

ADEQUAÇÃO DE SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE PISTA DE GELO DIDÁTICA PARA OPERAÇÃO COM FLUIDO SECUNDÁRIO

Wertson da Silva Resende ⁽¹⁾ (wertson.resende.012@ufrn.edu.br), Cleiton Rubens Formiga Barbosa ⁽¹⁾ (crfb2019@gmail.com), Sandi Itamar Schafer de Souza ⁽¹⁾ (sandi.souza@ufrn.br), Cleiton Rubens Formiga Barbosa Júnior ⁽¹⁾ (cleitonformiga@gmail.com), Ângelo Roncalli Oliveira Guerra ⁽¹⁾ (angelo.roncalli@ufrn.br)

⁽¹⁾ Universidade Federal do Rio Grande do Norte (UFRN); Departamento de Engenharia Mecânica

RESUMO: *Dentre os sistemas de refrigeração mais estudados nas bibliografias relacionadas a Sistemas Térmicos estão os ciclos de refrigeração à compressão de vapor. Aplicados na geração artificial de ice-rinks constituem oportunidade interessante para o desenvolvimento do tema nos cursos de engenharia. Neste trabalho apresentam-se as etapas de adequação de uma máquina didática geradora de uma pista de gelo projetada para operação inicial com ciclo de refrigeração a compressão de vapor simples com R22 em expansão direta numa serpentina de cobre, e que passará a operar com um trocador de calor tipo tubo duplo e circulação bombeada de fluido secundário na serpentina geradora. Objetiva-se ampliar as possibilidades de abordagem dos conhecimentos propostos por Resende et al.(2024) nos trabalhos “Projeto de sistema de refrigeração didático para geração de uma pista de gelo - ice rink”, partes 1 e 2. Parte-se das informações do ice-rink didático e segue-se com a descrição dos procedimentos para o dimensionamento do sistema secundário e do permutador de calor em tubo duplo que irá operar com o par refrigerante R22 x etanol 35%. Na seção final, conclui-se com a apresentação do desenho tridimensional do trocador e suas principais características como diâmetros interno e externo, comprimento total, dentre outras.*

PALAVRAS-CHAVE: PISTA DE GELO, REFRIGERAÇÃO, PROJETO, TROCADOR TUBO DUPLO, FLUIDO SECUNDÁRIO.

SUITABILITY OF DIDACTIC ICE RINK REFRIGERATION SYSTEM FOR OPERATION WITH SECONDARY FLUID

ABSTRACT: *Among the most studied refrigeration systems in the bibliographies related to Thermal Systems are the vapor compression refrigeration cycles. Applied to the generation of artificial ice rinks, they are an interesting opportunity for developing the topic in engineering courses. In this work we present the stages of adapting a didactic machine that generates an didactic ice rink designed for initial operation with a vapor compression refrigeration cycle with R22 in direct expansion in a copper coil, and which will starts to operate with a heat exchanger double tube type and pumped circulation of secondary fluid in the generating coil. The objective is to expand the possibilities of approaching the knowledges proposed by Resende et al. (2024) in the works “Didactic refrigeration system project for generating an ice rink – Pista de Gelo”, parts 1 and 2. It starts from information from the ice-rink tutorial and follows with a description of the procedures for sizing the secondary system and the double-tube heat exchanger that will operate with the refrigerant pair R22 x ethanol 35%. The final section concludes with the presentation of the three-dimensional design of the exchanger and its main characteristics such as internal and external diameter, total length, among others.*

KEYWORDS: ICE RINK, REFRIGERATION, PROJECT, DOUBLE TUBE EXCHANGER, SECONDARY FLUID.

1. INTRODUÇÃO

Os *Ice rinks* são considerados como quaisquer camadas niveladas de gelo, constituídas de forma natural ou geradas artificialmente por meio de sistemas de refrigeração, e que se destinam à realização de atividades de lazer e esportivas, tais quais a patinação recreativa, artística, hóquei, corridas sobre patins, esportes de velocidade, acrobacias até competições olímpicas como *biatlo*, *bobsled*, combinado nórdico, *curling* e outras modalidades possíveis.

FIGURA 1: Pista de gelo, jogo Sweden vs Finland pelo 2024's Ice Hockey World Championship.



Fonte: Jurewicz(2024).

As pistas de gelo artificiais podem ser instaladas em ambientes abertos, ao ar livre, ou fechados tais como ginásios, *shoppings*, arenas, auditórios e coliseus. Nelas o sistema de geração assume diversas configurações, sendo as mais comuns aplicações de sistemas de expansão indireta, com fluidos secundários. O projeto inicial da pista de gelo - *ice rink* - conforme explicitado por Resende *et al.*(2024^b), tem destinação didática em aulas práticas e irá compor, com sua fabricação e montagem, a estrutura do Laboratório de Energias do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Rio Grande do Norte, UFRN.

