

# “PEMILIHAN FLUIDA PENDINGIN PADA MESIN PENDINGIN IKAN (FREEZER) KAPASITAS 1 TON”

Ir. Wisjnu P. Marsis, M. Eng<sup>1</sup>, Abdul Haris<sup>2</sup>

Lecture<sup>1</sup>, College student<sup>2</sup>, Departement of machine, Faculty of Engineering, University Muhammadiyah Jakarta, Jalan Cempaka Putih Tengah 27 Jakarta Pusat 10510, Tlp 021-4244016, 4256024, email : [wpmarsis@yahoo.com](mailto:wpmarsis@yahoo.com)

## ABSTRAK

*Upaya manusia untuk menghasilkan kehidupan yang layak dan lebih baik terutama dalam perkembangan teknologi, terutamamengenai Mesin Pendinginkan (FREEZER) yang menggunakan fluida kerja yang ditargetkan akan menjadi fluida yang lebih baik dari sebelumnya adalah musicool (MC-134) dengan Refrigeran Halokarbon (R-134a), dimana akan dibandingkan teori dasar dari refrigeran, yaitu COP (Coefficient of Performance), Efek Refrigasi serta Kerja Kompresor. Hasil yang didapat adalah kelayakan Hidrokarbon sebagai Fluida pendingin yang baik, ramah lingkungan dan aman.*

*Kata Kunci : Ikan, fluida, musicool MC-134, Halokarbon R-134a*

## 1. PENDAHULUAN

Prinsip pendinginan adalah mendinginkan secepat mungkin kesuhu rendah mungkin tetapi tidak sampai menjadi beku. Umumnya pendinginan tidak dapat mencegah pembusukan secara total, tetapi semakin rendah suhu, semakin besar penurunan aktivitas bakteri dan enzim. Dengan demikian melalui pendinginan proses bakteriologi dan biokimia pada ikan hanya tertunda, tidak dihentikan. Refrigeran kelompok halokarbon merupakan refrigeran sintetik karena tidak dapat di alam secara langsung. Refrigeran ini mempunyai satu atau lebih atom dari golongan halogen; ini termasuk ODS. Jika gas CFC yang memiliki dua atom klorin terlepaskan klorin, fluorin dan bromin. Meskipun dari segi teknik refrigeran ini mempunyai sifat yang baik, seperti kestabilan yang tinggi, tidak mudah terbakar dan tidak beracun, refrigeran udara dan terkenasinar ultraviolet akan terurai. Atom klorin (Cl) akan terlepas dan bereaksi dengan ozon ( $O_3$ ) mengambil satu atom oksigen dari ozon untuk membentuk klorin monoksida dan oksigen. Klorin monoksida akan bereaksi dengan atom oksigen lainnya membentuk molekul oksigen dan atom klorin membentuk oksigen. Atom klorin hanya beraksi sebagai katalis dalam reaksi. Oleh karena itu satu atom klorin mampu terus menerus mengubah ozon menjadi oksigen melalui ribuan reaksi sejenis.

## 2. METODA EKSPERIMEN DAN FASILITAS YANG DIGUNAKAN

Refrigeran yang digunakan sebagai perbandingan ini adalah MUSICOOL dan yang diproduksi oleh Pertamina Unit pengolahan III Plaju. Sifat fisika refrigeran hidrokarbon MUSICOOL berdasarkan pengujian laboratorium Pertamina yang menunjukkan bahwa hidrokarbon MUSICOOL (MC) mampu menggantikan refrigeran sintetik secara langsung tanpa penggantian komponen sistem refrigrasi. MC-134a menggantikan R-134a.

Sifat fisika dan termodinamika hidrokarbon *MUSICOOL* memberikan kinerja sistem refrigerasi yang lebih baik, keawetan umur kompresor dan hemat energi. Beberapa parameter perbandingan kinerja *MUSICOOL* terhadap refrigeran sintetik pada sistem refriherasi dengan beban 1 TR pada suhu kondensasi 100°F dan suhu evaporator 40°F. Ditunjukkan pada tabel 2.1.

