



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA**

**MODELO DINÂMICO E ESTUDO EXPERIMENTAL PARA
UM RESFRIADOR DE UMA BOMBA DE CALOR OPERANDO
COM CO₂ PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA RESIDENCIAL**

RAPHAEL NUNES DE OLIVEIRA

Belo Horizonte, 07 de junho de 2013.

Raphael Nunes de Oliveira

**MODELO DINÂMICO E ESTUDO EXPERIMENTAL PARA
UM RESFRIADOR DE UMA BOMBA DE CALOR OPERANDO
COM CO₂ PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA RESIDENCIAL**

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como requisito parcial à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica.

Área de concentração: Calor e Fluidos

Orientador: Prof. Ricardo Nicolau Nassar Koury

Universidade Federal de Minas Gerais

Co-orientador: Prof. Luiz Machado

Universidade Federal de Minas Gerais



Universidade Federal de Minas Gerais

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

Av. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha - 31.270-901 - Belo Horizonte – MG

Tel.: +55 31 3499-5145 - Fax.: +55 31 3443-3783

www.demec.ufmg.br - E-mail: cpgmec@demec.ufmg.br

**MODELO DINÂMICO E ESTUDO EXPERIMENTAL PARA
UM RESFRIADOR DE UMA BOMBA DE CALOR OPERANDO
COM CO₂ PARA AQUECIMENTO DE ÁGUA RESIDENCIAL**

RAPHAEL NUNES DE OLIVEIRA

Tese defendida e aprovada em 07, de Junho de 2013, pela Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, na área de concentração de Calor e Fluidos.

Prof. Dr. Ricardo Nicolau Nassar Koury - UFMG – Orientador

Prof. Dr. Antonio Maia - UFMG – Examinador

Prof. Dr. Mácio Fonte Boa – UFMG - Examinador

Prof. Dr. Luiz Machado - UFMG – Examinador

Prof. Dr. Ênio Bandarra - UFU – Examinador

Prof. Dr. Antônio Carlos Lopes da Costa - CDTN - UFU – Examinador

*Ao meu papa Valter,
O verdadeiro campeão*

AGRADECIMENTOS:

A todos aqueles que direta ou indiretamente, colaboraram na preparação deste trabalho e em particular:

Ao professor Ricardo Nicolau Nassar Koury, professor do Departamento de Engenharia Mecânica, pela paciência e orientação.

Ao professor Luiz Machado, professor do Departamento de Engenharia Mecânica, pelos conhecimentos transmitidos.

Ao professor Antônio Maia, pela disposição em ajudar.

À CAPES pelo apoio financeiro

Ao meu colega de laboratório Ralney Faria, pela ajuda fundamental na elaboração desse trabalho

A todos meus familiares, principalmente meu pai, Valter José Emilio de Oliveira (papa), minha mãe, Márcia Batista Nunes de Oliveira (mama), minha irmã Luana Nunes de Oliveira (naninha), pelo carinho e compreensão nos bons e maus momentos.

À todos

Meus sinceros agradecimentos

“O livro do mundo está escrito em linguagem matemática”

Galileu Galilei

SUMÁRIO

| | | |
|--------------------------------|---|----|
| NOMENCLATURA | 9 | |
| LISTA DE FIGURAS | 13 | |
| LISTA DE TABELAS | 15 | |
| LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS | 16 | |
| RESUMO | | |
| 1 | INTRODUÇÃO | 17 |
| 1.1 | Energia | 17 |
| 1.2 | Objetivo | 20 |
| 2 | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 21 |
| 2.1 | Bomba de Calor | 21 |
| 2.2 | Fluidos refrigerantes | 22 |
| 2.2.1 | CFC | 22 |
| 2.2.2 | HCFC | 24 |
| 2.2.3 | HFC | 25 |
| 2.2.4 | HC | 26 |
| 2.2.5 | CO ₂ | 27 |
| 2.2.5.1 | Ciclo transcrito | 29 |
| 2.3 | Publicações e trabalhos referentes ao tema | 30 |
| 2.3.1 | Estado da arte do CO ₂ | 30 |
| 2.3.2 | Laboratório de refrigeração e aquecimento da UFMG | 36 |
| 2.3.3 | Modelo matemático para o fluido refrigerante | 39 |
| 2.3.4 | Coefficiente de transferência de calor e perda de pressão | 43 |
| 2.3.5 | Compressão e expansão | 45 |
| 2.5 | Projeto da bomba de calor | 46 |
| 3 | DIPOSITIVO EXPERIMENTAL | 50 |
| 3.1 | Compressor | 51 |
| 3.2 | Evaporador | 52 |
| 3.2.1 | Parte bifásica | 53 |
| 3.2.2 | Parte monofásica | 58 |
| 3.3 | Resfriador | 60 |
| 3.4 | Dispositivo de expansão | 63 |
| 3.5 | Placa de aquisição de dados | 64 |

| | | |
|---------|---|-----|
| 3.6 | Conclusão | 65 |
| 4 | MODELO MATEMÁTICO | 68 |
| 4.1 | Modelo da bomba de calor | 68 |
| 4.2 | Modelo para os fluidos | 69 |
| 4.3 | Modelo para o dispositivo de expansão | 70 |
| 4.4 | Modelo para o compressor | 73 |
| 4.5 | Modelo para o evaporador | 75 |
| 4.6 | Modelo do resfriador | 75 |
| 4.6.1 | Hipóteses do modelo do resfriador | 75 |
| 4.6.2 | Variáveis de entrada e saída do modelo | 76 |
| 4.6.3 | Equações do modelo | 77 |
| 4.6.3.1 | Equações do fluido primário | 77 |
| 4.6.3.2 | Equações do fluido secundário | 79 |
| 4.6.3.3 | Coefficientes de transferência de calor | 80 |
| 4.6.3.4 | Perda de pressão | 82 |
| 4.6.4 | Metodologia de cálculo | 83 |
| 5 | ANÁLISES E RESULTADOS | 87 |
| 5.1 | Incerteza de medição | 88 |
| 5.2 | Análise dos passos temporal e espacial | 89 |
| 5.3 | Coefficiente de transferência de calor | 90 |
| 5.4 | Perda de Pressão | 92 |
| 5.5 | Temperatura do CO ₂ ao longo do resfriador | 93 |
| 5.6 | Temperatura do CO ₂ ao longo do tempo | 94 |
| 5.7 | Temperatura da água | 96 |
| 5.8 | Coefficiente de performance (COP) | 98 |
| 6 | CONCLUSÃO | 101 |
| 7 | SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS | 103 |
| | ABSTRACT | 104 |
| | REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 105 |

NOMENCLATURA

Letras Latinas

| | |
|-----------|---|
| a_n | coeficiente empírico [adimensional] |
| A | Área [m ²] |
| AH | Energia livre de Helmholtz [J] |
| At | Área total de troca de calor da placa aletada [m ²] |
| c | Coeficiente de espaço morto [adimensional] |
| C | Carbono |
| Cl | Cloro |
| COP | Coeficiente de performance [adimensional] |
| ct | Fator de mudança de temperatura [adimensional] |
| cp | Calor específico à pressão constante [J/kg-K] |
| d | Diâmetro da tubulação do fluido primário [m] |
| deq | Diâmetro equivalente para a válvula agulha [m] |
| D | Diâmetro da tubulação do fluido secundário [m] |
| F | Flúor |
| f | Parâmetro de ajuste [adimensional] |
| f' | Parâmetro de ajuste [adimensional] |
| fa | Fator de atrito de Blasius [adimensional] |
| Fr | Número de Froude [adimensional] |
| g | Aceleração da gravidade [m/s ²] |
| G | Velocidade mássica [kg/s-m ²] |
| h | Entalpia específica [J/kg] |
| H | Coeficiente convectivo [W/m ² -K] |
| I | Irradiação [W/m ²] |
| k | Condutividade térmica [W/m-K] |
| k_n | Parâmetros semiempíricos para o modelo da expansão [adimensional] |
| L | Comprimento da tubulação [m] |
| \dot{m} | Vazão mássica [kg/s] |
| N | Rotação [Hz] |
| nv | Número de voltas da válvula agulha [adimensional] |

| | |
|-----------------|---|
| Nu | Número de Nusselt da convecção natural [adimensional] |
| P | Pressão [kPa] |
| \bar{P}_f | Pressão modificada [kPa] |
| pe | Perímetro [m] |
| Pr | Número de Prandtl [adimensional] |
| Q | Calor [J] |
| \dot{q} | Potência [W] |
| R | Constante dos gases [J/kg-K] |
| Ra _l | Número de Rayleigh [adimensional] |
| Re | Número de Reynolds [adimensional] |
| RM | Resultado das medições [°C] |
| s | Entropia específica [J/kg-K] |
| S | Fator de supressão [adimensional] |
| t | Tempo [s] |
| T | Temperatura [°C] |
| ta | Espessura da aleta [m] |
| U | Coefficiente global de transferência de calor [W/m ² -K] |
| U ₉₅ | Incerteza expandida [adimensional] |
| v | Volume específico [m ³ /kg] |
| V | Volume do compressor [m ³] |
| x | Título da mistura líquido e vapor [adimensional] |
| w | Largura [m] |
| We | Número de Weber [adimensional] |
| z | Posição longitudinal do escoamento [m] |

Letras Gregas

| | |
|------------|--|
| α | Fração de Vazio [adimensional] |
| β | Coefficiente de expansão [K ⁻¹] |
| γ | Razão entre os calores específicos a volume e pressão constante [adimensional] |
| δ | Razão entre massas específicas do fluido e a crítica [adimensional] |
| δ_l | Espessura da camada de líquido [m] |
| Δ | Diferença entre uma grandeza inicial e final ou saída e entrada |

| | |
|---------------|--|
| ε | Emissividade térmica [adimensional] |
| ϕ | Energia livre de Helmholtz adimensionalizada [adimensional] |
| η_a | Eficiência da aleta [adimensional] |
| η_i | Rendimento isentrópico do compressor [adimensional] |
| η_v | Rendimento volumétrico do compressor [adimensional] |
| μ | Viscosidade dinâmica [N.s/m ²] |
| π | Constante matemática [adimensional] |
| Π | Adimensional do Pi de Buckingham [adimensional] |
| θ | Inclinação do escoamento [rad] |
| ρ | Massa específica [kg/m ³] |
| τ | Razão entre a temperatura crítica e a temperatura do fluido [adimensional] |
| χ | Parâmetro de Martinelli [adimensional] |
| σ | Constante de Stefan-Boltzmann [W/m ² -K ⁴] |
| ξ | Fator de atrito do escoamento de Gnielinski [adimensional] |
| ω | Angulo da linha de fluido [rad] |

Subíndices

| | |
|------|---|
| 0 | Inicial |
| 1 | Entrada do dispositivo ou trocador de calor |
| 2 | Saída do dispositivo ou trocador de calor |
| ag | Água |
| amb | Ambiente |
| ar | Ar |
| c | Crítico |
| comp | Compressor |
| cu | Cobre |
| e | Externo |
| ebu | Ebulição |
| ev | Evaporador |
| exp | Dispositivo de expansão |
| f | Fluido Primário – CO ₂ |

| | |
|-----|-------------------|
| h | Hidráulico |
| i | Interno |
| l | Líquido |
| ml | Média logarítmica |
| nb | Ebulição nucleada |
| p | Parede |
| r | Resfriador de gás |
| rad | Radiação |
| s | Ideal |
| sa | Superaquecimento |
| sat | Saturação |
| sec | Secamento |
| v | Vapor |

