



**PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO**

Departamento de Engenharia Mecânica

Projeto de Graduação

Análise da utilização de nanofluidos na refrigeração comercial

André Barbosa da Rocha

Orientador: **José Alberto dos Reis Parise**

Co-orientadora: **Yipsy Roque Benito**

Rio de Janeiro
2 de Julho de 2015



**PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO**

Departamento de Engenharia Mecânica

Análise da utilização de nanofluidos na refrigeração comercial

André Barbosa da Rocha

Relatório de Projeto Final de Graduação
apresentado à banca de Engenharia Mecâ-
nica da Pontifícia Universidade Católica
do Rio de Janeiro - PUC-RIO como re-
quisito parcial para obtenção do grau de
Engenheiro Mecânico.

Orientador: **José Alberto dos Reis Parise**

Co-orientadora: **Yipsy Roque Benito**

Resumo

O presente estudo propõe uma análise preliminar da utilização de nanofluidos em como fluidos de trabalho secundários para refrigeração à baixas temperaturas, dado que grande parte dos estudos sobre o tema são em temperaturas acima do ponto de congelamento da água.

Palavras-Chave

Nanofluidos, Refrigeração Comercial, Óxido de Pobre, Propileno Glicol, Nanopartículas

Abstract

The current study proposes a preliminary analysis of the utilization of nanofluids as secondary working fluids for refrigeration systems at low temperatures, as the majority of the studies about the subject uses temperatures above the water freezing point.

Keywords

Nanofluids, Nanoparticles, Commercial Refrigeration, Copper Oxide, Propylene Glycol

Lista de Figuras

1	Tipos de expositores frigoríficos (Baxter et al, 2004)	7
2	Demandas de diferentes expositores frigoríficos (Baxter et al, 2004) .	8
3	Características dos balcões e câmaras frigoríficas do setor de vendas, Branco (2010).	9
4	Variação na viscosidade do nanofluido PG-Água/CuO com relação à temperatura e concentração do nanofluido.	11
5	Variação na viscosidade do nanofluido PG-Água/CuO com relação à temperatura e concentração do nanofluido.	11
6	Ciclo com sistema de fluido secundário	12
7	Visão isométrica de trocador do tipo wavy.	14
8	Visão frontal de trocador do tipo wavy.	15
9	Diagrama de Moody	17
10	Diagrama P-h do ciclo em questão.	20
11	Área total de cada lado do trocador	22
12	Coeficientes de troca de calor para cada lado do trocador	22
13	Propriedades termofísicas do nanofluido com relação à concentração .	23
14	Coeficiente global de projeto e relação entre o ele e o UA requerido .	24
15	Variações adimensionais das propriedades do escoamento do nanofluido	26
16	Características do trocador com o número de Reynolds do nanofluido na faixa de 2500	27
17	Características do trocador com o número de Reynolds do nanofluido na faixa de 5000	28
18	Propriedades termofísicas de nanofluido $ZnO - PG/H_2O$	28

Lista de Tabelas

1	Valores de demanda estimados segundo Baxter.	9
2	Propriedades termofísicas de cada ponto do ciclo primário.	20
3	Temperaturas de operação do trocador secundário.	21
4	Dimensões utilizadas no projeto do trocador.	21
5	Área de troca para cada bloco de trocadores	21

Conteúdo

1	Introdução	5
1.1	Refrigeração em supermercados	5
1.2	Nanofluidos como fluidos secundários	5
1.3	Estrutura do trabalho	6
2	Revisão bibliográfica	7
2.1	Demanda do supermercado	7
2.2	Propriedades dos nanofluidos	9
2.2.1	Massa específica	10
2.2.2	Calor específico	10
2.2.3	Viscosidade	10
2.2.4	Condutividade térmica	12
2.3	O ciclo de refrigeração	12
2.3.1	Condensador	13
2.3.2	Trocador de calor intermediário	13
2.3.3	Trocador de calor secundário	14
2.3.4	Compressor	16
2.3.5	Bomba	17
2.3.6	Coefficiente de performance (COP)	18
3	Caso de Estudo	19
3.1	Propriedades das nanopartículas	19
3.2	Propriedades do fluido base	19
3.3	Circuito primário de refrigeração	20
3.4	Temperaturas de operação	20
3.5	Geometria do trocador secundário	21
4	Análise de resultados	23
5	Conclusões	27

1 Introdução

O presente trabalho tem como intuito quantificar as possíveis vantagens térmicas e da utilização de nanofluidos na refrigeração comercial, mais especificamente em certos segmentos de supermercados onde há a necessidade da continuidade da cadeia do frio. Atualmente muito têm-se estudado acerca dos nanofluidos, porém dada a escassez de análises das suas aplicações reais, há uma dificuldade de mensurar os benefícios, ou malefícios, da mesma.

1.1 Refrigeração em supermercados

O uso da refrigeração em supermercados é um fator de extrema importância na viabilização da vida moderna, proporcionando uma maior durabilidade dos alimentos perecíveis, diminuindo desafios logísticos e riscos à saúde dos consumidores.

Essa tarefa de permitir a distribuição, armazenamento e venda de produtos alimentícios com qualidade e segurança vêm associada à um grande custo energético, correspondendo a cerca de 25% do consumo de um supermercado. Os outros 75% dividem-se em climatização do ambiente, iluminação e outros gastos. (Panesi, 2008).

Uma forma de minimizar os gastos com energia para a refrigeração e aumentar a segurança do sistema, é utilizar linhas secundárias de líquido cujos fluidos possuam elevada capacidade de transferência de calor, alta densidade e viscosidade baixa, com o intuito de poder utilizar uma potência de bombeamento mínima.

1.2 Nanofluidos como fluidos secundários

Os sistemas que utilizam os fluidos secundários são chamados de sistemas indiretos pois a refrigeração propriamente dita é feita por um núcleo que refrigera o sistema e pode ficar contido em um ponto distante do local final a ser resfriado, mantendo assim os equipamentos em um ambiente controlado que facilita a manutenção, diminui a carga de refrigerante primário utilizada, diminui riscos de vazamentos e deixa a sala de máquinas longe do consumidor final.

A desvantagem desse tipo de sistema é que seu nível de complexidade aumenta, tornando necessária a inclusão de mais trocadores de calor, maior consumo energético de bombeamento e os custos do fluido secundário, que dependendo da especificação podem ser elevados. O objetivo desse tipo de sistema é associar a maior capacidade de transferência de calor possível com o menor custo de bombeamento para um dado fluido, o que aumentaria a eficiência energética a ponto de superar os custos de implementação e manutenção do circuito secundário. Além disso, a escolha

do fluido correto pode diminuir significativamente os riscos ambientais associados à uma linha de refrigeração dessa magnitude.

A aplicação dos nanofluidos encaixa-se perfeitamente nesse segmento pois pela adição de nanopartículas em um determinado fluido aumenta-se a capacidade de transferência de calor do mesmo, dado que a condutividade térmica das partículas é ordens de grandeza maior. Em contrapartida há um aumento proporcional da viscosidade com relação à concentração de partículas aplicadas, cuja variação aumenta a potência de bombeamento necessária no circuito e torna fundamental a busca pelo ponto de balanceamento.

Em geral os fluidos onde aplicam-se as nanopartículas são líquidos chamados de fluidos base, e algumas das partículas mais comumente utilizadas são os óxidos de alumínio, cobre, silício e titânio, podem ser usados também metais puros como cobre e ouro e até nanopartículas de diamante e nanotubos de carbono, já os fluidos base mais usados são água, etanol, etilenoglicol e óleos leves (Benito, 2012).

1.3 Estrutura do trabalho

O desenvolvimento deste trabalho foi dividido nas seguintes etapas:

1. Determinação das demandas de um supermercado típico, para o tipo de circuito proposto.
2. Revisão das propriedades dos nanofluidos, determinando-as a partir de estudos teóricos e experimentais.
3. Proposição e identificação do ciclo termodinâmico a ser utilizado na refrigeração.
4. Caracterização do estudo de caso a partir da determinação das propriedades do fluido a ser estudado e projeto dos trocadores de calor do sistema.
5. Análise dos resultados obtidos.
6. Conclusões sobre a pesquisa e utilização de nanofluidos na refrigeração comercial.

2 Revisão bibliográfica

2.1 Demanda do supermercado

Um estudo compilado por Baxter et al (2004) estima as necessidades energéticas de supermercados distribuídos em vários locais dos Estados Unidos e mostra que eles são alguns dos maiores consumidores de energia elétrica do setor comercial, chegando em 2 a 3 milhões de kWh/ano . Dados coletados de um mercado em Massachusetts indicam um consumo de 925.000 a 950.000 kWh/ano , apenas no segmento de refrigeração, já uma outra loja no sul da Califórnia teve o consumo médio de 1.500.000 kWh/ano . O aumento da energia dedicada à refrigeração é perceptivelmente associada ao posicionamento geográfico do estabelecimento, que no caso californiano é comparável as médias climáticas do Rio de Janeiro.