Tabel 2.1 Sifat Fisika dan Termodinamika\*

No	Parameter	R-134a	MC-134
1.	Normal boiling point, °C	-26,07	-33,98
2.	Temperatur kritis, °C	101,06	113,8
3.	Tekanan Kritis, psia	588,7	591,8
4.	Panas jenis cairan jenuh pada 37,8° C, Kj /Kgk	1,486	2,717
5.	Panas jenis uap jenuh pada 37,8 ° C, Kj/ Kgk	1,126	2,014
6.	Tekanan cairan jenuh pada 37,8 °C, psia	138,9	139,4
7.	Kerapatan cairan jenuh pada 37,8°C, ( kg/m <sup>3</sup> )	1156	500,6
8.	Kerapatan uap jenuh pada 37,8°C ( kg/m <sup>3</sup> )	47,05	17,76
9.	Kerapatan uap jenuh pada NBP, kg/m <sup>3</sup>	5,259	1,642
10.	Konduktivitas Termal cairan jenuh 37,8°C, w/mk	0.0756	0.0896
11.	Konduktivitas Termal uap jenuh 37,8°C, w/m k	0.0195	0.01955
12.	Viskositas cairan jenuh pada 37,8°C, uPa-s	102,5	101,6
13.	Viskositas uap jenuh pada 37,8°C, uPa-s	8,064	8,044

\*<http://indonesiasejahtera.wordpress.com>

Dengan mengetahui komposisi ikan dapat menentukan langkah kegiatan selanjutnya dalam memperlakukan ikan tersebut baik yang berkaitan dengan kegunaan konsumsi maupun industri, Berikut Tabel contoh komposisi ikan :

Tabel 2.2 Komposisi ikan

	F at fish	Semi fat fish	Lead fish
ir	6 8,6%	77,2%	81,8 %
rotein	2 0%	19%	16,4 %
emak	1 0%	2,5%	0,5%
bu	1, 4%	1,3%	1,3%
otal	1 00%	100%	100%

### 2.1. Perhitungan Beban Kalor Ikan

$$\begin{aligned} \text{Panas jenis ikan } C_p &= 0,411 + 0,819 \times [\% \text{ water(mass)}] \\ &= 0,411 + 0,819 \times 0,7 = \mathbf{0,86 \text{ BTU/lbF}} \end{aligned}$$

Dengan persamaan :  $Q_p = W \times C \times (T_2 - T_1)$ , dapat ditentukan :

- Panas sensibel ikan,  $Q_s = 2205 \text{ lb} \times 0,86 \text{ BTU/lbF} \times (83,84 - 28 \text{ F})$   
 $= 2205 \times 0,86 \times 55,84 = 105.889 \text{ BTU}$
- Panas laten ikan,  $Q_l = W \times q_l$   
 $= 2205 \text{ lb} \times 101 \text{ BTU/lb} = 222.705 \text{ BTU}$

Total panas ikan yang didapat adalah beban panas yang harus dikeluarkan dari lemari pendingin selama 24 jam. Apabila waktu operasi lemari pendingin selama 24 jam, maka beban yang harus diatasi mesin setiap jamnya adalah :

- Panas sensibel ikan,  $Q_s = \frac{105.889}{24 \text{ jam}} = 4.412 \text{ BTU / jam}$
- Panas laten ikan,  $Q_l = \frac{222.705}{24 \text{ jam}} = 9.279 \text{ BTU / jam}$

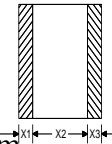
## 2.2.Perhitungan Beban Transmisi Dinding

Pada proses perpindahan panas melalui dinding, dapat dihitung dengan menggunakan persamaan,

$$Q = A \times U \times \Delta T_e$$

Ukuran lemari pendingin yang ada, sebagai berikut :

- Panjang = 1,35 m
- Lebar = 6,88 m
- Tinggi = 3,00 m



- Keterangan :
- X1 = *Stainless steel 304* = 0,006 m
  - X2 = *Polyuretane* = 0,148 m
  - X3 = *Alluminium* = 0,002 m

Dimana : Resistensi Thermal diambil dari lampiran

- Resistensi *Stainless steel 304* = 2,47 BTU / h.ft<sup>2</sup>°F
- Resistensi *Polyuretane* = 0,0035 BTU / h.ft<sup>2</sup>°F
- Resistensi *Alluminium* = 41,45 BTU / h.ft<sup>2</sup>°F

$$\frac{2,47}{0,0035} + 41,45 = 43,92 \text{ BTU / h.ft}^2\text{°F}$$

Koefisien perpindahan panas dinding

$$U = \frac{1}{R} \text{ (BTU / h.ft}^2\text{°F)} = \frac{1}{43,92} = 0,023 \text{ BTU / h.ft}^2\text{°F}$$

