

Pengaruh Penggunaan *Suction Liquid Heat Exchanger* dan *Tube in Tube Heat Exchanger* Pada Refrigerator Terhadap Daya Kompresor dan Waktu Pendinginan

Ega Taqwali Berman*

Jurusan Pendidikan Teknik Mesin, FPTK Universitas Pendidikan Indonesia
Jl. Doktor Setiabudi no. 229 Bandung, Jawa Barat, Indonesia, 40154
Email: kkega_refac@yahoo.com

Abstrak

Penelitian ini bertujuan untuk membandingkan penggunaan *Suction Liquid Heat Exchanger* (SLHX) dan *Tube in Tube Heat Exchanger* (TiTHX) pada refrigerator terhadap daya kompresor dan waktu pendinginan. Data pengujian diukur pada temperatur beban pendinginan 6°C sampai dengan temperatur -6°C dan fluida kerja yang digunakan sebagai media pendingin adalah refrigeran 12. Hasil penelitian diperoleh daya kompresor yang diperlukan oleh sistem refrigerasi yang menggunakan TiTHX 1,9 % lebih kecil daripada sistem refrigerasi yang menggunakan SLHX. Hal tersebut disebabkan oleh kerja kompresi yang dilakukan oleh sistem yang menggunakan TiTHX lebih kecil daripada sistem refrigerasi yang menggunakan SLHX. Waktu pendinginan yang dibutuhkan untuk mencapai temperatur pengukuran pada kondisi steady (6°C) dan kondisi akhir (-6°C) lebih singkat pada sistem yang menggunakan TiTHX daripada sistem yang menggunakan SLHX.

Kata kunci : refrigerator, SLHX, TiTHX, daya kompresor, waktu pendinginan

Abstract

This study aims to compare the use of *Suction Liquid Heat Exchanger* (SLHX) and *Tube in Tube Heat Exchanger* (TiTHX) in the refrigerator to the compressor horsepower and chilling time. Test data measured at the temperature of the cooling load of 6°C to -6°C and the working fluid is used as a cooling medium is a refrigerant 12. The results obtained compressor horsepower required by the refrigeration system that uses TiTHX 1.9% smaller than the refrigeration system that uses SLHX. This was caused by the compression work done by a system using TiTHX smaller than refrigeration systems that use SLHX. Chilling time required to reach the steady state temperature measurements (6°C) and final conditions (-6°C) is shorter on a system that uses TiTHX than systems that use SLHX.

Key words: refrigerator, SLHX, TiTHX, compressor horsepower, chilling time

1. PENDAHULUAN

Tingginya harga listrik saat ini semakin membuat masyarakat resah, khususnya bagi mereka yang biasa menggunakan peralatan refrigerasi untuk kegiatan sehari-hari. Peralatan refrigerasi dapat berfungsi sebagai *refrigerator*, *freezer*, *chiller* baik untuk kebutuhan *Air Conditioning* (AC) maupun penunjang proses produksi. Pemakaian peralatan refrigerasi mempunyai andil yang besar dalam konsumsi energi listrik. Di Indonesia, Hermanto dkk. [6] menyebut sekitar 60% konsumsi listrik hotel di Jakarta digunakan untuk memasok energi peralatan refrigerasi (AC). Oleh karena itu, usaha penghematan energi yang dilakukan terhadap peralatan refrigerasi (AC) akan berdampak signifikan terhadap usaha penghematan energi di dunia. Mengingat semakin mahalnya harga listrik dan semakin menipisnya sumber energi tak terbarukan yang tersedia, maka diperlukan usaha untuk menghemat energi dengan meningkatkan efisiensi kerja peralatan, khususnya dalam hal ini peralatan refrigerasi.

