

Metode Praktis Perancangan Panjang Pipa Evaporator pada *Mini Freezer* Bertemperatur Rendah Menggunakan Refrigeran R404A

Kasni Sumeru^{1*}, Markus², Nanda Fauzan Pratama¹, Rizki Muliawan¹, Yudi Prana Hikmat²

¹Jurusan Teknik Refrigerasi & Tata Udara, Politeknik Negeri Bandung

Jl. Gegerkalong Hilir Ciwaruga, Bandung, Indonesia 40559

²Jurusan Teknik Elektro, Politeknik Negeri Bandung

Jl. Gegerkalong Hilir Ciwaruga, Bandung, Indonesia 40559

*E-mail: sumeru@polban.ac.id

Diajukan: 22-09-2022; Diterima: 30-03-2023; Diterbitkan: 20-04-2023

Abstrak

Mini freezer yang terdapat di pasaran umumnya memiliki temperatur kabin hanya sampai -20°C . Penelitian ini bertujuan menampilkan metode perhitungan panjang pipa evaporator sehingga dapat mencapai temperatur kabin hingga -40°C dengan menggunakan refrigeran R404A. Refrigeran R404A selain relatif lebih ramah lingkungan dibandingkan dengan R22, juga memiliki temperatur *Normal Boiling Point* (NBP) lebih rendah dari R22. Kapasitas kompresor yang digunakan adalah 250 W yang khusus dirancang untuk refrigeran R404A. Berdasarkan pengujian didapatkan bahwa temperatur kabin dapat mencapai -40°C setelah 120 menit mesin pendingin dioperasikan. Selama beroperasi, tekanan kerja, yaitu tekanan *suction* dan *discharge* kompresor, *mini freezer* hampir sama dengan hasil perhitungan. Ini artinya metode yang digunakan pada penelitian ini dengan desain dan pengembangan (R&D). Namun untuk mendapatkan *freezing time* yang lebih singkat masih diperlukan optimasi panjang pipa evaporator masih diperlukan, supaya temperatur kabin -40°C dapat dicapai lebih singkat. Perbedaan hasil perancangan, yaitu: tekanan *suction*, tekanan *discharge* dan temperatur *discharge*, dengan hasil pengujian tidak lebih dari 10%.

Kata kunci: *mini freezer*; temperatur rendah; evaporator; refrigeran R404A

Abstract

*Mini freezers on the market generally have a cabin temperature of only -20°C . This study aims to show the method of calculating the length of the evaporator pipe so that it can reach cabin temperatures up to -40°C using R404A refrigerant. Refrigerant R404A apart from being relatively more environmentally friendly than R22, also has a normal boiling point temperature (NBP) lower than R22. The compressor capacity used is 250 W, specially designed for R404A refrigerant. Based on the test, it was found that the cabin temperature can reach -40°C after 120 minutes the cooler is operated. During operation, the working pressure, namely the suction and discharge pressures of the compressor, and *mini freezer* is almost the same as the calculation results. This means that the method used in this study is quite accurate. However, to get a shorter freezing time, it is still necessary to optimize the length of the evaporator pipe, so that the cabin temperature of -40°C can be achieved in a shorter time. The difference in the design results, namely: suction pressure, discharge pressure, and temperature discharge, with test results not more than 10%.*

Keywords: *mini freezer*; low temperature; evaporator; R404A refrigerant

1. Pendahuluan

Pada umumnya *mini freezer* yang tersedia di pasaran Indonesia hanya bertemperatur -10°C hingga -20°C . Sangat sulit untuk mendapatkan *mini freezer* yang dapat mencapai temperatur kabin rendah hingga -40°C . Salah satu peruntukan *mini freezer* bertemperatur -40°C adalah untuk menyimpan vaksin. Untuk mendapatkan temperatur kabin -40°C maka diperlukan perancangan sistem refrigerasi yang tepat agar didapat temperatur kabin sesuai dengan rancangan. Untuk mencapai temperatur kabin -40°C , maka setidaknya temperatur *normal boiling point* (NBP) dari refrigeran harus lebih rendah -45°C . Hal ini disebabkan untuk mencapai temperatur kabin -40°C , maka setidaknya temperatur NBP refrigerannya 3°C di bawah temperatur kabin rancangan [1-2]. Refrigeran yang mudah didapatkan di pasaran Indonesia adalah dari keluarga HCFC (hydrochlorofluorocarbons), seperti R22 dan HFC (hydrofluorocarbons), seperti R134a, R410A, R407C dan R404A. Keempat refrigeran dari keluarga HFC, yaitu R134a, R410A, R407C dan R404A, sudah tidak memiliki sifat perusakan lapisan ozon namun masih memiliki sifat pemanasan global yang masih cukup tinggi [3]. Refrigeran R22 mulai tahun 2015 dilarang digunakan pada pengondisian udara (AC) baru karena sifatnya masih dapat merusak lapisan ozon.