Além da variedade climática, outro fator impactante no consumo é a escolha dos expositores adequados para cada tipo de produto, dado que cada um atinge um propósito e possui características diferentes como observado na figura 1:

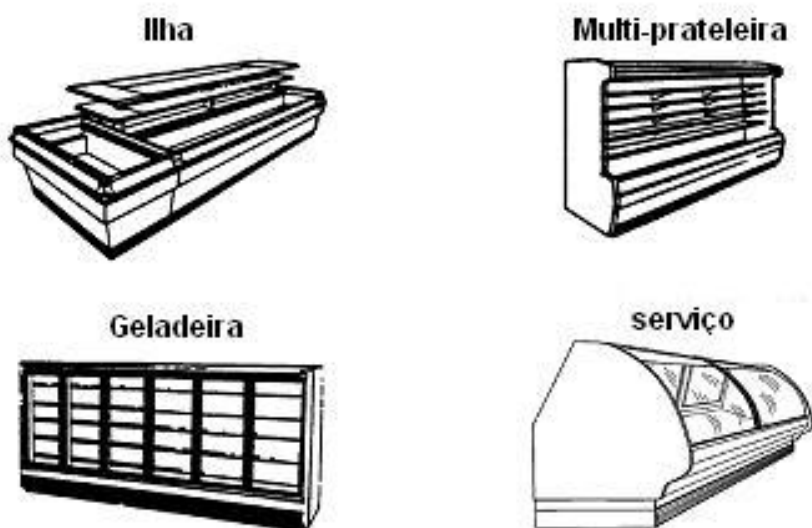


Figura 1: Tipos de expositores frigoríficos (Baxter et al, 2004)

Os quatro tipos de expositores apresentados caracterizam-se da seguinte maneira:

Ilha: Geralmente utilizada para o armazenamento de comidas congeladas e carnes, tem como principal vantagem uma temperatura de operação bastante uniforme e requer a menor potência de refrigeração, porém como desvantagem apresenta um espaço de armazenamento reduzido por metro quadrado.

Multi-prateleira: Possui uma grande área refrigerada pelo uso de prateleiras porém os requisitos energéticos são muito grandes por conta do fluxo de ar não

refrigerado através da cortina de vento.

Geladeira: É a opção intermediária entre as duas anteriores, possui um requisito energético menor que o da multi-prateleira e maior que o da ilha, mantendo uma boa relação entre a área de armazenamento e a área ocupada. Tem a peculiaridade de necessitar de um sistema que previna o embaçamento da porta, aumentando levemente o consumo.

Serviço: Normalmente utilizados em balcões para a exposição de carnes, frios e laticínios e em geral exigem a presença de um funcionário.

Os quatro equipamentos supracitados estão presentes em basicamente todo supermercado, porém, pelas características individuais e tipos possíveis de mecanismos de refrigeração, serão analisados somente os expositores do tipo ilha.

A faixa de temperaturas necessárias para a refrigeração dos produtos em um supermercado é muito ampla, vai de -25°C no caso de carnes e peixes, que devem ser mantidos congelados, até 2°C , que são as bebidas e produtos prontos para o consumo. Essa ampla gama de temperaturas dá liberdade de escolha de qual sistema avaliar no presente trabalho, no caso foi decidida uma temperatura de evaporação a partir da seguinte compilação de Baxter et al (2004), que abrange temperaturas de evaporação e consumo energético:

Display Case Type	Application	Manufacturer's Model No.	TEMPERATURES ($^{\circ}\text{F}$)		Cooling Load (Btu/hr-ft)
			Evaporator	Discharge Air	
Tub	Dairy	n/s			
	Deli Meat (narrow island)	LNM	21	26	360
	Medium Temp Island	CW2GE	21	28	1640
	Medium Temp Island	CW2XGE	21	28	2060
	Meat (wide island)	MWG	18	26	890
	Produce Bulk, Island	PW	21	34	1355
	Produce Bulk, Island	PWE	24	34	1205
Display Case Type	Application	Manufacturer's Model No.	TEMPERATURES ($^{\circ}\text{F}$)		Cooling Load (Btu/hr-ft)
			Evaporator	Discharge Air	
Tub	Meat/Deli, Wide Island	NFJG	15	22	594
	Meat/Deli (narrow island)	NFN	15	25	380
	Meat/Deli narrow island glass	NFNG	15	25	445
	Meat Island (no ends)	NMW	10	18	1071
	Meat Island (2 ends)	NMWEE	10	18	1007
	Cheese/Deli	NNG	20	28	559
	Produce Bulk, Island	NPW	20	35	850
	Produce Bulk, Island (1 end)	NPWE	20	35	962
	Produce Bulk, Island (2 ends)	NPWEE	20	35	1075
	Produce Wrapped, Island	NPW	20	35	850
	Produce Wrapped, Island (1 end)	NPWE	20	35	962
	Produce Wrapped, Island (2 ends)	NPWEE	20	35	1075

Figura 2: Demandas de diferentes expositores frigoríficos (Baxter et al, 2004)

Selecionando um dos modelos de ilha, cujo evaporador trabalha a $15(^{\circ}F)$ com a carga de $594(BTU/(hr \cdot ft))$, e convertendo-as para unidades do SI, obtemos:

T_{med} Evaporador($^{\circ}C$)	q' (W/m)
$-9,45^{\circ}C$	$571,14 W/m$

Tabela 1: Valores de demanda estimados segundo Baxter.

Pode-se citar também nesse âmbito, o trabalho de Branco (2010), onde foi modelado um supermercado de área $4180,79m^2$ a partir da coleta de dados de estabelecimentos nacionais, e com isso validar a estimativa anterior:

Localização	Setor de vendas						
Capacidade de Refrigeração (W/m)	1442,25	1442,25	538,44	528,83	461,52	461,52	615,36
Comprimento (m)	33,58	49,25	81,69	39,01	10,44	96,66	38,10
Temperatura de operação ($^{\circ}C$)	2,2	2,2	-15,0	-12,0	2,2	2,2	-23,3
Potência do ventilador (W/m)	87,6	41,0	65,6	32,8	97,0	63,0	105,0
Potência de iluminação (W/m)	38,7	60,0	108,3	0,0	26,25	26,25	26,25
Potência da resistência para condensação (W/m)	65,6	0,0	233,0	78,7	0,0	0,0	0,0

Figura 3: Características dos balcões e câmaras frigoríficas do setor de vendas, Branco (2010).

Conclui-se então que o resultado é coerente para a faixa de temperaturas sugeridas, além disso, a partir desse estudo pode-se fazer uma estimativa de comprimento para a aplicação da carga de refrigeração anterior, e um valor dentro da realidade a ser utilizado seria $L = 100 m$ e a carga de refrigeração total vêm de:

$$\dot{Q}_{ref} = q' L = 57,114kW \quad (1)$$

2.2 Propriedades dos nanofluidos

As propriedades físicas e térmicas de um nanofluido têm uma relação direta com sua concentração de partículas, para alguns casos como os da massa específica e calor específico é possível estimar a variação matematicamente, como será mostrado a seguir. Para as variações na viscosidade e condutividade térmica do fluido torna-se necessário utilizar dados experimentais, pois ainda não se pôde determinar todas as variáveis do sistema.

2.2.1 Massa específica

A massa específica de um nanofluido pode ser calculada a partir da regra das misturas, sendo ela em função da fração volumétrica de partículas (φ) adicionadas ao fluido base:

$$\rho_{nf} = (1 - \varphi) \rho_{bf} + \varphi \rho_{np} \quad (2)$$

Tal estimativa têm sido muito coerente com dados experimentais em uma grande gama de trabalhos, como citado por Benito (2012).

2.2.2 Calor específico

Tendo determinado a massa específica do fluido, pode-se utilizar o princípio de conservação de energia para calcular o calor específico do nanofluido, desde que seja assumido que o fluido base e as nanopartículas estejam em equilíbrio térmico:

$$c_{p,nf} = \frac{(1 - \varphi) (\rho c_p)_{bf} + \varphi (\rho c_p)_{np}}{\rho_{nf}} \quad (3)$$

2.2.3 Viscosidade

A viscosidade do fluido em um circuito secundário tem um impacto direto sobre a eficiência do mesmo dado que o seu aumento gera a necessidade de uma maior potência de bombeamento para a manutenção da vazão mássica. A variação da viscosidade está diretamente ligada à concentração das nanopartículas no fluido porém ainda há uma escassez de estudos nessa área, dificultando a determinação de uma regra geral.