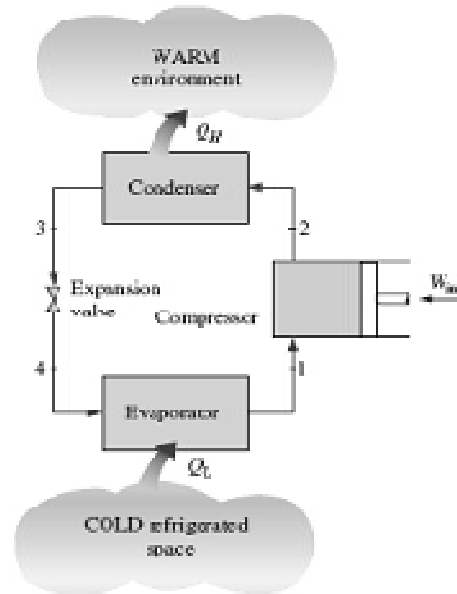
Kebanyakan peralatan refrigerasi saat ini bekerja berdasarkan siklus refrigerasi kompresi uap (*vapor compression refrigeration cycle*). Pada siklus pendingin ini, terdapat 4 komponen utama yaitu: evaporator, kompresor, kondensator dan alat ekspansi seperti dapat dilihat pada Gambar 1. Saluran keluar evaporator yang akan masuk ke kompresor disebut sebagai *suction line*. Refrigeran saat mengalir dalam evaporator dan *suction line* berada pada temperatur rendah (biasanya lebih rendah sekitar 10°C sampai 15°C dari temperatur ruangan yang didinginkan). Setelah keluar dari kompresor refrigeran mengalir dalam kondensator dan *liquid line* dengan temperatur lebih tinggi kira-kira 10°C sampai 15°C dari temperatur udara sekitar, dengan demikian refrigeran keluar kondensator dan masuk alat ekspansi pada temperatur yang lebih tinggi dibandingkan saat di dalam *suction line*. Perbedaan temperatur di kedua sisi tersebut dapat dimanfaatkan sebagai alat penukar kalor (*heat exchanger*).

Pemasangan *heat exchanger* pada sistem refrigerasi merupakan salah satu cara untuk meringankan kerja kompresor dalam sistem sehingga akan berdampak pada pengurangan daya kompresor dan pemakaian energi listrik. ASHRAE [1] secara spesifik menyatakan bahwa pemasangan *heat exchanger* pada sistem refrigerasi sangat efektif untuk: 1) meningkatkan unjuk kerja sistem, 2) mendinginkan liquid refrigeran untuk mencegah terbentuknya gelembung-gelembung gas pada saluran masuk ke katup ekspansi, 3) menguapkan semua liquid refrigeran yang keluar dari evaporator untuk mencegah liquid masuk ke saluran hisap kompresor.

Berbagai cara yang dilakukan untuk membuat alat penukar kalor pada sistem refrigerasi diantaranya adalah dengan menempelkan saluran *suction* dengan saluran *liquid* [3], [8-9] atau dengan cara melilitkan pipa kapiler (alat ekspansi) dengan saluran *suction* [5]. Berdasarkan penjelasan tersebut, maka dalam penelitian ini bertujuan

*Penulis korespondensi, phone : 022-2013161 Fax: 022-2013651
Email: kkega_refac@yahoo.com

untuk membandingkan penggunaan SLHX dan TITHX pada refrigerator terhadap daya kompresor dan waktu pendinginan.



Gambar 1. Skema siklus refrigerasi Kompresi Uap (sumber: Cengel, 2006: 611)

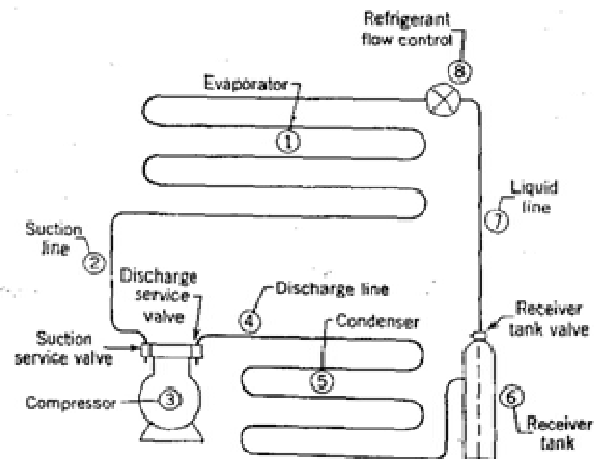
2. METODE

2.1 Studi Pustaka

Siklus kompresi uap

Kebanyakan sistem refrigerasi saat ini bekerja berdasarkan siklus refrigerasi kompresi uap (*vapor compression refrigeration cycle*). Diagram dari siklus refrigerasi kompresi uap ditunjukkan oleh Gambar 2. Komponen-komponen dari sistem tersebut adalah :

1. Evaporator yang berfungsi untuk melakukan perpindahan kalor dari ruangan/produk yang didinginkan ke refrigeran yang mengalir di dalamnya melalui permukaannya.
2. *Suction line* yang menyalurkan uap refrigeran tekanan rendah dari evaporator ke inlet suction dari kompresor.