Keberadaan R22 digantikan oleh keluarga HFC, di mana refrigeran ini sudah tidak memiliki sifat merusak lapisan ozon [4-7]. Ketiga refrigeran dari keluarga HFC, memiliki memiliki potensi dijadikan refrigeran untuk *mini freezer* yang dapat mencapai temperatur kabin hingga -40°C , karena temperatur NBP ketiganya di bawah -40°C . Temperatur NBP untuk R404A, R407C dan R410A adalah $-46,2^{\circ}\text{C}$, $-43,6^{\circ}\text{C}$ dan $-48,5^{\circ}\text{C}$. Refrigeran R410A memiliki NBP terendah, namun kompresor yang menggunakan R410A dengan kapasitas kecil belum tersedia di pasaran Indonesia, sehingga pada penelitian ini digunakan R404A sebagai refrigerannya.

Dalam perancangan mesin pendingin, selain jenis refrigeran yang digunakan, faktor-faktor lain yang harus diperhatikan adalah kapasitas kompresor, panjang pipa kondenser, panjang pipa kapiler, panjang pipa evaporator dan massa pengisian refrigeran [8-9]. Berdasarkan penelusuran referensi yang membahas perancangan *mini freezer*, tim peneliti belum menemukannya. Referensi yang didapat pada umumnya adalah membahas kinerja dari *freezer* yang telah terpasang untuk suatu keperluan. Misalnya Cabello et al. [10] mengkaji konsumsi energi pada *freezer* akibat pergantian refrigeran dari R404A dengan refrigeran yang memiliki nilai GWP (*global warming potential*) yang jauh lebih rendah, yaitu R468A. Mereka melaporkan bahwa ada potensi penurunan konsumsi energi bila menggunakan refrigeran pengganti. Kajian lain dilakukan oleh Bansal et al. [11], mereka menggunakan *freezer* pada lemari es rumahan untuk dikaji perilaku *defrost*nya. Hasil kajiannya melaporkan bahwa penggunaan *defrost* otomatis justru akan meningkatkan konsumsi energi sebesar 17,7%. Pengaruh massa pengisian refrigeran pada kinerja *freezer* juga telah dilakukan oleh beberapa ahli [12-14] [12-14]. De Rossi et al. [12] melaporkan bahwa pengisian refrigeran yang berlebihan pada sistem justru tidak akan meningkatkan kinerja *freezer*. Setiap *freezer* memerlukan pengisian massa refrigeran yang optimal agar sistem dapat bekerja dengan optimal. Pengisian refrigeran yang berlebih, selain akan menurunkan kinerja mesin pendingin juga berpotensi mencemari lingkungan saat terjadi kebocoran. Untuk melihat efek massa pengisian refrigeran pada kinerja lemari es dilakukan oleh Björk dan Palm [13-14]. Mereka melakukan pengisian refrigeran pada lemari es pada saat kondisi transien maupun pada kondisi *steady state*. Pengisian pada saat transien dapat menimbulkan *superheating* sesaat, sedangkan pengisian saat *steady state* tidak menimbulkan *superheating* meskipun beban pendinginannya divariasikan. Penelitian lainnya untuk meningkatkan kinerja *freezer* bertemperatur -40°C dengan menggunakan ejector dilakukan oleh Lu et al. [15]. Penelitiannya melaporkan bahwa penggunaan ejector pada *freezer* dapat meningkatkan kinerja (COP) sebesar 15,9%.

Berbeda dengan penelitian-penelitian yang telah disebutkan di atas, pada penelitian ini akan merancang *mini freezer* bertemperatur -40°C dengan menggunakan komponen-komponen pada *mini freezer* untuk temperatur -20°C . Oleh karena itu diperlukan perancangan ulang panjang pipa evaporator agar dapat mencapai temperatur kabin -40°C . Modifikasi dilakukan dengan mengubah panjang pipa evaporator sehingga temperatur kabin dapat mencapai -40°C dengan massa pengisian refrigeran mengacu pada tekanan kerja *mini freezer* sesuai dengan temperatur evaporasi dan kondensasinya. Tujuan dalam penelitian ini adalah untuk mendapatkan panjang pipa yang optimum pada aplikasi *mini freezer* yang memakai temperatur rendah.