Índices

| | |
|---|-----------|
| 0 | Gás ideal |
| r | Residual |

LISTA DE FIGURAS

| | | |
|-------------|---|----|
| FIGURA 1.1 | Matriz energética mundial. | 18 |
| FIGURA 1.2 | Matriz energética nacional. | 18 |
| FIGURA 1.3 | Gasto de energia elétrica residencial. | 19 |
| FIGURA 2.1 | Representação esquemática do ciclo de compressão à vapor. | 21 |
| FIGURA 2.2 | Linha do tempo do uso de CO ₂ como fluido refrigerante. | 27 |
| FIGURA 2.3 | Diagrama pressão x entalpia do CO ₂ subcrítico | 29 |
| FIGURA 2.4 | Diagrama pressão x entalpia do CO ₂ supercrítico | 30 |
| FIGURA 2.5 | <i>Papers sobre o CO₂ na Gustav-Lorentzen Conference on Natural Working Fluids</i> | 31 |
| FIGURA 2.6 | Tensão superficial em função da temperatura para fluidos refrigerantes | 32 |
| FIGURA 2.7 | Trocador de calor do tipo microcanais | 33 |
| FIGURA 2.8 | Comparação entre compressores de R134-a e R744 | 34 |
| FIGURA 2.9 | Exemplos de bombas de calor de CO ₂ comercializadas no Japão | 35 |
| FIGURA 2.10 | Bomba de calor para aquecimento de água para uso industrial. | 35 |
| FIGURA 2.11 | Fluxograma do modelo matemático da bomba de calor | 38 |
| FIGURA 2.12 | Relação coeficiente convectivo e temperatura pela correlação de Gnielinski. | 44 |
| FIGURA 2.13 | Desenho esquemático da bomba de calor para aquecimento de ar/água. | 46 |
| FIGURA 2.14 | Bomba de calor proposta por Sarkar <i>et al</i> (2010) e suas instrumentações | 47 |
| FIGURA 2.15 | Bomba de calor para CO ₂ proposta por Yamagushi <i>et al</i> (2011) | 48 |
| FIGURA 2.16 | Esquema do resfriador de gás proposto por Yamagushi <i>et al</i> (2011) | 49 |
| FIGURA 2.17 | Esquema do evaporador proposto por Yamagushi <i>et al</i> (2011) | 49 |
| FIGURA 3.1 | Desenho esquemático da bomba de calor em vista frontal | 50 |
| FIGURA 3.2 | Desenho esquemático da bomba de calor em vista lateral | 51 |
| FIGURA 3.3 | Compressor EK 6210CD | 52 |
| FIGURA 3.4 | Variação do H _i ao longo do escoamento | 56 |
| FIGURA 3.5 | Esboço do evaporador vista frontal (fora de escala) | 58 |

| | | |
|-------------|---|----|
| FIGURA 3.6 | Evaporador fabricado pela empresa Maxtemper | 59 |
| FIGURA 3.7 | Representação do resfriador com as condições de operação | 61 |
| FIGURA 3.8 | Resfriador fabricado pela empresa Maxtemper | 63 |
| FIGURA 3.9 | Válvula agulha escolhida para realizar a expansão na BDC | 64 |
| FIGURA 3.10 | <i>Layout</i> do programa de aquisição de dados. | 65 |
| FIGURA 3.11 | Protótipo da bomba de calor com destaque para o evaporador | 66 |
| FIGURA 3.12 | Protótipo da bomba de calor com destaque para a caixa de comando | 66 |
| FIGURA 4.1 | Fluxograma resumido do modelo da bomba de calor | 69 |
| FIGURA 4.2 | Diagrama P _{xh} para dois pontos com mesmas temperaturas e entalpias | 71 |
| FIGURA 4.3 | Diagrama de blocos do modelo do dispositivo de expansão | 73 |
| FIGURA 4.4 | Diagrama de blocos do modelo do compressor | 75 |
| FIGURA 4.5 | Diagrama de blocos do modelo do resfriador | 77 |
| FIGURA 4.6 | Discretização do resfriador usada na solução | 81 |
| FIGURA 4.7 | Fluxograma do modelo do resfriador | 86 |
| FIGURA 5.1 | Coefficiente convectivo interno em função da temperatura teórico | 91 |
| FIGURA 5.2 | Perda de pressão no resfriador ao longo do tempo | 92 |
| FIGURA 5.3 | Evolução da temperatura do CO ₂ ao longo do trocador de calor | 93 |
| FIGURA 5.4 | Diagrama pressão entalpia para o CO ₂ | 94 |
| FIGURA 5.5 | Variação temporal da temperatura de entrada do CO ₂ | 95 |
| FIGURA 5.6 | Variação temporal da temperatura de saída do CO ₂ | 96 |
| FIGURA 5.7 | Variação das temperaturas do CO ₂ , parede e água ao longo do resfriador | 97 |
| FIGURA 5.8 | Variação da temperatura de saída da água | 98 |
| FIGURA 5.9 | Variação do COP da bomba de calor no tempo | 99 |

LISTA DE TABELAS

| | | |
|------------|--|----|
| TABELA 2.1 | Fluidos refrigerante e seus respectivos GWPs | 21 |
| TABELA 2.2 | Hidrocarbonetos e seu impacto ambiental | 22 |
| TABELA 3.1 | Dados do compressor | 50 |
| TABELA 3.2 | Dados referentes ao ponto de operação da bomba de calor | 51 |
| TABELA 3.3 | Grandezas relativas ao resfriador de gás | 61 |
| TABELA 3.4 | Grandezas relativas à válvula agulha | 64 |
| TABELA 4.1 | Constantes adimensionais para a válvula agulha | 73 |
| TABELA 5.1 | Ponto de operação da bomba de calor | 87 |
| TABELA 5.2 | Valores para as incertezas das medições em regime permanente | 88 |

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

| | |
|---------|--|
| ANEEL | Agência Nacional de Energia Elétrica |
| BEN | Balanco Energético Nacional |
| BDC | Bomba de Calor |
| CFC | Clorofluorcarboneto |
| EM | Estado de Minas |
| Embraco | Empresa Brasileira de Compressores |
| FSP | Folha de São Paulo |
| GEE | Gases de Efeito Estufa |
| GWP | Potencial de Aquecimento Global |
| HC | Hidrocarboneto |
| HCFC | Hidroclorofluorcarbonos |
| HFC | Hidrofluorcarbonetos |
| MME | Ministério de Minas e Energia |
| ODP | Potencial de Esgotamento da Camada de Ozônio |
| UFMG | Universidade Federal de Minas Gerais |

RESUMO

Em um primeiro momento, os fluidos naturais foram bastante empregados em ciclos de compressão de vapor, para aquecimento e refrigeração. Porém, foram sendo gradativamente substituídos com o advento dos fluidos CFCs e HCFCs. Após anos em desuso, para este fim, os fluidos naturais têm ganhado força depois dos protocolos de Kyoto e Montreal. Este trabalho objetiva a elaboração do modelo matemático do resfriador/condensador em regime transiente para CO₂ e validação experimental do mesmo. O modelo foi escrito em linguagem FORTRAN baseando-se nas equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento. Os resultados obtidos por simulação apresentaram boa concordância com os resultados experimentais, confirmando informações da literatura especializada de que algumas propriedades do CO₂ conferem à bomba de calor uma grande eficiência energética.

Palavras chave: Modelo Matemático, CO₂, Bomba de Calor, Resfriador

1 INTRODUÇÃO

1.1 Energia

O desenvolvimento do ser humano está diretamente ligado aos tipos de energia que esse teve acesso. É praticamente impossível conceber o desenvolvimento socioeconômico de uma nação que não esteja acompanhado de produção e distribuição de energia de forma ampla e satisfatória.

Essa relação, desenvolvimento e energia, tem se mostrado cada vez mais dependente. Um reflexo disso é o aumento do consumo de energia durante o século XX. De acordo com a FSP (2003) a energia consumida no planeta teve um aumento de 922%. O consumo pulou de 911 milhões para 9,31 bilhões de toneladas de óleo por ano. Mesmo levando em consideração o crescimento populacional, obteve-se um aumento de 260% no consumo da energia *per capita*.

Devido a esse aumento, é grande a realização de trabalhos e estudos sobre mudanças climáticas, aquecimento global e acúmulo de gases na atmosfera. O dióxido de carbono, por exemplo, teve um aumento de 30% na atmosfera, desde a revolução industrial. Dessa forma é cada vez maior a preocupação em relação ao consumo exagerado de energia e seu impacto ambiental. Apesar de esse assunto ser tão recorrente, o mundo encontra-se atrasado no que diz respeito às normas legais que comecem a modificar o modo como se utilizam as fontes de energia e, dessa maneira, modifica-se o espaço a sua volta. A construção dessas normas esbarra no modo como a economia mundial está estruturada, baseada em combustíveis como o petróleo, cuja exploração e utilização envolvem diversos fatores políticos.

Assim, existe hoje, uma tendência mundial de se tentar elaborar estudos e pesquisas no sentido de frear o crescimento do consumo de energia e aumentar a produção de fontes de energia de baixo impacto ambiental. Apenas um baixo percentual da produção de energia do mundo tem como fonte as energias renováveis, conforme FIG. 1.1.

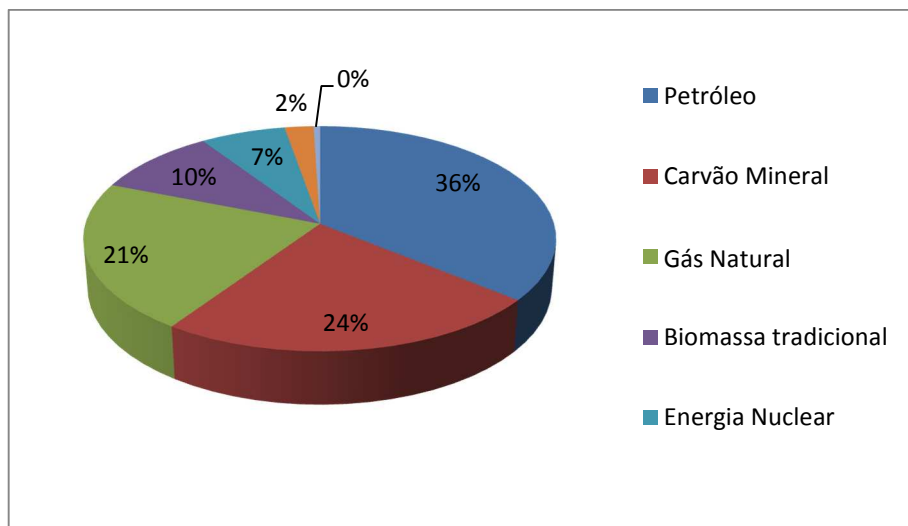


Figura 1.1 - Matriz energética mundial.

Fonte: MME/ BEN (2008)

No Brasil o consumo e produção de energia elétrica têm suas particularidades. A matriz é bem diferente da matriz mundial, no Brasil mais de 80% da produção de energia vêm de hidrelétricas, FIG. 1.2. Apesar de ser uma fonte limpa, as hidrelétricas geram grande impacto ambiental, como o alagamento de grandes áreas, aumento do nível dos rios e, em algumas vezes, podem mudar o curso do rio represado, prejudicando a fauna e flora da região. Além disso, essa demasiada dependência gera problemas como o colapso energético de 2001.

