

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESCOLHA DO FLUIDO INTERMEDIÁRIO EM UM FRIGORÍFICO

por

Vinícius Bresolin

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, 20 de Junho de 2013.

ESCOLHA DO FLUIDO INTERMEDIÁRIO EM UM FRIGORÍFICO

por

Vinícius Bresolin

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Thamy Cristina Hayashi  
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Paulo Otto Beyer

Comissão de Avaliação:

Prof. Pedro Barbosa Mello

Prof. Jorge R. S. Zabadal

Prof. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 20 de junho 2013.

BRESOLIN, V. **Escolha do Fluido Intermediário em um Frigorífico**. 2013. 28 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

## **RESUMO**

O presente trabalho aborda a escolha do fluido secundário em um sistema de refrigeração industrial utilizado para conservar maçãs na cidade de Vacaria- RS. Esta análise foi feita por meio do equacionamento da troca térmica e da queda de pressão por atrito no resfriador e no trocador de calor tipo placas. As propriedades termofísicas usadas no trabalho foram obtidas através do programa *SecCool* e o equacionamento foi resolvido com o auxílio do *software* EES. O objetivo de realizar a escolha de um fluido visando à redução de energia se confirmou, porém em proporções menores do que esperado. A maior redução de energia se dá pelo aumento da temperatura de evaporação da amônia, diminuindo assim o consumo energético do compressor. As reduções de energia de bombeamento foram pequenas, não justificando o investimento em produtos de baixa viscosidade. Constatou-se também que o melhor resultado a partir da análise dos parâmetros econômicos, ambientais e de rendimento térmico foi o etileno glicol.

**PALAVRAS-CHAVE:** Fluido Secundário, Propriedades Termofísicas, Troca Térmica.

BRESOLIN, V **Choice of Intermediate Fluid in a Refrigeration System**. 2013. 28 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

## **ABSTRACT**

This project approaches the choice of secondary fluid for application in an industrial refrigeration system used to conserve apples in the city of Vacaria-RS. This analysis was performed using the equation of heat transfer and pressure drop due to friction in the cooler and heat exchanger plates. Thermophysical properties used in this study were based on the SecCool program and the equations were solved with the aid software EES. The purpose of performing the choice of a fluid in order to reduce energy was confirmed, but in smaller proportions than expected. The largest energy reduction occurs by lowering the ammonia evaporation temperature, thereby reducing the power consumption in the compressor. As a result, the pumping energy reductions were small and do not justify a large investment in low viscosity products. It was also found that the best result from the analysis of economic parameters, environmental and thermal efficiency was ethylene glycol.

**KEYWORDS:** Secondary Fluid, Thermophysical Properties, Heat Exchange.

## Índice

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Justificativa.....	1
1.2 Objetivos.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
3. METODOLOGIA.....	2
4. APRESENTAÇÃO DO SISTEMA.....	2
4.1 Configurações Físicas.....	3
4.2 Condições de Operação.....	4
4.2.1 Carga Térmica em Resfriamento.....	4
4.2.2 Carga Térmica em Conservação.....	4
4.3 Equipamentos.....	4
5. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	5
5.1 Troca Térmica.....	5
5.1.1 Resfriador.....	5
5.1.2 Trocador de Calor Tipo Placas.....	7
5.2 Quedas de Pressão por Atrito - Perda de Carga.....	7
5.2.1 Resfriador.....	7
5.2.2 Trocador de Placas.....	8
5.3 Propriedades Termofísicas.....	8
5.3.1 Ponto de Fusão.....	8
5.3.2 Calor Específico.....	9
5.3.3 Massa Específica.....	9
5.3.4 Condutividade Térmica.....	9
5.3.5 Viscosidade.....	9
5.4 Fluidos Escolhidos para Comparação.....	9
6. ANÁLISE DE RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	10
7. CONCLUSÃO.....	13
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	14
APÊNDICES.....	16
Apêndice A – Interface do <i>Software</i> MYCOMW.....	16
Apêndice B – Código do Equacionamento Utilizado no <i>Software</i> EES.....	16
Apêndice C – Comportamento das Propriedades Termofísicas.....	17
Apêndice D - Fluxograma do Sistema de Refrigeração Analisado.....	19
Apêndice E - Principais Equipamentos no Sistema de Refrigeração.....	20

## Lista de Figuras

Figura 4.1 - Planta baixa das câmaras frias e da sala de máquina.....	3
Figura 4.2 - Ciclo de refrigeração por compressão de vapor .....	4
Figura 5.1 - Circuito térmico equivalente de um tubo com escoamento inter.....	6
Figura 6.1 - Variações do desempenho do compressor.....	13

## Lista de Tabelas

Tabela 6.1 – Propriedades termofísicas a -5,5 °C .....	10
Tabela 6.2 – Resultado do equacionamento no resfriador em refrigeração.....	10
Tabela 6.3 – Resultado do equacionamento no resfriador em conservação.....	10
Tabela 6.4 – Relação das bombas e o consumo energético.....	11
Tabela 6.5 – Resultado do equacionamento no trocador de calor em refrigeração.....	11
Tabela 6.6 – Resultado do equacionamento no trocador de calor em refrigeração.....	12
Tabela 6.7 – Relação das bombas e o consumo energético.....	12
Tabela 6.8 – Custo inicial dos fluidos secundários.. ..	12

## Lista de Símbolos

$A$	Área de troca térmica, $m^2$
$A_l$	Área molhada, $m^2$
$c_p$	Calor específico, $\text{kJ/kg.K}$
$d_h$	Diâmetro hidráulico do escoamento, $m$
$D$	Diâmetro interno da tubulação, $m$
$f$	Fator de atrito
$G$	Velocidade mássica, $\text{kg/s.m}^2$
$h_c$	Coefficiente de transferência de calor, $\text{W/m}^2.\text{K}$ .
$k$	Condutividade térmica do fluido, $\text{W/m.K}$
$L$	Comprimento equivalente, $m$
$\dot{m}$	Vazão mássica, $\text{kg/s}$
$Nu$	Número de Nusselt
$\rho$	Perda de carga, $\text{mca}$
$Pr$	Número de Prandtl
$\dot{Q}$	Carga térmica de projeto, $\text{kW}$
$Re$	Número de Reynolds
$U$	Coefficiente global de transferência de calor, $\text{W/m}^2.\text{K}$
$V$	Vazão volumétrica, $\text{m}^3/h$
$\Delta T_{LM}$	Diferença de temperatura média logarítmica, $^\circ\text{C}$
$\Delta T$	Diferença de temperatura de entrada e saída do resfriador, $^\circ\text{C}$
$\mu$	Viscosidade dinâmica, $\text{Pa.s}$
$\mu_s$	Viscosidade dinâmica na temperatura da superfície da tubulação, $\text{Pa.s}$
$\tau$	Tensão de cisalhamento na superfície de contato
$\nu$	Viscosidade cinemática, $\text{m}^2/\text{s}$
$\rho$	Massa específica do fluido, $\text{kg}/\text{m}^3$

## 1. INTRODUÇÃO

Sistemas de refrigeração indireta estão sendo mais utilizados em virtude de acordos que regulam o uso de substâncias que destroem a camada de ozônio e que contribuem para o aquecimento global. Os ciclos de refrigeração indireta consistem na utilização de fluidos refrigerantes secundários para a distribuição da potência de refrigeração ao local requerido, permitindo desta maneira uma redução considerável de até 40% da carga de fluido primário segundo Kazachki e Hinde (2006).

A utilização do sistema indireto restringe o fluido primário às salas de máquina gerando economia, flexibilidade e segurança. Para a utilização em temperaturas ambientes, a água é o melhor fluido secundário, porém quando o sistema requer temperaturas inferiores a 0°C, misturam-se agentes anticongelantes à água que permitem a utilização a temperaturas de aproximadamente -30°C, dependendo da concentração de anticongelante, que por sua vez será determinante no grau de variação das propriedades termofísicas.

A variação das propriedades termofísicas irá influenciar principalmente na capacidade de troca térmica e na energia de bombeamento do fluido secundário.

### 1.1 Justificativa

A justificativa de realizar este trabalho é devida à variedade de fluidos intermediários usados por diferentes empresas para projetos similares de refrigeração.

A utilização do fluido secundário correto pode gerar uma melhoria no funcionamento dos equipamentos do sistema de refrigeração como resfriadores, evaporadores e compressores além de diminuir a demanda energética com a utilização de bombas com menores potências.

O desenvolvimento de produtos amigáveis ao meio ambiente vem crescendo diante de restrições e incentivos ao uso dos mesmos. O estudo dos parâmetros que influenciam o comportamento do sistema de refrigeração se faz necessário para uma futura comparação com novos fluidos secundários a serem desenvolvidos.

### 1.2 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo determinar o fluido secundário que apresentar a melhor troca térmica e o menor consumo de energia para o armazenamento de maçãs a 0° C.

Diante disto os objetivos específicos são:

- 1) Analisar o comportamento de vazão e perda de carga para cada fluido secundário e determinar e especificar a melhor bomba a ser utilizada analisando o consumo energético entre as bombas escolhidas.
- 2) Determinar o comportamento do compressor diante das alterações das condições iniciais de operação.
- 3) Analisar os investimentos iniciais a serem realizados com a alteração do fluido diante do custo operacional que está alteração proporcionará. Este custo operacional consiste no consumo energético das bombas.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Melinder (2007) avaliou as propriedades físicas de soluções aquosas usadas como fluidos secundários. Naquele estudo menciona a importância do conhecimento dos parâmetros de sua aplicação, ou seja, a importância de que propriedades serão mais significativas, porque nenhum fluido preencherá todos requisitos para um bom funcionamento do sistema. Deve-se selecionar o fluido que melhor se adapta ao sistema estudado. Melinder ainda disponibiliza um

grande banco de dados das propriedades dos fluidos que são usadas no presente trabalho através do *software SecCool* (2008).