- Luas dinding bagian luar

$$\text{Luas dinding bagian atas, bawah, depan, belakang} = 4 \times 3 \text{ m} \times 1,35 \text{ m} = 16,2 \text{ m}^2$$

$$\text{Luas dinding bagian samping kanan, kiri} = 2 \times 6,88 \text{ m} \times 1,35 \text{ m} = 18,6 \text{ m}^2$$

$$\text{Total luas dinding (A)} = 16,2 \text{ m}^2 + 18,6 \text{ m}^2 = 34,8 \text{ m}^2 = 374 \text{ ft}^2$$

- Temperatur udara luar (TOA) = 83,84 F<sub>DB</sub> = 28,8°C (diambil dari lampiran BMKG bulan terpanas sepanjang tahun 2010 – 2011)
- Temperatur udara dalam yang harus dicapai (TRM) = 28 F<sub>DB</sub> = -2,2 °C

Sehingga beban transmisi melalui dinding adalah :

$$Q = A \times U \times \Delta T$$

Dimana : Q = Laju aliran kalor ( BTU/hr. )

U = Koefisien perpindahan kalor ( BTU/hr ft<sup>2</sup> °F )

A = Luas permukaan dinding (ft<sup>2</sup>)

ΔT = Perbedaan temperatur equivalent ( °F )

T<sub>o</sub> = Temperatur luar ruangan (°C)

T<sub>i</sub> = Temperatur dalam ruangan (°C)

$$Q = A \times U \times \Delta T$$

$$= 374 \text{ ft}^2 \times 0,023 \text{ BTU/h.ft}^2\text{.°F} \times ( 83,84 - 28 ) \text{ F} = 480 \text{ BTU/h}$$

### 2.3.Perhitungan Beban Ventilasi

Pada perhitungan beban ventilasi ini didasarkan pada volume bagian dalam ruang pendingin, dimanatelahditentukanukuranpendinginbagiandalamadalahpanjang×lebar×tinggi = 2,6m × 6,88m × 1,35m= 8,53ft × 22,57ft × 4,43ft

Perhitunganbebankalorakibatudaraventilasiataupergantianudarainimenggunakanpersamaan :

$$Q_S = 1,08 \times \text{cfm}_{\text{OA}} \times (T_{\text{OA}} - T_{\text{RM}}) \times \text{BF}$$

$$Q_L = 0,68 \times \text{cfm}_{\text{OA}} \times (W_{\text{OA}} - W_{\text{RM}}) \times \text{BF}$$

Diketahui :

- *Relative humidity*luarruangan 81 % ( diambildarilampiran BMKG RH terbesarpanjangtahun 2010 – 2011 )
- Temperaturruangpendingin = 28 F<sub>DB</sub>dan 70 % RH (ref tabel 1)
- Nilai Bypass Factor diambil = 0,5 (ref tabel 62 Carrier Handbook )
- Temperature udaraluar = 83,84 F<sub>DB</sub> dan76,1F<sub>WB</sub> (diambildarilampiran BMKG bulanterpanassepanjangtahun 2010 – 2011)
- Tabelisolasi dinding = t *Stainlesssteel 304*+ t *Polyuretane*+ t *Alluminium*  
= (0,006+0,148+0,002) m = 0,156 m = 0,512 ft
- Volume bagian dalam ruang pendingin = 2,6m × 6,88m × 1,35m  
= 24,15 m<sup>3</sup>
- Kelembaban udara dalam yang direncanakan W<sub>RM</sub> =24 grain/lb
- Kelembaban udara luar W<sub>OA</sub> = 159 grain/lb
- Dari tabel 6.9 A (LAMPIRAN) , dapat diketahui jumlah pertukaran udara dalam 24 jam untuk volume 24,15 m<sup>3</sup> = 853 ft<sup>3</sup> adalah sebesar 20/24 jam.
- Jumlah pertukaran udara per 24 jam =  
$$20 \times \frac{853 \text{ ft}^3}{24 \text{ jam}} = 711 \text{ ft}^3 / \text{jam} =$$
  
$$\frac{711 \text{ ft}^3 / \text{jam}}{1 \text{ jam} \times 60 \text{ menit}} = 11,85 \text{ cfm} = 12$$
  
cfm  
jamnya

Sehingga beban panas udara luar tiap

$$Q_S = 1,08 \times \text{cfm}_{\text{OA}} \times (T_{\text{OA}} - T_{\text{RM}}) \times \text{BF}$$