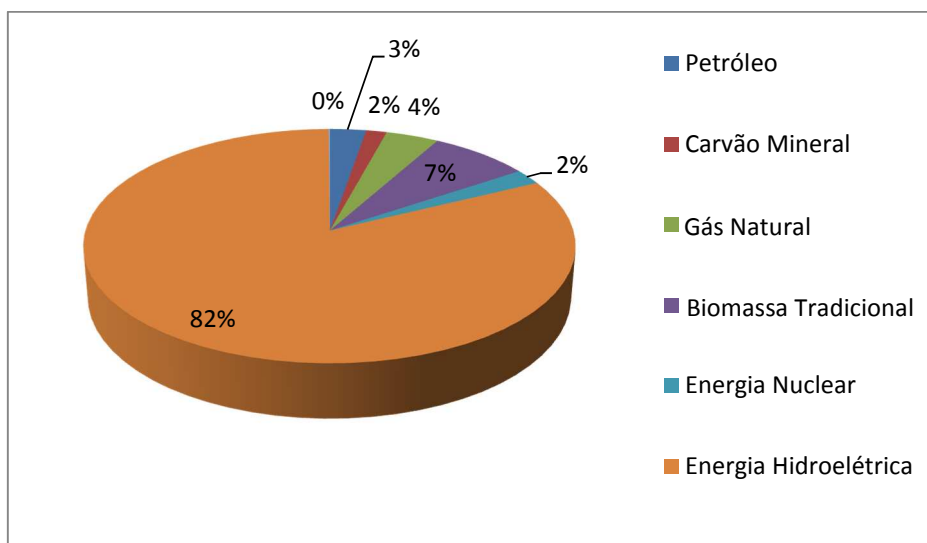


Figura 1.2 - Matriz energética nacional.

Fonte: MME/ BEN (2008)

O colapso energético de 2001 foi uma crise nacional no abastecimento de energia ocorrida no final daquele ano. Essa crise ocorreu e deveu, principalmente, pela escassez de chuva ocorrida naquele ano o que comprometeu o nível de água nos reservatórios das hidrelétricas. Esse episódio mostrou a fragilidade do sistema de abastecimento de energia no país, especialistas fazem projeções de que o crescimento populacional e o aumento de produção das indústrias culminarão em um novo “apagão”. Uma solução para esse problema seria a ampliação e diversificação da geração de energia elétrica no país. Mas outro caminho interessante seria diminuir o consumo, isso pode ser feito com campanhas contra o desperdício e investimento no desenvolvimento de tecnologias que visam a melhor utilização da energia elétrica.

Atualmente grande parte da energia elétrica gasta nas residências se deve aos chuveiros elétricos. A FIG. 1.3 mostra bem isso.

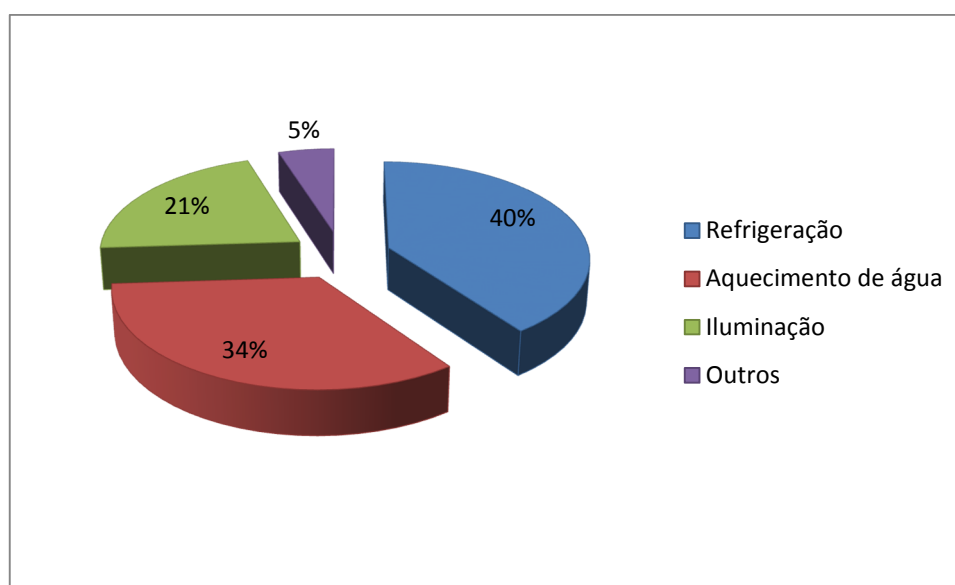


Figura 1.3 - Gasto de energia elétrica residencial.

Fonte: Aneel (2008)

Dessa forma, um método de aquecimento de água para uso residencial alternativo ao chuveiro elétrico seria de grande importância para o desenvolvimento energético do país. A bomba de calor tem um consumo de energia comprovadamente menor que o chuveiro elétrico, além de poder ser programada para funcionar fora do horário de pico. Pesquisas sobre o seu funcionamento seriam de grande importância para a fabricação em escala industrial desse equipamento.

1.2 Objetivo

O objetivo desse trabalho é elaborar um modelo dinâmico em regime transiente para o resfriador de uma bomba de calor ar-água para aquecimento de água para uso residencial funcionando com CO₂. Pretende-se mostrar a aplicabilidade desse modelo no estudo dinâmico do comportamento do resfriador por meio de validações experimentais que foram feitas em um dispositivo experimental dimensionado, projetado e construído durante a elaboração desse trabalho. De posse do modelo matemático, devidamente validado experimentalmente, pretende-se confirmar características únicas do CO₂ que conferem à este tipo de equipamento coeficientes de desempenho muito superiores àqueles usualmente obtidos para fluidos sintéticos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Bomba de Calor

Uma bomba de calor é um equipamento que funciona em um ciclo de compressão de vapor extraíndo calor de uma fonte fria (ar exterior, água de um lago, de um rio) para uma dada fonte quente (ar ambiente, água para aquecimento, ou outro fluido intermédio). A FIG. 2.1 mostra como esse ciclo funciona.

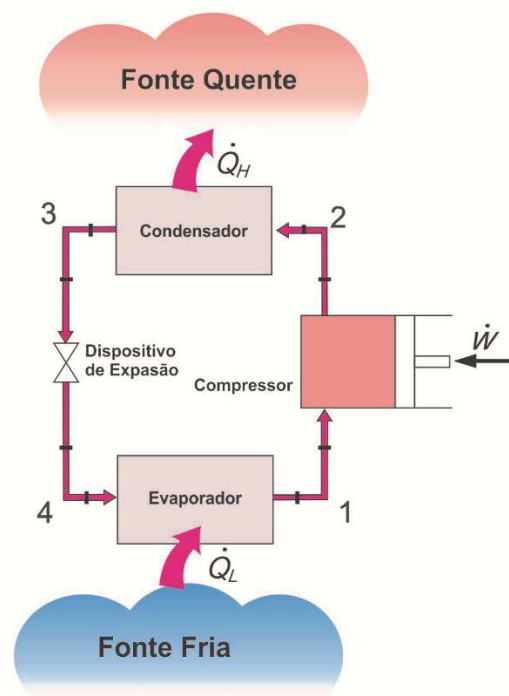


Figura 2.1- Representação esquemática do ciclo de compressão de vapor

No ponto 1, o fluido refrigerante se encontra a uma baixa pressão e em estado de vapor superaquecido, ele segue então para o compressor, que tem por finalidade aumentar a pressão do fluido, o que acarreta em aumento da temperatura do mesmo. No ponto 2, agora a uma alta pressão e alta temperatura o fluido frigorífico, ainda em estado de vapor superaquecido, segue para o condensador, onde ele se condensa até se tornar líquido comprimido. Nesse processo, o fluido troca calor sensível e latente com a fonte quente. Após deixar o condensador, ponto 3, o fluido passa por uma expansão, deixando o estado de líquido comprimido e se tornando mistura líquido e vapor. Essa transformação é acompanhada de uma queda brusca de pressão e temperatura. O fluido passa então pelo

evaporador onde recebe calor de uma fonte fria deixando então seu estado bifásico e se tornando vapor superaquecido, ponto 1.

Em uma bomba de calor o que se objetiva é obter o aquecimento do fluido secundário por meio da troca de calor com o condensador. Esse fluido pode ser o ar, no caso de climatização de ambientes e secagem ou a água, no caso de aquecimento de água para o uso residencial. Já o fluido primário a ser escolhido para o equipamento tem sido alvo de muitas discussões e estudos. A seguir será feita uma breve revisão sobre o assunto.

2.2 Fluidos Refrigerantes

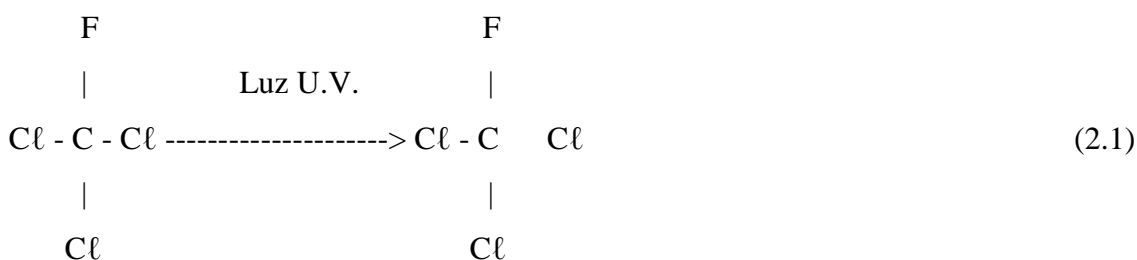
Em meados do século XIX desenvolveu-se a tecnologia de refrigeração baseada no já mencionado ciclo de compressão de vapor. Além dos componentes destacados anteriormente (compressor, dispositivo de expansão, evaporador e condensador) esse ciclo conta com um fluido de trabalho também conhecido como fluido refrigerante ou fluido primário. No século seguinte, a indústria de refrigeração e aquecimento baseada nesse ciclo ganhou força e hoje se faz presente no mundo inteiro.

A escolha do fluido refrigerante envolve uma série de fatores tais como: faixas de temperatura e pressão suportadas pelo fluido durante o ciclo, compatibilidade com certas substâncias como o óleo e o cobre, propriedades termodinâmicas e de transporte, periculosidade e impacto ambiental decorrente de sua utilização. Dessa forma, uma gama de fluidos tem sido desenvolvida. Assim será apresentado aqui um resumo dos fluidos mais empregados na indústria através do tempo, com o objetivo de posicionar cada fluido às vantagens e desvantagens.

2.2.1 CFC

CFC é a sigla para clorofluorcarboneto. É um fluido sintético que tem sido adotado na indústria de refrigeração e aquecimento desde 1928, baseia-se em um composto formado por carbono, flúor e cloro. Possui diversas características que fazem dele um bom fluido para a indústria, como ser estável, não tóxico, não corrosivo, não inflamável, ter alta eficiência térmica e um ótimo custo-benefício.

O seu consumo teve o auge na década de 1960, porém já em 1974 alguns trabalhos científicos publicados levantaram hipóteses de que esse fluido atacaria as moléculas de ozônio da atmosfera. Em 1985 houve a confirmação dessas hipóteses quando se constatou um imenso buraco na camada de ozônio na região da Antártica. Quando submetidos à radiação ultravioleta os CFCs sofrem fotólise (dissociação de moléculas orgânicas complexas por efeito da radiação eletromagnética). Essa fotólise, mostrada na Eq. 2.1, gera um radical livre de cloro que, por sua vez, reage com o ozônio formando oxigênio e monóxido de cloro, Eq. 2.2.



Além disso, o efeito é amplificado quando a molécula de monóxido de cloro reage com outra molécula de ozônio, como mostra a Eq. 2.3.



O radical livre do cloro formado na última equação se liga a outra molécula de ozônio voltando à Eq. 2.2. Esse ciclo tenderá a se repetir até que o cloro se ligue a outra molécula que não seja o ozônio.

A camada de ozônio retém os raios ultravioletas tipo B emitidos pelo sol. A não retenção desses raios pode causar diversos problemas como câncer de pele, catarata, enfraquecimento das defesas imunológicas, alteração na reprodução das plantas e diminuição do fitoplâncton.