Medeiros et alii (2010) apresentou um estudo direcionado às variações das propriedades termofísicas dos fluidos secundários a base de álcool em função da variação da temperatura em sistemas de termoacumulação.

Melinder (2000) realizou um estudo comparativo entre duas aplicações de sistemas indiretos. O uso de sistemas indiretos para o resfriamento de cabines refrigeradoras em supermercados e sistemas para o congelamento de mercadorias a baixas temperaturas. Neste estudo ele avaliou quais propriedades são mais significativas para a seleção dos fluidos.

Antunes (2007) avaliou experimentalmente o comportamento de um sistema de refrigeração com variação da rotação do compressor. Concluiu em seu trabalho que é possível reduzir gastos com energia elétrica através do aumento do coeficiente de performance (COP) variando a rotação do compressor.

Este trabalho englobou os estudos a cima citados, para determinar o fluido que apresente o melhor desempenho quanto a redução de energia.

### 3. METODOLOGIA

O procedimento adotado para a escolha do melhor fluido secundário no sistema foi a modelagem termodinâmica juntamente com o equacionamento numérico do sistema de refrigeração, desta maneira pode-se avaliar os parâmetros que mais são influenciados na alteração das propriedades termofísicas derivadas da mudança do fluido secundário. Para o equacionamento e resolução foi utilizado o *Software EES*. A análise teve ênfase na troca térmica do resfriador e do evaporador do tipo placas e também na determinação da queda de pressão por atrito, perda de carga, nos respectivos equipamentos.

O *Software SecCool* foi utilizado como base de dados das propriedades termofísicas.

Os dados de projetos como a temperatura de entrada e saída do resfriador e do trocador de placas foram mantidos. Procurou-se primeiramente avaliar as mudanças que os fluidos desenvolveram no sistema, para que posteriormente avaliasse-se alguma alteração dos equipamentos. Com as temperaturas definidas foi possível calcular as vazões individuais de cada fluido, que variam de acordo com seu calor específico. Devido a essa alteração as trocas térmicas e perdas de cargas se alteram, se fazendo necessário um estudo mais aprofundado nestes equipamentos.

O fluido utilizado no projeto inicial para o dimensionamento dos equipamentos foi o propileno glicol, 30% do produto dissolvido em água. A perda de carga de projeto para utilização do propileno glicol foi utilizada como parâmetro para a obtenção do comprimento equivalente do sistema, com essa simplificação foi possível calcular a perda de carga de cada fluido com o mesmo comprimento equivalente, não sendo necessário o desdobramento do interior dos equipamentos e da configuração da tubulação de instalação. A partir da obtenção da perda de carga e vazão de cada fluido foram selecionadas bombas adequadas para cada aplicação a partir de catálogos de fornecedores, desta maneira avaliou-se o consumo de energia a fim de comparar com os investimentos iniciais.

Com a utilização do *Software MYCOMW* (2008), foi realizada uma análise de eficiência do compressor, tendo em vista uma possível mudança quanto à alteração da temperatura da amônia, e a rotação do compressor frente à alteração da eficiência térmica no evaporador. Está alteração ocasionou uma diminuição de energia, aperfeiçoando o sistema de refrigeração.

### 4. APRESENTAÇÃO DO SISTEMA

O sistema base para o estudo foi uma instalação frigorífica, da empresa Mebrafe, utilizada para o armazenamento de maçãs. O sistema funciona de forma indireta, ou seja, o fluido primário amônia restringe-se à sala de máquinas, sendo o responsável pelo resfriamento

do fluido secundário no evaporados de placas, que por sua vez irá resfriar as câmaras onde a fruta é armazenada por meio dos resfriadores.

#### 4.1 Configurações Físicas

A instalação frigorífica é composta simplificada pela sala de máquinas e as câmaras de armazenamento. A sala de máquinas é onde se localiza os compressores, evaporadores de placas, o separador de líquidos, o painel elétrico e o condensador. As câmaras irão conter os resfriadores de ar em seu interior, no lado externo irá conter o tanque de termoacumulação e as bombas que farão a circulação dos fluidos tanto o primário quanto o secundário.

O sistema é composto por quatro câmaras frias com as dimensões de 12 m x 14 m de piso por 9m de altura que farão o resfriamento e o armazenamento das maçãs a temperatura de 0°C e uma antecâmara de 6 m x 24 m de piso por 5,5 m de altura a temperatura de 5°C como visto na Figura 4.1. As câmaras possuem isolamento térmico nas paredes e no teto de poliestireno expandido com 125 mm de espessura, o piso não é isolado termicamente. Cada câmara possui uma porta frigorífica estanque que garante o isolamento térmico entre os ambientes.

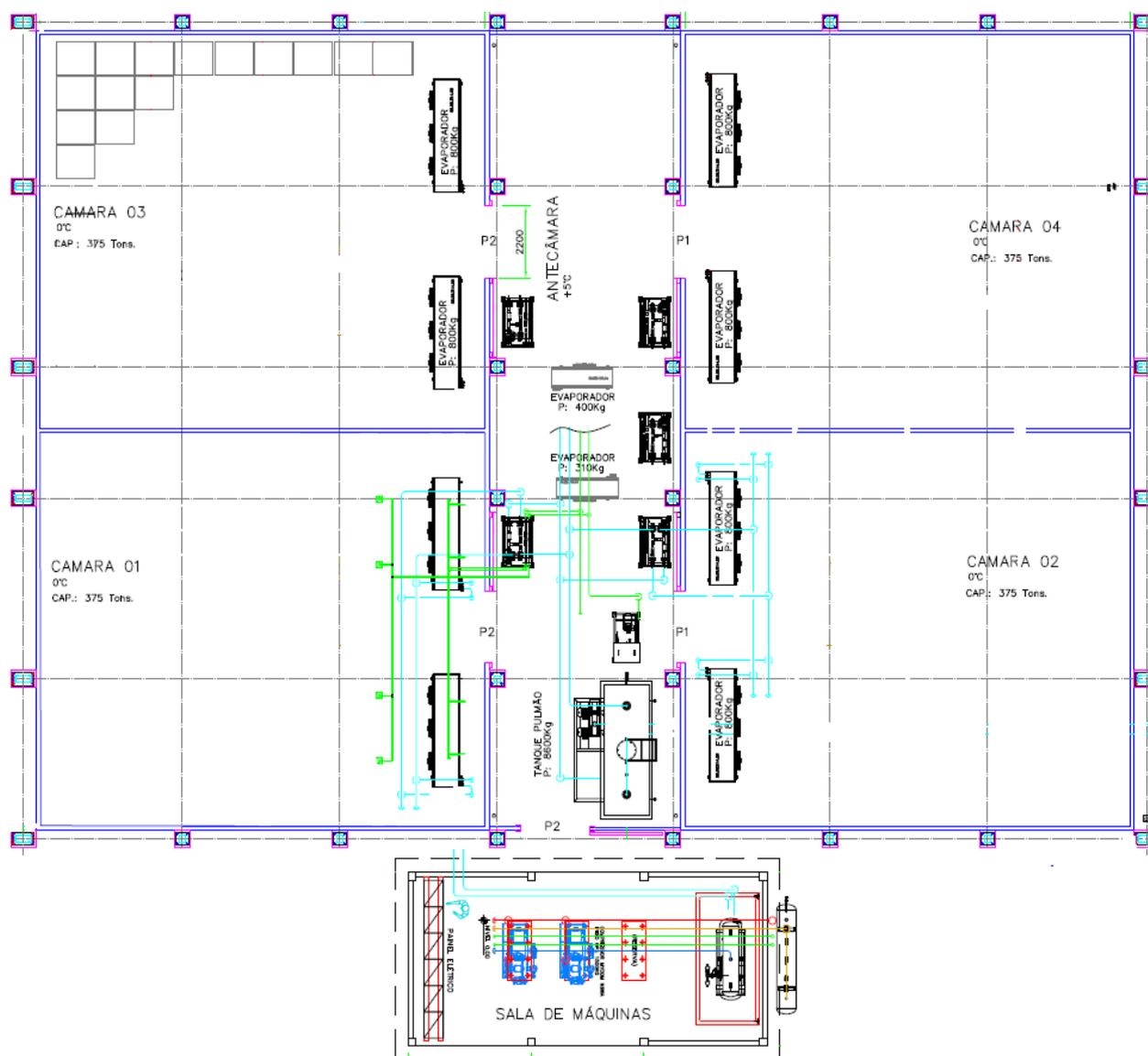


Figura 4.1 - Planta baixa das câmaras frias e da sala de máquina

## 4.2 Condições de Operação

A instalação frigorífica foi dimensionada para o armazenamento de 1.500 toneladas de maçãs, dividida em quatro câmaras que comportam 375 toneladas cada. O fluido secundário utilizado para dimensionamento é o propileno glicol (30% do produto dissolvido em água).