A primeira análise que se assemelha à dos nanofluidos foi publicada por Einstein em 1906, tratando da viscosidade efetiva de uma diluição de pequenas partículas em suspensão, alterando a viscosidade do fluido base:

$$\mu_{eff} = (1 + 2,5\varphi) \mu_{bf} \quad (4)$$

Muitos dos estudos atuais seguem a partir deste estudo inicial e podem ser encontradas compilações das mais atuais correlações nas publicações de Yu et al (2007) e Mahbubul et al (2011). Porém, os estudos concentram-se majoritariamente em nanofluidos que utilizam como base a água pura, que não se acomoda na faixa de temperatura pretendida, ou misturas com etileno-glicol, que não se encaixa nas necessidades de refrigeração comercial por ser tóxico.

Os requerimentos indicam que o fluido base de escolha seria uma mistura de propileno-glicol com água, que pode atingir as temperaturas de trabalho e não é nocivo à saúde. É utilizado como base o estudo de Naik et al (2010), nele é analisada

a variação da viscosidade de um nanofluido cuja base é uma mistura (60:40) de propileno-glicol com água e as nanopartículas são CuO.

O experimento consistiu na variação da concentração de nanopartículas e na variação da temperatura do nanofluido, os resultados podem ser observados na imagem a seguir:

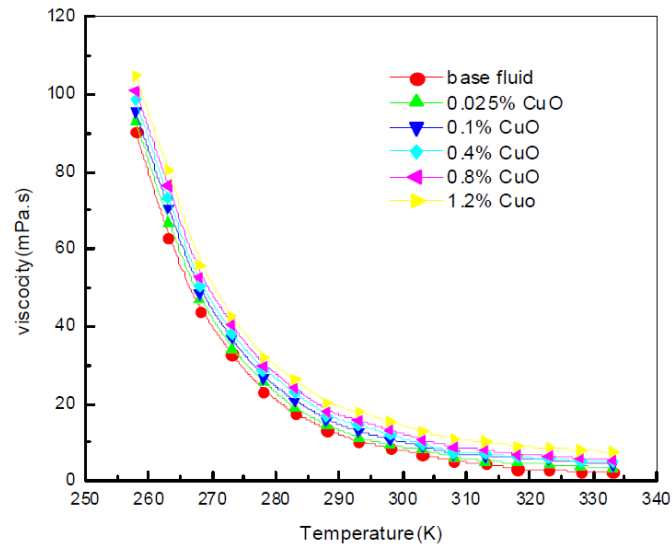


Figura 4: Variação na viscosidade do nanofluido PG-Água/CuO com relação à temperatura e concentração do nanofluido.

Pôde-se consultar também outro estudo da viscosidade do nanofluido PG-Água/CuO com relação à temperatura, desta vez com a concentração variando entre 1% e 5,9%:

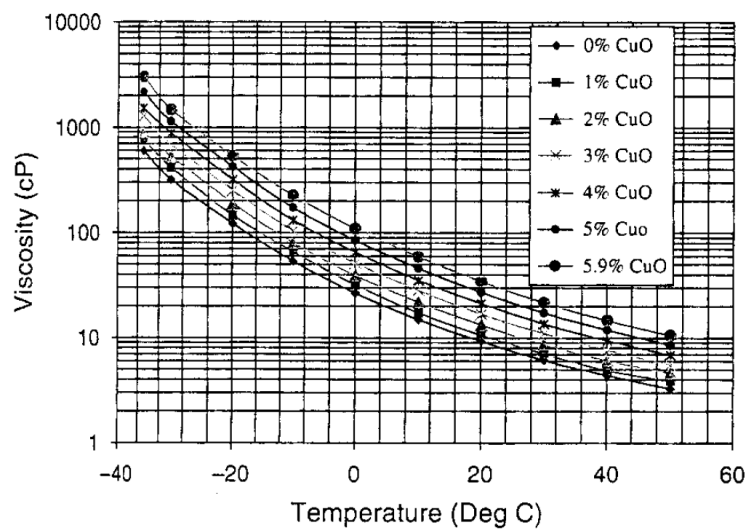


Figura 5: Variação na viscosidade do nanofluido PG-Água/CuO com relação à temperatura e concentração do nanofluido.

2.2.4 Condutividade térmica

A análise da condutividade térmica com partículas em suspensão começou com um estudo de Maxwell (1881) que modelava a condutividade térmica considerando que as partículas em suspensão seriam esféricas. A estimativa da condutividade feita por Maxwell foi idealizada para baixas concentrações volumétricas de particulado e é caracterizada pela seguinte equação:

$$\frac{k_{eff}}{k_{bf}} = \frac{k_p + 2k_{bf} + 2\varphi(k_p - k_{bf})}{k_p + 2k_{bf} - \varphi(k_p - k_{bf})} \quad (5)$$

O modelo de Maxwell demonstra que apenas as condutividade do fluido e das partículas e a concentração das últimas, influenciam na condutividade do geral da mistura. Estudos mais recentes (Yu et al, 2008) indicam que há desvios entre essa estimativa e os dados experimentais, com diferenças ainda maiores para suspensões de partículas maiores ou com concentração mais elevada.

Devido à falta de dados experimentais acerca da condutividade térmica de partículas de CuO em meio de PG-Água, a estimativa de Maxwell será utilizada no presente trabalho.

2.3 O ciclo de refrigeração

O ciclo proposto no presente trabalho seria um sistema composto por um segmento de expansão direta associado à um circuito secundário, responsável pela refrigeração das áreas de exposição dos alimentos.

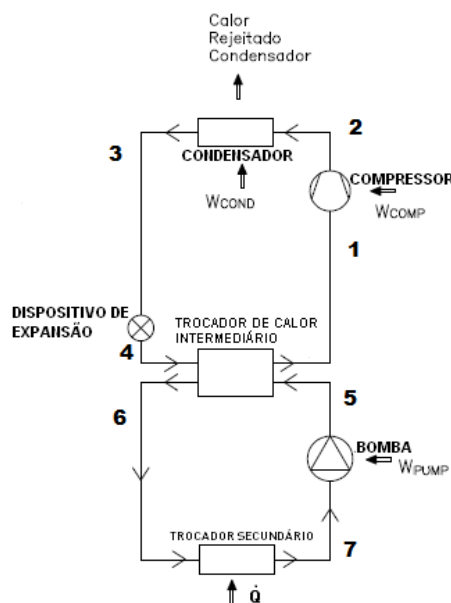


Figura 6: Ciclo com sistema de fluido secundário

Descrição do ciclo principal exemplificado na figura 6:

- 1-2 Compressão isentrópica
- 2-3 Condensação isobárica
- 3-4 Expansão isentálpica
- 4-1 Evaporação isobárica no trocador intermediário

Já os processos do circuito de fluido secundário são:

- 5-6 Resfriamento do fluido secundário
- 6-7 Ganho de calor no evaporador
- 7-5 Bombeamento do fluido secundário

Na análise do sistema foram propostas algumas hipóteses simplificadoras:

- O circuito opera em regime permanente.
- As tubulações de ligação encontram-se perfeitamente isoladas do ambiente, não recebendo ou cedendo calor ao mesmo.
- A resistência térmica das paredes dos trocadores de calor é desprezível, sendo eles considerados ideais.
- A eficiência isentrópica de compressão é de $\eta_{comp} = 0,85$.

2.3.1 Condensador

Para a análise do condensador considera-se o processo isobárico, pois a queda de pressão no mesmo é desprezível.

$$q_{con} = h_2 - h_3 \quad (6)$$

2.3.2 Trocador de calor intermediário

O evaporador do ciclo primário pode ser considerado também como o trocador de calor intermediário entre os dois ciclos, para isso deve-se primeiro calcular o efeito refrigerante útil no mesmo:

$$q_{evap} = h_4 - h_1 \quad (7)$$

E sendo conhecida a vazão mássica de refrigerante necessária no sistema, podemos calcular sua capacidade de refrigeração multiplicando a equação 7 pela vazão mássica do fluido:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r \cdot (h_4 - h_1) \quad (8)$$

Pode-se considerar que o trocador seja adiabático e sua efetividade total.

2.3.3 Trocador de calor secundário

O projeto do trocador secundário é um dos pontos principais do trabalho, pois nele que se dará a interface de troca do circuito secundário, ponto de análise central deste trabalho. O dimensionamento do mesmo têm como objetivo atender a seguinte equação:

$$\dot{Q} = UA F \Delta T_{LMTD} \quad (9)$$

Onde \dot{Q} é a potência de refrigeração demandada, ΔT_{LMTD} é a média de temperatura logarítmica dos dois fluxos de massa no trocador, com um fator F de correção, pelo fato dos fluxos serem cruzados, e UA é o coeficiente global de troca de calor multiplicado pela área do trocador, que é o objetivo da seguinte equação:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\alpha_{ar}(A_{aletas} + A_{tub})} + \frac{\delta_{tub}}{k_{tub}A_{tub}} + \frac{1}{\alpha_{nf}A_{tub}} \quad (10)$$

O primeiro termo do lado direito da igualdade refere-se à capacidade oriunda do lado do ar, o segundo termo é a resistividade imposta pela parede do tubo e o último relaciona-se com o lado de troca do nanofluido.