Tendo em vista esse problema, após uma série de negociações, foi assinado um tratado internacional envolvendo 46 países que se comprometeram a substituir as substâncias que

se demonstrassem nocivas ao ozônio. Esse tratado, que ficou conhecido como protocolo de Montreal, foi realizado em 1987 e passou a vigorar em 1989. Dentre várias revisões feitas desde a criação do protocolo, ficou definido que as partes concordavam em abandonar totalmente a produção e consumo de CFCs até 2000. Alguns anos após o acordo do Protocolo de Montreal, já começaram a aparecer evidências da queda acentuada no nível de emissões globais das substâncias prejudiciais para a camada de ozônio. Porém, em determinadas regiões essa queda não ocorreu, o que deixa claro o uso dos CFCs em alguns países mesmo depois do acordo. Porém, nos últimos 10 anos, a velocidade de destruição vem diminuindo e pesquisas preveem que por volta de 2065 a camada de ozônio estará totalmente recuperada.

2.2.2 HCFC

Os hidroclorofluorcarbonos (HCFC) foram utilizados como uma alternativa à destruição das moléculas de ozônio da atmosfera pelos CFCs. Devido à presença de um átomo de hidrogênio em sua molécula, este fluido é menos agressivo à camada de ozônio. Existe uma escala que mede o potencial de esgotamento de ozônio pelo fluido (ODP). Os hidroclorofluorcarbonos possuem um ODP em torno de 0,055, bem longe da média de 15,5 apresentada pelos clorofluorcarboneto. Contudo para os padrões pós Protocolo de Montreal esse índice de ODP já não é mais aceitável.

O Protocolo de Montreal também prevê restrições quanto ao uso e fabricação desse fluido. O acordo estabelecia, inicialmente, que os HCFCs deixassem de ser usados e produzidos nos anos 2030, em países desenvolvidos, e em 2040, nos países em desenvolvimento. Contudo em setembro de 2007, os signatários do Protocolo de Montreal tomaram a decisão de antecipar o fim do consumo e produção desse fluido, congelando o consumo em 2009 e a produção em 2010. A partir daí a redução será anual e progressiva resultando em um total banimento do fluido em 2020, para países desenvolvidos e 2030, para países em desenvolvimento.

2.2.3 HFC

Entre os anos de 1980 e 1990, começou-se a utilizar os hidrofluorcarbonetos (HFC) em alternativa aos CFCs e HCFCs. Os HFCs por serem substâncias livres de cloro têm ODP igual a zero e por isso não prejudicam a camada de ozônio. Possuem excelentes propriedades termodinâmicas e de transporte propiciando que estes desempenhem um bom papel como fluido refrigerante. Os mais usados atualmente são o R134-a, R-507, R-404-A, R-407C e R-410A.

Entretanto esses fluidos contribuem com o aquecimento global. O Aquecimento global é um fenômeno climático de larga extensão que resulta em um aumento da temperatura média global. As causas desse aumento de temperatura ainda são objeto de muitos debates dentre a comunidade científica. Apesar de toda a discussão política que norteia esse assunto, a teoria mais aceita é de que o acúmulo de gases, ditos gases de efeito estufa (GEE), absorvem grande parte da radiação infravermelha emitida pela superfície terrestre, impedindo o escape da mesma para o espaço.

Assim como existe uma escala que mede o grau de nocividade de determinado fluido à camada de ozônio (ODP) existe uma escala que mede o potencial de aquecimento global (GWP). A Tab 2.1 mostra diferentes fluidos e seus respectivos valores de GWP.

Tabela 2.1

Fluidos refrigerantes e seus respectivos GWPs

| Fluido | CFC | HCFC | HFC | GWP |
|--------|-----|------|-----|-------|
| R11 | x | | | 3800 |
| R12 | x | | | 8100 |
| R13 | x | | | 11700 |
| R22 | | x | | 1500 |
| R114 | x | | | 9200 |
| R115 | x | | | 9300 |
| R123 | | x | | 90 |
| R124 | | x | | 470 |
| R125 | | | x | 2800 |
| R134a | | | x | 1300 |
| R142b | | x | | 1800 |
| R152a | | | x | 140 |
| R236fa | | | x | 6300 |

Assim sendo, em 2007, o Protocolo de Kyoto listou seis gases cujas emissões deveriam ser reduzidas. Entre eles constava o hidrofluorcarboneto, alternativa até então para os CFCs e HCFs, banidos pelo Protocolo de Montreal.

2.2.4 HC

Até o ano de 1930 fluidos naturais eram exclusivamente adotados na indústria de refrigeração e aquecimento por compressão de vapor. Dentre esses fluidos naturais têm-se os hidrocarbonetos (HC). Porém devido a sua toxicidade e inflamabilidade eles foram sendo substituídos gradativamente pelos fluidos sintéticos. Entretanto no final do século passado os Protocolos de Montreal e Kyoto praticamente inviabilizaram o uso e a produção dos CFCs, HCFCs e dos HFCs. Desta feita a indústria de refrigeração e aquecimento se encontra em face da necessidade da criação de uma nova geração de fluidos refrigerantes, desta vez uma geração comprometida com o meio ambiente.

As principais características que favorecem o crescimento dos hidrocarbonetos como fluido refrigerante são a menor viscosidade e a maior condutividade térmica, o que favorecem a transferência de calor, o baixo custo em relação a outros fluidos e os baixos índices de ODP e GWP, como exemplifica a Tab 2.2.

Tabela 2.2

Hidrocarbonetos e seu impacto ambiental

| Refrigerante | Fluido | GWP | ODP |
|--------------|------------|-----|-----|
| R290 | Propano | < 3 | 0 |
| R600 | Butano | < 3 | 0 |
| R600a | Iso-butano | < 3 | 0 |
| R1270 | Propileno | ~3 | 0 |

Embora o uso de hidrocarboneto acumule quase um século de experiência, sua característica tóxica e inflamável limitou o seu uso. Porém, com a necessidade de substituição dos antigos fluidos refrigerantes, devido a problemas ambientais, os hidrocarbonetos voltaram ao mercado apesar de ainda terem suas condicionantes ligadas à segurança.

2.2.5 CO₂

O ciclo de refrigeração a compressão de vapor foi concebido inicialmente por Jacob Perkins em 1834. Em 1866 Thaddeus Lowe propôs pela primeira vez o dióxido de carbono, ou R-744, como fluido refrigerante. Em 1886 o alemão Franz Windhausen inventou o compressor para CO₂ e, finalmente, em 1897 teve início a produção em série em sistemas de compressão de vapor operando com CO₂.

No início do século XX só haviam três fluidos refrigerantes, dióxido de carbono, dióxido de enxofre e a amônia sendo esses dois últimos extremamente tóxicos. Dessa forma a aceitação no mercado do dióxido de carbono era cada vez maior. Em 1930 Thomas Migley identificou uma família de clorofluorcarbonetos (CFCs) que tiveram uma ampla aceitação no mercado e os fluidos naturais foram caindo em desuso até praticamente serem abandonados na década de 1950. Nas décadas seguintes o uso dos CFCs e posteriormente dos HFCs começou a ser questionado devido a questões ambientais culminando nos protocolos de Kyoto e Montreal, que deram nova força aos fluidos naturais. A FIG.2.2 resume um pouco dessa história.

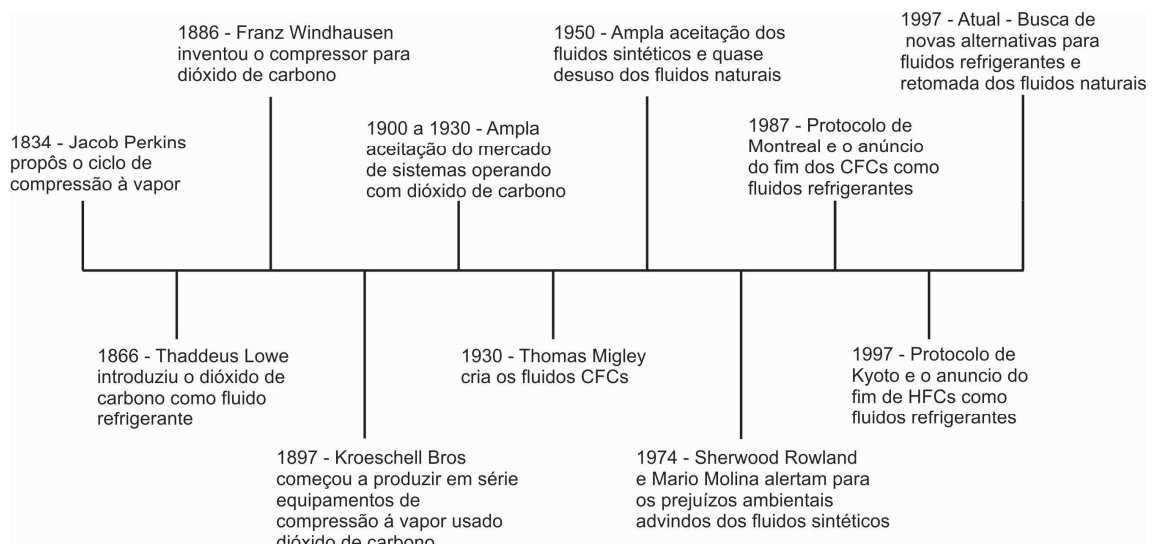


Figura 2.2 - Linha do tempo do uso de CO₂ como fluido refrigerante

O CO₂ como fluido refrigerante tem diversas vantagens, a seguir destacam-se as principais:

- Potencial de destruição da camada de ozônio (ODP) igual a 0;
- Potencial de aquecimento global (GWP) igual a 1. Esse parâmetro tem como fluido referência o próprio dióxido de carbono, daí o seu GWP ser 1. Outros fluidos têm o GWP de 1700 como o R-22 e 1300 como o R-134a;
- Não inflamável;
- Não tóxico;
- Sem odor, não causando pânico em caso de vazamento;
- Disponível no mercado comercial e de baixo custo;
- Alta performance volumétrica. Compressores e trocadores de calor menores e mais compactos;
- Alto coeficiente de performance (COP);
- Altos coeficientes de troca térmica, trocadores de calor menores;
- Reduzida perda de pressão;
- Devido a características de sua tensão superficial existe a possibilidade de trabalhar com trocadores de calor de diâmetros reduzidos;

É sabido também que ele possui uma gama de desvantagens. A grande questão não é negar as desvantagens do CO₂ e sim destacar que tais já estão bastante documentadas há mais de um século e que é bastante improvável que alguma outra desvantagem venha surgir por agora. As principais que possam ser destacadas são as seguintes:

- Alta pressão de trabalho. Devido a isso o equipamento deve ser mais robusto a fim de suportar tais pressões;
- O dióxido de carbono é mais pesado que o ar. Apesar de não tóxico, em caso de vazamento esse se acumula próximo ao chão tomando lugar do ar;
- Não possui odor, não podendo ser facilmente detectado em caso de vazamento;
- Baixa temperatura crítica, obrigando vários ciclos, especialmente os de bomba de calor a trabalhar em regime transcrito;

Em face ao que se sabe sobre o CO₂ e seu potencial para ser utilizado como fluido refrigerante fica claro que ele ressurge com grande força como alternativa na refrigeração e aquecimento. Equipamentos que operem com o dióxido de carbono são economicamente viáveis e atendem as especificações ambientais propostas nos protocolos de Montreal e Kyoto. Comparado à nova onda de fluidos naturais como a amônia e os hidrocarbonetos ele se mostra menos nocivo e mais seguro respectivamente.