### 4.2.1 Carga Térmica em Resfriamento

Visando a redução da superfície de troca térmica dos resfriadores e da carga térmica do sistema os equipamentos frigoríficos foram dimensionados para uma movimentação total máxima de fruta de 100 toneladas por dia, porém esta movimentação será realizada em duas câmaras simultaneamente reduzindo esta movimentação em 50 toneladas de maçãs por câmara.

Em condições de resfriamento a câmara recebe a fruta a temperatura de 25°C e a resfria até 0°C em um período de 24 horas. A carga térmica total para este período é de 233.500 W

### 4.2.2 Carga Térmica em Conservação

O período de conservação é o período durante no qual a fruta já está a 0° C, realizado então somente a conservação desta temperatura, período que normalmente é de nove a dez meses. Neste período a carga térmica total é de 120.870 W.

Comparando a carga térmica de resfriamento e a carga térmica de conservação pode-se observar uma redução de 50 % na demanda térmica do sistema. A partir desta análise foi dimensionado dois compressores com capacidade de 130.000 W cada, e após o período de resfriamento utiliza-se apenas um.

## 4.3 Equipamentos

O ciclo de refrigeração mais utilizado na área industrial é o ciclo de compressão, que pode ser visto na Figura 4.2. Neste ciclo o refrigerante primário entra no compressor sob a forma de vapor, e após sua compressão sai de forma superaquecida. O vapor superaquecido segue então para o condensador, que tem por objetivo resfriar o vapor e após condensá-lo transformando-o em líquido a uma pressão e temperatura constante. O fluido deixa o condensador no estado líquido à alta pressão e é armazenado em um reservatório, de onde segue para a válvula de expansão. Na passagem pela válvula de expansão o líquido sofrer uma abrupta queda de pressão causando sua evaporação parcial. Essa mistura de líquido e vapor segue para o separador de líquido que assegura que somente líquido flui para o evaporador onde ocorre o arrefecimento do fluido secundário e também que somente vapor vai para os compressores, completando o ciclo termodinâmico. Os equipamentos utilizados neste projeto estão listados na Tabela E.1 no Apêndice E.

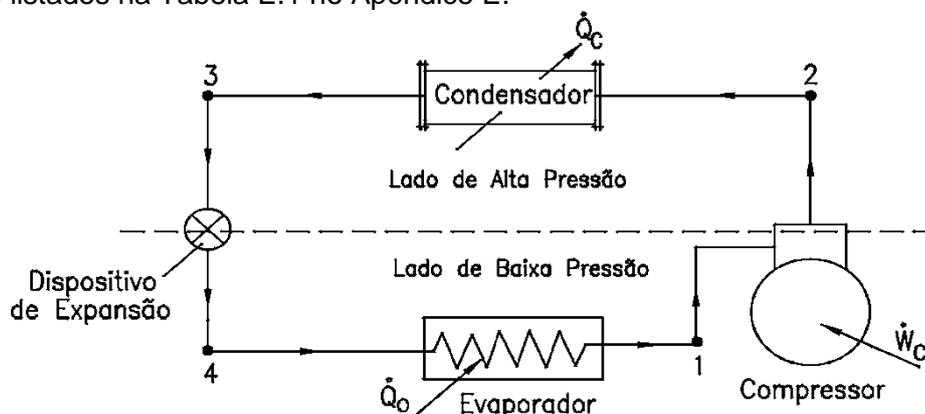


Figura 4.2 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

## 5. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

### 5.1 Troca Térmica

Incropera (2008) definiu troca térmica como energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperaturas entre os ambientes. A partir desta premissa pode-se salientar que a transferência de calor será resultado da diferença de temperaturas entre os fluidos primário e secundário no trocador de placas e da diferença de temperatura do fluido secundário e o ambiente no interior da câmara fria através do resfriador.

O estudo da transferência de calor por convecção se restringe a determinação dos procedimentos pelo qual o  $h_c$ , coeficiente de transferência de calor convectivo é determinado. Sendo o principal parâmetro para podermos comparar os fluidos entre si.

#### 5.1.1 Resfriador

Equipamento responsável pelo resfriamento do ar no interior da câmara fria. O resfriamento do ar é realizado por meio da passagem de ar forçado por ventiladores por um feixe de tubos com temperatura inferior a do ambiente, isso é ocasionado devido à passagem de um fluido a baixas temperaturas no interior da tubulação.

Partindo da premissa que o fluxo de troca térmica será uniforme ao longo da tubulação, pode-se aplicar a primeira lei da termodinâmica para determinar a vazão mássica de cada fluido sabendo que a carga térmica da câmara fria está definida.

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p \Delta T \quad (5.1)$$

onde  $\dot{Q}$  é a carga térmica de projeto, kW, necessária para o resfriamento das cargas de maçãs a 0° C. A carga térmica total será dividida pelo número de resfriadores no interior da câmara fria. O calor específico,  $c_p$ , irá variar conforme o fluido escolhido e a temperatura de utilização. A diferença de temperatura do fluido é determinada pelo projeto não variando conforme escolha do fluido, sendo a diferença entre a temperatura de entrada do fluido no resfriador e a temperatura de saída do resfriador. A vazão mássica  $\dot{m}$ , kg/s é a vazão total que entrará no resfriador, sendo repartida em 7 circuitos de tubulação.

O escoamento turbulento é desejável devido a sua alta capacidade de troca térmica. A determinação do escoamento se dá pela determinação do número de Reynolds,  $Re$ , que para escoamento incompressível em tubos com área de seção transversal constante é determinado pela equação 5.2. Incropera (2008) especifica como regime turbulento escoamentos com Reynolds maior que 2300.

$$Re = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \quad (5.2)$$

onde  $D$  é o diâmetro interno da tubulação na unidade de metros. A viscosidade dinâmica é representada pelo símbolo  $\mu$ , Pa.s. A vazão mássica utilizada deve ser a vazão mássica total dividida pelo número de circuitos.

O número de Prandtl,  $Pr$ , é a razão entre as difusividades de momento e térmica e é determinado pela equação 5.3.

$$Pr = \frac{c_p \mu}{k} \quad (5.3)$$

onde,  $k$  é a condutividade térmica do fluido em W/m.K.

Para a determinação do coeficiente de transferência de calor usa-se o número de Nusselt que é a razão entre a troca de calor por convecção do fluido pela troca de calor por

condução do mesmo, definido na equação 5.4. O número de Nusselt é dependente dos números de Prandtl e Reynolds.

$$Nu = \frac{h_c D}{k} \quad (5.4)$$

onde  $h_c$  é o coeficiente de transferência de calor em  $W/m^2.K$ .

Para casos específicos, como escoamento turbulento em tubos circulares, em que a diferença da temperatura da superfície e a temperatura média do fluido são moderadas e que as propriedades dos fluidos variam conforme a temperatura é recomendada a equação 5.5, proposta por Sieder e Tate.

$$Nu = 0,027 Re^{\frac{4}{5}} Pr^{\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14} \quad (5.5)$$

onde  $\mu_s$  é a viscosidade dinâmica na temperatura da superfície da tubulação. Algumas restrições são feitas para o uso desta equação:

$$\left\{ \begin{array}{l} 0,7 \leq Pr \leq 16.700 \\ Re \geq 10.000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right.$$

Substituindo a equação 5.5 na equação 5.4 pode-se então determinar o coeficiente de troca térmica convectivo.

A equação de troca térmica pode também ser escrita como

$$Q = UA\Delta T_{LM} \quad (5.6)$$

onde  $U$  é o coeficiente global de transferência de calor,  $W/m^2.K$ . “ $A$ ” é a área de troca térmica e  $\Delta T_{LM}$  é a diferença de temperatura média logarítmica entre o fluido interno e o ambiente. O coeficiente global de uma tubulação pode ser representado por um sistema como visto na Figura 5.1.

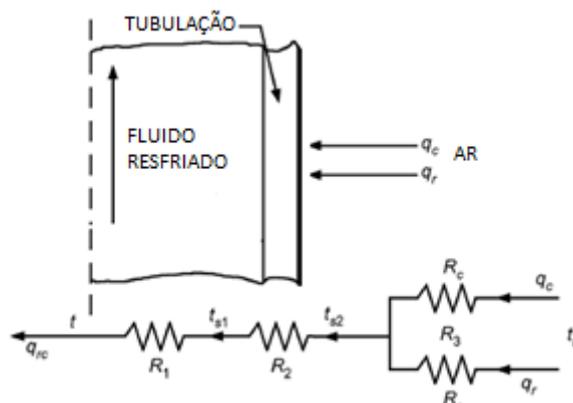


Figura 5.1 – Circuito térmico equivalente de um tubo com escoamento interno (ASHRAE 2009)

$$R_1 = \frac{1}{h_c} \quad R_2 = \frac{L}{k} \quad R_3 = \frac{1}{h_{rc}} \quad (5.7)$$

onde,  $R_1$  é a resistência determinada apenas pelas características e temperaturas do fluido interno.  $R_2$  é a resistência influenciada pelo material do tubo e  $R_3$  é a combinação da resistência convectiva e radiativa no lado do ar. O coeficiente global então é definido como

$$\frac{1}{U} = R_1 + R_2 + R_3 \quad (5.8)$$

A alteração do fluido interno impactará somente na resistência  $R_1$ . O tubo será mantido o mesmo e as características externas também. Substituindo a equação 5.8 na equação 5.6, podem-se avaliar as mudanças que acontecem com a alteração do coeficiente de troca térmica.