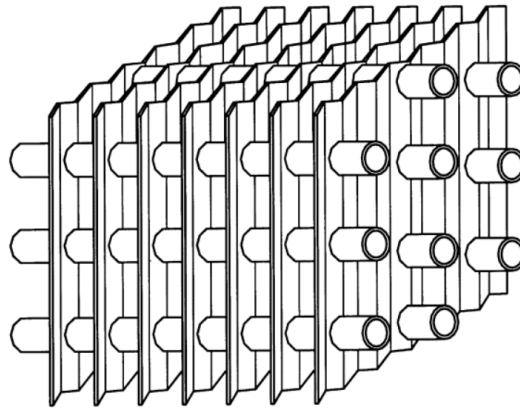


Figura 7: Visão isométrica de trocador do tipo wavy.

Para o cálculo destes coeficientes foi utilizado um processo iterativo, avaliando e remodelando as dimensões do trocador até o resultado ser satisfatório, o coeficiente

de troca de calor do ar (α_{ar}) foi obtido a partir da relação a seguir:

$$\alpha_{ar} = Nus_h \frac{k}{D_H} \quad (11)$$

O valor de k é característica do nanofluido, já os outros termos da igualdade vêm da correlação proposta por Webb (1990):

$$Nus_h = 0,83Gz^{0,76} \left(\frac{P_t}{D_c}\right)^{0,13} \left(\frac{F_s}{D_c}\right)^{-0,16} \left(\frac{P_d}{P_l}\right)^{0,25} \left(\frac{2X_f}{P_l}\right)^{-0,43} \quad (12)$$

$$Gz = Re_H Pr \frac{D_H}{L} \quad (13)$$

$$Re_H = \rho u_m \frac{D_H}{\mu} \quad (14)$$

$$u_m = \frac{u_{fr}}{\sigma(1-\beta)} \quad (15)$$

$$\beta = \frac{\pi D_c^2}{4P_t P_l} \quad (16)$$

$$D_H = \frac{2F_s(1-\beta)}{(1-\beta)1,0154 + 2F_s \beta / D_c} \quad (17)$$

Já a área do trocador vêm do cálculo direto da mesma, considerando a geometria wavy do tipo Herringbone e suas características específicas:

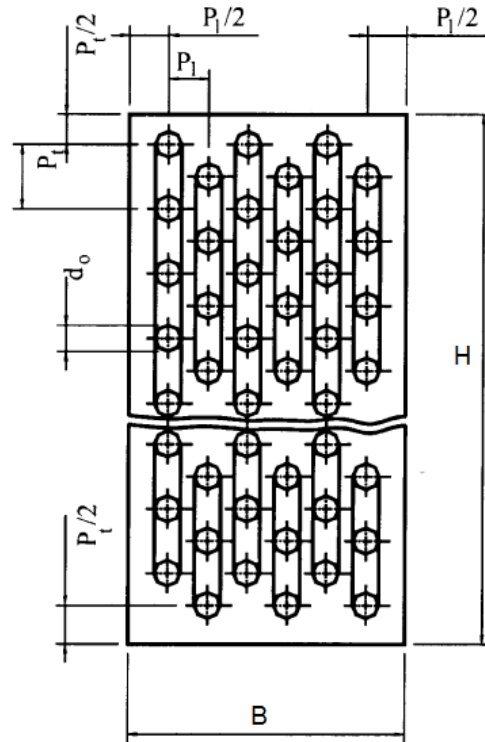


Figura 8: Visão frontal de trocador do tipo wavy.

O segmento da equação 10 que refere-se ao nanofluido têm como elementos a área de troca de calor, que é também dependente da geometria do trocador, e o coeficiente de troca do nanofluido (α_{nf}):

$$\alpha_{nf} = \frac{Nu_{nf} k_{nf}}{D_{tub}} \quad (18)$$

Dado que o número de Nusselt do escoamento do nanofluido é dependente da sua vazão mássica, pode-se tomar como ponto de partida esse critério:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c p_{nf} \Delta T_{nf}} \quad (19)$$

E a partir da vazão mássica necessária, associada à geometria do trocador, obtém-se o Reynolds do escoamento:

$$Re_{nf} = \frac{4\dot{m}}{\pi D_{tub} n \mu_{nf}} \quad (20)$$

Estão descritas a seguir também as correlações do número de Prandtl e da velocidade do escoamento:

$$Pr_{nf} = \frac{c p_{nf} \mu_{nf}}{k_{nf}} \quad (21)$$

$$v = \frac{4\dot{m}}{\rho_{nf} \pi D_{tub}^2 n} \quad (22)$$

Observando que o número de Reynolds caracteriza um escoamento laminar para todas as concentrações de partículas testadas, a correlação do número de Nusselt utilizado foi a respectivo à escoamentos internos laminares com fluxo de calor constante:

$$Nu_{nf} = 4.367 \quad (23)$$

Desta maneira foi dimensionado o trocador de calor secundário, dividido em blocos que podem ser adicionados ou retirados para se adequar à demanda de refrigeração e características do fluido de trabalho.

2.3.4 Compressor

A potência consumida no compressor é regida pela seguinte equação:

$$\dot{W}_{comp} = \frac{\dot{m}_r (h_2 - h_1)}{\eta_{comp}} \quad (24)$$

2.3.5 Bomba

A bomba tem a função de repôr as perdas de pressão ao longo do circuito, mantendo assim a circulação do fluido. A variação de pressão total necessária a ser reposta pela bomba é:

$$\Delta P_{pump} = \Delta P_{evap} + \Delta P_{cond} + \Delta P_{tub} \quad (25)$$

Para o cálculo da potência de bombeamento requerida é necessária a determinação da eficiência da mesma, que no presente trabalho é estimada em $\eta_{pump} = 0,92$ e resulta em:

$$\dot{W}_{pump} = \frac{\dot{m}_r}{\rho_{nf} \eta_{pump}} \Delta P_{pump} \quad (26)$$

A partir das hipóteses da queda de pressão nas linhas ser desprezível, pode-se aplicar a equação de Darcy-Weissbach para o cálculo do ΔP_{pump} necessário:

$$\Delta P = \rho f \frac{L \cdot n}{D_{tub}} \frac{V^2}{2} \quad (27)$$

Onde f é o fator de atrito, que pode ser calculado a partir da equação de Colebrook ou obtido através do diagrama de Moody. O gráfico retorna o valor de f a partir de dois elementos de entrada, o número de Reynolds (Re) e a rugosidade relativa (e/D):

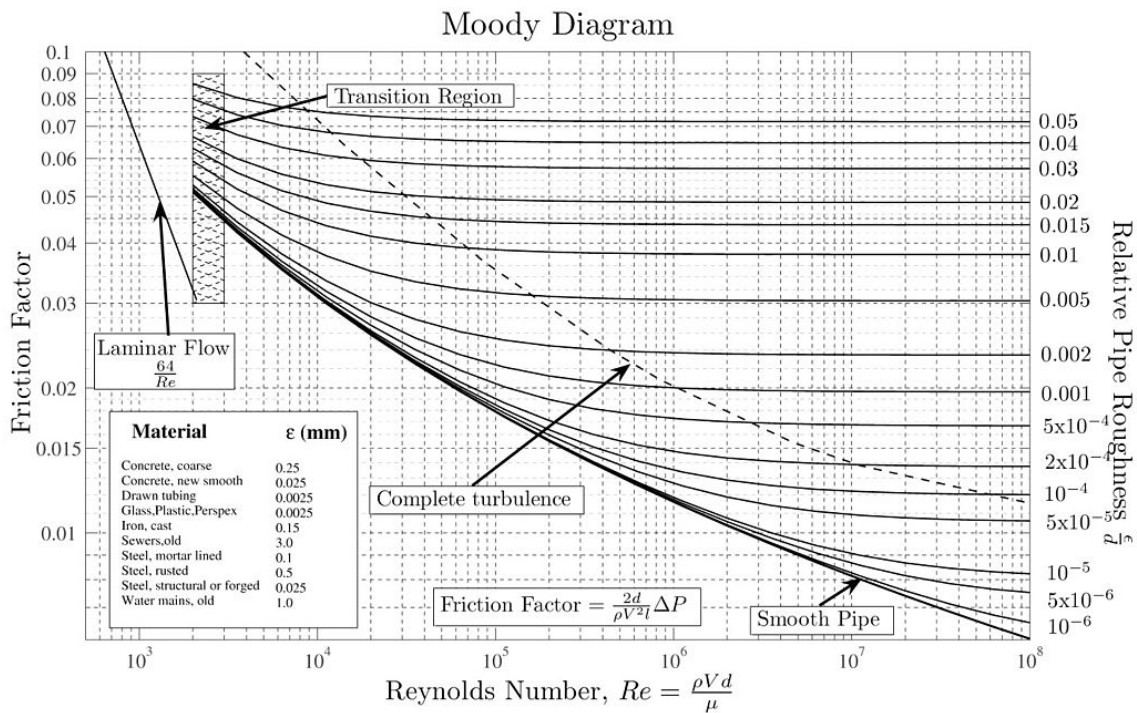


Figura 9: Diagrama de Moody

Os valores típicos para projetos de refrigeração são de 0,0457 mm para aço comercial e 0,0015 mm para materiais com bons acabamentos superficiais (McQuiston

e Parker, 2004).