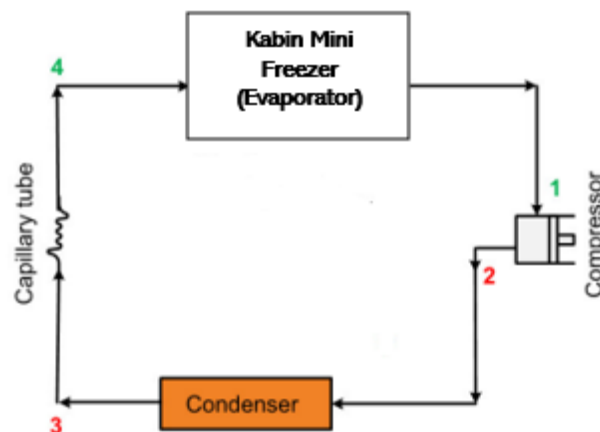
2. Material dan metodologi

Pada rancangan *mini freezer* penelitian ini menggunakan *condensing unit* menggunakan kompresor R404A dengan kapasitas 250 Watt. Karakteristik dari R404A terlihat pada Tabel 1. Pada tabel terlihat bahwa temperatur NBP R404A adalah $-46,2^{\circ}\text{C}$. Ini artinya bila mesin pendingin menggunakan dengan R404A dirancang untuk temperatur kabin -40°C maka tekanan rendah mesin tidak akan bekerja pada tekanan vakum, karena masih di atas tekanan atmosfer.

Tabel 1. Karakteristik refrigerant R404A

No.	Karakteristik	Nilai
1.	Temperatur NBP	-46,2°C
2.	Freezing point	-117.5°C
3.	Critical pressure	37.29 bar
4.	Liquid density (0°C)	1150.01 kg/m ³
5.	Vapor density (25°C)	3.99 kg/m ³
6.	Specific heat liquid Cp (25°C)	1.5423 kJ/kg.K
7.	Specific heat vapor Cp (25°C)	1.2214 kJ/kg.K
8.	Global warming potential (GWP)	3922
9.	Ozone depletion potential (ODP)	0

Oleh karena, pada penelitian menggunakan *condensing unit*, maka kapasitas atau dimensi ketiga komponen utama, yaitu kompresor, kondenser dan pipa kapiler adalah bawaan dari pabrik. Sedangkan panjang pipa evaporator yang akan dirancang agar dapat mencapai temperatur kabin -40°C. Gambar 1 di bawah menunjukkan skematik diagram sistem.



Gambar 1. Gambar skematik diagram

Setelah diketahui kapasitas kompresor yang digunakan, selanjutnya adalah menentukan data-data rancangannya dan menggambarkan siklus refrigerasi kompresi uap pada diagram Ph. Data-data rancangan terlihat pada Tabel 2. Pada tabel digunakan *subcooling* dan *superheating* yang sama, yaitu 5 K dan efisiensi isentropik 0,6.

Tabel 2. Data-data Rancangan

No.	Parameter	Nilai
1.	Temperatur evaporasi	-43°C
2.	Temperatur kondensasi	40°C
3.	Tekanan <i>discharge</i>	18,2 bar
4.	Tekanan <i>suction</i>	1,2 bar
5.	<i>Subcooling</i>	5 K
6.	<i>Superheating</i>	5 K
7.	Efisiensi isentropik	0,6

Berdasarkan data-data rancangan pada Tabel 2, kemudian digambarkan pada diagram P-h seperti yang terlihat pada Gambar 2. Dengan menggunakan persamaan (1) dan data-data entalpi pada Gambar 2, maka didapatkan nilai COP sebesar 0,96. Kapasitas pendinginan *mini freezer*, atau kemampuan penyerapan kalor oleh evaporator yang akan dirancang dinyatakan dengan persamaan (2). Oleh karena daya input kompresor adalah 250 Watt, maka dengan menggunakan persamaan (2), kapasitas pendinginan oleh evaporator adalah 240 Watt.

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} = \frac{Q_{evap.}}{Q_{komp.}} \quad (1)$$

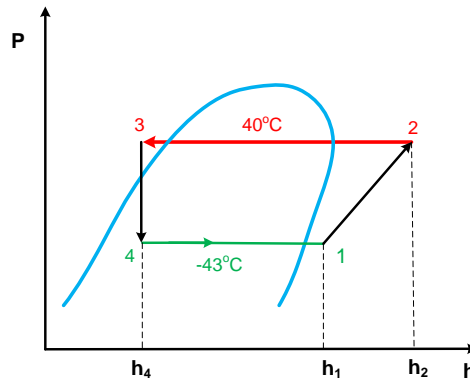
$$Q_{evap.} = COP \times Q_{komp.} \quad (2)$$

$$Q_{evap.} = 0,96 \times 250 \text{ W} = 240 \text{ W}$$

di mana,

$Q_{evap.}$ = kapasitas pendinginan evaporator, 240 W

$Q_{komp.}$ = daya input kompresor, 250 W



Gambar 2. Rancangan siklus refrigrasi *mini freezer* pada diagram P-h

Selanjutnya, panjang pipa evaporator dapat dihitung dengan persamaan,

$$L = \frac{Q_{evap.}}{\pi \cdot h_c \cdot D \cdot (T_{kab.} - T_{evap.})} \quad (3)$$