### 5.1.2 Trocador de Calor Tipo Placas

Equipamento responsável pelo resfriamento do fluido secundário através da passagem do fluido primário contracorrente no trocador de calor. Equipamento compacto e com alto rendimento, em contrapartida é um equipamento complexo e difícil de analisar. Como o intuito é realizar uma comparação entre o desempenho dos fluidos, é realizada uma análise genérica de um trocador tipo placas, sem considerar ângulo de inclinação das ranhuras, o sentido de escoamento pelas gaxetas e o arranjo de passes é tipo U que é o mais utilizado, totalizando 50 caminhos.

A vazão mássica requerida para realizar a troca térmica necessária para o resfriamento do fluido secundário é calculada na equação 5.1.

O número de Nusselt utilizado para a determinação do coeficiente de troca térmica, equação 5.9, foi proposta por Shah e Focke, (1988) por meio de ensaios com trocadores de calor da marca Alfa Laval, mesma fornecedora do trocador utilizado no sistema estudado.

$$Nu = 0,38Re^{\frac{2}{3}}Pr^{\frac{1}{3}} \quad (5.9)$$

O número de Reynolds é calculado pela equação 5.10 e o número de Prandtl é calculado usando a equação 5.2.

$$Re = \frac{Gd_h}{\mu} \quad (5.10)$$

onde,  $G$  é a velocidade mássica em cada circuito em  $kg/s.m^2$ ,  $d_h$  é definido na equação 5.11 e é o diâmetro hidráulico do escoamento em m, e  $\mu$  a viscosidade dinâmica do fluido.

$$d_h = \frac{4 A_l}{perimetro} \quad (5.11)$$

onde, a  $A_l$  é a área onde o fluido escoar, sendo calculada pela razão entre a largura da placa e o espaçamento entre as placas.

## 5.2 Quedas de Pressão por Atrito - Perda de Carga

A queda de pressão por atrito é a diminuição da energia dinâmica ao longo do escoamento, devido ao atrito do fluido com as paredes da tubulação.

A perda de carga é determinante para a escolha das bombas que são utilizadas para bombear o fluido do termoacumulador até as câmaras frias e do trocador de calor ao termoacumulador. Segundo a fornecedora Alfa Laval, no dimensionamento do trocador de placas é desejável usar o maior valor possível de queda de pressão para poder ter uma melhor troca térmica.

### 5.2.1 Resfriador

Para análise da perda de carga no resfriador é usada a equação 5.12 de Darcy Weisbach (1845), expressão mais utilizada e mais exata para escoamentos em tubos.

$$p = \frac{8fLV^2}{\pi^2 g D^5} \quad (5.12)$$

onde  $p$  é a perda de carga em mca. O fator de atrito,  $f$  adimensional,  $V$  a vazão volumétrica em  $m^3/h$ , e  $D$  o diâmetro interno do tubo.

O fator de atrito para canos em escoamentos turbulentos é calculado a partir da equação 5.13, definida por Nikuradse (1894).

$$f = (1,82 \log. Re - 1,64)^{-2} \quad (5.13)$$

onde  $Re$  é definido na equação 5.2.

A vazão volumétrica é determinada pela razão entre a vazão mássica definida na equação 5.1 pela massa específica. Um fator importante na determinação da vazão volumétrica é considerar que a tubulação que entra no resfriador se reparte em 7 circuitos, então deve-se dividir a vazão encontrada pelo número de circuitos.

### 5.2.2 Trocador de Placas

A queda de pressão por atrito no trocador de placas é definido pela equação 5.14 proposta por Shah e Focke (1988) e Kakaç e Liu (2002).

$$p = \frac{2fLp_c^2}{d_h \rho} \quad (5.14)$$

onde,  $p_c$  é a razão entre a massa específica do fluido e a velocidade do mesmo em cada circuito. O fator de atrito "f" foi proposto por Shah e Focke (1988) por meio de ensaios e é definido na equação 5.15.

$$f = \frac{0,581}{Re^{0,11}} \quad (5.15)$$

Como os parâmetros de cálculo para a perda de carga no trocador de calor e nos tubos são diferentes, avaliou-se a queda de pressão na tubulação utilizando a equação 5.12 e somou-se a perda de carga da equação 5.14, tendo assim a perda de carga total que a bomba deverá suprir.

## 5.3 Propriedades Termofísicas

Para a escolha de um fluido secundário para um frigorífico, ele deve atender algumas características como: temperatura de congelamento menor do que a temperatura de trabalho, boa transferência térmica com pequena diferença de temperatura entre o fluido e a parede do tubo e pequena queda de pressão por atrito. Uma análise das propriedades termofísicas em função da temperatura pode ser vista no Apêndice C.

### 5.3.1 Ponto de Fusão

Temperatura de congelamento é a temperatura na qual cristais de gelo começam a se formar. Com o objetivo de diminuir essa temperatura de congelamento da água, adiciona-se anticongelantes, formando uma mistura. A concentração desta mistura irá variar dependendo da temperatura de operação, quanto maior a concentração menor será seu ponto de congelamento.

O ponto de fusão da mistura deve ser aproximadamente 5°C menor que a temperatura de projeto segundo Melinder, (2007). Esta diferença se dá pela falta de controle na medição da concentração do anticongelante à água.

### 5.3.2 Calor Específico

Por definição, trata-se da energia necessária para elevar a temperatura em 1°C de uma unidade de massa desse material, ou seja, quanto maior for o calor específico maior a dificuldade de esse fluido variar a temperatura. Altos valores do calor específico são favoráveis porque é inversamente proporcional à vazão mássica, sendo assim é necessária uma menor vazão mássica para a mesma troca térmica.

### 5.3.3 Massa Específica

É a razão entre a massa de uma quantidade de substância e o volume correspondente.

Esta propriedade se faz importante em processos de termoacumulação, como é o caso do estudo deste trabalho, podendo reduzir o volume dos tanques de termoacumulação melhorando características de espaço e instalação.

### 5.3.4 Condutividade Térmica

A condutividade térmica é uma propriedade termofísica que dimensiona a capacidade de uma substância conduzir calor.

Para esta aplicação é desejável que o fluido tenha alta condutividade permitindo a diminuição da diferença de temperatura entre o fluido e a parede do tubo nos evaporadores e resfriadores, contribuindo para uma melhor troca térmica.

### 5.3.5 Viscosidade

Propriedade termofísica que caracteriza a resistência do fluido ao escoamento imposto a certa temperatura.

A viscosidade é determinante do tipo de escoamento, como evidenciado através do número de Reynolds. O uso de fluidos mais viscosos tornará impraticável o escoamento turbulento em um trocador de calor convencional com uma força de bombeamento razoável.

Viscosidade dinâmica,  $\mu$  [Pa.s], é definida pela Lei de Newton como visto na equação 5.17.

$$\tau = \mu \cdot \partial u / \partial y \quad (5.17)$$

onde  $\tau$  é a tensão de cisalhamento na superfície de contato e  $\partial u / \partial y$  é o gradiente de velocidade.

Viscosidade cinemática,  $\nu$  [m<sup>2</sup>/s], é determinada pela razão entre a viscosidade dinâmica e a massa específica do fluido,  $\rho$ , a determinada temperatura.

## 5.4 Fluidos Escolhidos para Comparação

Dentre os diversos fluidos secundários disponíveis no mercado, selecionou-se os 3 fluidos que são utilizados por diferentes empresas para projetos similares, entre eles: Propileno glicol, etileno glicol e etanol.

Para sistemas indiretos a baixas temperaturas (-30°C) é usualmente utilizado o acetato de potássio por ter propriedades favoráveis nessas condições se comparado a outros fluidos. Visando conhecer e comparar seu desempenho a uma temperatura maior, ele também é avaliado no presente trabalho.

## 6. ANÁLISE DE RESULTADOS E DISCUSSÕES

Realizando uma análise preliminar das propriedades termofísicas, pode-se observar na Tabela 6.1 que etileno glicol e acetato de potássio apresentam melhores propriedades sobre os outros anticongelantes. Vale aqui salientar que para um fluido ter um melhor desempenho, as propriedades  $c_p$ ,  $\rho$ ,  $k$ , deve ser o mais elevado possível. Em contrapartida a viscosidade deve ser baixa visando à diminuição da energia necessária para bombeamento. A temperatura para a determinação das propriedades termofísicas é a temperatura média entre a temperatura de entrada e saída do fluido no resfriador.

Tabela 6.1 – Propriedades termofísicas a  $-5,5^\circ\text{C}$

	Propileno Glicol	Etileno Glicol	Etanol	Acetato de Potássio
$c_p$ (J/kg·K)	3906	3703	4317	3410
$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	1033	1044	975,9	1121
$k$ (W/m·K)	0,42	0,44	0,43	0,48
$\mu$ (Pa.s)	0,0094	0,0051	0,0076	0,0038
$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	0,0000091	0,0000049	0,0000078	0,0000034
Concentração em massa (%)	30	28,1	22,4	21,9

Comparando os alcoóis, constata-se que o etileno glicol possui uma viscosidade menor que o propileno glicol e o etanol, propriedade importante no bombeamento do fluido e também na determinação do número de Reynolds.