2.3.6 Coeficiente de performance (COP)

O COP é um parâmetro essencial na análise dos sistemas de refrigeração e representa a relação entre a capacidade de retirada de calor de um ambiente e o somatório das potências de compressão do fluido refrigerante e a de bombeamento do fluido secundário. No caso de estudo, pode ser definido pela seguinte relação:

$$COP = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}_{pump} + \dot{W}_{comp}} \quad (28)$$

Lembrando que neste caso, o \dot{W}_{comp} pode ser considerado constante pois ele depende somente do circuito primário.

3 Caso de Estudo

3.1 Propriedades das nanopartículas

As nanopartículas a serem utilizadas serão as de óxido de cobre (CuO), e têm algumas de suas propriedades mostradas a seguir:

- **Massa específica:**

O valor estimado para partículas esféricas de 30nm, de acordo com Kedzierski (2002) é:

$$\rho_{CuO} = 5760(kg/m^3) \quad (29)$$

- **Calor específico:**

O calor específico é uma estimativa baseada na correlação proposta por Junod et al. (1989), e funciona entre as temperaturas de 78k e 300k:

$$c_{p,Cuo} = 0,2E^{-9}T^4 - 1,254E^{-7}T^3 + 2,287E^{-5}T^2 - 0,238E^{-3}T \quad (30)$$

- **Condutividade térmica:**

Não há uma correlação ou dado experimental que demonstre a variação da condutividade térmica de acordo com a temperatura, portanto será utilizado um valor constante proposto por Kwak e Kim (2005):

$$k_{CuO} = 20(W/mk) \quad (31)$$

3.2 Propriedades do fluido base

- **Massa específica:**

De acordo com Li (1993), a massa específica de uma solução 60:40 de propileno glicol e água, na faixa dos $-10^{\circ}C$ é:

$$\rho_{bf} = 1055(kg/m^3) \quad (32)$$

- **Calor específico:**

O calor específico foi estimado a partir de datasheets da empresa Lyondell:

$$c_{bf} = 0,675BTU/(lb^{\circ}F) = 0,675kcal/(kg^{\circ}C) = 2826,1J/(kgK) \quad (33)$$

- **Condutividade térmica:** Também foi extraído da indústria o valor da condutividade térmica do PG/H_2O :

$$k_{bf} = 0,15BTU/(hrft^{\circ}F) = 0,27W/(mK) \quad (34)$$

3.3 Circuito primário de refrigeração

O dimensionamento do circuito se deu a partir de um ciclo simples de compressão de vapor, utilizando como fluido refrigerante o R404A e que pudesse suprir a demanda de $57,1kW$ de potência de refrigeração:

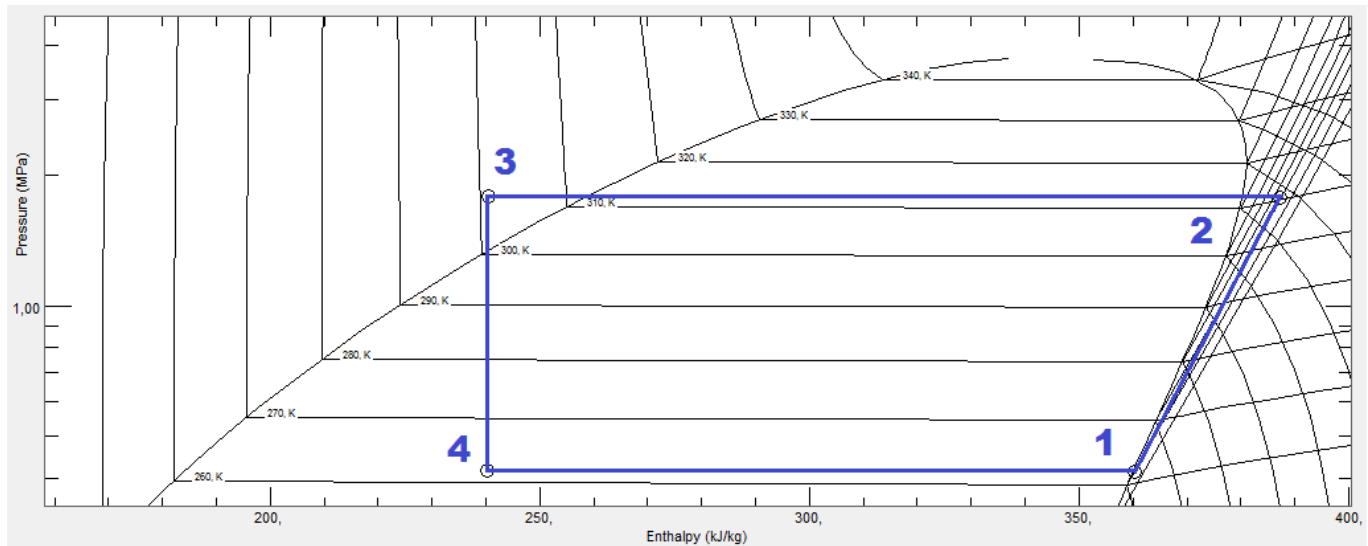


Figura 10: Diagrama P-h do ciclo em questão.

Cada uma das propriedades do fluido foi extraída no próprio software e estão na tabela a seguir:

Tabela 2: Propriedades termofísicas de cada ponto do ciclo primário.

Pontos	Temperatura (K)	Pressão (MPa)	Densidade (kg/m ³)	Entalpia (kJ/kg)	Entropia (kJ/kg-K)
1	262,28	0,41302	20,975	360,32	1,6148
2	317,29	1,7796	93,64	387,27	1,6084
3	301,02	1,7922	1035,6	240,48	1,1372
4	261,69	0,41594	63,945	240,23	1,1557

Utilizando então a equação 8 pode-se calcular a vazão mássica necessária no trocador intermediário, que será então inserida na equação 24 e considerando uma eficiência de 85% no mesmo, obtém-se:

$$\dot{W} = 15,079kW \quad (35)$$

3.4 Temperaturas de operação

As temperaturas de operação do ciclo são as seguintes:

Tabela 3: Temperaturas de operação do trocador secundário.

	$T_{entrada}$	T_{saida}
Ar	$25^{\circ}C$	$-5^{\circ}C$
Fluido	$-10^{\circ}C$	$-6^{\circ}C$

Com isso a diferença de temperatura média logarítmica, usando o fator de correção F pelo sentido cruzado dos escoamentos, é igual à:

$$\Delta T = DTML \cdot F = 12,18^{\circ}C \quad (36)$$

3.5 Geometria do trocador secundário

Após ter definidas as correlações pelas quais o trocador será regido, segue a tabela com as constantes utilizadas:

Tabela 4: Dimensões utilizadas no projeto do trocador.