dimana,

L = panjang pipa evaporator, m

h_c = koefisiensi perpindahan kalor konveksi, $W/m^2 \cdot K$

D = diameter luar pipa evaporator, 8×10^{-3} m

$T_{kab.}$ = temp. kabin sebelum dikondisikan, $30^\circ C$

$T_{evap.}$ = temp. pipa evaporator, $-43^\circ C$

Persamaan (3) dapat diselesaikan bila nilai " h_c " diketahui. Karena proses perpindahan panas antara udara di dalam kabin dan refrigeran di dalam pipa evaporator berlangsung secara konveksi bebas, maka nilai " h_c " dapat dihitung dengan persamaan berikut,

$$NU_f = \frac{h_c \cdot D}{k_f} = C(Gr_f Pr_f)^m \quad (4)$$

dimana,

Gr = *Grashoff number*

Pr = *Prandlt number*

dimana Gr adalah,

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot (T_w - T_\infty) \cdot D^3}{\nu^2} \quad (5)$$

dan,

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (6)$$

dimana,

g = Percepatan gravitasi, m/s^2

β = koefisien volume ekspansi

ν = viskositas kinematik refrigeran, m^2/s

Nilai perkalian Gr.Pr menentukan nilai “C” dan “m”. Sifat-sifat fluida akan dilihat pada temperatur *film* (T_f). Pada penelitian ini (T_f) nya sebesar 264 K.

Berdasarkan sifat-sifat fluida [16], persamaan (5) dan (6) dapat diselesaikan dan didapat nilai sebagai berikut:

$$Gr.Pr = 2,14 \times 10^{-1}$$

Maka didapat nilai “C” dan “m” sebagai berikut:

$$m = 0,148$$

$$C = 1,02$$

Dengan substitusi nilai-nilai ini ke persamaan (3), maka didapat nilai,

$$\begin{aligned} NU_f &= C. (Gr_f Pr_f)^m \\ &= 1,02.(2,14 \times 10^{-1})^{0,148} = 8,12 \times 10^{-1} \end{aligned}$$

sehingga,

$$h_c = \frac{NU_f.k_f}{D} = 9,88 \frac{w}{m^2}.K \quad (7)$$

Selanjutnya nilai-nilai yang didapat digunakan untuk menghitung panjang pipa evaporator yang akan di pasang di dalam kabin sehingga temperatur kabin dapat mencapai $-40^\circ C$.

3. Hasil dan pembahasan

3.1. Panjang pipa evaporator

Setelah didapatkan nilai-nilai besaran pada persamaan (1), (3) dan (6), lanjutkan memasukkan besaran-besaran tersebut ke dalam persamaan (3), dan didapatkan,

$$L = \frac{240}{3,14 \times 9,88 \times 8 \times 10^{-3} \times (303-230)} = 13,3 \text{ m}$$

Pipa evaporator dengan panjang 13,3 meter selanjutnya akan dipasang di dalam kabin dan akan dilakukan pengujian. Di dalam praktiknya, tidaklah langsung mudah untuk mendapatkan temperatur kabin $-40^\circ C$ (seperti dalam rancangan), meskipun panjang pipa evaporator telah sesuai dengan hasil perhitungan. Volume pengisian refrigeran juga sangat berpengaruh pada temperatur kabin. Bila volume pengisian kurang atau lebih, maka temperatur rancangan yang diinginkan tidak akan tercapai.

Kendala yang sering didapati dalam perancangan *mini freezer* bertemperatur rendah adalah tekanan *suction* yang terlalu rendah, sehingga di bawah 1 atmosfer dan temperatur *discharge* yang cukup tinggi sehingga *overheating* di saluran *discharge*. Pada rancangan *mini freezer* ini, tekanan *suction* masih di atas 1 atm dan temperatur *discharge* masih dalam batas yang wajar, yaitu sekitar $86.8^\circ C$. Artinya *mini freezer* hasil rancangan aman untuk dioperasikan. *Mini freezer* hasil rancangan terlihat seperti pada Gambar 3. Pada gambar tersebut terlihat bahwa panjang pipa evaporator sepanjang 13,3 meter dililitkan menempel pada dinding *mini freezer*.