Tabela 6.2 – Resultado do equacionamento no resfriador no período de refrigeração

	Propileno Glicol	Etileno Glicol	Etanol	Acetato de Potássio
Re	3359	6519	3771	9513
$h_c$ (W/m <sup>2</sup> ·K)	1784	2512	1904	3178
$\Delta P$ (mca)	22	19,484	19,446	17,852
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	23,15	24,17	22,18	24,44

Observa-se na Tabela 6.2 que o uso do etileno glicol leva ao aumento de 40% do coeficiente de transferência de calor, o etanol a um aumento de 6% e o acetato de potássio a um aumento de 78 % em relação ao propileno glicol que é o fluido do projeto.

O principal parâmetro para a análise de uma troca térmica é a determinação do  $h_c$ , portanto um valor alto será fundamental para a escolha do fluido. Utilizando as equações 5.6, 5.7 e 5.8, observa-se que com o aumento de  $h_c$  haverá uma redução da resistência convectiva ocasionando um aumento do coeficiente global de transferência de calor. Com o aumento do coeficiente global, pode-se trabalhar com duas hipóteses, a primeira é a redução da diferença de temperaturas e a segunda a diminuição da área do resfriador.

Na Tabela 6.3 os resultados representam o comportamento da troca térmica em regime de conservação, período que varia de 9 a 10 meses.

Tabela 6.3 – Resultado do equacionamento no resfriador no período de conservação

	Propileno Glicol	Etileno Glicol	Etanol	Acetato de Potássio
Re	928,4	1801	1042	2629
$h_c$ (W/m <sup>2</sup> ·K)	680,4	897,8	637,5	1136
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	6,39	6,68	6,13	6,75
$\Delta P$ (mca)	2,7	2,26	2,36	2,02

Em virtude da vazão e das viscosidades pode-se observar uma redução da queda de pressão por atrito no sistema de bombeamento secundário no período de resfriamento. Para o uso do etileno glicol a redução foi de 13%, para o etanol de 12 % e para o acetato de potássio de 23 %.

A partir da determinação da queda de pressão por atrito e a vazão volumétrica necessária para cada fluido, usou-se o catálogo de bombas Schneider para determinar cada bomba. As bombas utilizadas são específicas para sistemas de refrigeração, do tipo BC-21 R. Após, calculou-se o rendimento de cada bomba e o consumo energético para as situações de conservação e refrigeração, conforme apresentado na Tabela 6.4.

Tabela 6.4 – Relação das bombas e o consumo energético

	Propileno Glicol	Etileno Glicol	Etanol	Acetato de Potássio
$\Delta P$ (mca)	22	20	20	18
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	29,1	25,7	25,7	29,4
Potência (kW)	2,94	2,20	2,20	2,20
Potência - Resfriando (kW)	2,351	2,036	1,864	1,828
Potência - Conservando (kW)	0,080	0,065	0,062	0,057
Consumo 15 dias (R\$)	335,47	289,93	265,78	260,13
Consumo 9 meses (R\$)	119,2	96,87	92,40	84,95
Consumo total (R\$)	454,67	386,8	358,18	345,08

Na Tabela 6.4 observa-se que o consumo de energia no período, sendo 15 dias o período de refrigeração e 9 meses o período de conservação. A partir de dados fornecidos pela CEEE, em regiões rurais, como é o caso da câmara frigorífica, a taxa cobrada pelo kW.h é de R\$ 0,23.

No período de refrigeração considera-se a utilização de duas bombas em consumo pleno e duas bombas em consumo de conservação, devido ao escopo do projeto. A utilização das bombas é realizada no período de 20 horas diárias. No período de conservação as 4 bombas trabalham 6 horas diárias.

Tabela 6.5 – Resultado do equacionamento no trocador de calor em refrigeração

	Propileno Glicol	Etileno Glicol	Etanol	Acetato de Potássio
Re	177,7	344,8	199,4	502,6
Nu	50,64	61,91	52,32	68,03
hc (W/m <sup>2</sup> .K)	1874	2419	1967	2907
$\Delta P$ (mca)	25	24,9	21,35	24,75
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	69,5	72,58	66,59	73,39

Calculou-se também o desempenho de cada fluido intermediário no trocador de calor tipo placas, da mesma maneira que a troca térmica no resfriador. Os parâmetros adotados são diferentes, porém a tendência dos resultados foi a mesma que no resfriador de ar conforme observado na Tabela 6.5. Usando como referência o propileno glicol, que é o fluido do projeto, nota-se que com a utilização do etileno glicol o aumento do coeficiente de troca térmica foi de 23 %, para o etanol aumento de 5 % e para o acetato de potássio aumento de 35 %. Entre os dois fluidos que apresentaram melhor desempenho térmico, a queda de pressão por atrito e a vazão se comportaram similarmente.

No período de conservação os fluidos apresentam comportamento similar, mantendo os mesmos percentuais de alteração do coeficiente de troca térmica do período de resfriamento, como observado na Tabela 6.6.

Tabela 6.6 – Resultado do equacionamento no trocador de calor em conservação

	Propileno Glicol	Etileno Glicol	Etanol	Acetato de Potássio
Re	91,82	178,2	103	259,7
hc (W/m <sup>2</sup> .K)	1212	1564	1272	1880
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	35,91	37,5	34,41	37,92
ΔP (mca)	5,77	5,42	5,06	5,16

Da mesma forma que se observou no resfriador, o aumento do coeficiente de troca térmica no trocador de calor possibilita diminuir a área de troca térmica ou reduzir as temperaturas. No resfriador a resistência convectiva não era dominante devido à troca térmica com o ar, em contrapartida, no trocador de calor a troca térmica é realizada entre fluidos, e as resistências térmicas são da mesma ordem de grandeza, desta maneira os efeitos do aumento do coeficiente de troca térmica traz melhores resultados ao sistema.

Devido à complexidade de projeto do trocador de calor e ao grande número de variáveis envolvidas, a alteração da área de troca necessita um estudo mais aprofundado do equipamento. Sendo assim, avaliou-se neste trabalho a alteração das temperaturas envolvidas, focando a análise no aumento da temperatura de evaporação do fluido primário.

A escolha das bombas primárias do sistema também foi feita a partir do catálogo do fornecedor Schneider, porém com capacidades maiores de bombeamento e potência, devido às necessidades do projeto. As características de cada bomba podem ser vistas na Tabela 6.7 juntamente com o consumo no período em reais, seguindo a base de cálculos da Tabela 6.4. Entretanto, utiliza-se apenas uma bomba para ambos os períodos.

Tabela 6.7 – Relações das bombas e o consumo energético

	Propileno Glicol	Etileno Glicol	Etanol	Acetato de Potássio
ΔP (mca)	26	26	22	26
Vazão (m <sup>3</sup> /h)	74,1	74,1	71,9	74,1
Potência (kW)	9,19	9,19	7,35	9,19
Potência - Resfriando (kW)	8,291	8,624	6,610	8,667
Potência - Conservando	0,988	0,969	0,809	0,933
Consumo 15 dias (R\$)	572,01	595,05	456,09	597,54
Consumo 9 meses (R\$)	368,12	361,04	301,43	347,63
Consumo total (R\$)	940,13	956,1	757,52	945,17

Analisando o consumo de energia das bombas no período de utilização da câmara fria, comparando os fluidos com o propileno glicol, o uso do etileno glicol é 3 % mais econômico, o acetato de potássio 8% e o etanol reduziu o consumo em aproximadamente 20%.

O custo inicial de instalação do fluido secundário é demonstrado na Tabela 6.8, considerando a capacidade necessária para encher o tanque termoacumulador e o custo por litro de fluido. Percebe-se o custo elevado do acetato de potássio e uma grande diferença entre os alcoóis propileno glicol e etileno glicol em comparação com o etanol.

Tabela 6.8 – Custo inicial do fluido secundário para o tanque termoacumulador

	Propileno Glicol	Etileno Glicol	Etanol	Acetato de Potássio
Capacidade (L)	1800	1691	1345	1318
R\$/L	12,7	12,54	2,3	38
Custo Total (R\$)	22860	21205,14	3093,5	50084

A Figura 6.1 apresenta a análise do comportamento do compressor frente à diminuição da temperatura de evaporação e variação da rotação do compressor realizada no *software* da

fornecedora Mycom. Os dados de entrada e a interface do *software* podem ser vistas no Apêndice A.

A partir dos dados apresentados na Figura 6.1 nota-se que a propostas de aumento da temperatura de evaporação da amônia e a variação da rotação do compressor apresentam a diminuição da potência do compressor e o aumento do coeficiente de performance (COP) . A variação da potência do compressor pode chegar até 4,6 kW por compressor variando a temperatura de evaporação da amônia entre -10° C e -6° C.