D_c	18 mm
δ_{tub}	0,7 mm
D_{tub}	16,6 mm
P_t	36 mm
P_l	50 mm
P_d	2,0 mm
F_s	1,5 mm
X_f	10 mm
L	0,200 m
H	0,144 m
B	0,150 m

O que resultou nas seguintes áreas de troca:

Tabela 5: Área de troca para cada bloco de trocadores

Área	(m^2)
Aletas	4,2946
Tubos	0,1147

Utilizando um número variável de blocos com o intuito de manter o UA de projeto perto do requerido, as áreas de troca para cada concentração seguem o padrão:

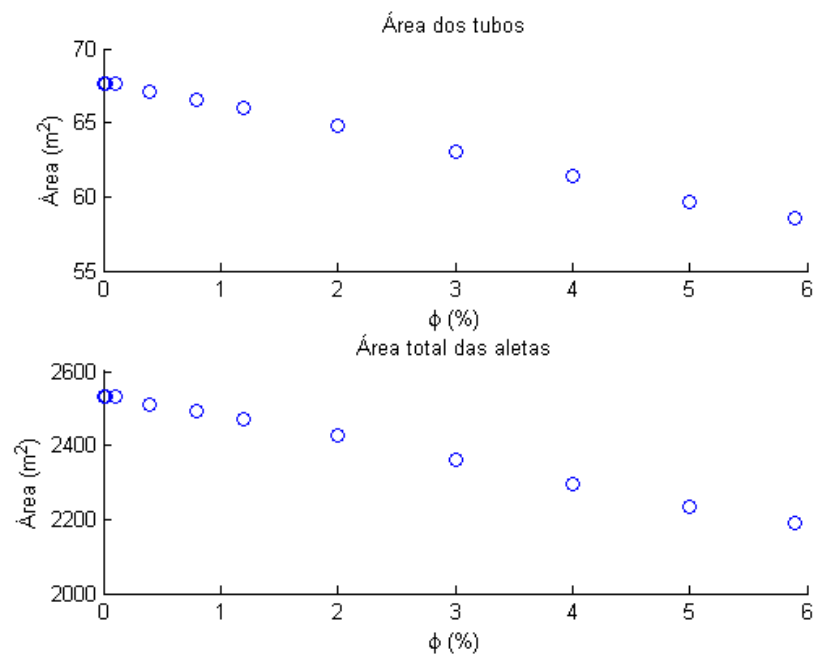


Figura 11: Área total de cada lado do trocador

E os coeficientes de troca de calor podem ser também visualizados:

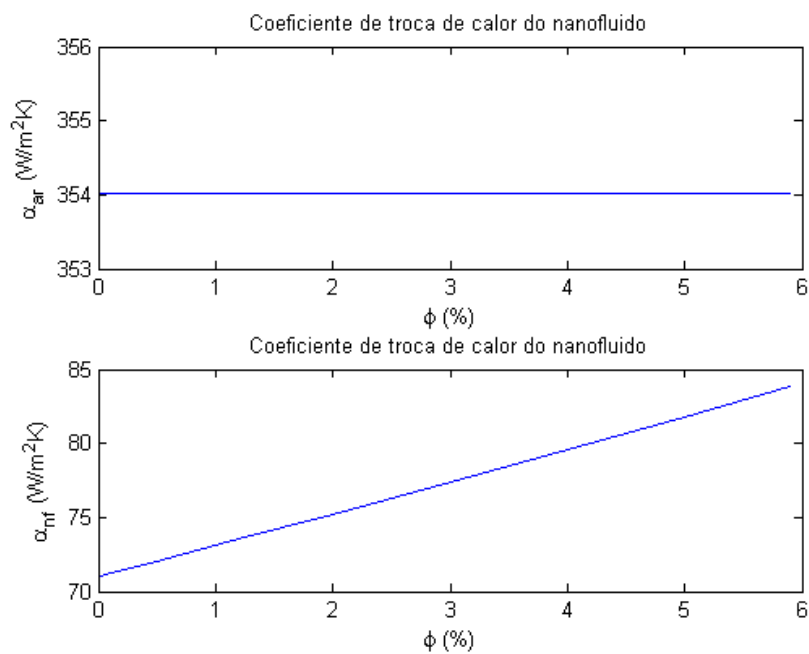


Figura 12: Coeficientes de troca de calor para cada lado do trocador

4 Análise de resultados

Após o dimensionamento do circuito e simulação da utilização dos nanofluidos em diferentes concentrações, pode-se observar a variação das propriedades do nanofluido:

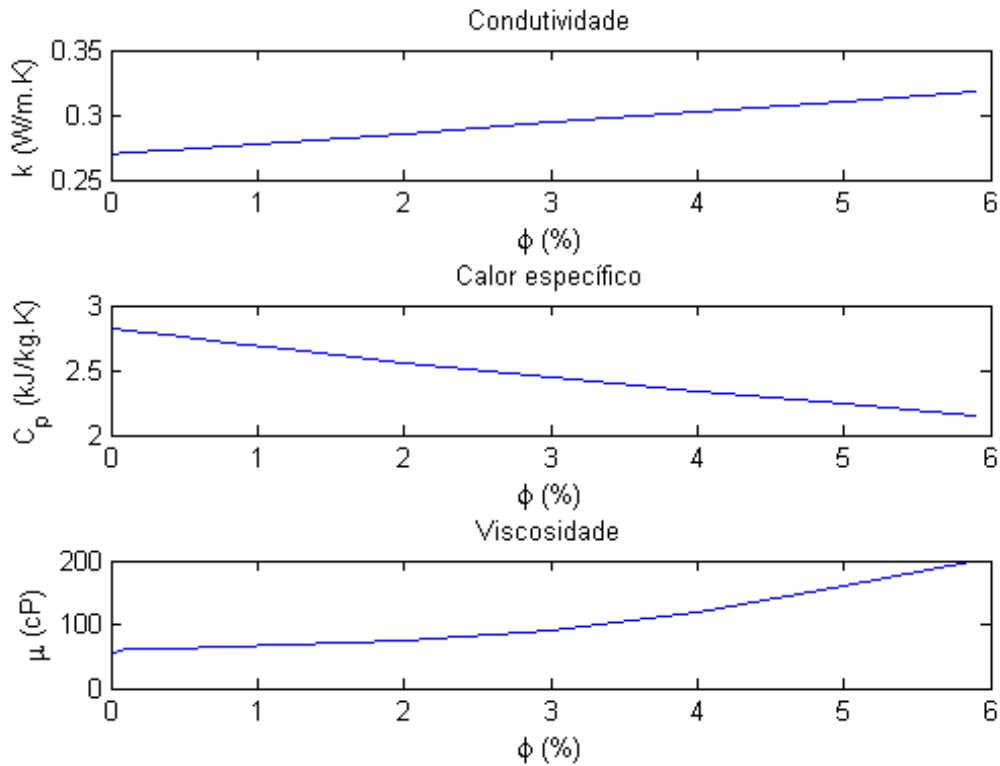


Figura 13: Propriedades termofísicas do nanofluido com relação à concentração

O comportamento das mesmas seguiu a tendência esperada, porém pode-se observar que para essa faixa de temperatura (265 K) a viscosidade tem um grande aumento com relação à concentração. O aumento da condutividade implica no crescimento do coeficiente de troca global do trocador, por isso a área total do mesmo foi modificada para cada uma das concentrações com o intuito de manter o UA dentro de uma faixa de 10% do requerido pelo projeto, como mostrado na figura a seguir:

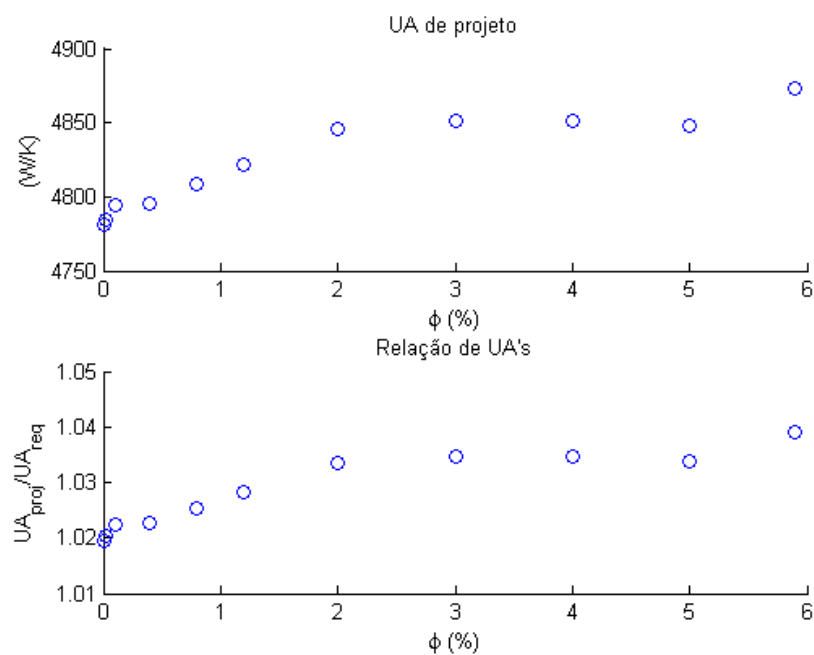
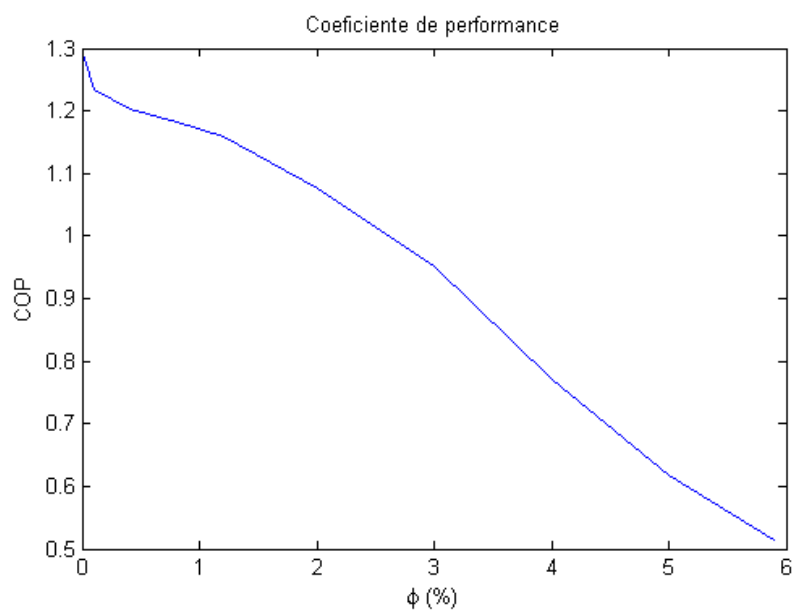
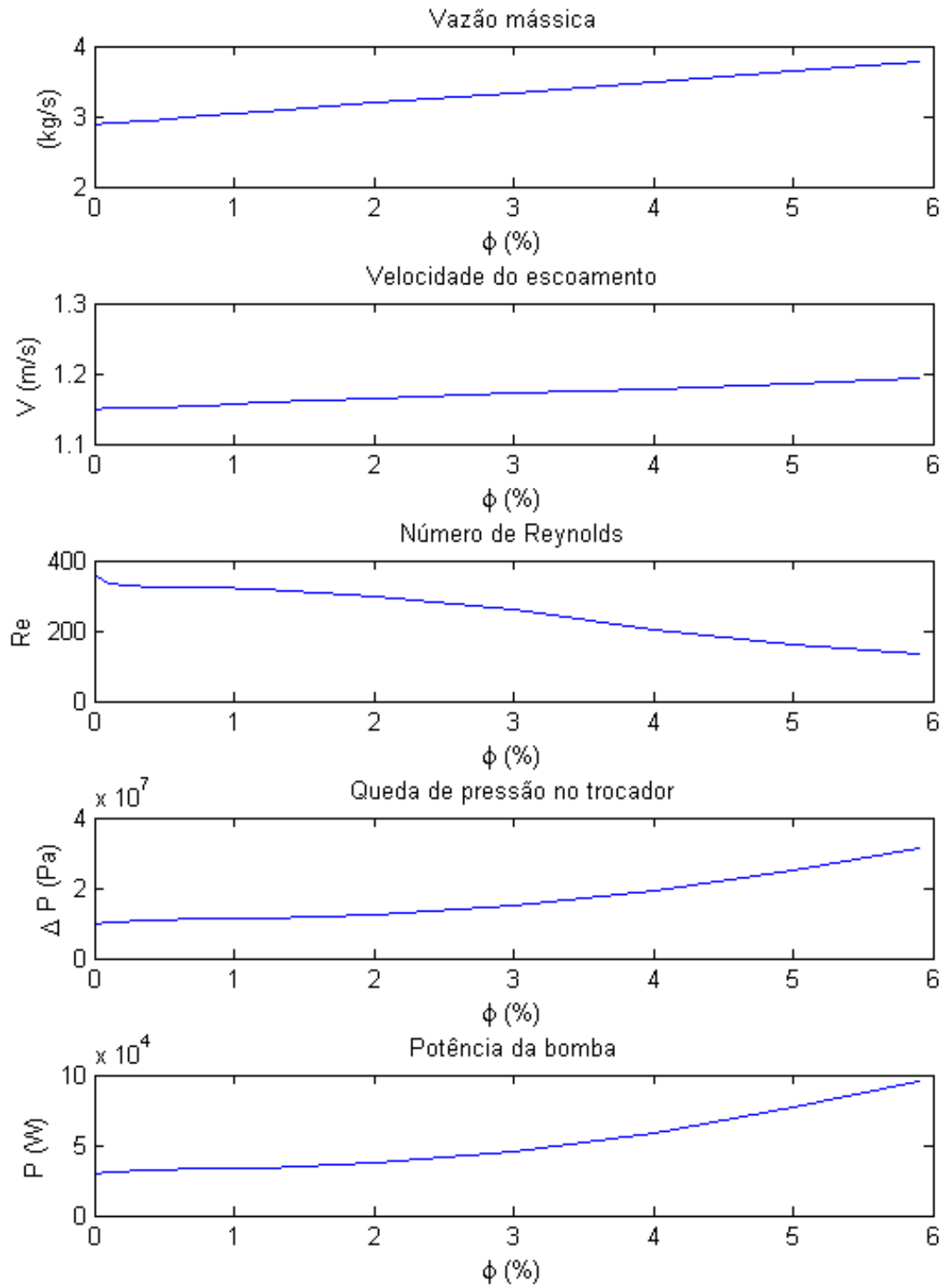


Figura 14: Coeficiente global de projeto e relação entre o ele e o UA requerido

Tendo determinados esses dados, pode-se obter os valores do coeficiente de performance do circuito:



Mantendo próximos os coeficientes de projeto e as propriedades termofísicas do fluido, é possível avaliar a vazão mássica necessária e com ela os números de Reynolds e a potência consumida na bomba para cada concentração, além da queda de pressão e velocidade do escoamento:



Com o intuito de aprofundar a análise dos resultados do sistema acerca da dependência das propriedades termofísicas do nanofluido pode-se partir da equação 26, substituindo na mesma o fator ΔP pela equação 27:

$$\dot{W} = \frac{\dot{m}}{\rho_{nf}\eta} \cdot \rho_{nf} \cdot \frac{64}{Re_{nf}} \cdot \frac{L}{D_{tub}} \cdot \frac{n}{2} \cdot \frac{V^2}{2} \quad (37)$$

Onde os fatores \dot{m} , Re_{nf} e V são, respectivamente:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}}{c p_{nf} \Delta T_{nf}} \quad (38)$$

$$Re_{nf} = \frac{4\dot{m}}{\pi D_{tub} n \mu_{nf}} \quad (39)$$

$$v = \frac{4\dot{m}}{\rho_{nf} \pi D_{tub}^2} \quad (40)$$

Executando as devidas substituições obtém-se:

$$\dot{W} = \frac{4\dot{Q} 64\mu_{nf} L}{C p_{nf}^2 \Delta T^2 \eta 2\rho_{nf}^2 \pi D_{tub}^2} \quad (41)$$

Ao ignorar os termos que são constantes em relação à concentração de particulado, pode-se observar uma proporcionalidade da potência consumida na bomba com relação à viscosidade e calor específico do nanofluido:

$$\dot{W} \cong \frac{\mu_{nf}}{C p_{nf}^2} \quad (42)$$

Normalizando essa relação com base nas propriedades do fluido base, obtém-se:

$$\delta_W = \frac{\mu_{nf} \cdot C p_{bf}^2}{\mu_{bf} \cdot C p_{nf}^2} \quad (43)$$

Em comparação com essa taxa de variação há a do coeficiente de troca de calor do nanofluido, que como demonstrado na equação 18 é linear, então:

$$\delta_\alpha = \frac{k_{nf}}{k_{bf}} \quad (44)$$

O comportamento de ambas as variáveis em relação à concentração e uma em relação à outra é:

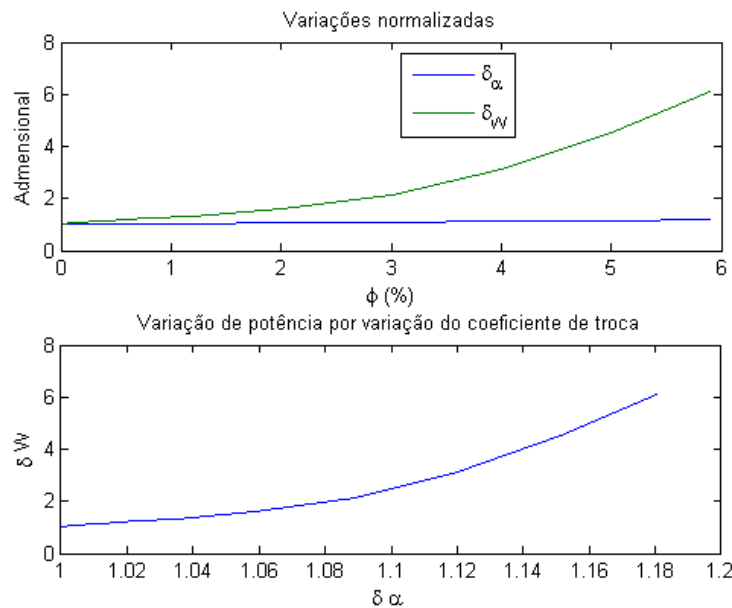


Figura 15: Variações adimensionais das propriedades do escoamento do nanofluido

5 Conclusões

É possível observar que o coeficiente de performance tende a cair com o aumento da concentração de partículas suspensas no nanofluido por conta da necessidade de uma maior potência de bombeamento. A utilização deste fluido para a proposta apresentada não é a mais efetiva, por mais de um fator.