Gambar 2 Diagram sistem refrigerasi kompresi uap (Sumber: Dossat, 1961:78)

3. Kompresor berfungsi untuk menghisap uap refrigeran dari evaporator dan menaikkan tekanan dan temperatur uap refrigeran ke suatu titik di mana uap tersebut dapat berkondensasi dengan normal sesuai dengan media pendinginnya.
4. *Discharge line* mengalirkan uap refrigeran tekanan tinggi dan temperatur tinggi dari discharge kompresor ke kondensor.

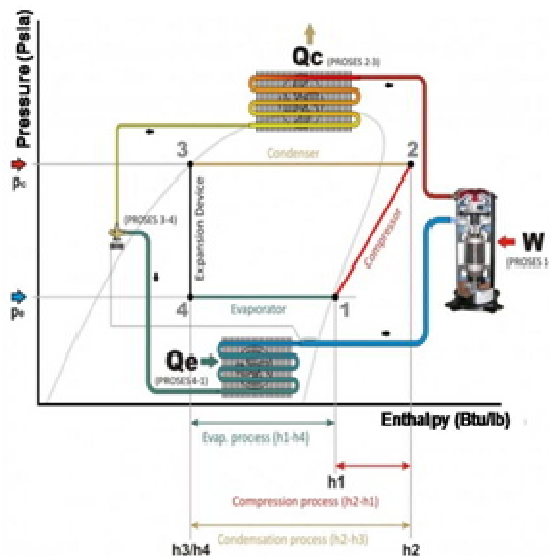
5. Kondensor berfungsi melakukan perpindahan kalor melalui permukaannya dari uap refrigeran ke media pendingin kondensor.
6. Receiver tank berfungsi untuk menyimpan refrigeran cair dari kondensor sehingga pengiriman refrigeran cair selalu tersedia bilamana evaporator memerlukannya.
7. Saluran liquid menyalurkan refrigeran cair dari receiver tank ke alat ekspansi.
8. Alat ekspansi berfungsi untuk mengatur jumlah refrigeran yang mengalir ke evaporator dan menurunkan tekanan refrigeran cair yang masuk ke evaporator sehingga refrigeran cair akan menguap dalam evaporator pada tekanan rendah.

Diagram tekanan dan enthalpy (P-h)

Kondisi refrigeran pada setiap keadaan termodinamika dapat diketahui dengan memberikan *point* (titik) pada P-h diagram. Berdasarkan P-h diagram, seperti ditunjukkan oleh Gambar 3, kita dapat mengetahui proses-proses yang terjadi selama siklus refrigerasi berlangsung yaitu: proses kompresi, proses kondensasi, proses ekspansi dan proses evaporasi. Besaran-besaran penting yang diperlukan dalam siklus kompresi uap seperti kapasitas pendinginan (efek refrigerasi), kerja kompresi, jumlah pelepasan kalor, daya kompresor, jumlah refrigeran yang disirkulasikan dan koefisien unjuk kerja (*coefficient of performance*) dapat diketahui dari setiap proses yang terjadi selama siklus refrigerasi berlangsung.

- a. Hasil kerja kompresi yang dihasilkan selama proses kompresi dalam satuan Btu/lb dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$W_k = h_2 - h_1 \quad (1)$$



Gambar 3. Sketsa diagram tekanan-enthalpy (P-h)
(Sumber: Hermawan, 2011)

- b. Jumlah panas yang dibuang di kondensor sebagai hasil dari proses kondensasi dalam satuan Btu/lb dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$Q_c = h_2 - h_3 \quad (2)$$

- c. Besarnya jumlah panas yang mampu diserap oleh evaporator disebut juga dengan kapasitas pendinginan (efek refrigerasi) dan nilainya dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$R_e = h_1 - h_4 \quad (3)$$