$$= 1,08 \times 12 ( 83,84 - 28 ) \times 0,5 = 362 \text{ BTU/jam}$$

$$Q_L = 0,68 \times \text{cfm}_{\text{OA}} \times (W_{\text{OA}} - W_{\text{RM}}) \times \text{BF}$$

$$= 0,68 \times 12 \times (159 - 24 ) \times 0,5 = 551 \text{ BTU/jam}$$

$$\text{Jumlah beban panas udara luar} = ( 362 + 551 ) \text{ BTU/jam} = \mathbf{913 \text{ BTU/jam}}$$

Tabel 2.3. jumlah Beban Kalor

O	Beban pendingin	Perolehankalor ( BTU/jam )	
		Panas sensibel	Panas laten
	Produk (ikan)	4.412	9.279
	Transmisi melalui dinding	480	-
	Jumlah	4.892	9.279
	Udara ventilasi	362	551
	Total heat	5.254	9.830

## 2.4. Perhitungan Kapasitas Mesin Pendingin

Total beban kalor yang harus diatasi mesin pendingin adalah penjumlahan dari beban kalor produk, beban kalor melalui transmisi dinding, beban kalor akibat udara ventilasi dan *safety factor* sebesar 30% dari jumlah beban kalor :

- Jumlah beban kalor =  $Q_{\text{SENSIBEL}} + Q_{\text{LATEN}}$   
 $= ( 5.254 + 9.830 ) \text{ BTU/jam} = \mathbf{15.084 \text{ BTU/jam}}$
- 30% safety factor =  $15.084 \text{ BTU/jam} \times 30\% = \mathbf{4.525 \text{ BTU/jam}}$
- Total beban kalor = jumlah beban kalor + 30% safety factor <sup>(ref 1 hal26.30)</sup>  
 $= (15.084 + 4.525 ) \text{ BTU/jam} = \mathbf{19.609 \text{ BTU/jam}}$

Satuan kapasitas mesin pendingin dalam 1 ton refrigerasi adalah :

- Kalor pencairan = 144 BTU/lb
- 1 ton = 2000 lb
- Waktu = 24 jam

$$\text{Maka, 1 ton refrigerasi} = \frac{144 \times 2000}{24} = 12.000 \text{ BTU / jam}$$

Sehingga besarnya kalor yang harus diatasi oleh mesin pendingin adalah :

$$\text{Kapasitas mesin pendingin} = \frac{19.609}{12.000} = TR = 1,6 \text{ Ton Refrigerasi}$$

## 2.5. Perhitungan Beban Ruang Pendingin

Lemari pendingin yang direncanakan adalah sebagai berikut :

- Menggunakan Hydrocarbon ( Musicool Refrigerant )
- Kapasitas mesin pendingin 1,7 Ton Refrigerasi
- Temperatur di kondensor  $60^{\circ}\text{C} = 140 \text{ F}$
- Temperatur di evaporator  $30^{\circ}\text{C} = 86 \text{ F}$

Diketahui :

- 1 BTU / lb = 2,326 J / kg

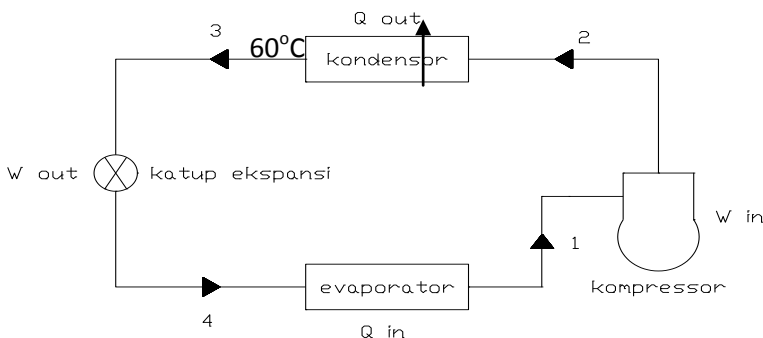
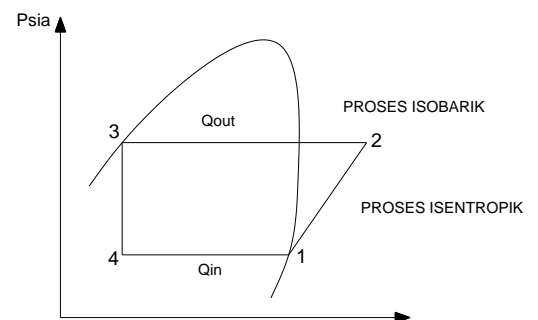