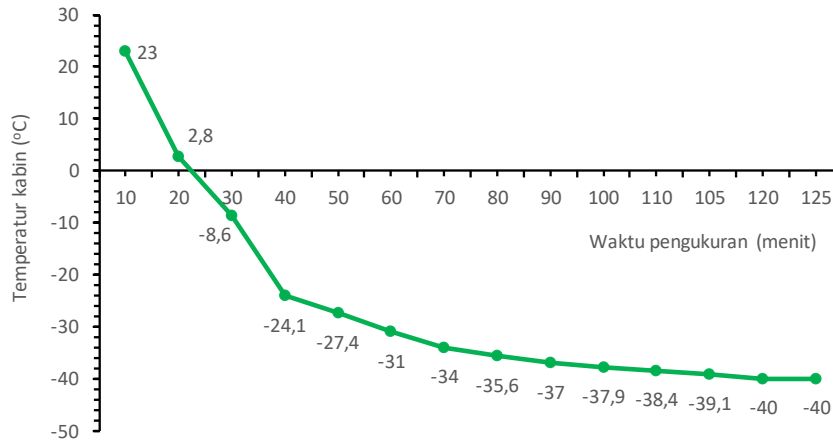
Gambar 3. Foto *mini freezer* hasil rancangan

3.2. Hasil pengujian temperatur kabin

Hasil pengukuran temperatur kabin selama 125 menit terlihat seperti pada Gambar 4. Pada gambar terlihat bahwa pada 10 menit pertama, temperatur di dalam kabin masih 23°C , dan $2,8^{\circ}\text{C}$ pada menit ke-20. Temperatur minus di dalam kabin tercapai pada menit ke-30, yaitu $-8,6^{\circ}\text{C}$. Pada menit ke-30 hingga menit ke-80, temperatur kabin menurun cukup tajam. Sedangkan mulai menit ke-80 hingga menit ke-120, penurunan temperatur kabin mulai lambat. Temperatur rancangan, yaitu -40°C dicapai pada menit ke-120. Ini artinya, meskipun pencapaian temperatur rancangan dicapai dalam waktu yang relatif lama, namun tetap tercapai juga. Kemungkinan faktor penyebab hal ini adalah pengisian massa refrigeran yang belum tepat atau panjang pipa evaporator yang kurang optimal. Untuk itu perlu kajian lebih lanjut tentang optimalisasi kedua parameter tersebut.

Kinerja dari mesin pendingin selain dipengaruhi oleh dimensi, kapasitas komponen-komponen penyusunnya juga sangat dipengaruhi oleh kuantitas refrigeran yang dimasukkan ke dalam sistem. Tentu saja untuk mendapatkan hasil yang optimal, panjang dari pipa evaporator perlu dilakukan variasi, tidak cukup dengan satu panjang pipa evaporator berdasarkan perhitungan. Panjang pipa sesuai dengan metode perhitungan *cooling load* di evaporator disesuaikan dengan kebutuhan beban pendinginan, semakin panjang maka kemampuan dan kapasitas juga akan meningkat dan hasilnya diharapkan akan tercapai sesuai dengan rancangan temperature dalam hal ini low temperature (Dossat, 1961)[18].

Penelitian lebih lanjut dengan memvariasikan panjang pipa evaporator masih sangat diperlukan. Variasi panjang pipa evaporator dapat dimulai dari mengurangi dan menambah panjangnya dari hasil perhitungan. Misalnya, dimulai dari mengurangi panjang 20% dan 10% dari panjang hasil perhitungan. Kemudian dilakukan eksperimen lagi dengan menambah panjang pipa evaporator sebesar 20% dan 10% dari panjang hasil perhitungan. Berdasarkan pengujian nantinya akan didapatkan panjang pipa evaporator yang optimal, yang akan menghasilkan kinerja terbaik pada *mini freezer*. Salah satu indikator kinerja dari *mini freezer* hasil rancangan yang paling mudah diamati adalah waktu pencapaian temperatur rancangan (*freezing time*). Semakin cepat, maka secara tidak langsung menunjukkan bahwa COP-nya semakin tinggi. Oleh karena, untuk beban pendinginan yang sama, semakin singkatnya *freezing time*, maka semakin tinggi COP suatu *freezer*. Meskipun *freezing time mini freezer* hasil rancangan masih relatif lama, namun dari sisi pencapaian temperatur, panjang pipa evaporator hasil perhitungan cukup valid, karena telah tercapai temperatur rancangannya.