Selanjutnya untuk mengetahui jumlah refrigeran yang disirkulasikan (lb/min) di dalam sistem refrigerasi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan Dossat [4]:

$$m = \frac{200 \text{ Btu/min}}{R_e} \quad (3)$$

- d. Besarnya daya yang diperlukan untuk menggerakkan kompresor berdasarkan kapasitas pendinginan yang diperoleh, bisa dicari dengan menggunakan persamaan Dossat [4]:

$$hp = \frac{m \times (h_2 - h_1)}{42.42} \quad (5)$$

- e. Koefisien unjuk kerja (*Coefficient of Performance/c.o.p*) suatu sistem refrigerasi merupakan perbandingan antara efek refrigerasi dengan kerja kompresi. Menentukan c.o.p dihitung dengan menggunakan persamaan Dossat [4]:

$$c. o. p = \frac{R_e}{W_k} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (6)$$

Nilai c.o.p selalu lebih besar dari 1.

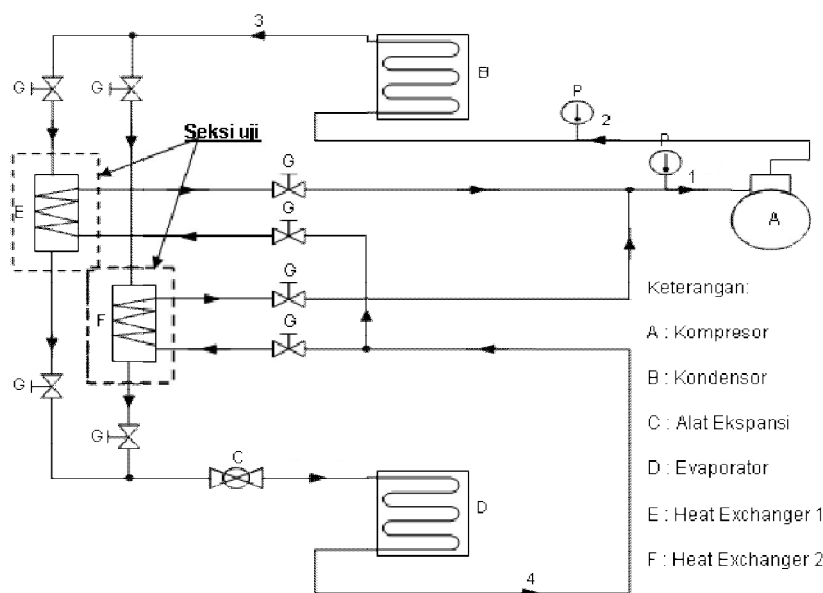
2.2 Eksperimen

Semua proses pengujian dilakukan di Laboratorium Refrigerasi dan Tata Udara, Jurusan Pendidikan Teknik Mesin, Universitas Pendidikan Indonesia, Bandung. Peralatan yang dipakai dalam eksperimen ini ditunjukkan oleh Gambar 4, fluida kerja yang digunakan sebagai media pendingin adalah refrigeran 12, dan sebagai beban pendinginan digunakan larutan air garam dengan komposisi campuran 500 gram air dan 60 gram garam. Penggunaan air garam 12% dimaksudkan agar tidak terjadi proses pembekuan selama pengambilan data, karena diketahui bahwa temperatur beku air garam 12 % adalah $-8,05^\circ\text{C}$.

Data yang diperlukan dalam penelitian ini dijarah melalui cara observasi (pengamatan) pada alat uji. Parameter yang diamati adalah tekanan, temperatur, dan waktu pendinginan yang terjadi selama mesin beroperasi. Data temperatur beban pendinginan (air garam) mulai diambil pada temperatur 6°C dengan asumsi peralatan refrigerasi sudah dalam kondisi *steady*. Kemudian diamati penurunannya setiap 1°C sampai temperatur beban pendinginan mencapai temperatur -6°C yaitu sebelum mencapai titik bekunya. Data tekanan dan waktu pendinginan beban diambil bersamaan dengan data temperatur, selengkapnya instrumen penelitian dapat dilihat pada Tabel 1.

