1 - T_{c2}}{Th_2 - T_{c1}} \right)} = \frac{(342,7 - 335,12) - (307,4 - 302,4)}{\ln \left(\frac{342,7 - 335,12}{307,4 - 302,4} \right)} = 6,2 \text{ K}\end{aligned}$$



Gambar 4.

Data-data LSHX yang Digunakan untuk Penelitian

Asumsi nilai A_s (luas penampang) untuk *heat exchanger* jenis *shell and tube* dan *heat exchanger* jenis LSHX sebesar $0,94 \text{ m}^2$ sesuai dengan data sekunder.

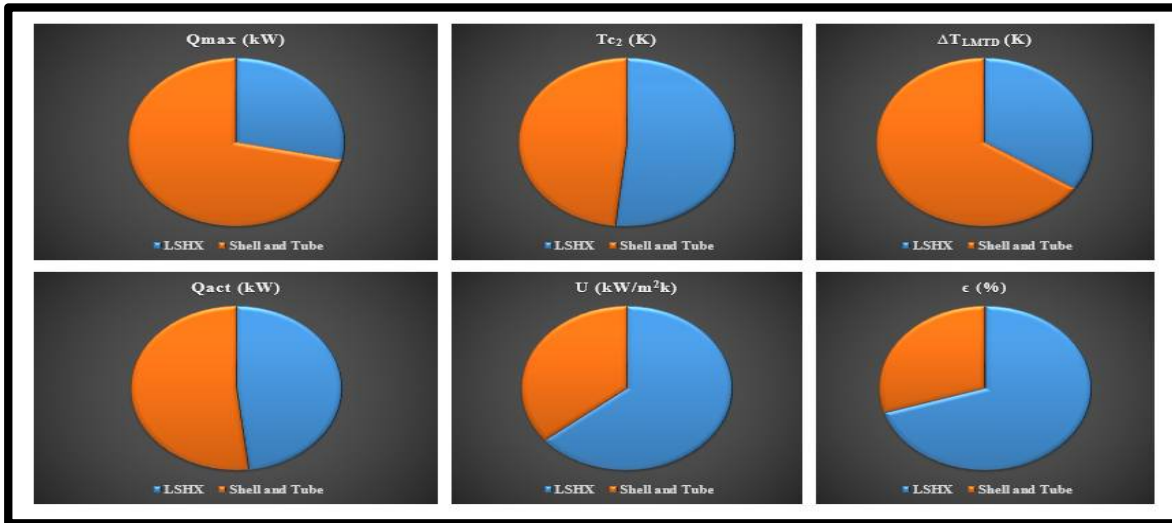
$$U = \frac{Q_{act}}{A_s \cdot \Delta T_{LMTD}} = \frac{1,963}{0,93 \times 6,2} = 0,337 \text{ kW/m}^2\text{K}$$

Sesuai dengan yang dijelaskan pada analisis perhitungan kedua *heat exchanger*, lalu hasil perhitungan penelitian dan nilai data sekunder dari penelitian terkait akan dibandingkan mengenai perbedaan nilai kedua *heat exchanger* ini. Sehingga akan menimbulkan perbandingan yang akan dijadikan sebuah hasil diskusi dari penelitian ini. Berikut akan dijelaskan pada tabel 1.

Berdasarkan dari hasil penjelasan pada tabel 1 didapatkan perbandingan data antara masing-masing parameter yang lebih besar dan yang lebih kecil. Berikut akan dipaparkan perbandingan penelitian pada gambar 5.