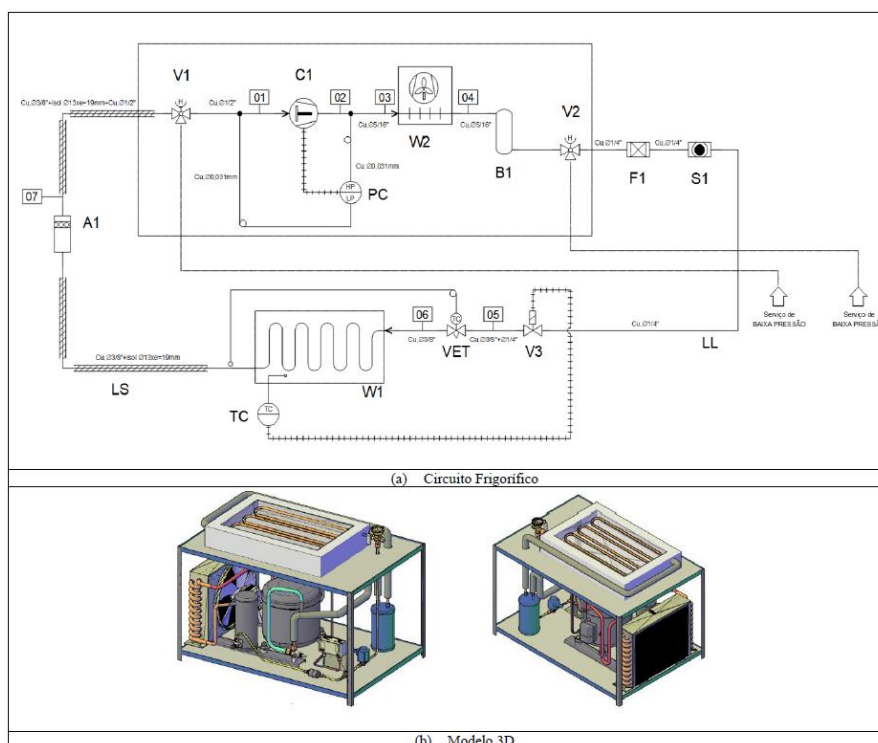
A oportunidade de adequação dessa máquina, justifica-se pela constituição de uma alternativa proposta por Resende *et al.*(2024^b) nas considerações acerca de sistemas a serem implementados, com objetivo de ampliar as possibilidades de abordagem, no laboratório de ensino de energias da UFRN, dos mais diversos temas abarcados no processo de dimensionamento e seleção dos componentes mecânicos do sistema, sua fabricação, montagem, princípios físicos aplicados na operação e ainda em sua manutenção. Contudo, este trabalho limita-se apenas ao objetivo de apresentar os procedimentos para adequação do circuito na perspectiva de dimensionamento do circuito com o fluido secundário, considerando a utilização da serpentina geradora da pista, e aplicação do trocador de calor que será a *interface* entre o circuito de refrigeração primário e o secundário, neste definido como permutador de calor de tubo duplo.

O projeto inicial foi proposto, didaticamente, para operar com sistema de refrigeração a compressão de vapor simples em expansão direta nas serpentinas geradoras da pista de gelo, operando com fluido refrigerante R22. A configuração de expansão direta, embora apresente-se como mais eficiente, nem sempre pode ser aplicada em função da análise de aspectos de segurança e econômicos principalmente (CALISKANA e HEPBASLIB, 2010). A serpentina de geração da pista nesses casos acaba sendo muito extensa e preenchê-la com o fluido refrigerante e além de consideravelmente dispendioso pode representar riscos à saúde dos usuários em caso de vazamentos, a depender do tipo de fluido e sua concentração no momento de um vazamento. Desta forma, a aplicação de fluido secundário se concretizou como uma solução muito comum nesse tipo de sistema de refrigeração.

A partida é dada com as informações dispostas para a máquina com expansão direta, sabendo que o circuito frigorífico foi dimensionando para uma capacidade total estimada em 430Kcal/h (500,09W) com a unidade condensadora operando com temperatura de evaporação -15°C (258,15K), média pressão de retorno (*Medium Back Pressure* – MBP). A carga térmica estimada para a geração de gelo, ressalvadas todas as condições expostas por Resende *et al.*(2024^a) foi de 396,56Kcal (461,2W) na serpentina dimensionada.

A configuração inicial do circuito frigorífico, indicação dos componentes selecionados e sua representação tridimensional é mostrada na Figura 2, conforme Resende *et al.*(2024^a), e deverá ser adequada para operar com fluido secundário.

FIGURA 2: (a) Diagrama do circuito frigorífico, e (b) Representação, vistas 3D, da máquina inicial.



Fonte: Adaptado, Resende *et al.*(2024^b).

As especificações, características básicas e legenda de TAG’S (etiquetas de identificação) associadas aos componentes do sistema dispostos no diagrama do circuito frigorífico inicial foram apresentadas por Resende *et al.* (2024b), conforme Tabela 1.

TABELA 1. Resumo dos componentes do sistema a compressão de vapor com expansão direta.

TAG	NOME	MODELO	FABRICANTE	ENTRADA	SAÍDA
V1	Válvula de serviço 3 vias - baixa pressão	3/8”(RM)x3/8” (RM)x1/4” (RM)SAE	Elgin	3/8”R	3/8”R
C1	Compressor alternativo hermético	TCM2020E	Elgin	3/8”S	1/4”S
W2	Condensador aletado – Convec. forçada	45CONDEA2775	Elgin	5/16”S	5/16”S
B1	Tanque de líquido	259110 1/4HP-700ml	Elgin	¼”S	7/8”R
V2	Válvula de serviço 3 vias de alta pressão	7/8”(RF)x1/4”(RM)x1/4”(RM)SAE	Elgin	7/8”R	1/4”R
F1	Filtro secador	DML 032	Danfoss	1/4”R	1/4”R
S1	Visor de líquido c/ indicador de umidade	SGP 6s	Danfoss	1/4”R	1/4”R
V3	Válvula solenóide NF	EVR 3 v2	Danfoss	1/4”R	1/4”R
VET	Válvula de expansão termostática EI	TXV:T2-X	Danfoss	3/8”R	1/2”R
W1	Evaporador - Serpentina tubular	~3,7m x 3/8”	-	3/8”S	3/8”S
A1	Acumulador de sucção	ASD015H04 1/2 in	Danfoss	½”S	½”S
TC	Controlador de temperatura	MT-512E 2HP	FullGauge	NA	NA
PC	Pressostato conjugado - alta e baixa	KP15 SPDT+LP	Danfoss	1/4”R (L e H)	NA

Fonte: Resende *et al.*(2024^b).

2. MATERIAIS E MÉTODOS

De posse das informações preliminares, considera-se iniciar a adequação da máquina a partir da utilização da mesma serpentina geradora da pista aplicada com expansão direta como trocador de calor do sistema secundário com passagem do fluido secundário sob mesma temperatura. Logo, a elaboração de um novo diagrama de circuito frigorífico deve ser realizada para definição mais clara das condições da adequação do sistema proposto.