Diagram alirannya fluida



Gambar 2.2 diagram p-h MC 134

Gambar 2.1 skema sistem pendingin ruang pembekuan

## 2.6. Perhitungan Pada MC-134

Didapat dari grafik p – h MC-134 :

$$h_1 = 617 \text{ kJ/kg} = 265 \text{ BTU/lb}$$

$$h_2 = 640 \text{ kJ/kg} = 275 \text{ BTU/lb}$$

$$h_3 = h_4 = h_f = 375 \text{ kJ/kg} = 161 \text{ BTU/lb}$$

- a) Efek refrigerasi

$$RE = h_2 - h_1 = 275 - 265 = 10 \text{ BTU/lb}$$

- b) Laju alir refrigeran dalam 1 ton mesin

$$m_r = \frac{q_e}{RE}$$

$$m_r = \frac{\left[ \frac{12000 \text{ BTU}}{60 \text{ mnt}} \right]}{10} = \mathbf{20 \text{ lb/mnt.Ton}}$$

- c) Laju alir refrigeran dalam 1,6 ton refrigerasi

$$\dot{m} = 1,6 \text{ Ton} \times 20 \text{ lb/mnt Ton}$$

$$= 32 \text{ lb/mnt}$$

- d) Perubahan enthalpy pada proses kompresi

$$\Delta h = h_2 - h_1 = (275 - 265) \text{ BTU/lb}$$

$$= 10 \text{ BTU/lb}$$

- e) COP (*Coefficient Of Performance*)

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$COP = \frac{265 - 161}{10} = \mathbf{10,4}$$

- f) Total kerja di kompressor

$$W = \Delta h \times \dot{m}$$

$$= 10 \text{ BTU/lb} \times 32 \text{ lb/mnt} = 320 \text{ BTU/mnt}$$

## 2.7. Perhitungan Pada R-134a

Didapat dari grafik p - h R-134 :

$$h_1 = 412,5 \text{ kJ/kg} = 177 \text{ BTU/lb}$$

$$h_3 = h_4 = h_f = 281 \text{ kJ/kg} = 121 \text{ BTU/lb}$$

$$h_2 = 425 \text{ kJ/kg} = 183 \text{ BTU/lb}$$

- a) Efek refrigerasi

$$RE = h_2 - h_1 = 183 - 177 = 6 \text{ BTU/lb}$$

- b) Laju alir refrigeran dalam 1 ton mesin

$$m_r = \frac{q_e}{RE}$$

$$m_r = \frac{\left[ \frac{12000 \text{ BTU}}{60 \text{ mnt}} \right]}{6} = \mathbf{33 \text{ lb/mntTon}}$$

- c) Laju alir refrigeran dalam 1,6 ton refrigerasi

$$\dot{m} = 1,6 \text{ Ton} \times 33 \text{ lb/mnt Ton}$$

$$= 53 \text{ lb/mnt}$$

- d) Perubahan enthalpy pada proses kompresi

$$\Delta h = h_2 - h_1 = (183 - 177) \text{ BTU/lb}$$

$$= 6 \text{ BTU/lb}$$

- e) COP (*Coefficient Of Performance*)

$$\text{COP} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$\text{COP} = \frac{177 - 121}{6} = 9,3$$

f) Total kerja di kompresor

$$W = \Delta h \times \dot{m}$$

$$= 6 \text{ BTU/lb} \times 53 \text{ lb/mnt} = 318 \text{ BTU/lb}$$

Tabel 2.4 Perhitungan beban pendingin

o.	Jenisbeban	Hasilper hitungan	Satuan
	Bebankalorikan	0,86	BTU/lb
	Total panasikan		
	Panassensibel	4.412	BTU/jam
	Panaslaten	9.279	BTU/jam
	Beban yang dideritadinding	480	BTU/jam
	Bebanventilasi		
	Panassensibel	5.254	BTU/jam
	Panaslaten	9.830	BTU/jam
	Kapasitasmesinpendingin	1,6	ton refrigrasi