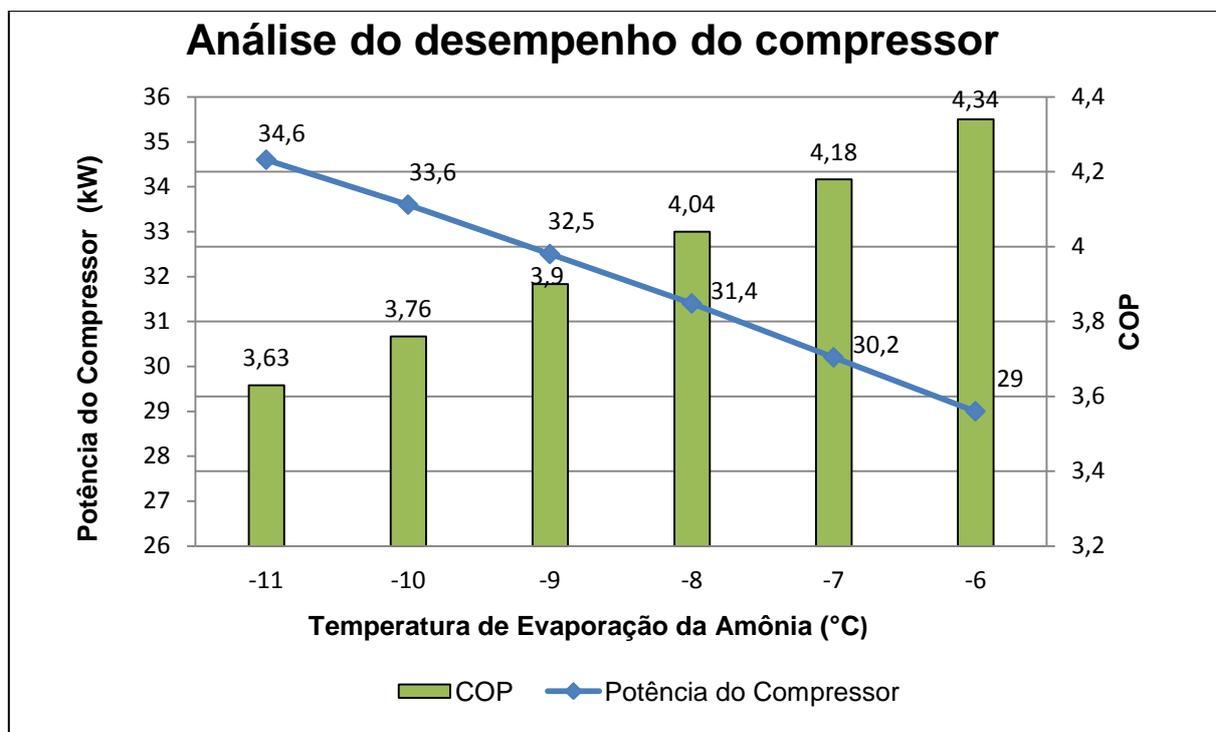


Figura 6.1 – Variações do desempenho do compressor

Avaliando uma diminuição de 2,2 kW da potência dos compressores, o que significa a alteração da temperatura de evaporação para -8° C, pode-se economizar em uma safra aproximadamente R\$ 1123,00. Desta maneira a economia com o consumo energético do compressor seria o mesmo valor gasto com as bombas em todo o ano. Portanto deve-se optar pelo etileno glicol ou acetato de potássio por apresentarem uma grande capacidade de economia do consumo de energia.

Ao comparar os dois fluidos, percebe-se que o acetato de potássio apresentou um coeficiente de troca térmica 20% melhor em comparação ao etileno glicol, porém, seu alto custo de investimento inviabiliza sua aplicação visando o alto tempo de retorno deste investimento.

## 7. CONCLUSÃO

Neste trabalho conclui-se que o fluido secundário escolhido para o uso em sistemas indiretos de refrigeração com temperaturas de aproximadamente 0° C é o etileno glicol.

O aumento do coeficiente de troca térmica em aproximadamente 35% para o uso do acetato de potássio e 25% para o uso de etileno glicol na troca térmica do trocador de placas possibilita a variação das temperaturas envolvidas. A hipótese de alterar a temperatura de evaporação da amônia e ajustar a rotação do compressor demonstrou-se interessante, pois

possibilita uma redução da potência de cada compressor de até 4,6 kW ao aumentar a temperatura de -10° C para -6° C, reduzindo o gasto de energia em até R\$ 2348,76 em uma safra. Essa economia é maior do que o gasto total de energia de bombeamento no mesmo período, sendo mais interessante selecionar um fluido que proporcione a redução do consumo do compressor do que a diminuição do consumo das bombas.

Analisando o investimento inicial dos dois fluidos e a perspectiva de retorno, constata-se que o investimento na implantação do acetato de potássio não seria viável visando seu retorno de longo prazo em comparação ao etileno glicol. Por sua vez, o uso do etileno glicol não necessita de um investimento maior que o investimento que seria usado para o uso do propileno glicol. Possibilita a redução de consumo energético, sem custos adicionais, sendo o fluido secundário selecionado para este projeto.

Conclui-se também que o retorno financeiro ao longo do tempo com a utilização de fluido de baixa viscosidade em relação ao projetado, reduzindo o consumo de energia das bombas não se confirmou como o esperado, tendo até um acréscimo de consumo da bomba do trocador de calor tipo placas.

O uso do etanol apresenta baixo investimento, baixo consumo de bombeamento, porém seu coeficiente de troca térmica não possibilita a alteração das temperaturas, sendo assim, não é possível reduzir o consumo de energia através da redução de potência do compressor.

Em projetos em que há contato direto entre o fluido secundário e o alimento, como é o caso do resfriamento de leite, não é recomendado o uso do etileno glicol por ser altamente tóxico. Deve-se então analisar a vida útil do sistema de refrigeração e optar entre o propileno glicol e o acetato de potássio. Para sistemas que tem estimativa de uso de mais 25 anos é recomendado o uso do acetato de potássio.

O presente trabalho iniciou-se juntamente com o projeto do sistema de refrigeração da empresa Mebrafe. A partir dos resultados obtidos ao longo do trabalho e a análise da empresa, foi proposto ao cliente a troca do fluido refrigerante inicialmente determinado pelo etileno glicol devido às melhorias que podem ser adotadas no sistema de refrigeração para a redução do consumo de energia. No decorrer da utilização dos equipamentos frigoríficos na próxima safra, a empresa Mebrafe irá realizar um acompanhamento junto ao cliente para analisar o impacto que estas mudanças irão trazer ao consumo energético visando o aproveitamento destas informações para uso em outras instalações similares.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Antunes, A. H. P., Garcia, F. E. M., & Bandarra Filho, E. P. "**Avaliação experimental de um sistema de refrigeração com variação da rotação do compressor**". In XIV Congresso Nacional de Estudantes de Engenharia Mecânica, 2007.

Catálogo de Seleção de Bombas Schneider. Disponível em [http://www.schneider.ind.br/biblioteca\\_conteudo.php?subarea=catalogos&label=Cat%E1logos](http://www.schneider.ind.br/biblioteca_conteudo.php?subarea=catalogos&label=Cat%E1logos). Acessado em 25/05/2013.

CEEE - Tabela de tarifas de energia. Disponível em [http://www.ceee.com.br/pportal/ceee/archives/Upload/Tabela%20Convencional%202011%20cd\\_r.pdf](http://www.ceee.com.br/pportal/ceee/archives/Upload/Tabela%20Convencional%202011%20cd_r.pdf). acessado em 20/05/2013.

**EES, Engineering Equation Solve Version 9.180, 2012.**

Handbook, A. S. H. R. A. E. "**Fundamentals.**" American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, 2009.

Hole, G. "**Fluid Viscosity Effects on centrifugal Pumps**". Centrifugal pumps handbook, pp 20- 23, 1999.

Incropera, Frank P., et al. **“Fundamentos de Transferência de Calor e Massa”**. 6ª Edição, 2008.

Kazachki, G. S. e Hinde, D. K. **“Secondary Coolant Systems for Supermarkets”**. ASHRAE Journal. September, pp. 34-46, 2006.

Medeiros, P. S. G., Barbosa, C. R. F., & Fontes, F. D. A. O. **“Propriedades Termofísicas de Fluidos Secundários À Base De Álcool Para Termoacumulação”**. HOLOS-ISSN 1807-1600, 4, 74-87, 2010.

Melinder, A. **“Update on secondary refrigerants for indirect systems.”** Proceedings of IEA Annex 26 Meeting, Section. Vol. 2. 2000.

Melinder, Åke. **“Thermophysical properties of aqueous solutions used as secondary working fluids.”** PhD diss., KTH, 2007.

MYCOMW, **Software da Mayekawa 13.9e, 2008.**

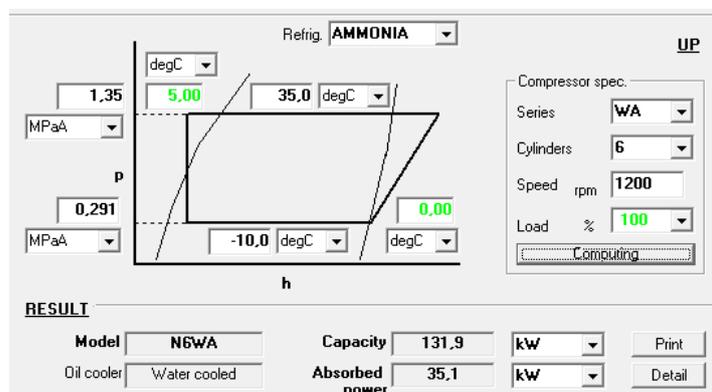
SecCool, **Software Livre Version 1.33, 2008. Disponível em <<http://www.ipu.dk/SecCool>>. Acessado em 05/04/2013.**

Shah, R. K., and W. W. Focke. **“Plate heat exchangers and their design theory.”** Heat Transfer Equipment Design 227 (1988).

## APÊNDICES

### Apêndice A – Interface do Software MYCOMW

Software utilizado para a simulação do comportamento do consumo do compressor ao variar a temperatura de evaporação da amônia.



### Apêndice B – Código do Equacionamento Utilizado no Software EES.

Código para apenas um líquido secundário, propileno glicol. Análise da troca térmica e queda de pressão por atrito no resfriador e no trocador de calor tipo placas.