Em seguida, realiza-se a revisão da carga térmica inicial do sistema definida considerando o resfriamento e congelamento de água e o resfriamento de concreto. Para a adequação, segundo Tutumlu *et. al* (2018), à carga térmica inicial deve ser adicionada a quantidade de calor necessária para resfriar o refrigerante secundário. Desconsiderando as perdas, optou-se pela aplicação de um reservatório capaz de armazenar o refrigerante secundário (RS) recolhido, arbitrando seu volume total. Tal reservatório deve permitir o recolhimento total de maneira a permitir a realização de quaisquer atividades de manutenção sem perdas significativas de volume do RS. A carga de refrigerante secundário poder ser obtida aplicando a equação,

$$Q_{RS} = m_{RS} \cdot [c_{p,RS} \cdot (T_{RS,i} - T_{RS,f})] \quad (1)$$

Onde Q_{RS} é a carga de RS, m_{RS} é a massa de RS, $T_{RS,i}$ e $T_{RS,f}$ são as temperaturas inicial e de processo do RS.

Desta forma a carga total, desprezadas as cargas provenientes do ambiente através superfície do gelo, laterais e base da pista (isolamento térmico), conforme Resende *et al.* (2024^a), pode ainda ser obtida a partir da equação,

$$Q_{i,total} = Q_i + Q_{RS} \quad (2)$$

Onde $Q_{i,total}$ é a carga total considerada no trocador, Q_i equivale a 396,56kcal determinado para a máquina inicial.

Sabe-se que a carga térmica de geração da pista deverá ser transferida totalmente ao sistema de circulação do RS (KARAMPOUR, 2011), e que esse sistema tem sua capacidade em dependência direta da vazão mássica da solução. Logo, o passo seguinte é selecionar a bomba de circulação da solução RS, definindo as propriedades necessárias para o dimensionamento. A obtenção dessas propriedades se deu com auxílio do *software Coolpack* (2010), inicialmente buscando a densidade do fluido escolhido.

Considerando que o sistema é didático, com dimensões reduzidas e de baixa capacidade, sua vazão também será baixa em comparação com a maior parte das bombas comerciais disponíveis no mercado. Adotar-se-á uma bomba que tenha ponto de operação com vazão entre 50 e 200 litros por hora e 0,5 a 1,0 metros de coluna d'água. Assim, podemos determinar a vazão mássica escrevendo (STOECKER E JABARDO, 2002),

$$\dot{m}_{RS} = \frac{G \cdot \rho_{RS}}{3,6 \times 10^6} \quad (3)$$

Onde $\dot{m}_{RS}$ é a vazão mássica de RS em Kg/s, G é a vazão da bomba em l/h (litros por hora), ρ_{RS} é a densidade do RS em Kg/m³, e $3,6 \times 10^6$ é o fator para conversão de unidades em l.s/m³h.

Sabendo que para o comprimento de 3,67m de tubo novo de cobre a rugosidade equivalente é 0,0015mm, segundo Çengel (2009), que o diâmetro hidráulico do tubo de ½" (12,7mm) de espessura 1/32" (0,79mm) é 11,12mm, e de posse da vazão mássica a ser calculada pela Equação 3, obter-se-á a através do *software Coolpack* (2010) a queda de pressão na serpentina geradora da pista.

A verificação do coeficiente convectivo (h) para a serpentina geradora da pista se faz necessária, e pode ser realizada sabendo que o escoamento será laminar completamente desenvolvido,

em circuito fechado, e o número de Nusselt (Nu) para tal, conforme Çengel (2012), pode ser considerado $Nu=4,36=(h.D_h)/k$, com D_h sendo o Diâmetro hidráulico da serpentina e k a condutividade térmica do RS.

Para passar ao dimensionamento do permutador de calor de tubo duplo ainda é necessário determinar a temperatura de saída da solução ao passar pela serpentina de geração da pista. Esta será a temperatura de entrada da solução no trocador tubo duplo e, desconsiderando o ganho de calor pelo isolamento através da tubulação, podemos determiná-la escrevendo,

$$T_e = T_i + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_{RS} \cdot c_{p,RS}} \quad (4)$$

Onde T_e é a temperatura de saída do etanol em °C, T_i é Temperatura de entrada do etanol em °C, $\dot{Q}$ é a carga de geração da pista no tempo de 1 hora em W para o fluido em Kg/m^3 , e $c_{p,RS}$ é o calor específico do RS em $J/Kg^\circ C$.

O trocador de tubo duplo será aplicado em contrafluxo, com RS passando pelo anular e o fluido refrigerante R22 em expansão pelo tubo central, trocador de calor tubo duplo concêntrico. Considerando o diâmetro de saída da válvula de expansão termostática – VET – optou-se, inicialmente, por confeccionar o trocador com tubo central em mesmo diâmetro e selecionar o tubo que formará no conjunto o anular considerando a vazão mássica determinada para o etanol.

Definidos os diâmetros, determinamos o diâmetro hidráulico do espaço anular que será dado por,

$$D_h = D_o - D_i \quad (5)$$

Onde D_h é o diâmetro hidráulico em m (metros), D_o o diâmetro externo menos duas vezes a espessura em m , e D_i é o diâmetro externo do tubo central em m .

Sabendo, de acordo com Çengel (2009), que o escoamento anular está associado a dois números de Nusselt, um na superfície interna e outro na superfície externa do tubo e definem-se,

$$Nu_i = \frac{h_i \cdot D_h}{k} \quad \text{e} \quad Nu_o = \frac{h_o \cdot D_h}{k} \quad (6)$$

Onde Nu_i e Nu_o são respectivamente os números de Nusselt sobre a superfície interna e externa do espaço anular adimensional, h_i e h_o são os correspondentes coeficientes convectivos

sobre a superfície interna e externa do espaço anular em $W/m^2.K$, e k é a condutividade térmica do fluido em $W/m.K$.

Os números de Nusselt para um caso de escoamento turbulento completamente desenvolvido são aproximadamente iguais, e para o caso, escoamento laminar completamente desenvolvido com uma superfície isotérmica e outra adiabática podem ser obtidos, segundo Kays e Perkins *apud* Çengel (2009), através da seguinte tabela,

TABELA 2. Número de Nusselt para escoamento laminar completamente desenvolvido em um espaço anular com superfície isotérmica e outra adiabática.