Tabel 2.5 perbandingan beban antara MC-134 dan R-134a

o.	Beban	M C-134	R -134a	Satuan
	Efekrefrigerasi	1 0	6	BT U/lb
	Lajualirandlm 1 ton mesin	2 0	3 3	lb/ mnt Ton
	Lajualirandlm1,6 ton refrigrasi	3 2	5 3	lb/ mnt
	Perubahan enthalpy	1 0	6	BT U/lb
	COP ( Coefficient of Performance)	1 0,4	9 ,3	
	Total kerja di kompresor	3 20	3 18	BT U/lb

### Pemilihan Fluida Pendingin

Dari pehitungan yang telah dilakukan sebelumnya kita dapat mengetahui hasil dari :

a. Beban kalor produk dari ikan adalah : 0,86 BTU/lb

Merupakan beban yang harus diatasi oleh mesin pendingin untuk dapat mendinginkan produk tersebut.

b. Efek refrigrasi yang didapat dari hasil perhitungan adalah :

$$\text{MC-134} = 10 \text{ Btu/lb}$$

$$\text{R-134a} = 6 \text{ Btu/lb}$$

Sudah jelas bahwa nilai yang didapat dari *refrigeran* jenis hidrokarbon mempunyai efek refrigerasi yang lebih tinggi dari pada *refrigeran* jenis halokarbon. Sehingga pendinginan akan lebih cepat.

- c. Laju aliran dalam 1 Ton mesin

$$\text{MC-134} = 20 \text{ lb/mnt Ton}$$

$$\text{R-134a} = 33 \text{ lb/mnt Ton}$$

Pada laju aliran, hidrokarbon sangat unggul karena bahannya yang ringan sehingga mudah mengalir dan berotasi dalam suatu ruang mesin pendingin.

- d. Laju aliran dalam 1,6 Ton Refrigerasi

$$\text{MC-134} = 32 \text{ lb/mnt}$$

$$\text{R-134a} = 53 \text{ lb/mnt}$$

Pada laju aliran hidrokarbon sangat unggul, karena fluida yang digunakan lebih sedikit dari freon.

- e. COP (Coefficient of Performance)

$$\text{MC-134} = 10,4$$

$$\text{R-134a} = 9,3$$

Semakin besar nilai COP, semakin baik pula kinerja dari suatu mesin pendingin. Karena merupakan ukuran dari kinerja suatu mesin pendingin.