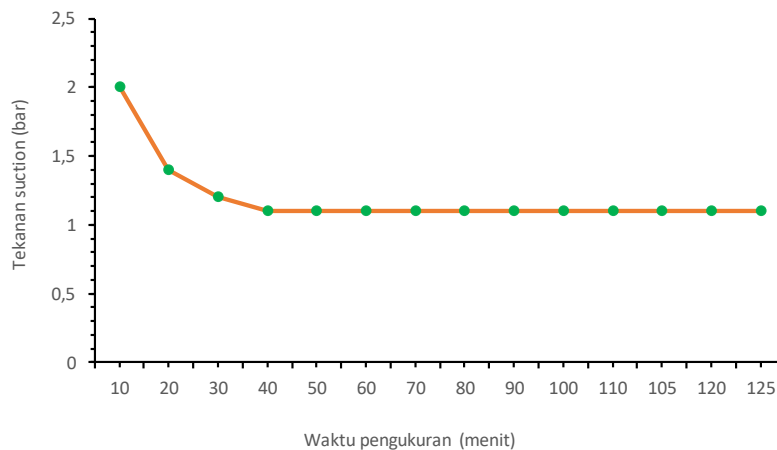


Gambar 4. Temperatur Kabin Selama Pengujian

3.3. Tekanan suction kompresor

Salah satu parameter yang cukup kritis pada *mini freezer* yang menggunakan refrigeran dengan temperatur NBP yang berdekatan dengan temperatur kabin adalah tekanan *suction* kompresor. Oleh karena untuk menghasilkan temperatur kabin yang berdekatan dengan temperatur NBP refrigeran mengharuskan tekanan *suction* di sekitar 1 atmosfer (1 bar). Bila salah dalam perancangan, terkadang dihasilkan tekanan *suction* yang lebih rendah dari 1 bar bila mengejar temperatur sangat rendah. Risiko tekanan *suction* lebih rendah dari 1 bar adalah bila terjadi kebocoran maka udara luar akan masuk ke dalam sistem. Masuknya udara luar ke dalam sistem akan berpotensi menimbulkan kerusakan pada kompresor karena adanya reaksi uap air di udara dengan pelumas di dalam kompresor akan membentuk senyawa asam yang berpotensi merusak lilitan koil tembaga di dalam kompresor.

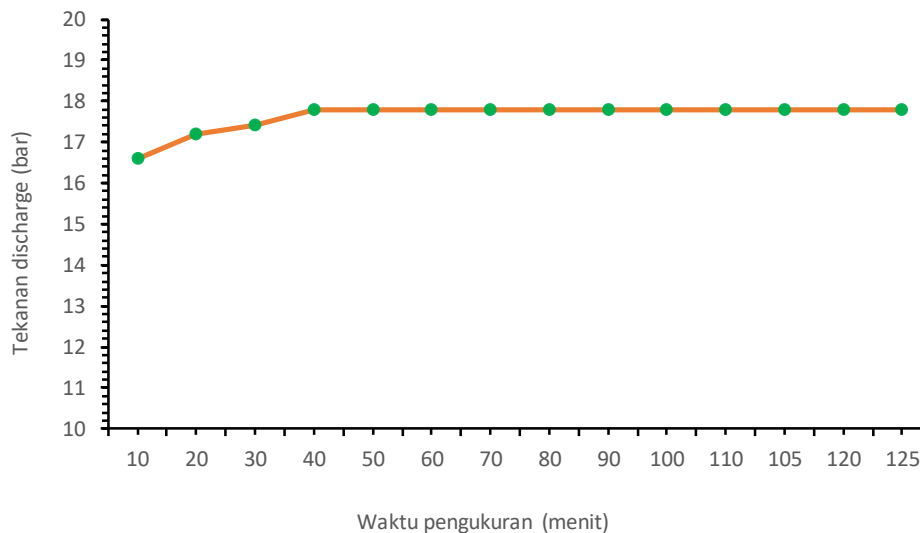
Gambar 5 menunjukkan tekanan *suction* kompresor selama pengambilan data. Pada menit ke-10, tekanan *suction* masih 2 bar. Tekanan *suction* terus menurun hingga menit ke-30. Tekanan *suction* mulai stabil sebesar 1,1 dari menit ke - 40 hingga menit ke-125. Ini artinya tekanan sistem masih di atas tekanan atmosfer, sehingga bila terjadi kebocoran tidak ada potensi udara luar masuk ke dalam sistem. Dengan kata lain, *mini freezer* hasil rancangan aman dan dapat dioperasikan untuk mendinginkan hingga -40°C . Bila dibandingkan dengan hasil perhitungan menggunakan *software coolpack* [17] dengan inputan data-data rancangan seperti yang terlihat pada Tabel 2, didapat tekanan *suction* sebesar 1,2 bar. Artinya tekanan *suction* hasil rancangan sedikit lebih kecil dari hasil perhitungan, yaitu sebesar 0,1 bar. Dengan kata lain terdapat perbedaan sebesar 9,1% antara hasil perhitungan dan hasil rancangan.