D_i/D_o	Nu_i	Nu_o
0	-	3,66
0,05	17,46	4,06
0,10	11,56	4,11
0,25	7,37	4,23
0,50	5,74	4,43
1,00	4,86	4,86

Fonte: Çengel (2009).

A fim de melhorar a precisão dos números de Nusselt a partir dessas relações para escoamento anular, Petukhov e Roizen *apud* Çengel (2009), recomendam aplicar os fatores de correção quando uma das paredes é adiabática e a transferência de calor ocorre através da outra,

$$F_i = F_o = 0,86 \left(\frac{D_i}{D_o} \right)^{-0,16} \quad (7)$$

Onde F_i e F_o são fatores de correção dos números de Nusselt quando a parede externa é adiabática e quando a parede interna é adiabática, respectivamente.

Conhecidos os números de Nusselt, pode-se determinar os coeficientes convectivos aplicando as equações (6) e na sequência será possível determinar as áreas para os tubos interno e externo do trocador, considerando o número de unidades de transferência – NTU – máximo, igual ou aproximadamente 5, escrevendo,

$$A_s = \frac{NTU \cdot \dot{m} \cdot c_p}{h}; \quad NTU \approx 5 \quad (8)$$

Onde A_s é a área da superfície do tubo em m^2 , NTU é o número de unidades de transferência adimensional. É possível então determinar o comprimento das tubulações do trocador de tubo duplo,

$$L = \frac{A_s}{\pi \cdot D} \quad (9)$$

Onde L é o comprimento da tubulação do trocador de tubo duplo em m, e D é o diâmetro da tubulação em m.

Com base na lei de Newton do resfriamento (ZHOU *et al.*, 2021), a taxa de transferência de calor a partir de ou para um escoamento em um tubo pode ser expressa como

$$\dot{Q} = h \cdot A_s \cdot \Delta T_{méd} = h \cdot A_s \cdot (T_s - T_m)_{méd} \quad (10)$$

Onde h é o coeficiente médio de transferência de calor por convecção, A_s é a área da superfície do tubo em m^2 , $\Delta T_{méd}$ é alguma diferença de temperatura média entre o fluido e a superfície.

Para o caso da temperatura da superfície (T_s) constante, em tela, a $\Delta T_{méd}$ pode ser expressa aproximadamente pela diferença média aritmética de temperatura entre a superfície do tubo e o fluido, logo $\Delta T_{méd} \approx \Delta T_{ma} = (\Delta T_i - \Delta T_e)/2 = T_s - T_b$ com $T_b = (T_i + T_e)/2$ = Temperatura média da massa de fluido. Contudo é preciso notar que essa definição é uma suposição de que a temperatura média do fluido varia linearmente ao longo do trocador, o que quase nunca é o caso quando a temperatura da superfície é constante. O balanço de energia para um volume de controle diferencial aplicado ao caso pode ser dado por,

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c_p \cdot dT_{méd} = h \cdot (T_s - T_m)_{méd} \cdot dA_s \quad (11)$$

Reorganizando a Equação (11), integrando de $x=0$ (onde $T_m = T_i$, na entrada do tubo) a $x=L$ (onde $T_m = T_e$, na saída do tubo), e aplicando uma exponencial em ambos termos da equação resultante, chega-se a

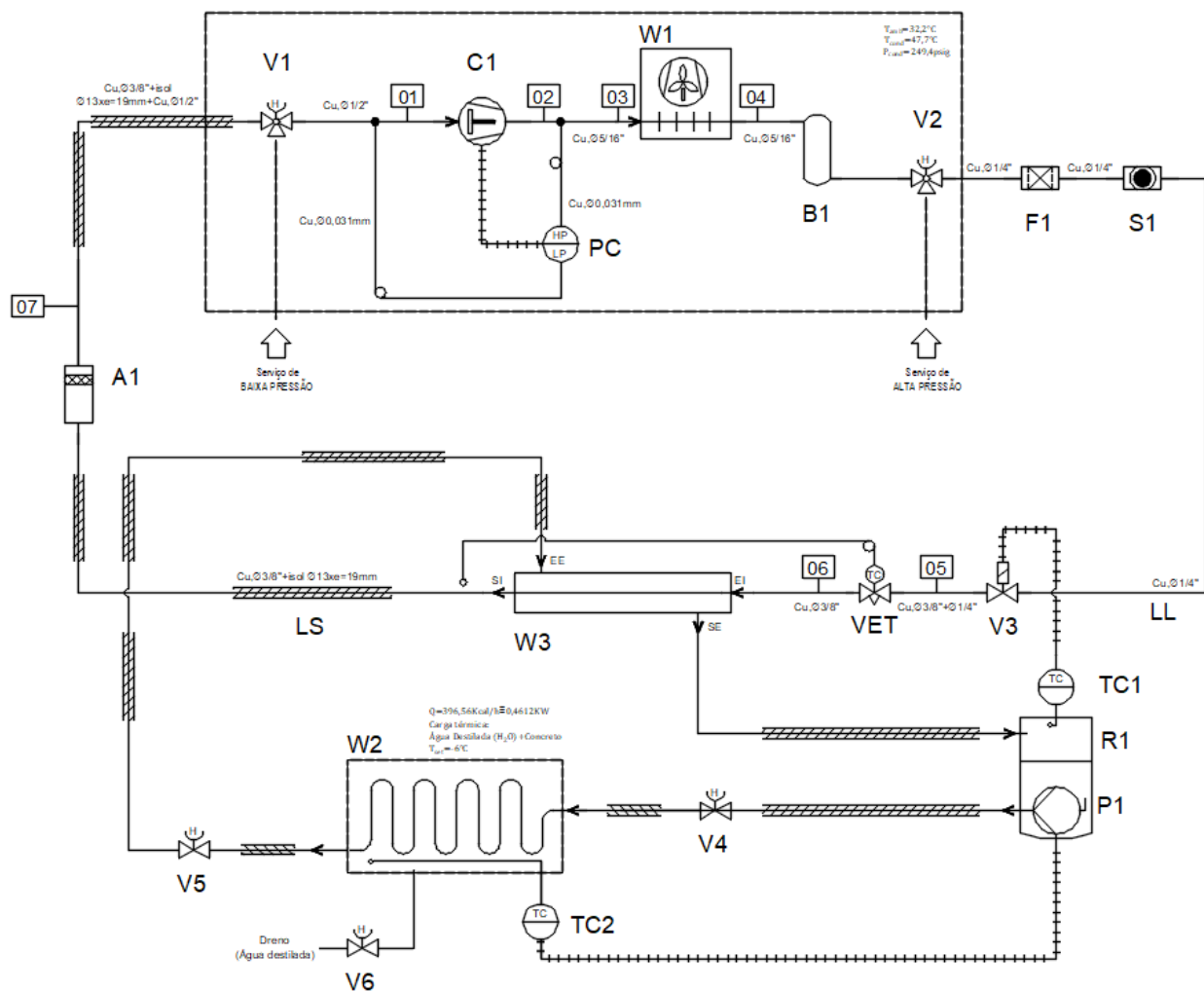
$$T_e = T_s - (T_s - T_i) \exp(-h \cdot A_s / \dot{m} \cdot c_p) \quad (12)$$