"RESFRIADOR DE AR"

"VAZAO"

$Q=(77870/2)$  [W]

$dT= 3$  [K]

$d= 0,01906$  [m]

$n=7$

$A\_molhada=(\pi*d^2)/4$

$Pot\_bomba = 2941,99$  [W]

$v\_bomba= 8,055E-3$  [m<sup>3</sup>/s]

"PROPILENO GLICOL - PG Concentration [mass %]= 30"

"Características do PG na  $T_m = -5,5$  C"

$cp\_PG=3906$  [J/kg·K]

$densidade\_PG= 1033,45$  [kg/m<sup>3</sup>]

$condutividade\_PG= 0,4241$  [W/m·K]

$viscosidade\_din\_PG= 0,00943873$  [N·s/m<sup>2</sup>]

$viscosidade\_cin\_PG = 0,000009133$  [m<sup>2</sup>/s]

"Característica para a superfície do tubo a -4C"

$viscosidade\_din\_PG\_s= 0,008667$  [N·s/m<sup>2</sup>]

$m\_dot\_PG=(Q/(cp\_PG*dT))$

$Red\_PG= (4*m\_dot\_PG/n)/(\pi*d*viscosidade\_din\_PG)$

$Pr\_PG=(cp\_PG*viscosidade\_din\_PG)/(condutividade\_PG)$

$Nud\_PG=0,027*(Red\_PG^{4/5})*(Pr\_PG^{1/3})*((viscosidade\_din\_PG/viscosidade\_din\_PG\_s)^{0,14})$

$h\_dot\_PG=(Nud\_PG*condutividade\_PG)/d$

$v\_PG=(m\_dot\_PG/densidade\_PG)$

"Vazão em m<sup>3</sup>/s para cada evaporador"

$v\_PG\_total=((m\_dot\_PG/densidade\_PG)*3600)*2$

"Vazão total de fluido em cada câmara - m<sup>3</sup>/h "

"PERDA DE CARGA NO RESFRIADOR"

"Propileno glicol"

$u\_PG=v\_PG/n$

"vazão do fluido, levando em consideração o número de circuitos m<sup>3</sup>/s"

$vel\_PG= u\_PG/A\_molhada$

"velocidade do fluido, levando em consideração o número de circuitos"

$f\_PG=((1,82*\log_{10}(Red\_PG))-1,64)^{-2}$

"fator de atrito segundo Nicuradse"

$P\_PG=11$

[mca]

$P\_PG= ((8*f\_PG*L\_perda*(u\_PG)^2)/((\pi^2)*9,81*(d^5)))$

"perda de carga segundo Darcy Weisbach"

"POTENCIA CONSUMIDA PELA BOMBA"

$Pot\_bomba=(v\_bomba^2*P\_PG*9806)/(rend\_total)$

$Pot\_PG=2*v\_PG^2*P\_PG*(9806)/(rend\_total)$

"TROCADOR DE PLACAS"

"VAZAO"

$Q=(233800)$  [W]

$T_{q_e} = -4$   
 $T_{q_s} = -7$   
 $T_{f_e} = -10$   
 $T_{f_s} = -10$   
 $dTLM = ((T_{q_e} - T_{f_s}) - (T_{q_s} - T_{f_s})) / (\ln((T_{q_e} - T_{f_s}) / (T_{q_s} - T_{f_e})))$   
 $dT = 3$   
 $A_{molhada} = Esp_{liquidos} * Larg_p$  "Área molhada"  
 $A_{total} = 23,5$   
 $perimetro = 2 * (Esp_{liquidos} + Larg_p)$   
 $d_h = 4 * A_{molhada} / perimetro$   
 $N_p = 50$  "numero de placas"  
 $L_p = 0,298$  [m] "comprimento da placa"  
 $Larg_p = 0,470$  [m] "largura da placa"  
 $Esp_p = 0,001$  [m] "espessura da placa, duas placas de 0,0005"  
 $Esp_{liquidos} = 0,0058$  [m] "comprimento total dividido pelo número de placas"  
 $Conductividade_{alloy316} = 16,3$  [W/m·K]  
 $e_{al} = 0,004$   
 $d = 0,127$   
**"PROPILENO GLICOL - PG Concentration [mass %]= 30"**  
**Características do PG na  $T_m = -5,5$  C"**  
 $cp_{PG} = 3906$  [J/kg·K]  
 $densidade_{PG} = 1033,45$  [kg/m<sup>3</sup>]  
 $condutividade_{PG} = 0,4241$  [W/m·K]  
 $viscosidade_{din_{PG}} = 0,00943873$  [N·s/m<sup>2</sup>]  
 $viscosidade_{cin_{PG}} = 0,000009133$  [m<sup>2</sup>/s]  
**"Característica para a superfície do tubo a -4C"**  
 $m_{dot_{PG}} = (Q / (cp_{PG} * dT))$  "Vazão de fluido secundário"  
 $G_{PG} = ((m_{dot_{PG}} / densidade_{PG}) / A_{molhada}) / 50$   
 $Red_{PG} = (G_{PG} * d_h / viscosidade_{cin_{PG}})$   
 $Pr_{PG} = (cp_{PG} * viscosidade_{din_{PG}}) / (condutividade_{PG})$   
 $Nud_{PG} = 0,38 * (Red_{PG}^{0,66}) * (Pr_{PG}^{0,33})$   
 $h_{dot_{PG}} = (Nud_{PG} * condutividade_{PG}) / d_h$   
**"PERDA DE CARGA NA TUBULAÇÃO ENTRE TERMOACUMULADOR E TROCADOR DE PLACAS"**  
**"Propileno glico"**  
 $Red_{PG\_TUBULACAO} = (4 * m_{dot_{PG}}) / (\pi * d * viscosidade_{din_{PG}})$   
 $u_{PG\_TUBULACAO} = (v_{PG} / 3600)$   
 $f_{PG\_TUBULACAO} = ((1,82 * \log_{10}(Red_{PG\_TUBULACAO})) - 1,64)^{-2}$  "fator de atrito segundo Nicuradse"  
 $P_{PG\_TUBULACAO} = 16$  [mca]  
 $P_{PG\_TUBULACAO} = ((8 * f_{PG\_TUBULACAO} * L_{TUBULACAO} * (u_{PG\_TUBULACAO})^2) / ((\pi^2) * 9,81 * (d^5)))$   
**"Perda de carga total na bomba primária"**  
 $P_{pg\_total} = P_{PG\_TUBULACAO} + P_{pg\_mca}$

## Apêndice C – Comportamento das Propriedades Termofísicas.

Análise realizada a fim de comparar os fluidos secundários quanto a suas propriedades termofísicas.