Tabel 1. Data pengamatan alat uji

No.	Parameter	Data pada Temp $^\circ\text{C}$				
		6	5	-5	-6
1.	Tekanan suction	√	√	√	√	√
2.	Tekanan discharge	√	√	√	√	√
3.	Temp. evaporator	√	√	√	√	√
4.	Temp. kondensor	√	√	√	√	√
5.	Waktu pendinginan	√	√	√	√	√



Gambar 4. Skema alat penelitian

Cara pengujian yang dilakukan dalam penelitian ini mengikuti prosedur pengujian yang dilakukan Handoyo (2002) adalah sebagai berikut:

1. Sebelum penelitian dilakukan, semua alat ukur yaitu termometer dan pressure gauge dikalibrasi terlebih dahulu.
2. Sebelum mengisi refrigeran, peralatan refrigerasi divakum terlebih dahulu.
3. Memeriksa kondisi alat uji guna menghindari terjadinya kebocoran refrigeran khususnya pada sambungan-sambungan las dan *hand valve*.
4. Mengoperasikan peralatan refrigerasi selama ± 1 jam untuk mencapai kondisi *steady*.
5. Memasukkan bejana yang berisi air garam 12 % sebanyak 500 gram ke ruang freezer. Bejana ini telah dilengkapi dengan termometer.

6. Agar beban pendinginan sama, maka pengukuran dilakukan pada saat yang sama yaitu saat air garam mulai mencapai temperatur 6°C hingga -6°C di mana pengamatan dilakukan tiap penurunan 1°C .
7. Selain pengukuran temperatur dan tekanan, waktu yang diperlukan untuk menurunkan temperatur air garam sebesar 1°C juga dicatat.
8. Mengulangi prosedur eksperimen selama empat kali (empat hari yang berbeda).
9. Mengulangi prosedur no. 3 hingga no. 6 untuk satu kondisi yang lainnya.

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Data hasil pengujian

Berdasarkan data pengamatan yang diperoleh selama pengujian, kemudian data hasil pengamatan tersebut diplot pada diagram P-h sehingga didapatkan nilai enthalpy pada setiap titik pengukuran. Setelah nilai enthalpy diketahui selanjutnya menghitung besaran daya kompresor yang diperlukan untuk penggunaan TiTHX dan SLHX dengan menggunakan persamaan 5. Keseluruhan data hasil perhitungan disusun ke dalam Tabel 2 dan Tabel 3.

3.2 Daya kompresor

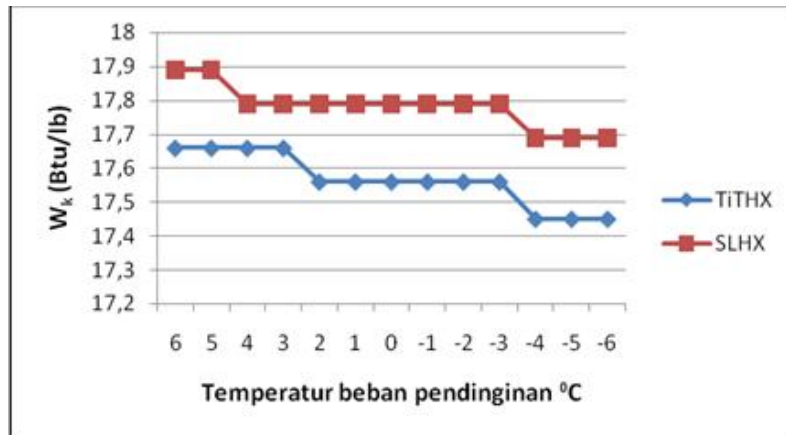
Berdasarkan Gambar 5 dapat dilihat bahwa kerja kompresi yang dilakukan oleh kompresor untuk menekan uap refrigeran dari tekanan penguapan ketekanan kondensasi lebih rendah pada sistem yang menggunakan TiTHX dibandingkan dengan sistem yang menggunakan SLHX. Hal tersebut disebabkan perbedaan antara tekanan evaporasi dan tekanan kondensasi lebih kecil pada sistem yang menggunakan TiTHX. Oleh karena itu ketika jumlah refrigeran yang disirkulasikan dan kerja kompresi yang dilakukan pada sistem yang menggunakan TiTHX lebih kecil dibandingkan dengan sistem yang menggunakan SLHX, maka daya kompresor yang diperlukan akan menjadi 1,9% lebih kecil bagi sistem yang menggunakan TiTHX daripada sistem yang menggunakan SLHX, seperti ditunjukkan oleh Gambar 6.