De acordo com Çengel (2009), essa equação pode ser aplicada para determinar a temperatura média em qualquer x , substituindo A_s por $p \cdot x$ sendo p o perímetro da seção transversal em x .

3. RESULTADOS

O novo circuito frigorífico com a inserção do trocador de calor de tubo duplo, bomba circulação do RS e serpentina geradora da pista observou a configuração disposta na Figura 3.

FIGURA 3: Diagrama do circuito frigorífico com bombeamento de fluido secundário definido.



Fonte: Autor (2024).

Com a readequação do diagrama do circuito frigorífico, a nova legenda de identificação dos componentes deve incluir os itens apresentados conforme Tabela 2.

TABELA 2. Identificação dos componentes inclusos após readequação do circuito frigorífico.

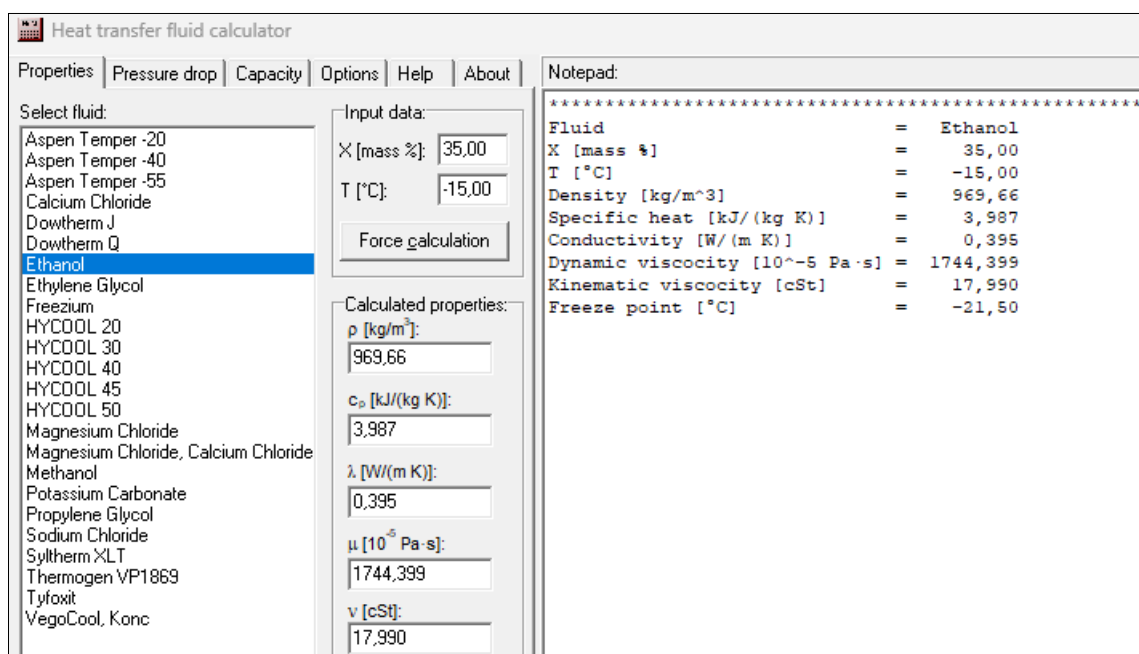
TAG	Nome	Modelo	Fabricante	Entrada	Saída
R1	Reservatório de refrigerante secundário	Próprio	Próprio	a definir	a definir
TC1	Controlador de temperatura do RS	MT-512E 2HP	FullGauge	NA	NA
TC2	Controlador de temperatura da superfície	MT-512E 2HP	FullGauge	NA	NA
V4	Válvula Manual de passagem	Poliestireno 10mm	-	10mm S	10mm S
V5	Válvula Manual de passagem	Poliestireno 10mm	-	10mm S	10mm S
V6	Válvula Manual de passagem	Poliestireno 10mm	-	10mm S	10mm S
W2	Serpentina tubular geradora da pista	~3,7m x 3/8"	-	3/8"S	3/8"S
W3	Trocador de calor tubo duplo	Concêntrico	-	a definir	a definir

Fonte: Autor (2024).

Optou-se pela aplicação do fluido refrigerante secundário etanol, considerando sua concentração para a temperatura de -15°C ($258,15\text{K}$) em 35%. A carga térmica inicial de refrigerante secundário foi obtida a partir da Equação (1) sabendo que para o reservatório R1 determinado foi arbitrado volume de 0,75 litros.

Utilizando o módulo *Heat Transfer Fluids Calculator* do *Coolpack* (2010), aplicado para determinação de propriedades de fluidos secundários em sistemas de transferência de calor, ao entrar com os valores de $x=35\%$ de concentração em massa sob temperatura de -15°C ($258,15\text{K}$) para o fluido secundário “*Ethanol*”, obteve-se suas propriedades conforme indicação da figura 4.