- f. Total kerja di kompressor

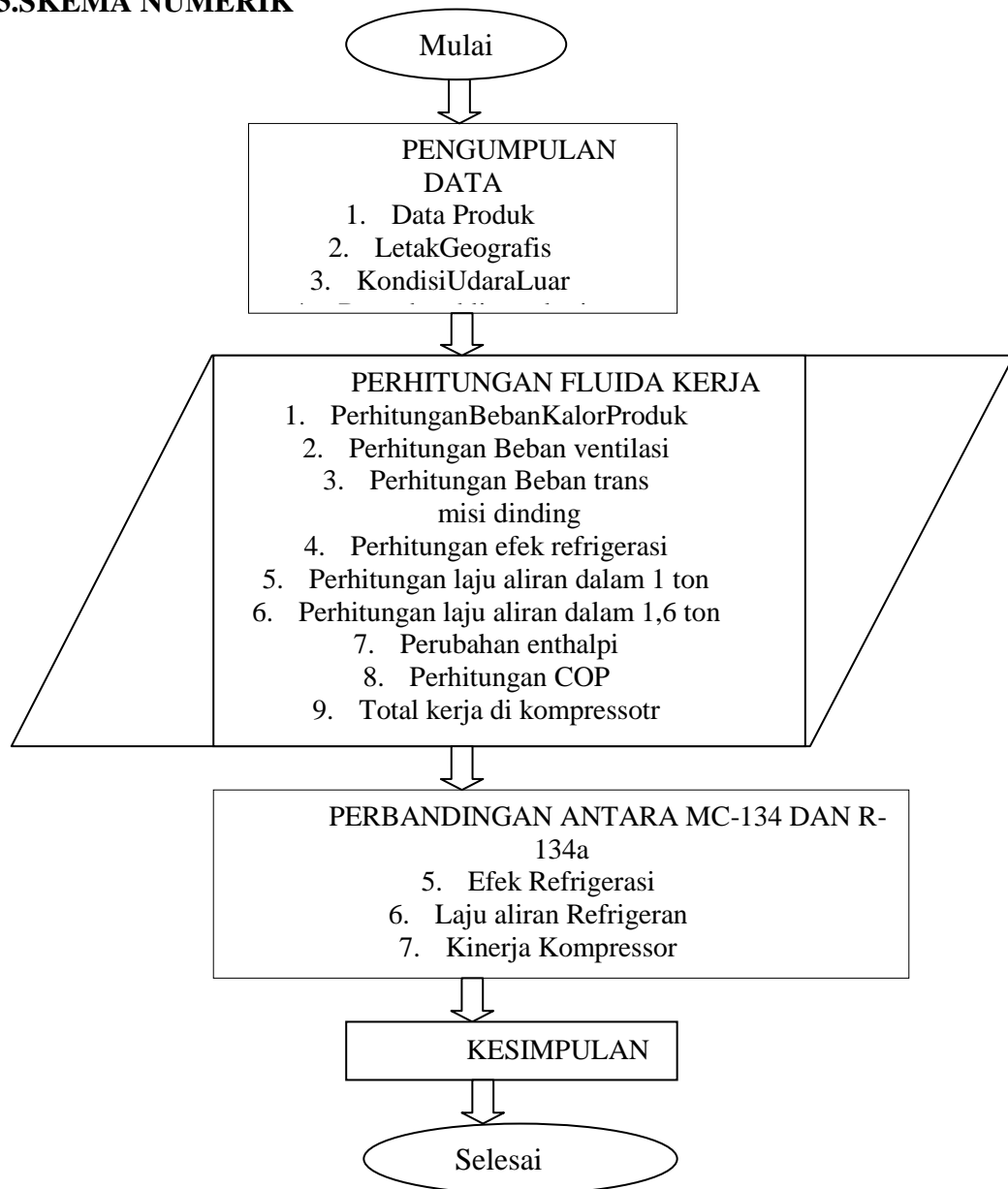
$$\text{MC-134} = 320 \text{ BTU/lb}$$

$$\text{R-134a} = 318 \text{ BTU/lb}$$

Untuk keseluruhan kerja kompressor menjadi lebih berat, namun karena hanya selisih kecil dapat diabaikan.



### 3. SKEMA NUMERIK



#### 4.1 KESIMPULAN

- Fluida Hidrokarbon lebih baik dibandingkan fluida Halokarbon.
- Fluida Hidrokarbon lebih ramah lingkungan karena dapat terurai dengan lapisan ozon.
- Kerja kompresor lebih ringan, sehingga kompresor lebih awet.
- Kerapatan (*density*) hidrokarbon yang lebih kecil dari kerapatan refrigeran sintetik. Hal ini mengakibatkan jumlah pemakaian hidrokarbon lebih sedikit, sekitar 30% dari berat penggunaan refrigeran sintetik untuk volume yang sama.
- Viskositas yang lebih kecil dari refrigeran sintetik. Hal ini mengakibatkan kecilnya rugi-rugi tekanan sepanjang sistem refrigerasi yang meringankan beban kompresor dan mengawetkan sistem refrigerasi.
- Pemakaian hidrokarbon lebih efisien dibandingkan dengan refrigeran sintetik, yang dalam hal ini ditunjukkan oleh COP (*Coefficient of Performance*) yang lebih besar

- Kalor laten dan efek refrigerasi yang lebih besar dari refrigeran sintetik. Karakteristik ini mengakibatkan kapasitas pendinginan dan *cooling rate* yang lebih besar dari kapasitas pendinginan dan *cooling rate* dengan refrigeran sintetik.
- Dapat menjaga kesegaran ikan lebih lama.
- Fluida yang dipilih adalah MC-134.

#### 4.2 SARAN

- Segeralah beralih untuk menggunakan Hidrokarbon, karena lebih ramah lingkungan.
- Gunakan hidrokarbon pada setiap sistem pendingin ruangan. Karena lebih cepat dalam mendinginkan suatu ruangan.
- Adanya sosialisasi baik dari pemerintah dan Pertamina selaku produsen Musicool untuk menyarankan penggantian refrigeran yang lebih ramah lingkungan kepada seluruh masyarakat.

#### REFERENSI

1. ASHRAE. *Fundamental*. Edisi satu, 1985
2. Carrier. *Handbook Of Air Conditioning System Design*. New York; McGraw Hill Book Company
3. Kreith. Frank, *Heat Transfer*, edisi ketiga; Jakarta, Erlangga 1997
4. *Ourindonesia.com*
5. *Engineeringtoolbox.com*