Tabel 2. Data hasil pengujian pada *Suction Liquid Heat Exchanger*

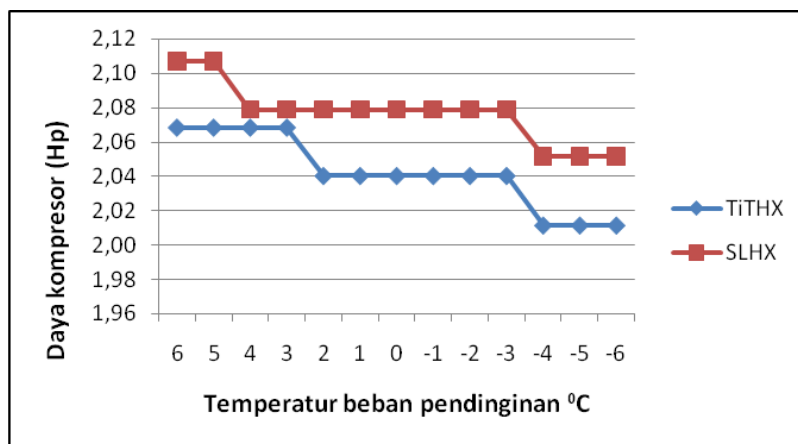
T ($^{\circ}\text{C}$)	h_1	h_2	h_3	W_k	hp	t (dtk)
6	38.2	78.2	96.1	17.89	2.11	2640
5	38.2	78.2	96.1	17.89	2.11	2760
4	37.6	77.9	95.7	17.79	2.08	2880
3	37.6	77.9	95.7	17.79	2.08	3000
2	37.6	77.9	95.7	17.79	2.08	3120
1	37.6	77.9	95.7	17.79	2.08	3300
0	37.6	77.9	95.7	17.79	2.08	3420
-1	37.6	77.9	95.7	17.79	2.08	3600
-2	37.6	77.9	95.7	17.79	2.08	3780
-3	37.6	77.9	95.7	17.79	2.08	3960
-4	37.1	77.7	95.4	17.69	2.05	4140
-5	37.1	77.7	95.4	17.69	2.05	4320
-6	37.1	77.7	95.4	17.69	2.05	4560

Tabel 3. Data hasil pengujian pada *Tube in Tube Heat Exchanger*

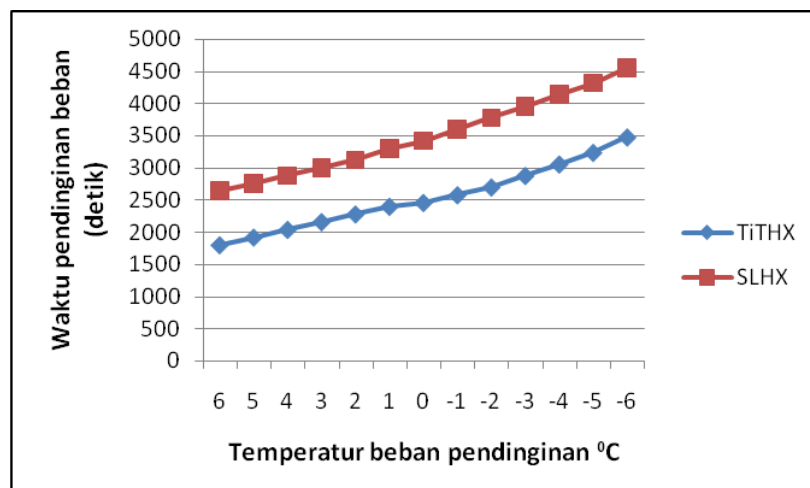
T ($^{\circ}\text{C}$)	h_1	h_2	h_3	W_k	hp	t (dtk)
6	38.2	78.4	96.1	17.66	2.07	1800
5	38.2	78.4	96.1	17.66	2.07	1920
4	38.2	78.4	96.1	17.66	2.07	2040
3	38.2	78.4	96.1	17.66	2.07	2160
2	37.6	78.2	95.7	17.56	2.04	2280
1	37.6	78.2	95.7	17.56	2.04	2400
0	37.6	78.2	95.7	17.56	2.04	2460
-1	37.6	78.2	95.7	17.56	2.04	2580
-2	37.6	78.2	95.7	17.56	2.04	2700
-3	37.6	78.2	95.7	17.56	2.04	2880
-4	37.1	77.9	95.4	17.45	2.01	3060
-5	37.1	77.9	95.4	17.45	2.01	3240
-6	37.1	77.9	95.4	17.45	2.01	3480