FIGURA 4: Recorte de tela do *Coolpack - Heat Transfer Fluids Calculator*, com as propriedades do etanol 35% para temperatura de processo.



The screenshot shows the 'Heat transfer fluid calculator' window. The 'Properties' tab is active. On the left, 'Ethanol' is selected from the 'Select fluid' list. In the 'Input data' section, 'X [mass %]' is set to 35,00 and 'T [°C]' is set to -15,00. The 'Force calculation' button is visible. On the right, the 'Calculated properties' are listed: ρ [kg/m³] = 969,66, c_p [kJ/(kg K)] = 3,987, λ [W/(m K)] = 0,395, μ [10^{-5} Pa·s] = 1744,399, ν [cSt] = 17,990, and 'Freeze point [°C]' = -21,50. A 'Notepad' window on the far right displays the same data in a text format.

Fonte: *Coolpack* (2010).

Logo, a massa de RS considerada foi aproximadamente 0,73Kg, podendo esta ser recolhida totalmente no reservatório. A quantidade de calor de contribuição à carga térmica inicial foi determinada em 136,86KJ que corresponde a 32,71 Kcal.

FIGURA 5: Bomba de circulação de fluido secundário.



Fonte: Amicus Inovações (2024).

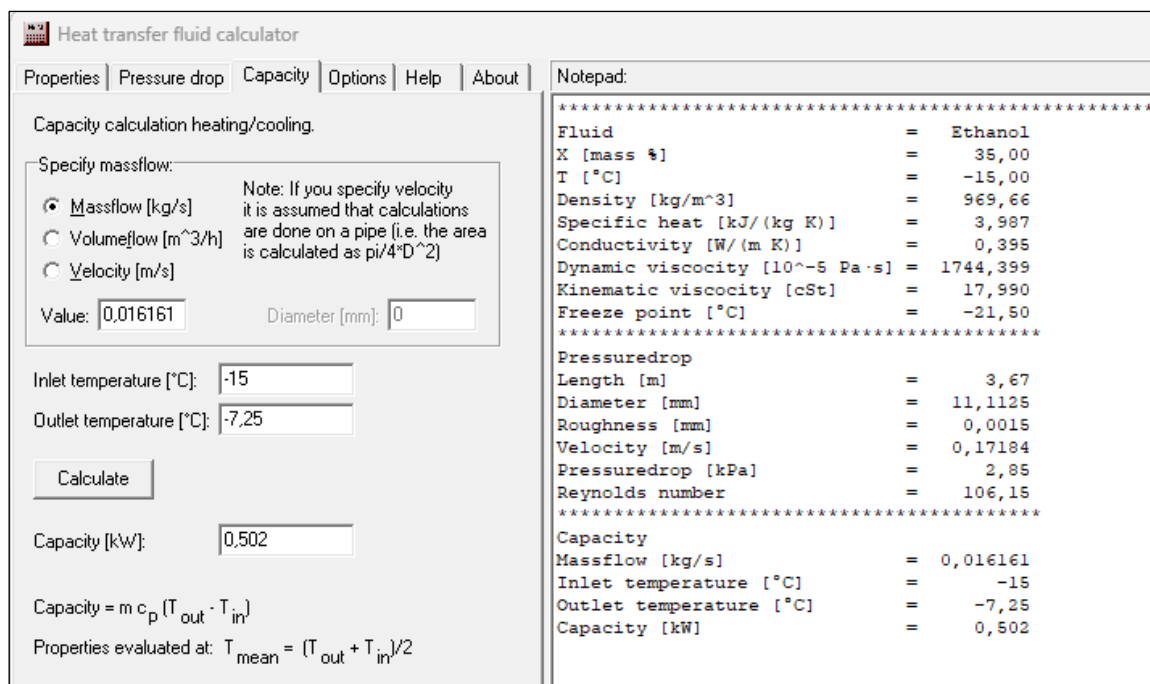
Selecionou-se uma bomba submersa, Figura 5, que se apresenta com vazão ajustável de 50l/h a 170l/h e 65cm de coluna d'água (0,65m.ca.), modelo AM-Nano com isolamento a prova d'água grau de proteção IPX8, alimentação bivolt 110~220VAC, Etiqueta Nacional de Eficiência Energética (ENCE) A+, corpo em Polipropileno (PP), fabricante Amicus. Para dimensionamento adotou-se uma baixa vazão, 60l/h, sabendo que o aumento dessa vazão amplia a capacidade do trocador. Chegou-se, a partir da Equação (3) com a densidade da solução para o etanol 35% igual 969,66Kg/m³, a uma vazão mássica aproximada de 0,0162Kg/s.

Destarte, a partir da aplicação da Equação (2), a carga térmica inicial total é aproximadamente 429,3Kcal, se considerar um tempo de processo de 1 hora, chegar-se-ia a aproximadamente 499,3W, compatível com a capacidade frigorífica da máquina inicial.

A temperatura de saída do etanol da serpentina geradora da pista foi determinada a partir da Equação (4) e tem valor dimensionado para aproximadamente -7,3°C (265,85K).

A queda de pressão nesse trocador, considerando escoamento laminar completamente desenvolvido (circuito fechado), tendo a serpentina geradora da pista com 3,67m, rugosidade 0,0015mm para tubo liso de cobre novo e diâmetro interno de 11,12mm, foi obtida através do software *Coolpack* (2010) e corresponde a 2,85KPa (2,85KN/m²), com velocidade média de 0,17184m/s.

FIGURA 6: Recorte de tela do *Coolpack - Heat Transfer Fluids Calculator* com resultados para a serpentina geradora de pista de gelo.



Heat transfer fluid calculator

Properties | Pressure drop | Capacity | Options | Help | About | Notepad:

Capacity calculation heating/cooling.