Além da alta viscosidade para essa faixa de temperaturas, as partículas de óxido de cobre contam com uma baixa condutividade térmica quando comparada com outras, como por exemplo a alumina (Al_2O_3), cuja condutividade é aproximadamente o dobro.

Um terceiro fator que age contra essa utilização de nanofluidos para essa aplicação são as restrições de toxicidade, que limitam o leque de fluidos base a serem utilizados e inclusive diminuem a quantidade de dados experimentais a serem avaliados.

Por último, mas talvez o principal fator que prejudica a troca de calor é o Reynolds se encontrar na faixa laminar e não ser possível elevá-lo por conta da alta potência de bombeamento necessária, como exemplificado à seguir:

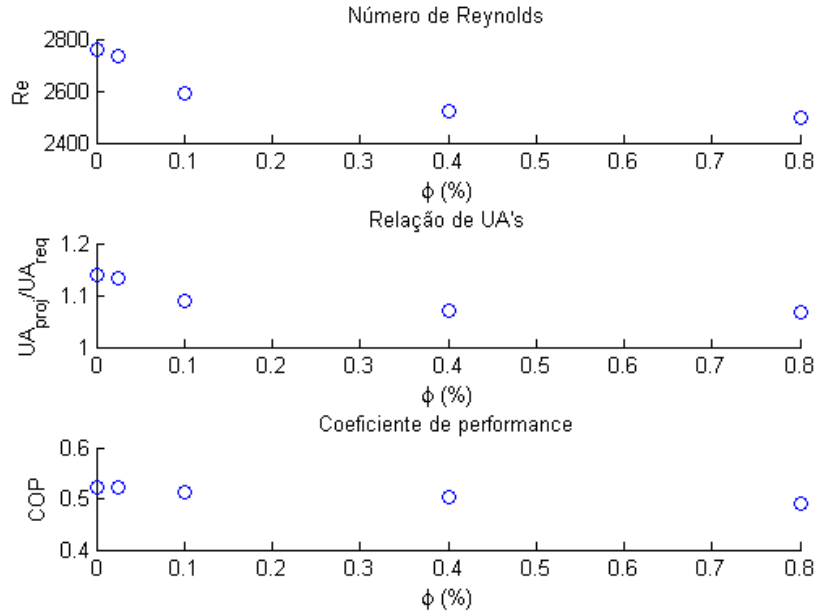


Figura 16: Características do trocador com o número de Reynolds do nanofluido na faixa de 2500

Subindo ainda mais o valor do Reynolds, a situação se intensifica:

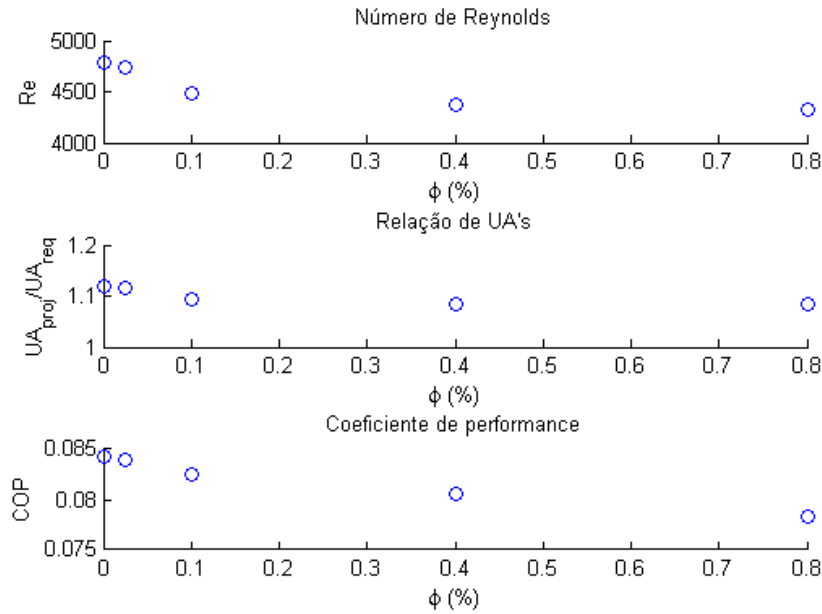


Figura 17: Características do trocador com o número de Reynolds do nanofluido na faixa de 5000

Algumas ressalvas no entanto devem ser feitas, por conta da baixa quantidade de material produzido sobre nanofluidos não tóxicos nesta faixa de temperatura ainda não é possível descartar completamente esta opção de utilização. Por exemplo como foi observado no estudo conduzido por Suganthi (2015), que apesar de ter sido feito à temperatura ambiente (28°C) o comportamento do nanofluido é promissor:

Nanoparticle volume concentration (%)	Thermal conductivity (W/mK)	Viscosity (mPa s)	Thermal conductivity ratio (k_r)	ρc_p calculated using Eq. (3) ($\text{J/m}^3\text{K}$)
0	0.199 ± 0	40.7 ± 0.1	1	2,600,000
0.25	0.205 ± 0	37.6 ± 0	1.03	2,600,429
0.5	0.212 ± 0.001	33.57 ± 0.25	1.065	2,600,858
1	0.221 ± 0	31.97 ± 0.31	1.11	2,601,716
1.5	0.231 ± 0	28.93 ± 0.15	1.16	2,602,574
2	0.244 ± 0	26.77 ± 0.45	1.226	2,603,432

Figura 18: Propriedades termofísicas de nanofluido $ZnO - PG/H_2O$

Há um aumento da condutividade térmica e uma diminuição da viscosidade do fluido, tornando-o o candidato mais interessante para uma análise futura.

Referências

- [1] Baxter et al, Investigation of energy-efficient display cases, Oak Ridge National Laboratory Technical Report, 2004

- [2] Benito, Y.R, Aplicação de nanofluidos em sistemas secundários de refrigeração - Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 2012

- [3] Branco, N. N., Avaliação de índices de consumo de energia para supermercados, Projeto de Graduação - Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, 2010

- [4] Kulkarni et al, Effect of temperature on rheological properties of copper oxide nanoparticles dispersed in propylene glycol and water mixture, Journal of Nanoscience and Nanotechnology, vol 7, 2318-2322, 2007

- [5] Li, F., Measurements of viscosity and density of ethylene glycol and propylene glycol solutions, Polar Ice Coring Office, University of Fairbanks Alaska, USA, August 1993

- [6] Lyondell, Specific heat for aqueous propylene glycol solutions, Technical Data Chart.

- [7] Mahbubul, I.M., Saidur, R., Amalina, M.A., Latest developments on the viscosity of nanofluids, International Journal of Heat and Mass Transfer, 55, 874-885, 2012

- [8] Maiga et al, Heat transfer behaviours of nanofluids in a uniformly heated tube, Superlattices and Microstructures, 35, 543-557, 2004

- [9] Melinder, A., Thermophysical properties of aqueous solutions used as secondary working fluids, Doctoral thesis, Royal Institute of

Technology, Stockholm, Sweden, 2007

- [10] Naik, M.T. et al, Experimental investigation into rheological property of copper oxide nanoparticles suspended in propylene glycol-water based fluids, Journal of Engineering and Applied Sciences, Vol. 5, No. 6, June 2010
- [11] Panesi, A. R. Q., Eficiência energética em supermercados, POLI-USP, 2008
- [12] Parise, J.A.R. et al, Determinação das propriedades termofísicas de nanofluidos para aplicação no ciclo de refrigeração por compressão de vapor, 9º Congresso Internacional de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação, Mercofrio 2014
- [13] Portilla, G. F. D., Simulação de sistemas de refrigeração em supermercados - Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, 2010
- [14] Sharul, I.M., Mahbubul, I.M., Khaleduzzaman, S.S., Saidur, R., Sabri, M.F.M., A comparative review on the specific heat of nanofluids for energy perspective, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 38, 88-98, 2014
- [15] Suganthi, K.S., Rajan, K.S., Improved heat transfer performance of ZnO-propylene glycol nanofluids for energy management, Energy Conversion and Management, 96, 115-123, 2015
- [16] Wang, C. C., Hwang, Y. M., Linb, Y. T., Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of herringbone wavy fin-and-tube heat exchangers, International Journal of Refrigeration, 25, (2002), 673-680

- [17] Yu, W., France, D. M., Routbort, J. L. & Choi, S. U. S., Review and Comparison of Nanofluid Thermal Conductivity and Heat Transfer Enhancements, *Heat Transfer Engineering*, 29:5, 432-460, 2008