Gambar 5. Perbandingan kerja kompresi antara SLHX dan TiTHX



Gambar 6. Perbandingan daya kompresor antara SLHX dan TiTHX



Gambar 7. Perbandingan waktu pendinginan beban antara SLHX dan TiTHX

3.3 Waktu Pendinginan

Pengamatan terhadap waktu pendinginan beban (air garam) dalam ruang refrigerator dilakukan mulai temperatur pendinginan beban mencapai 6°C hingga -6°C, dimana pengukuran dilakukan untuk penurunan tiap 1°C. Berdasarkan pada Gambar 7 dapat dilihat bahwa waktu pendinginan yang diperlukan bertambah seiring dengan makin rendahnya temperatur beban pendinginan.

Pada sistem yang menggunakan TiTHX waktu yang diperlukan untuk mencapai temperatur 6°C sejak sistem mulai dioperasikan adalah selama 1800 detik dan sampai penurunan temperatur akhir yang diharapkan yaitu -6°C waktu yang diperlukan adalah 3480 detik. Sedangkan pada sistem yang menggunakan SLHX waktu pendinginan yang dibutuhkan untuk mencapai temperatur 6°C adalah selama 2640 detik dan sampai kondisi temperatur akhir yang diukur membutuhkan waktu selama 4560 detik. Berdasarkan hal tersebut jelas terlihat

bahwa sistem yang menggunakan TiTHX membutuhkan waktu pendinginan yang lebih singkat daripada sistem yang menggunakan SLHX.

4. SIMPULAN

Berdasarkan hasil pengujian dan analisa data maka dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

- Daya kompresor yang diperlukan oleh system refrigerasi yang menggunakan TiTHX 1,9% lebih kecil daripada system refrigerasi yang menggunakan SLHX. Semakin rendah temperatur pendinginan yang dicapai maka daya kompresor yang diperlukan semakin kecil.
- Waktu pendinginan yang dibutuhkan untuk mencapai temperature pengukuran pada kondisi steady (6°C) dan kondisi akhir (-6°C) lebih singkat pada sistem yang menggunakan TiTHX daripada sistem yang menggunakan SLHX.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] ASHRAE, *Refrigeration Handbook, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers*, ISBN 1-883413-54-0, Chapter 2, 1998.
- [2] Çengel YA, Boles M.A., *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 5th ed. McGraw-Hill, 2006.
- [3] Domanski P.A., Didion D.A., *Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle*, Int.Refri.Conference 17: 487-493, 1994
- [4] Dossat, R.J., *Principles of Refrigeration*, John Wiley & Sons, Inc. New York and London, 1961.
- [5] Handoyo E.A., Lukito A., *Analisis pengaruh pipa kapiler yang dililitkan pada linesuction terhadap performansi peralatan refrigerasi*, J. Teknik Mesin. Vol. 4: 94 – 98, 2002
- [6] Hermanto A., Suwono, A., Abdurrochim, Pasek A.D., *Pengembangan Metode Simulasi Sistem Pengondisian Udara Energi Surya*, J. Teknik Mesin, Vol. 20, No.2. , 2005
- [7] Hermawan A., *HVAC dan Refrigerasi Tutorial*, 2011.
[<http://citrapelanginusantara.blogspot.com>] (diakses tanggal akses: 31.10.2011, Pk.11.10 am).
- [8] Klein S.A., Reindl D.T., Brownell K., *Refrigeration system performance using liquid-suction heat exchangers*, J. Refrigeration. Vol. 23: 588-596. , 2000.
- [9] Mastrullo R, Mauro A.W., Tino S., Vanoli G.P., *A chart for predicting the possible advantage of adopting a suction/liquid heat exchanger in refrigerating system*, J. Applied Thermal Engineering 27:2443-2448., 2007.