Specify massflow:

- ☒ Massflow [kg/s] Note: If you specify velocity it is assumed that calculations are done on a pipe (i.e. the area is calculated as $\pi/4 \cdot D^2$)
- ☐ Volumeflow [m³/h]
- ☐ Velocity [m/s]

Value: Diameter [mm]:

Inlet temperature [°C]:

Outlet temperature [°C]:

Capacity [kW]:

Capacity = $m \cdot c_p \cdot (T_{out} - T_{in})$

Properties evaluated at: $T_{mean} = (T_{out} + T_{in})/2$

Fluid	=	Ethanol
X [mass %]	=	35,00
T [°C]	=	-15,00
Density [kg/m ³]	=	969,66
Specific heat [kJ/(kg K)]	=	3,987
Conductivity [W/(m K)]	=	0,395
Dynamic viscosity [10 ⁻⁵ Pa·s]	=	1744,399
Kinematic viscosity [cSt]	=	17,990
Freeze point [°C]	=	-21,50

Pressuredrop

Length [m]	=	3,67
Diameter [mm]	=	11,1125
Roughness [mm]	=	0,0015
Velocity [m/s]	=	0,17184
Pressuredrop [kPa]	=	2,85
Reynolds number	=	106,15

Capacity

Massflow [kg/s]	=	0,016161
Inlet temperature [°C]	=	-15
Outlet temperature [°C]	=	-7,25
Capacity [kW]	=	0,502

Fonte: *Coolpack* (2010).

Para a configuração adotada, a checagem um coeficiente convectivo resultou em $h \approx 155 \text{ W/m}^2\text{K}$, que culmina numa área de troca térmica de aproximadamente $0,29 \text{ m}^2$, e por conseguinte, adotando mesmo diâmetro $D = 3/8'' (9,52 \text{ mm})$, seria necessário uma serpentina com comprimento aproximadamente 2,24 vezes maior, $L = 8,2 \text{ m}$. Objetivando não alterar a configuração física da serpentina geradora, optamos ao final por aumentar o tempo de processo para 2 horas e 15 minutos, ajustando assim a capacidade disponível à carga térmica.

Para definição do diâmetro hidráulico e dimensionamento do permutador de calor de tubo duplo, adotou-se para o tubo interno mesmo diâmetro de saída da Válvula de Expansão Termostática - VET, $D_i = 1/2'' (12,7 \text{ mm})$, para o tubo externo adotou-se o primeiro diâmetro comercial imediatamente superior ao diâmetro do tubo central de maneira a facilitar o processo de fabricação. O diâmetro externo será $D_e = 5/8'' (15,87 \text{ mm})$ com espessura $1/32'' (0,79 \text{ mm})$, chegou-se ao $D_o = 14,29 \text{ mm}$. Desta forma o diâmetro hidráulico determinado a partir da Equação (5) foi aproximadamente $0,00159 \text{ m}$, com relação $D_i/D_o = 0,889$.

A determinação dos números de Nusselt para o escoamento no anular, a partir de interpolação de valores da Tabela 2, para laminar completamente desenvolvido, resultaram em $N_{ui} = 5,056$ e $N_{uo} = 4,764$. Seguindo a recomendação de Petukhov e Roizen, a partir da Equação (7) tem-se $F_i = F_o = 0,876$ ajustando-se os valores de número de Nusselt para uma melhor aproximação em $N_{ui} = 4,431$ e $N_{uo} = 4,175$.

Partindo dos números de Nusselt determinados, da condutividade térmica do etanol $k = 0,395 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, e da aplicação da Equação (6), calculou-se os valores de coeficientes convectivos para a superfície de temperatura constante e para a parede adiabática do trocador respectivamente, $h_i = 1100,747 \text{ W/m}^2.^\circ\text{C}$ e $h_o = 1037,278 \text{ W/m}^2.^\circ\text{C}$.

Calculou-se as áreas de superfície considerando um Número de Unidade de Transferência – NTU=5, que nos leva ao maior valor de transferência de calor por aumento de comprimento dos tubos, aplicando a Equação (8). Os valores de área obtidos foram $A_{si} = 0,293 \text{ m}^2$ para superfície de tubo interna sob temperatura constante, e $A_{so} = 0,311 \text{ m}^2$ para superfície do tubo externa adiabática.

Os comprimentos calculados a partir da Equação (9) foram $L_i = 7,34 \text{ m}$ e $L_o = 6,92 \text{ m}$. Definiu-se então o comprimento nominal do trocador com adoção do maior, $L = 7,34 \text{ m}$.

Adotando um trocador de tubo duplo helicoidal de diâmetro interno 250mm, este será fabricado com 9 voltas e a altura mínima, com espaçamento de 10mm entre cada volta, igual a 230mm. Pretende-se isolar o trocador com a aplicação de PUR (Poliuretano expandido) em espessura suficiente para quaisquer ganhos de calor pelo ambiente externo serem considerados desprezíveis.

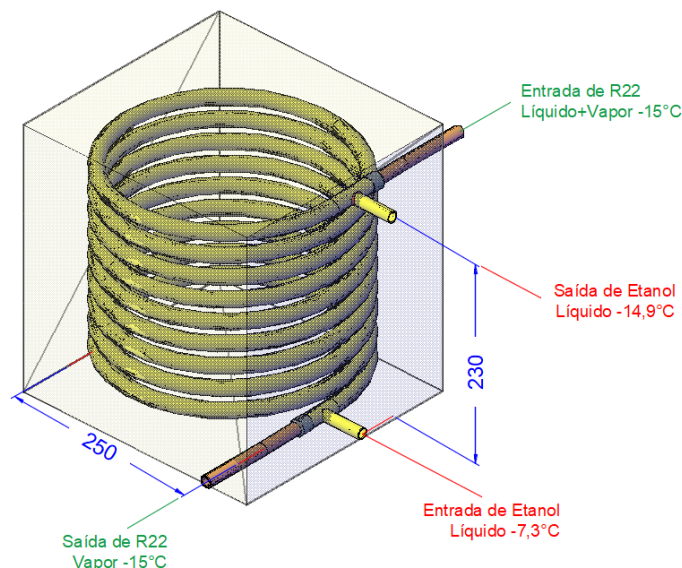
Para o comprimento especificado, a área de superfície considerada é do tubo interno, e a partir da Equação (12) pôde-se determinar a temperatura de saída do etanol ao passar pelo trocador de tubo duplo. O valor da temperatura de saída foi $T_e = -14,95^\circ\text{C} (258,2 \text{ K})$.