Gambar 5. Tekanan Suction Selama Pengujian

3.4. Tekanan dan Temperatur Discharge Kompresor

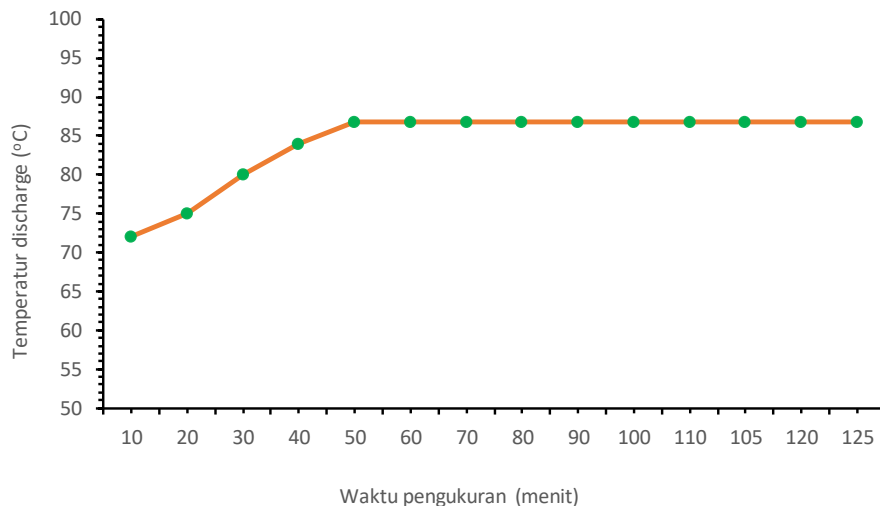
Parameter berikutnya yang juga kritis dalam perancangan mesin pendingin adalah tekanan dan temperatur *discharge*. Perancangan yang kurang tepat akan menghasilkan tekanan *discharge* yang tinggi dan menyebabkan temperatur yang tinggi pula. Gambar 6 menggambarkan tekanan *discharge mini freezer* selama pengambilan data. Pada gambar terlihat bahwa pada sepuluh menit pertama, tekanan *discharge* sebesar 16,6 bar. Pada tekanan ini, kondisi sistem belum stabil, karena terlihat bahwa tekanan *discharge* terus meningkat hingga menit ke-40. Setelah menit ke-40, tekanan *discharge* mulai stabil, yaitu sebesar 17,8 bar.



Gambar 6. Tekanan *Discharge Mini Freezer* Selama Pengujian

Untuk mengetahui apakah tekanan *discharge mini freezer* hasil rancangan tersebut rasional atau tidak, maka harus dibandingkan dengan tekanan *discharge* hasil perhitungan, seperti yang terdapat pada Tabel 2. Data-data hasil perhitungan dilakukan dengan menggunakan *software coolpack* [17] dan dengan cara yang sama mencari tekanan *suction* hasil perhitungan yang telah dijelaskan sebelumnya. Berdasarkan hasil perhitungan didapat tekanan *discharge* sebesar 18,2 bar. Nilai tekanan *discharge* hasil pengujian hanya sedikit di bawah tekanan hasil perhitungan, yaitu hanya selisih 0,4 bar, atau hanya beda sekitar 2,3%.

Tekanan *discharge* berkorelasi dengan temperatur *discharge*. Artinya, tekanan *discharge* yang tinggi, akan menghasilkan temperatur *discharge* yang tinggi. Konsekuensi dari tekanan *discharge* yang tinggi akan menghasilkan peningkatan konsumsi daya input. Sedangkan konsekuensi dari tingginya temperatur *discharge* adalah akan menyebabkan berkurangnya usia pakai kompresor karena efek dari *overheating*. Gambar 7 menunjukkan profil temperatur *discharge* selama pengambilan data selama 125 menit. Pada gambar terlihat bahwa temperatur pada menit ke-10 baru mencapai 72°C. Temperatur *discharge* terus meningkat hingga menit ke-40. Sebagaimana tekanan *discharge*, temperatur *discharge* mulai stabil pada menit ke-50, yaitu sebesar 86,8°C. Nilai ini bila dibandingkan dengan hasil perhitungannya menggunakan *software coolpack*, yaitu 90,2°C, nilai hasil rancangan lebih rendah dari hasil perhitungan, yaitu beda 3,4°C. Dengan data ini maka *mini freezer* hasil rancangan tidak berpotensi *overheating* pada saluran *discharge*-nya. Artinya *mini freezer* hasil rancangan aman untuk dioperasikan di lapangan.



Gambar 7. Temperatur *Discharge Mini Freezer* Selama Pengujian

4. Kesimpulan

Berdasarkan hasil-hasil yang telah ditampilkan pada bagian sebelumnya, terlihat bahwa *mini freezer* hasil rancangan dapat dioperasikan dengan aman, karena tekanan *suction* dan *discharge* masih dalam batasan aman, sesuai dengan sumber yang berasal dari perangkat lunak Refrigerant slider Danfoss [19] didapat batasan aman tekanan di sekitar 1,31 bar absolute untuk *suction* dan tekanan *discharge* sekitar 18 bar (a). Hasil perhitungan panjang pipa evaporator dari pipa tembaga berdiameter 8 mm didapat panjang sebesar 13,3 m. Dengan panjang pipa evaporator tersebut, *mini freezer* dapat mencapai temperatur rancangan -40°C pada menit ke-120. Nilai tekanan *suction*, tekanan *discharge* dan temperatur *discharge mini freezer* hasil rancangan dengan hasil perhitungan. Tekanan *suction* sebesar 1,2 bar. Artinya tekanan *suction* hasil rancangan sedikit lebih kecil dari hasil perhitungan, yaitu sebesar 0,1 bar. Dengan kata lain terdapat perbedaan sebesar 9,1% antara hasil perhitungan dan hasil rancangan. Berdasarkan hasil perhitungan didapat tekanan *discharge* sebesar 18,2 bar. Nilai tekanan *discharge* hasil pengujian hanya sedikit di bawah tekanan hasil perhitungan, yaitu hanya selisih 0,4 bar, atau hanya beda sekitar 2,3%. Penelitian selanjutnya masih diperlukan untuk mendapatkan pengisian refrigeran yang optimal agar *freezing time* lebih singkat atau dengan memvariasikan panjang pipa evaporator dengan panjang acuan hasil perhitungan. Misal mengurangi atau menambah panjang beberapa persen dari hasil perhitungan.