2.2.5.1 O ciclo transcrito do CO₂

Por se tratar de uma análise do ciclo de compressão de vapor de uma bomba de calor em regime transiente, o ciclo pode ser definido em duas fases distintas. Fase subcrítica e transcrito.

Na partida da bomba de calor o fluido que se encontra nos trocadores de calor parte da temperatura ambiente. Para o CO₂ essa temperatura corresponde a uma pressão de 60 bar. Após a partida, o fluido que troca calor com a fonte quente tem sua pressão aumentada até que essa atinja 70 bar. Durante esse período o trocador de calor atua como um condensador, conforme mostra a FIG.2.3.

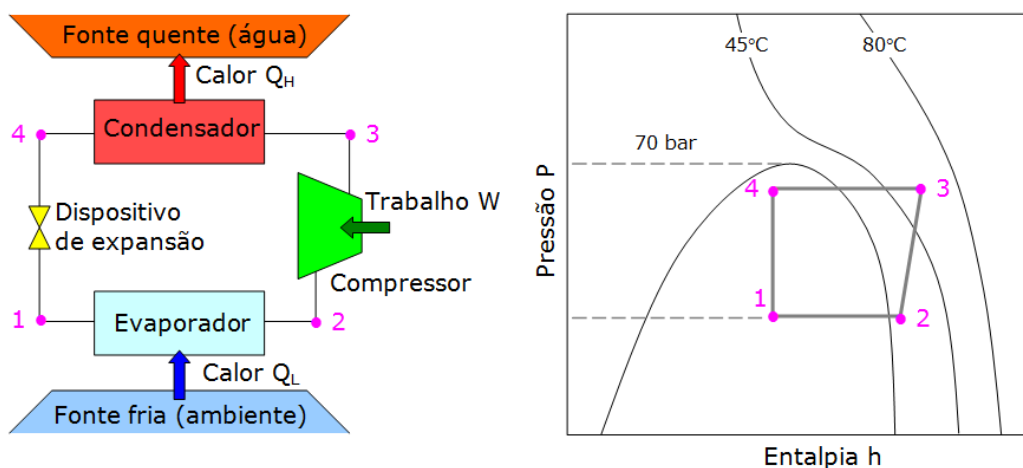


Figura 2.3 - Diagrama pressão x entalpia do CO₂ subcrítico.

A pressão de alta continua a aumentar, porém pelo fato de o fluido ter transcendido a pressão crítica não provoca mais mudança de fase ao longo do trocador de calor e esse

deixa de ser chamado de condensador e passa a ser chamado de resfriador. A FIG. 2.4 ilustra o diagrama pressão e entalpia para essa fase.

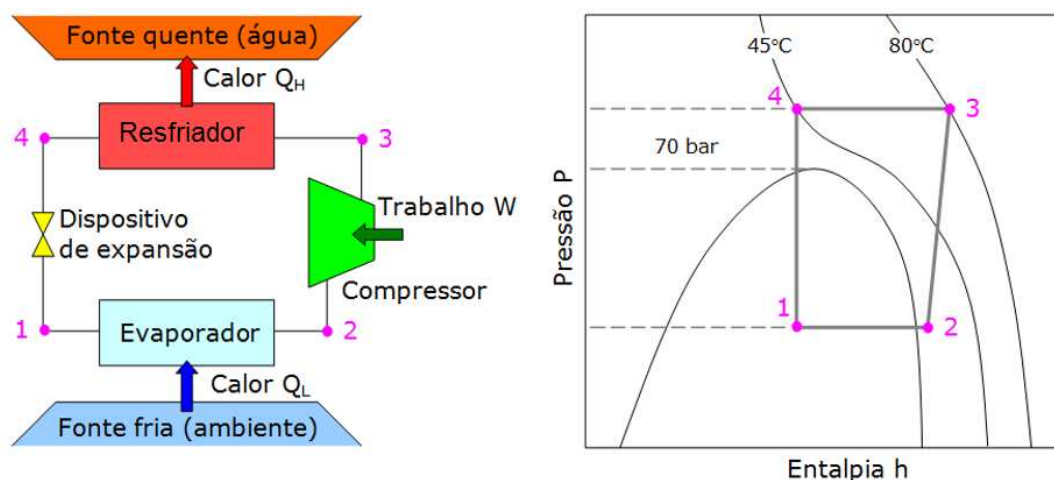


Figura 2.4 - Diagrama pressão x entalpia do CO₂ supercrítico.

A fase subcrítica ocorre apenas por alguns segundos após a partida. Dessa forma o ciclo é essencialmente transcrito, porém passa por uma fase subcrítica na partida da bomba de calor. Conforme será analisado posteriormente, a literatura mostra que existe muita variação nas propriedades do fluido quando esse atravessa a região crítica, fato que pode gerar grandes instabilidades ao modelo matemático.

2.3 Publicações e trabalhos referentes ao tema

A quantidade de trabalhos apresentados em conferências anuais sobre o CO₂ como fluido de trabalho em sistemas de refrigeração e aquecimento tem aumentado consideravelmente. Os protocolos de Montreal e Kyoto pressionaram as linhas de pesquisa nessa área a tomar essa tendência.

2.3.1 Estado da arte do CO₂

Trabalhos do tipo estado da arte na composição de relatórios técnico-científicos destinam-se a documentar o que está a ser feito atualmente na matéria em desenvolvimento. Isto é, estes se propõem a dar exemplos ou a expor o que é atualmente feito no campo em estudo,

indicando tendências e trazendo informações mais detalhadas sobre o assunto. A seguir serão explicitados alguns trabalhos publicados nessa linha sobre o CO₂.

No plano nacional de eliminação dos CFCs, Melo e Hermes (2007) publicaram um trabalho que mostra a necessidade de migração do uso de fluidos sintéticos para fluidos naturais, fazendo breve resumo sobre a história dos fluidos naturais e sobre os problemas e implicações no uso dos fluidos sintéticos.

Esse trabalho coloca o CO₂ como principal alternativa às restrições feitas pelos protocolos de Kyoto e Montreal. Apesar de o CO₂, até então, não ter sido empregado em escala industrial, o artigo coloca isso como uma tendência.

Após o trabalho pioneiro de Lorentzen e Pettersen (1992), que construíram um protótipo de ar condicionado automotivo usando R-744 com desempenho compatível ao do R-12, as pesquisas neste campo tiveram um crescimento considerável, como mostra a FIG.2.5.

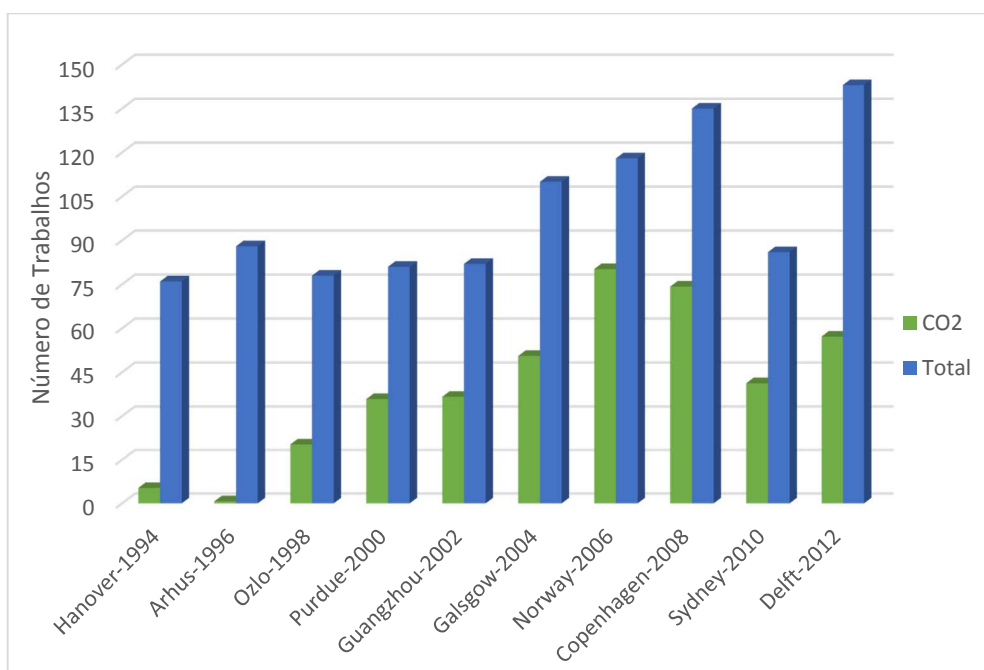


Figura 2.5 – Papers publicados na Gustav-Lorentzen Conference on Natural Working Fluids.

Outro ponto forte desse trabalho, é o fato de chamar a atenção para a dificuldade na fabricação dos trocadores de calor. Devido à alta pressão experimentada pelo fluido

durante o ciclo o sistema deveria ser robusto o que quase inviabilizaria a refrigeração para baixas capacidades. Problema este colocado como desafio para as pesquisas futuras.

Ladeira e Bandarra (2005) escreveram um artigo que objetiva fazer uma análise da literatura disponível, até então, sobre o CO₂ como fluido refrigerante em sistemas de refrigeração e ar condicionado automotivo. Esse trabalho mostrou um histórico evolutivo das principais pesquisas no assunto, além de incluir uma análise das principais características do CO₂. Um dos pontos altos desse trabalho é o enfoque que este dá à característica do dióxido de carbono de ter uma baixa tensão superficial. O artigo mostra o quão baixo é a tensão superficial do CO₂ em relação a outros fluidos, FIG.2.6.

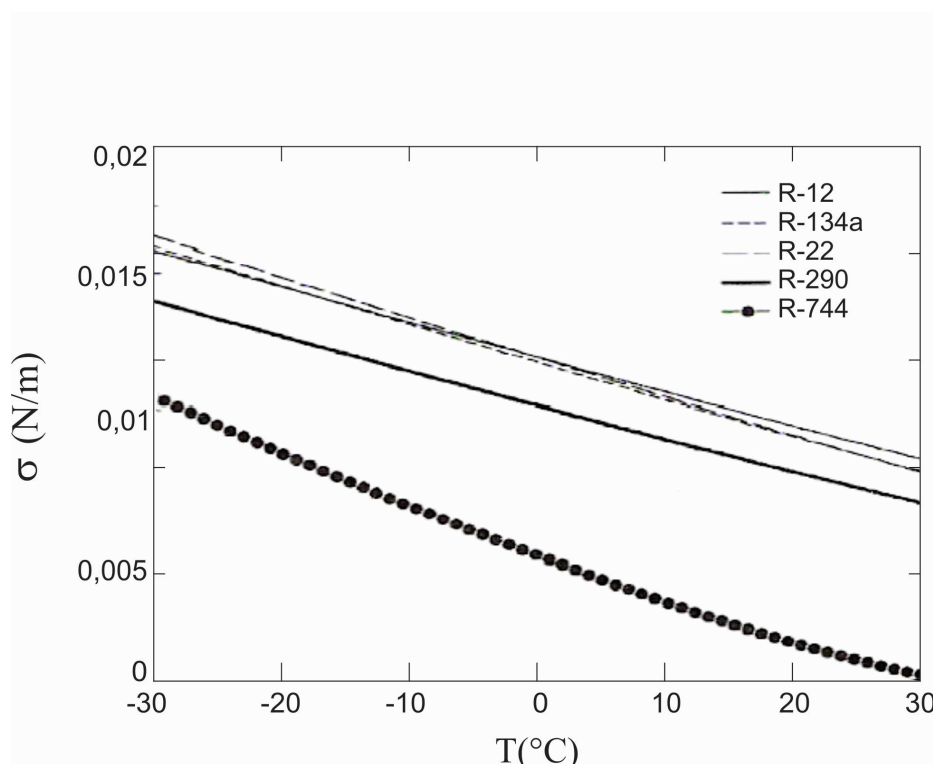


Figura 2.6 - Tensão superficial e temperatura para fluidos refrigerantes,

Fonte: Ladeira e Bandarra (2005).