4. CONCLUSÕES

Ao término deste, apresentados os procedimentos para dimensionamento e obtidos os valores das variáveis de projeto calculadas, foi possível estabelecer as seguintes conclusões:

- A máquina a ser construída apresenta capacidade frigorífica 430kcal/h (~500,1W) com *set-point* de temperatura em -6°C (267,15K) para a superfície do gelo, e -16°C (257,15K) para o fluido secundário etanol. O tempo de processo estimado para o regime foi 2 horas e 15 minutos.
- Desprezadas as perdas pelo isolamento, a serpentina geradora da pista trabalhará com capacidade calculada para 429,3Kcal (499,03W) com fluido secundário em circulação etanol com concentração em massa de 35%, vazão mássica 0,0162Kg/s, temperatura de entrada em -15°C (258,15K) e temperatura de saída em $-7,3^{\circ}\text{C}$ (265,85K).
- O trocador de calor tipo tubo duplo trabalhará com os fluidos etanol a 35% e R22 em contracorrente. O Etanol circulará através do anular, entrando com temperatura aproximada de $-7,3^{\circ}\text{C}$ (265,85K) e saindo com temperatura aproximada de $-14,9^{\circ}\text{C}$ (258,25K) sem ocorrência de mudança de fase. O R22 circulará pelo tubo central mudando de fase sob temperatura constante de -15°C (258,15K).
- O comprimento do trocador de tubo duplo será de 7,34m, com diâmetros comerciais, central de $\frac{1}{2}$ " (12,7mm) e externo/anular de $\frac{5}{8}$ " (15,87mm) numa configuração helicoidal concêntrica. O diâmetro total do helicóide será 250mm e sua altura total 230mm considerando espaçamento entre voltas de 10mm. Será isolado do meio externo por meio de PUR.

FIGURA 7: Representação 3D do trocador de calor de tubo duplo dimensionado.



Fonte: Autor (2024).

- As conexões serão realizadas por meio de conexões porca x flange em padrão SAE para o tubo de ½” e solda brasagem com metal de adição fooscooper para o diâmetro de 3/8” na entrada e saída do tubo anular.

Por fim, conclui-se que os objetivos propostos foram atingidos com a compilação das informações dispostas para operação da serpentina geradora com etanol e demais que culminaram na especificação do trocador de tubo duplo e sua representação, conforme Figura 7.

DECLARAÇÃO DE RESPONSABILIDADE

Os autores são os únicos responsáveis por este trabalho.

REFERÊNCIAS

AMICUS INOVAÇÕES. Manual de Instruções: *Aqua Mini - Modelo AM-Nano*. Rita do Sapucaí – MG. Disponível em: < <https://amicus.com.br/produtos-bomba-submersa-am-nano/> >. Acesso em: 12 julho 2024.

CALISKANA, H., E HEPBASLIB, A. “Energy and Exergy Analyses of Ice Rink Buildings at Varying Reference Temperatures”. *Energy and Buildings*, Saudi Arabia, 2010.

ÇENGEL, Y. A. E GHAJAR, A.J. Transferência de Calor e Massa: uma abordagem prática. Ed. McGraw-Hill, 4ª ed. New York, USA, 1018 p., 2012.

COOLPACK, SOFTWARE. “Software Coolpack Version 1.50, 2000-2010”. Disponível em: <<https://www.ipu.dk/products/coolpack/>>. Acesso em: 12 abril.2024.

INCROPERA, F. P., DEWITT, D. P., BERGMAN, T. L., LAVINE, A. S. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. Ed. Gen/LTC, 6ª ed. Rio de Janeiro, Brasil, 643p., 2008.

JUREWICZ, CHRIS. “OT goal pushes Sweden into semi-final: Eriksson Ek scores to give his team a thrilling 2-1 win over rival Finland”. *International Ice Hockey Federation – IIHF*. News Article 23 May 2024 (News report). Disponível em: <https://www.iihf.com/en/events/2024/wm/news/61371/swe_fin_qf>. Acesso em: 12 julho 2024.

KARAMPOUR, M. “Measurement and Modelling of Ice Rinks Heat Loads - Master of Science Thesis.” *KTH Industrial Engineering and Management*, Stockholm, 2011.

RESENDE, W. S., BARBOSA, C. R. F., SCHAFER, S. I., LIMA, Á. A., BARBOSA JR., C. R. F. E GUERRA, A. R. O. “Projeto De Sistema de Refrigeração Didático para Geração de uma Pista de Gelo- Ice Rink: Parte 1”. In *Anais do Congresso Nacional de Engenharia Mecânica*. ABCM, Natal, Brasil. Vol. 1, 2024.

RESENDE, W. S., BARBOSA, C. R. F., SCHAFER, S. I., LIMA, Á. A., BARBOSA JR., C. R. F. E GUERRA, A. R. O. “Projeto De Sistema de Refrigeração Didático para Geração de uma Pista de Gelo- Ice Rink: Parte 2”. *In Anais do Congresso Nacional de Engenharia Mecânica. ABCM*, Natal, Brasil. Vol. 1, 2024.

STOECKER, W. F., JABARDO, J. M. S. Refrigeração industrial. Ed. McGraw-Hill, 2ª ed., São Paulo, Brasil, 371p., 2002.

TUTUMLU, H., YUMRUTAS, R., E YILDIRIM, M. “Investigating thermal performance of an ice rink cooling system with an underground thermal storage tank.” *Energy Exploration & Exploitation*, Turkey, 2018.

ZHOU, W., GAN, Z., E HAN, L. “Simulation of the Optimal Refrigerated Floor Design for Ice Rinks.” *Energies*, China. Disponível em: <<https://doi.org/10.3390/en14061535>>. Acesso em: 09 abril.2024.