Ucapan Terima Kasih

Peneliti mengucapkan terima kasih kepada Politeknik Negeri Bandung atas dukungan secara finansial melalui skema Penelitian Mandiri. Peneliti juga mengucapkan apresiasi kepada Jurusan Teknik Refrigerasi dan Tata Udara atas fasilitas sarana dan prasarana selama penelitian ini berlangsung.

Daftar Pustaka

- [1] S. Cheng, Y., Yu, J., Qian. Improving temperature uniformity in a large frost-free chest freezer. *International Journal of Refrigeration*. 2022; 141: pp. 12–20.
- [2] F. Wang, H., Song, Y., Cao,. Experimental investigation on the pull-down performance of -80°C ultra-low temperature freezer. *International Journal of Refrigeration*. 2020; 119: pp. 1–10.

- [3] S. Arora, A., Kaushik. Theoretical analysis of a vapour compression refrigeration system with R502, R404A and R507A. *International Journal of Refrigeration*. 2008; 31: pp. 998–1005.
- [4] S. Tao, J., Yu. Implementation of energy efficiency standard of household refrigerator/freezer in China: Potential environmental and economic impacts. *Applied Energy*. 2011; 88: pp. 1890–1905.
- [5] M. W. Sethi, A., Becerra E.V., Motta, S.F.Y., Spatz. Low GWP R22 replacement for air conditioning in high ambient conditions. *International Journal of Refrigeration*. 2015; 57: pp. 26–34.
- [6] D. Oruc, V., Devecioglu. Thermodynamic performance of air conditioners working with R417A and R424A as alternative to R22. *International Journal of Refrigeration*. 2015; 55: pp. 120–128.
- [7] J. J. Garcia-pabon. Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a. *International Journal of Refrigeration*. 2019; 111: pp. 113–123.
- [8] B. Palm. Refrigeration systems with minimum charge of refrigerant. *Applied Thermal Engineering*. *Applied Thermal Engineering*. 2007; 27 (10): pp. 1693–1701.
- [9] A. Poggi, F., Macchi-Tejeda, H., Leducq, D., Bontemps. Refrigerant charge in refrigerating systems and strategies of charge reduction. *International Journal of Refrigeration*. 2008; 31 (3): pp. 353–370.
- [10] C.-A. Cabello, R., Sanchez D., Llopis, R., Nebot-Andres, L. Energy evaluation of a low temperature commercial refrigeration plant working with the new low-GWP blend R468A as drop-in R404A. *International Journal of Refrigeration*. 2021; 127: pp. 1–11.
- [11] R. Bansal, P., Fothergill, D., Fernandes. Thermal analysis of the defrost cycle in a domestic freezer. *International Journal of Refrigeration*. 2010; 33: pp. 589–599.
- [12] G. P. De Rossi, F., Mauro, A.W., Musto, M., Vanoli. Long-period food storage household vertical freezer: Refrigerant charge influence on working conditions during steady condition. *International Journal of Refrigeration*. 2011; 34: pp. 1305–1314.
- [13] J. P. Holman, *Heat Transfer*, 6th ed. 1986.
- [14] B. Björk, E., Palm. Refrigerant mass charge distribution in a domestic refrigerator, part I: transient conditions. *Applied Thermal Engineering*. 2006; 26 (8–9): pp. 829–837.
- [15] B. Björk, E., Palm. Refrigerant mass charge distribution in a domestic refrigerator, part II: steady-state conditions. *Applied Thermal Engineering*. 2006; 26 (8–9) pp. 866–871.
- [16] Y. J. Lu, Y., Bai, T. Experimental investigation on a -40oC low-temperature freezer using ejector-expansion refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*. 2020; 118: pp. 230–237.
- [17] Coolpack. Technical University of Denmark. [Online]. Available: www.et.dtu.dk/coolpack
- [18] Roy J Dossat. (1961). *Principles of refrigeration*.
- [19] Refrigerant slider Danfoss. 2023.