Essa característica influencia na formação de bolhas e uma pequena tensão superficial reduz o crescimento das mesmas ao passo que aumenta a quantidade de bolhas. Isso faz com que a ebulição nucleada seja maior, o que resulta em um aumento no coeficiente de transferência de calor. Esse efeito é sentido, principalmente, para baixos Reynolds, quando a ebulição nucleada tende a predominar sobre a convectiva.

Bullard (2005) traz em seu trabalho um estudo sobre CO₂ como fluido refrigerante que apesar de mostrar uma análise bastante completa sobre a necessidade da migração de fluidos sintéticos para os fluidos naturais, dá um enfoque especial nas características únicas do CO₂, como o fato de ele ter uma baixa tensão superficial, ser pouco denso e trabalhar em altas pressões. Assim como em Ladeira e Bandarra (2005), ele quantifica essas características por meio de gráficos comparativos como o da FIG.2.6.

O ganho em relação a outros trabalhos é que este mostra as consequências dessas características únicas. Uma delas é a possibilidade de trabalhar com diâmetros reduzidos nos trocadores de calor. A tais trocadores dá-se o nome de micro canais que consiste em um banco de tubos com diâmetros inferiores a 1 mm, por onde o fluido escoa e troca calor, FIG.2.7. A vantagem de se trabalhar com esse tipo de trocador de calor é a menor perda de carga durante o escoamento. Segundo o autor essas perdas podem ser reduzidas em torno de 38 a 63% em relação aos trocadores de calor convencionais.

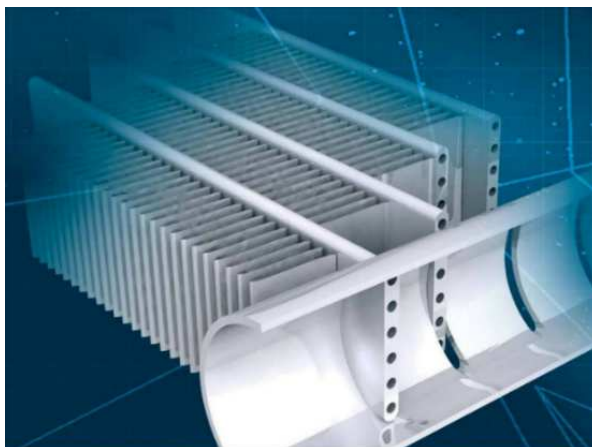


Figura 2.7 - Trocador de calor do tipo micro canais.

Como é mostrado nesse trabalho, o CO₂ ocupa um volume cerca de 6 a 8 vezes menor que o R134-a, por ser menos denso possui um compressor menor, o que reforça a idéia de compressor compacto mencionada em Ladeira e Bandarra (2005), FIG.2.8. O fato de ter um compressor reduzido aliado ao trocador de calor por micro canais resulta em um equipamento compacto, bom pra aplicações onde se dispõe de pouco espaço físico como a refrigeração automotiva.

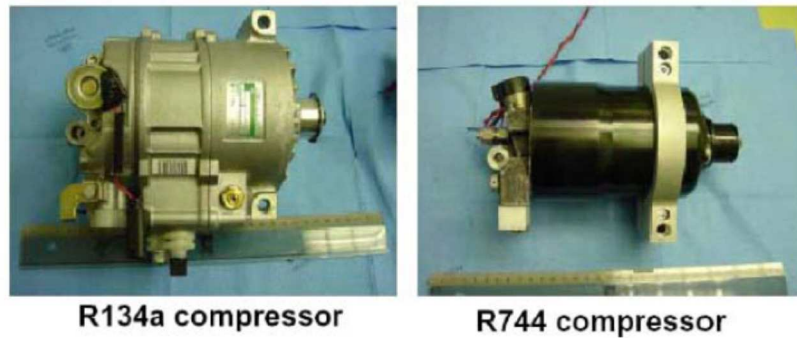


Figura 2.8 - Comparação entre compressores de R134-a e R744.

Fonte: Ladeira e Bandarra (2005)

Fleming (2004) traz o que ele próprio chama de artigo de revisão. Nesse trabalho apresenta o histórico do CO₂ e dos fluidos naturais na refrigeração e o seu potencial de crescimento. Além de enumerar a quantidade de artigos que tem sido publicada sobre o assunto desde 1994, ele também analisa a área de interesse de cada um.

No artigo, ele destaca o uso em ar condicionado automotivo, documentando que a primeira empresa a investir em pesquisas nessa área foi a japonesa Toyota[®], que produziu o primeiro carro com refrigeração utilizando o dióxido de carbono em dezembro de 2002.

Hrnjak (2007) apresenta um estado da arte que mostra um panorama da pesquisa feita, até então, sobre refrigerantes naturais. Ele destaca as principais questões envolvendo esses fluidos bem como oferece uma visão sobre importantes perspectivas. O enfoque maior é no CO₂ e na NH₃, enquanto que os hidrocarbonetos são mencionados brevemente.

O interessante desse artigo é que o autor coloca o Japão como o principal mercado de bomba de calor operando com CO₂, tanto para aquecimento de água como para climatização. De acordo com ele, ainda que o potencial em aplicações de ar condicionado automotivos seja provavelmente de maior importância devido ao número de unidades, aquecedores lideravam as vendas com uma previsão do governo japonês de atingir 5,2 milhões de unidades instaladas em quatro anos. Um notável aumento das vendas de aquecedores de água de CO₂ ao longo de cinco anos é mostrado no trabalho.

Com grande apoio do governo japonês, fabricantes têm projetado bombas de calor de CO₂ com desenhos semelhantes. A forte concorrência impulsiona a pesquisa para o

melhoramento da tecnologia e desenvolvimento dos componentes, objetivando um melhorando do COP. A FIG.2.9 mostra algumas bombas de calor de CO₂ comercializadas no Japão.



Figura 2.9 - Exemplos de bombas de calor de CO₂ comercializadas no Japão.

O autor também relata o mercado europeu e americano como tendo se mostrado menos promissores até então. Ele avalia que nessas regiões tamanhos comerciais maiores são mais bem aceitos, apesar de ainda assim se mostrarem com baixa penetração no mercado. A FIG.2.10 traz uma bomba de calor de CO₂ americana de potência de 60kW.



Figura 2.10 - Bomba de calor para aquecimento de água para uso industrial.

De acordo com Hrnjak (2007) o maior impulso em aplicações industriais nessas regiões se deve ao fato de a Coca-Cola[®], a Unilever[®] e o McDonalds[®] anunciarem a escolha do CO₂ como substituto dos sistemas com R134-a.

Pearson (2005) também publica um artigo de revisão que trata dos fluidos refrigerantes em geral, abordando seu passado, presente e futuro.

Em um primeiro t3pico intitulado “Refrigerantes: O Passado”, o autor reconta toda a hist3ria dos fluidos refrigerantes desde a cria33o do ciclo de compress3o de vapor no s3culo XIX. Essa revis3o hist3rica 3 feita com bastante riqueza de detalhes tornando-se um dos melhores materiais liter3rio sobre o assunto.

Em dois t3picos subsequentes “Refrigerantes: O Presente” e “Refrigerantes: O Futuro” o autor faz uma abordagem t3mida sobre a atual necessidade de substitui33o dos fluidos sint3ticos pelos fluidos naturais e aponta o di3xido de carbono e os hidrocarbonetos como sendo os fluidos refrigerantes do futuro.

2.3.2 Laborat3rio de Refrigera33o e Aquecimento da UFMG

O laborat3rio de refrigera33o e aquecimento da Universidade Federal de Minas Gerais possui grande experi3ncia na elabora33o de modelos matem3ticos de sistemas de compress3o de vapor. Existe um consider3vel n3mero de trabalhos de gradua33o, artigos, disserta333es e teses produzidas sobre esse assunto. O presente trabalho pretende usar tais refer3ncias como base para modelar a bomba de calor de CO₂.

Um dos trabalhos pioneiros foi Machado (1996), este apresentou um estudo sobre a modelagem matem3tica de um evaporador de uma m3quina frigor3fica. O modelo permitiu o estudo do comportamento do evaporador tanto em regime permanente como em regime transiente. Apesar de esse trabalho n3o envolver diretamente a bomba de calor, a metodologia de Machado (1996), no que tange ao modelo matem3tico estabelecido mostrou ser bastante 3til para bombas de calor. Machado aplicou as equa333es de continuidade, quantidade de movimento e energia. Essas equa333es s3o explicitadas a seguir.

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \frac{\partial G_f}{\partial z} = 0 \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left\{ P_f + G_f^2 \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] \right\} = - \frac{\partial G_f}{\partial t} - \left(\frac{dP}{dz} \right)_f - g \rho_f \text{sen}(\theta) \quad (2.5)$$

$$A_i \frac{\partial}{\partial t} [\rho_f (h_f - P_f v_f)] = H_i p e_i (T_p - T_f) - A_i \frac{\partial}{\partial z} (G_f h_f) \quad (2.6)$$

A_i representa a área da secção transversal interna do tubo, G_f a velocidade mássica do fluido, h_f a entalpia do fluido, T_p a temperatura da parede do tubo, T_f a temperatura do fluido, P_f a pressão do fluido, x o título do fluido, $p e_i$ é o perímetro interno da tubulação, v_l o volume específico líquido, v_v o volume específico de vapor, ρ_f a massa específica do fluido, α representa a fração de vazio, H_i o coeficiente convectivo interno, g a aceleração da gravidade e θ a inclinação do escoamento do fluido refrigerante. As respectivas demonstrações matemáticas dessas equações podem ser encontradas em Machado (1996).

Seguindo essa linha, também no Grupo de Refrigeração da UFMG, os trabalhos de Maia (2005), Maia (2007), Koury(2001), Koury (2007), Koury (2012) apresentam estudos cujo objetivo principal era estudar, teórica e experimentalmente, o comportamento em regime transiente de uma bomba de calor por compressão de vapor para aquecimento de água para uso residencial. A FIG.2.11 mostra um fluxograma que resume a metodologia de cálculo desses modelos.