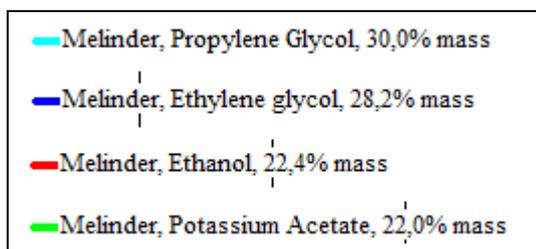


Figura C.1 – Legenda para análise dos gráficos

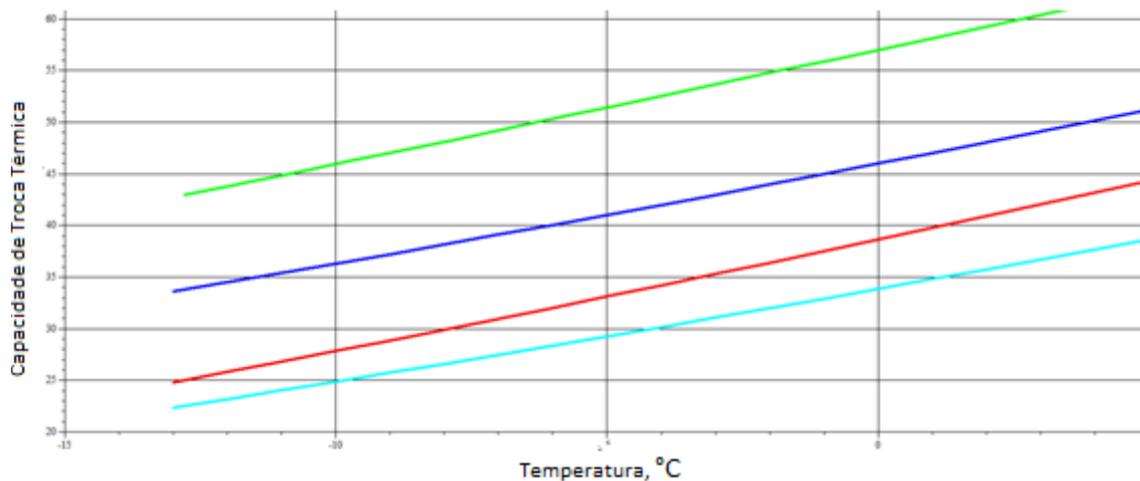


Figura C.2 – Capacidade de Troca Térmica dos Fluidos Secundários

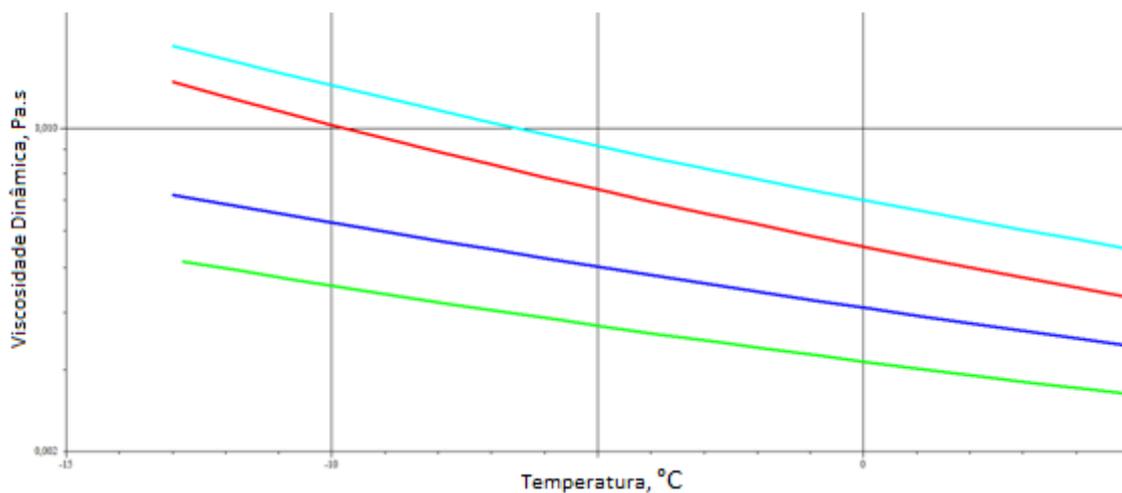


Figura C.3 – Viscosidade Dinâmica dos Fluidos Secundários

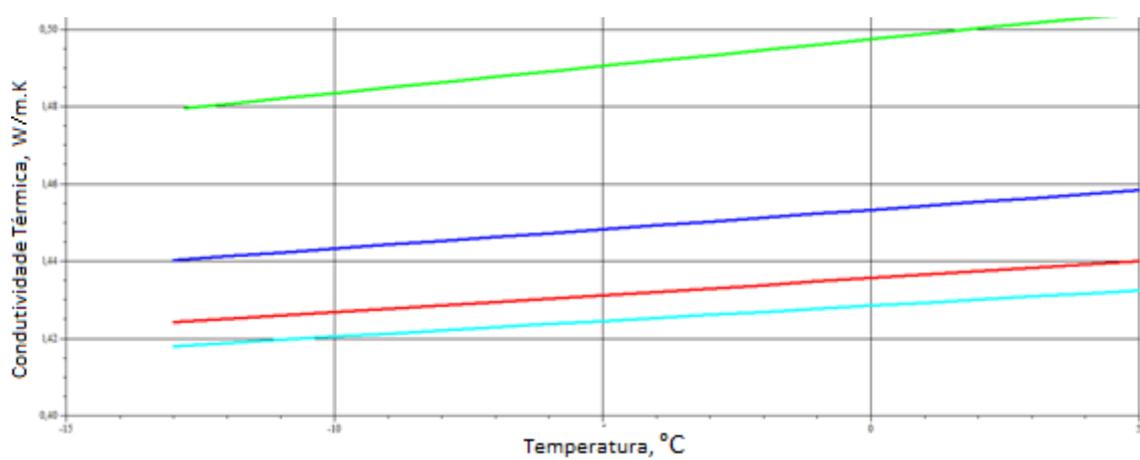
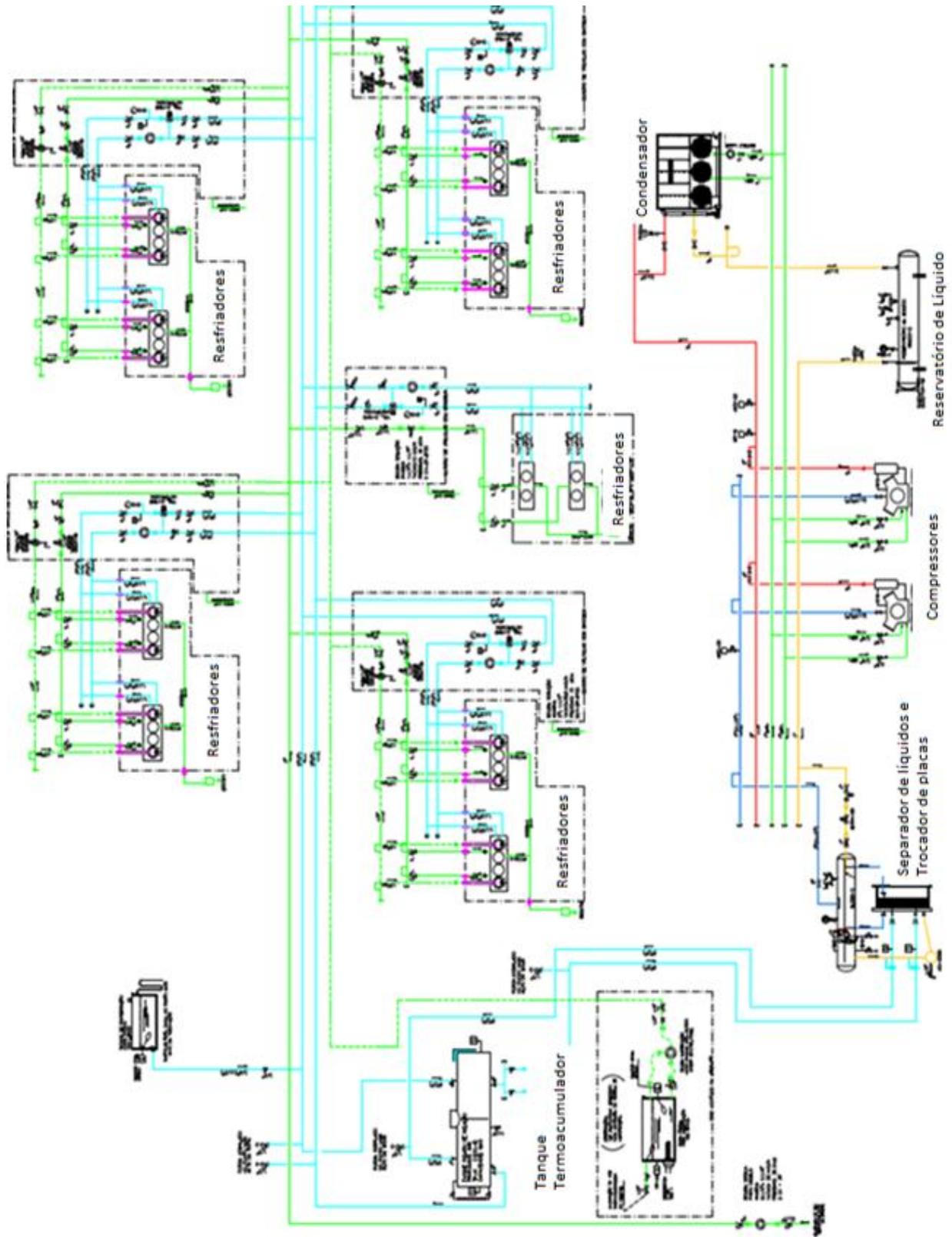


Figura C.4 – Condutividade Térmica dos Fluidos Secundários

Apêndice D - Fluxograma do Sistema de Refrigeração Analisado



## Apêndice E - Principais Equipamentos no Sistema de Refrigeração

Tabela E.1 – Equipamentos do Sistema de Refrigeração

Compressor	Quantidade	2
	Rotação	1200 rpm
	Capacidade unitária	121,88 kW
	Temperatura de evaporação/ Temperatura de condensação	-10°C/ +35°C
	Potência consumida no eixo	34,56 CV
Condensador evaporativo	Quantidade	1
	Capacidade nominal	406,5 kW
	Temp. de entrada da condensação	35°C
	Temp. de entrada de bulbo úmido	23°C
	Superfície de troca térmica	108 m <sup>2</sup>
	Vazão de água	50 m <sup>3</sup> /h
Reservatório de amônia	Quantidade	1
	Tipo	Horizontal
	Volume	1000 L
	Pressão de trabalho	13,5 bar
Separador de líquido/ Trocador de calor a placas	Quantidade	1
	Vazão da solução	72 m <sup>3</sup> /h
	Temp. entrada	-4°C
	Temp. de saída	-7°C
	Carga térmica	249,98 kW
Resfriadores de ar - câmaras	Quantidade	2 por câmara
	Superfície de troca térmica	287,4 m <sup>2</sup>
	Vazão de ar	28.226 m <sup>3</sup> /h
Resfriador de ar - antecâmara	Quantidade	1
	Superfície de troca térmica	60 m <sup>2</sup>
	Vazão de ar	11.828 m <sup>3</sup> /h
Bombas - trocador de placas x tanque de termoacumulação	Quantidade	2 - 1 reserva
	Tipo	Centrífuga
	Vazão	62 m <sup>3</sup> /h
	Pressão	20 m.c.a
	Motor alto rendimento	7,5 CV, 2P
Bombas – tanque de termoacumulação x câmaras	Quantidade	4
	Tipo	Centrífuga
	Vazão	43,5 m <sup>3</sup> /h
	Pressão	15 m.c.a
	Motor alto rendimento	5 CV, 2P
Bombas - trocador de placas x tanque de termoacumulação	Quantidade	1
	Tipo	Centrífuga
	Vazão	10 m <sup>3</sup> /h
	Pressão	15 m.c.a
	Motor alto rendimento	2CV, 2P