Tabel 1. Perbandingan Penelitian

No	Keterangan	LSHX	Shell and Tube
1	Q_{\max} (kW)	2,241	5,657
2	Q_{act} (kW)	1,963	2,113
3	ϵ (%)	87,59	37,35
4	T_{c2} (K)	335,12	313,13
5	ΔT_{LMTD} (K)	6,2	11,87
6	U (kW/m ² K)	0,337	0,189



Gambar 5. Perbandingan Penelitian

KESIMPULAN

LSHX memang cukup efektif digunakan dalam hal penelitian atau *heat exchanger* skala kecil karena memang tidak mengeluarkan daya yang cukup besar sehingga cukup efektif dalam skala mini. Nilai-nilai yang didapat setelah melakukan penelitian ini yaitu nilai Q_{\max} sebesar 2,241 kW pada *heat exchanger* jenis LSHX dan 5,657 kW pada *heat exchanger* jenis *shell and tube*. Nilai selisih temperatur (ΔT_{LMTD}) sebesar 6,2 K pada *heat exchanger* jenis LSHX dan 11,87 K pada *heat exchanger* jenis *shell and tube*. Nilai efektivitas sebesar 87,59% pada *heat exchanger* jenis LSHX dan 37,35% pada *heat exchanger* jenis *shell and tube*. Nilai Q_{\max} lebih kecil pada *heat exchanger* jenis LSHX karena skala yang digunakan pada *heat exchanger* tipe ini lebih kecil dan biasanya digunakan pada penelitian atau *home industry*. Dalam proses pendinginan, selisih temperatur pada *heat exchanger* jenis *shell and tube* lebih besar artinya proses pengolahan fluida dingin lebih baik daripada *heat exchanger* jenis LSHX. Untuf sisi efektif, *heat exchanger* tipe LSHX lebih baik daripada tipe *shell and tube*.

REFERENSI

- [1] J. W. J. W.F.Stoecker, "Refrigeration and air conditioning," p. 440, 1986.
- [2] N. Muhammad, "SISTEM TATA UDARA UNITARY MENGGUNAKAN LIQUID-SUCTION HEAT EXCHANGER DENGAN REFRIGERAN HIDROKARBON," *ENGINE*, vol. 2, no. 1, pp. 11–18, 2018.
- [3] A. Suardi, N. Chairat, F. Muhammad, T. B. Impak, and B. Tekuk, "PENGARUH PENGGUNAAN LSHX TERHADAP PERFORMA MESIN PENDINGIN DENGAN LAJU

- ALIRAN MASSA YANG SAMA PADA KONDISI TRANSIENT,” *POWER PLANT*, no. 4, 2017.
- [4] M. Nuriyadi, S. Kamal, and J. Teknik, “Studi Eksperimental Pengaruh Aplikasi Lshx Terhadap Kinerja Sistem Refrigerasi Dengan Refrigeran R404A REFRIGERATION SYSTEM WITH R404A REFRIGERANT),” *Proceeding Politek. Negeri Bandung*, no. 022, pp. 1–8, 2010.
- [5] H. N. A.P. Edi Sukamto , Triaji Pangripto P. , Sumeru, “ANALISIS ENERGI PENINGKATAN KINERJA MESIN PENDINGIN MENGGUNAKAN LIQUID-SUCTION SUBCOOLER DENGAN VARIASI TEMPERATUR LINGKUNGAN,” *Proc. SNTMUT 2014*, vol. ISBN : 978, 2014.
- [6] C. P. Waykole and H. M. Dange, “Performance Evaluation of Water Cooler with Modification of Liquid Suction Heat Exchanger,” *Int. J. Curr. Eng. Teknol.*, no. 3, pp. 2004–2007, 2014.
- [7] M. Nuriyadi, S. Sumeru, and H. Nasution, “The effect of liquid suction heat exchanger sub-cooler on performance of a freezer using R404A as working fluid,” *J. Teknol.*, vol. 76, no. 11, pp. 57–61, 2015.
- [8] Y. A. Cengel., “Heat Transfer,” *World Cem.*, vol. 37, no. 9, pp. 61–65, 2006.
- [9] H. Munson, Young, Okiishi, “Fundamentals of Fluid Mechanics,” *Sereal Untuk*, vol. 51, no. 1, p. 51, 2018.
- [10] M. J. Moran, H. N. Shapiro, B. R. Munson, and D. P. DeWitt, *Introduction to Thermal Systems Engineering: Thermodynamics, Fluid Mechanics, and Heat Transfer*. 2003.
- [11] M. A. B. Yunus A Cengel, “THERMODYNAMICS AN ENGINEERING APPROACH.”
- [12] D. P. D. Frank P Incropera, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*.