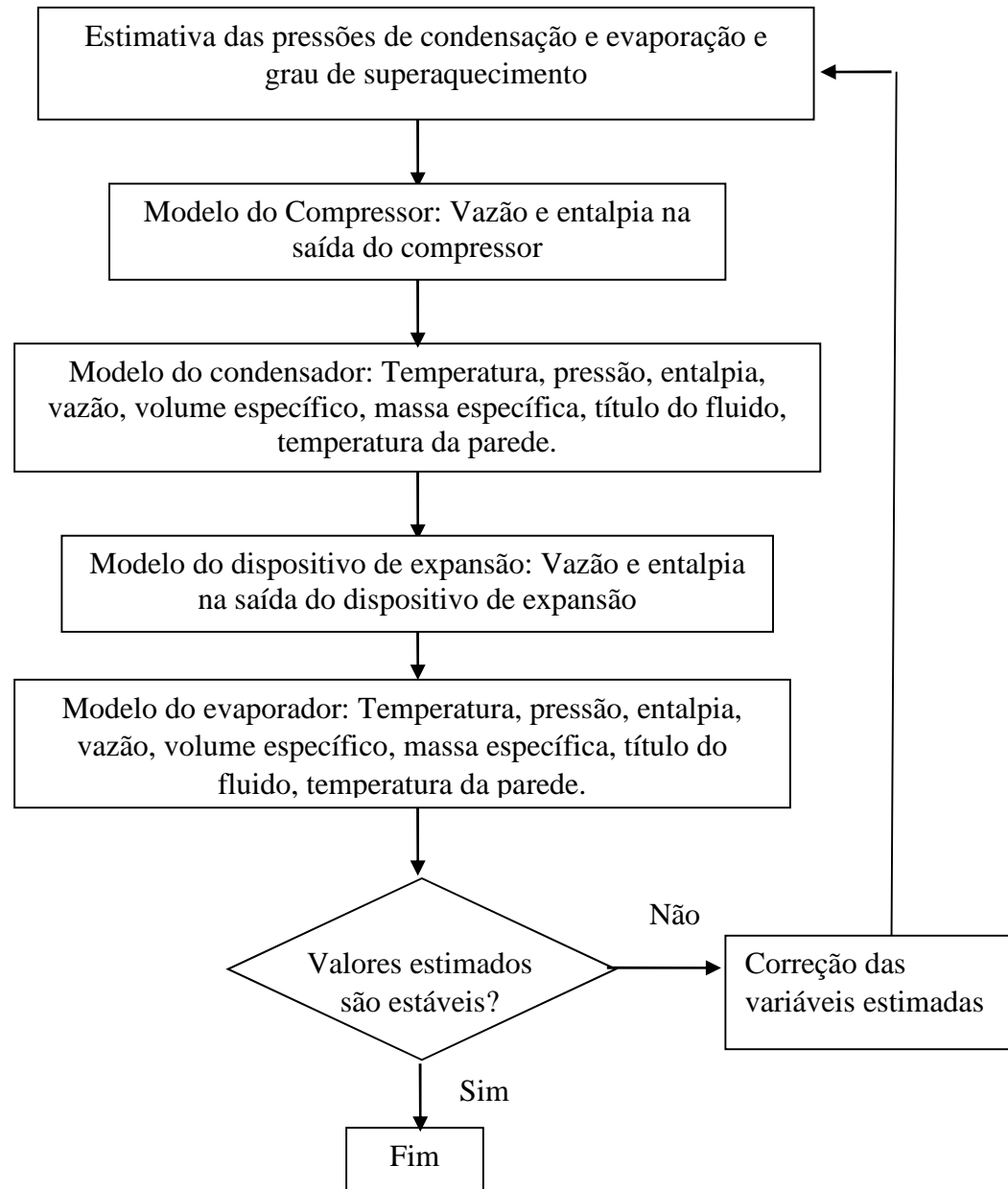


Figura 2.11 - Fluxograma do modelo matemático da bomba de calor.

Além dos trocadores de calor estes trabalhos modelaram o compressor e o dispositivo de expansão. O acoplamento entre esses quatro componentes permitiu a determinação dos perfis espaciais e temporais de temperatura, pressão e vazão, bem como a distribuição de massa nos trocadores de calor durante o processo de aquecimento da água.

Para o compressor, Maia (2007) e posteriormente Nunes (2010), sugerem equações para sua modelagem. A equação usada em ambos os trabalhos foi a Eq. 2.7.

$$\dot{m}_{comp} = \frac{NV\eta_v}{v_{comp1}} \quad (2.7)$$

Onde \dot{m}_{comp} é a vazão no compressor, N é a rotação, V é o volume do compressor, v_{comp1} o volume específico do fluido na entrada do compressor e η_v é o rendimento volumétrico do compressor. Através de uma tabela fornecida pelo fabricante com vários pontos de operação, fez-se uma regressão múltipla que resultou na Eq. 2.8 para o cálculo do rendimento volumétrico do compressor.

$$\eta_v = 0,757 - \left(1,244 \times 10^{-7} P_{comp2}\right) + \left(7,791 \times 10^{-7} P_{comp1}\right) - \left(5,047 \times 10^{-15} P_{comp2}^2\right) - \left(1,185 \times 10^{-12} P_{comp1}^2\right) + \left(2,089 \times 10^{-13} P_{comp2} P_{comp1}\right) \quad (2.8)$$

Onde P_{comp1} e P_{comp2} se referem à pressão de entrada e saída do compressor, respectivamente. Diferentemente, Maia (2005) utiliza da Eq. 2.9 para o cálculo do rendimento volumétrico.

$$\eta_v = 1 + c - c \left(\frac{P_{comp2}}{P_{comp1}} \right)^{1/\gamma} \quad (2.9)$$

Onde c é o coeficiente de espaço morto do compressor e γ é a razão entre os calores específicos do fluido à pressão constante e volume constante. O espaço morto foi obtido experimentalmente através de ensaios envolvendo o compressor em questão.

2.3.3 Modelo matemático para o fluido refrigerante

Todos os trabalhos revisados até aqui utilizaram as equações descritas em Cleland (1987) para cálculo das propriedades do fluido refrigerante. Essas equações são baseadas em regressões numéricas que visam equacionar as propriedades dos fluidos.

De acordo com esse trabalho a avaliação de propriedades termodinâmicas do refrigerante por esse método é adequada para a inclusão em alguns tipos de programas computacionais de refrigeração devido ao seu menor tempo de processamento. Uma possível aplicação é na área de simulações em regime transiente, onde milhares de avaliações de propriedades devem ser feitas em cada execução do programa.

As equações propostas em Cleland (1987) incluem a temperatura de saturação a partir da pressão de saturação, pressão de saturação a partir da temperatura de saturação, entalpia do líquido a partir da temperatura de saturação e subresfriamento, entalpia do vapor a partir da temperatura de saturação e do grau de superaquecimento, entalpia do fluido superaquecido a partir da temperatura de saturação e grau de superaquecimento, volume específico do vapor a partir da temperatura de saturação e superaquecimento e variação de entalpia na compressão isentrópica a partir do superaquecimento e das pressões de alta e de baixa. Essas equações estão explicitadas a seguir, respectivamente.

$$P_{sat} = e^{[a_1 - a_2 / (T_{sat} + a_3)]} \quad (2.10)$$

$$T_{sat} = \frac{a_2}{[\ln(P_{sat}) - a_1]} - a_3 \quad (2.11)$$

$$h_l = a_4 + a_5 T + a_6 T^2 + a_7 T^3 \quad (2.12)$$

$$h_v = a_8 + a_9 T_{sat} + a_{10} T_{sat}^2 + a_{11} T_{sat}^3 + a_{12} \quad (2.13)$$

$$h = [a_8 + a_9 T_{sat} + a_{10} T_{sat}^2 + a_{11} T_{sat}^3] \left[1 + a_{13} \Delta T_s + a_{14} (\Delta T_s)^2 + a_{15} (\Delta T_s) T_{sat} + a_{16} (\Delta T_s)^2 T_{sat} + a_{17} (\Delta T_s) T_{sat}^2 + a_{18} (\Delta T_s)^2 T_{sat}^2 \right] + a_{12} \quad (2.14)$$

$$v_v = e^{[a_{19} + a_{20} / (T_{sat} + 273.15)]} (a_{21} + a_{22} T_{sat} + a_{23} T_{sat}^2 + a_{24} T_{sat}^3) \quad (2.15)$$

$$v = v_v \left[1 + a_{25} (\Delta T_s) + a_{26} (\Delta T_s)^2 + a_{27} (\Delta T_s) T_{sat} + a_{28} (\Delta T_s)^2 T_{sat} + a_{29} (\Delta T_s) T_{sat}^2 + a_{30} (\Delta T_s)^2 T_{sat}^2 \right] \quad (2.16)$$

$$\Delta h = \frac{ct}{ct-1} P_{ev} v \left[\left(\frac{P_{cd}}{P_{ev}} \right)^{[(ct-1)/ct]} - 1 \right] \quad (2.17)$$

O ct é um fator relativo à mudança de temperatura experimentada pelo fluido durante a compressão enquanto que a_n são coeficientes empíricos obtidos pela regressão das curvas termodinâmicas do fluido.

Apesar de ser uma boa estimativa das propriedades dos fluidos com erros variando de 0,01% a 1,2 % e ter um tempo computacional bastante reduzido, esse método possui limitações. A principal delas, que é uma limitação crucial para este trabalho, é que esse método se limita aos fluidos R12, R22, R114, R502 e R171. Apesar de haver trabalhos que extrapolam as equações de Cleland para outros fluidos como o R134-a, para o dióxido carbono as equações não seriam satisfatórias. Como mencionado anteriormente, o CO_2 tende a seguir um ciclo transcrito e Cleland (1987) se limita ao cálculo das propriedades termodinâmicas do fluido apenas na região subcrítica.

Span e Wagner (1994) propuseram um modelo para cálculo das propriedades do fluido que é considerado a melhor referência em equações de estado para fluidos presente na literatura, esse estudo é referenciado em outros 1052 textos científicos da área. O modelo foi escrito a partir da energia livre de Helmholtz (A_H). Na termodinâmica, a energia livre de Helmholtz é uma grandeza que mede a quantidade de energia disponível e a energia que pode ser extraída de um sistema fechado a temperatura e volume constantes. A energia livre de Helmholtz é adotada em forma adimensionalizada por meio da Eq. 2.18.

$$\phi = \frac{A_H}{RT} \quad (2.18)$$

É importante lembrar que a propriedade real de uma substância se dá pela soma de sua propriedade residual (índice r) e da sua propriedade referente ao gás ideal (índice 0). A Eq. 2.19 mostra essa relação e enfatiza que tais valores podem ser expressos em função de δ (razão entre a massa específica do fluido e a massa específica crítica) e τ (razão entre a temperatura crítica e a temperatura)

$$\phi(\delta, \tau) = \phi^r(\delta, \tau) + \phi^0(\delta, \tau) \quad (2.19)$$

Em que ϕ^0 é definido na eq. 2.20 e ϕ^r na eq. 2.21.

$$\phi^0(\delta, \tau) = \ln(\delta) + b_1^0 + b_2^0 \tau + b_3^0 \ln(\tau) + \sum_{i=4}^8 b_i^0 \ln(1 - e^{-\tau b_i^0}) \quad (2.20)$$

$$\begin{aligned} \phi^r(\delta, \tau) = & \sum_{i=1}^7 n_i \delta^{f_i} \tau^{f'_i} + \sum_{i=8}^{34} n_i \delta^{f_i} \tau^{f'_i} e^{-\delta} + \sum_{i=35}^{39} n_i \delta^{f_i} \tau^{f'_i} e^{-\alpha_i(\delta-e)^2 - \beta_i(\tau-e)^2} \\ & + \sum_{i=40}^{42} n_i \delta e^{\alpha'(\delta-1)^2 \beta'(\tau-1)^2} \end{aligned} \quad (2.21)$$

Onde $b^0, f, f', \beta, \beta', \alpha, \alpha'$ e n representam parâmetros de ajuste que são fornecidos através de tabelas explicitadas no próprio artigo. Assim as propriedades dos fluidos podem ser expressas pelas equações que se seguem.

$$P(\delta, \tau) = \rho RT \left[1 + \left(\frac{\partial \phi^r}{\partial \delta} \right)_{\tau} \right] \quad (2.22)$$

$$s(\delta, \tau) = R \left\{ \tau_{\tau} \left[\left(\frac{\partial \phi^0}{\partial \tau} \right)_{\delta} + \left(\frac{\partial \phi^r}{\partial \tau} \right)_{\delta} \right] - \phi^0 - \phi^r \right\} \quad (2.23)$$

$$h(\delta, \tau) = RT \left\{ 1 + \tau_{\tau} \left[\left(\frac{\partial \phi^0}{\partial \tau} \right)_{\delta} + \left(\frac{\partial \phi^r}{\partial \tau} \right)_{\delta} \right] + \delta \left(\frac{\partial \phi^r}{\partial \delta} \right)_{\tau} \right\} \quad (2.24)$$

As soluções das derivadas acima são explicitadas no trabalho através de tabelas. O artigo prossegue mostrando a dedução e a fórmula final para cada uma das propriedades termodinâmicas (temperatura, pressão, massa específica, entropia e entalpia) em função de duas outras propriedades.

Os autores finalizam o trabalho concluindo que os resultados obtidos com tais equações foram satisfatórios. Uma grande extensão de curvas de simulações foram levantadas e

validadas experimentalmente com baixos erros. As sub-rotinas criadas a partir dessas equações se mostraram estáveis e com baixo tempo computacional.

Procurou-se fazer uma síntese de um trabalho muito extenso sobre equações de estado para fluidos termodinâmicos que é o de Span e Wagner (1994). A intenção era mostrar a alternativa em substituição às equações de Cleland (1986). Para contemplar todas as deduções, considerações, tabelas de parâmetro de ajuste bem como as demais equações com outros dados de entrada deve-se consultar o artigo na íntegra que se encontra referenciado no final deste trabalho.

2.3.4 Coeficiente de transferência de calor e perda de pressão

Nos últimos anos, vários pesquisadores têm investigado os mecanismos de transferência de calor e da perda de pressão associados ao escoamento do CO₂ em tubos. A determinação do coeficiente de transferência de calor e da perda de pressão representa um fator crítico para o projeto, simulação, análise e otimização do desempenho dos sistemas que utilizam o CO₂ como fluido refrigerante. Muitos trabalhos foram realizados com o objetivo de propor correlações para o cálculo do coeficiente de transferência de calor e da perda de pressão.

Cavallini (2005), Kandlikar e Balasubramanian (2004), Weifeng *et al.* (2009), Son e Park (2006), Wang e Hihara (2002), Spindler (2006), Yoon (2003) são autores que investigam modelos matemáticos e correlações para o coeficiente de transferência de calor do CO₂ nas regiões sub e supercríticas. Em seus respectivos trabalhos os autores expõem uma série de correlações e as testam experimentalmente. Todos apontam para a conclusão de que a melhor correlação, e por isso a que tem sido amplamente utilizada atualmente, é a correlação de Gnielinski, Eq. 2.25 e Eq. 2.26.

$$\xi = [0,79 \ln(\text{Re}) - 1,64]^{-2} \quad (2.25)$$

$$Nu = \frac{(\xi/8)(\text{Re}-1000)\text{Pr}}{1+12,7(\sqrt{\xi/8}\text{Pr}^{2/3}-1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right] \quad (2.26)$$

$$H = \frac{Nuk}{d} \quad (2.27)$$

Onde ξ é o fator de atrito do escoamento, Pr o número de Prandtl, Nu o número de Nusselt, Re o número de Reynolds, d o diâmetro do escoamento, L o comprimento da tubulação, k a condutividade térmica e H o coeficiente convectivo. A FIG.2.12 mostra um gráfico que relaciona o coeficiente de transferência de calor com a temperatura do fluido para diferentes vazões, mostrado em Spindler (2006).

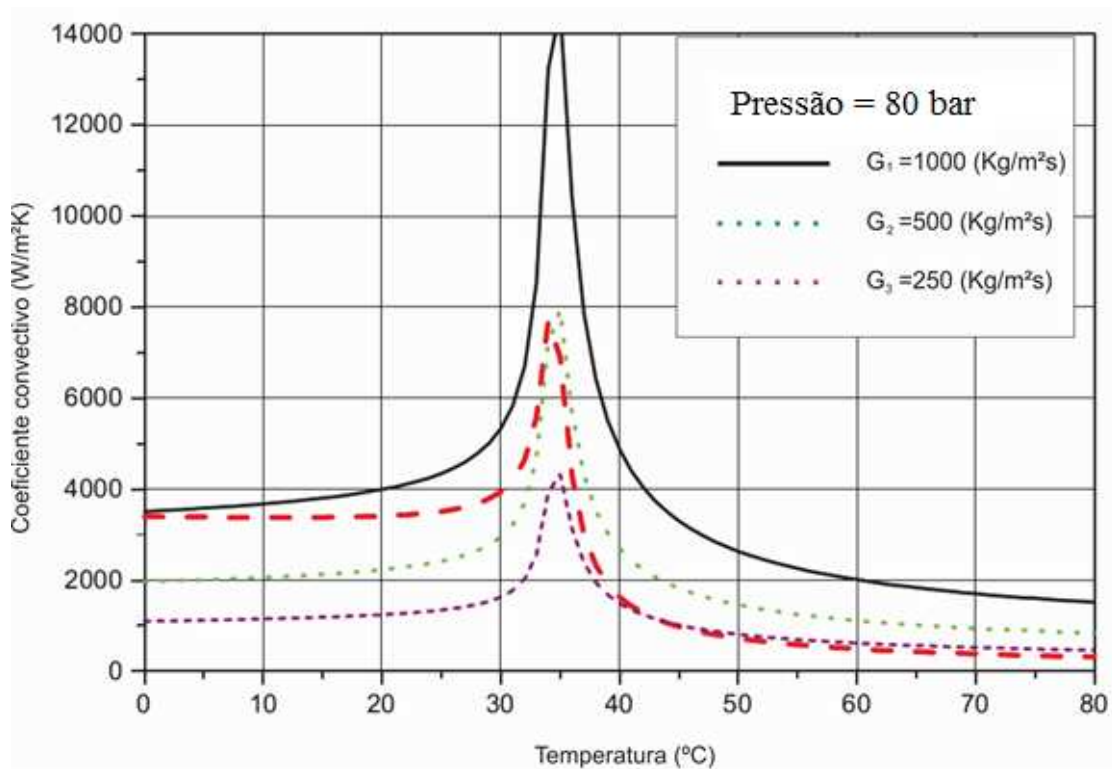


Figura 2.12 - Relação coeficiente convectivo e temperatura pela correlação de Gnielinski,

Fonte: Spindler (2006).

O que fica mais evidente nesse gráfico é a existência de um pico em que a transferência de calor é máxima. Isso ocorre à medida que o fluido se aproxima da temperatura crítica. O calor específico tende a aumentar muito nessa região, por isso o aumento do coeficiente de transferência de calor.

Yoon *et al.* (2003) apresentam um estudo detalhado sobre cálculo da perda de pressão para escoamentos com CO₂. Para determinar a perda de pressão para um escoamento plenamente desenvolvido eles recomendam a seguinte correlação:

$$\Delta P = f_a \frac{G^2 L}{2\rho_f d_i} \quad (2.28)$$

O fator de atrito (f_a) foi calculado pela equação de Blasius dada por:

$$\begin{cases} f_a = 0,316 \text{Re}^{-1/4} & \text{se } \text{Re} \leq 2 \times 10^4 \\ f_a = 0,184 \text{Re}^{-1/5} & \text{se } \text{Re} \geq 2 \times 10^4 \end{cases} \quad (2.29)$$

Yoon *et al.* observaram um aumento da perda de pressão quando a velocidade mássica aumenta e quando a pressão do sistema diminui. Assim, compararam os dados experimentais da perda de pressão com os valores calculados a partir da equação de Blasius obtendo um desvio médio de -3,7% e um desvio médio absoluto de 4,9%. Os autores recomendam a utilização da equação de Blasius para determinar a perda de pressão para o CO₂.

2.3.5 Compressão e expansão

Para o compressor a Eq. 2.8 calcula a vazão mássica porém, o que se observou na literatura é que existem equações desenvolvidas exclusivamente para o CO₂ as quais calculam a eficiência volumétrica. O método usado por Maia (2007) de regressão múltipla é muito restritivo enquanto que Sarkar (2006) usa uma correlação que fornece o rendimento volumétrico em função das pressões de descarga e de sucção. Tal correlação tem sido muito empregada na elaboração de modelos matemáticos e está explicitada na Eq. 2.30.

$$\eta_v = 0,9207 - 0,0756 \left(\frac{P_{comp2}}{P_{comp1}} \right) + 0,0018 \left(\frac{P_{comp2}}{P_{comp1}} \right)^2 \quad (2.30)$$

A despeito do modelo da válvula de expansão o trabalho mais significativo encontrado na literatura foi o modelo de simulação de Martin (2007). Nesse trabalho o autor faz uma investigação de correlações para válvula agulha e placas de orifício para CO₂. Os resultados encontrados por ele foram validados com desvios menores que 1%. A correlação foi obtida através de uma adimensionalização que será explicada com detalhes mais à frente.

2.5 Projetos de bomba de calor

Nekså (2002) propõe uma bomba de calor para aquecimento de ar/água. O autor não traz muitos detalhes do aspecto construtivo do protótipo. No resfriador de gás o fluido refrigerante troca calor com outro fluido, cujo nome não é especificado e este passa por dois trocadores de calor. O primeiro aquece a água; o segundo é chamado de radiador e aquece o ar. A FIG.2.13 traz um desenho esquemático desse protótipo.

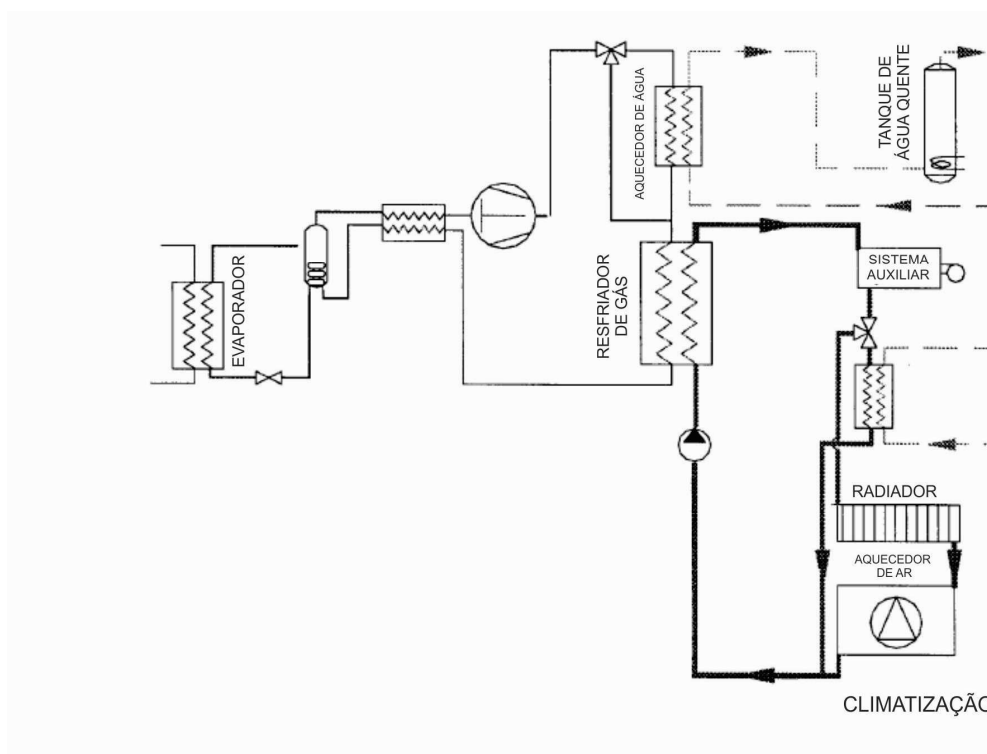


Figura 2.13 - Desenho esquemático da bomba de calor para aquecimento de ar/água,
Fonte: Nekså (2002).

O autor trabalha com uma temperatura de evaporação de 0°C a água é aquecida de 10°C até 60°C , porém o autor não dá detalhes sobre a temperatura de entrada e saída do ar. Um estudo investigativo sobre o desempenho de uma bomba de calor operando em regime transcrito para refrigeração e aquecimento simultâneos foi realizado em Sarkar *et al.* (2010). A FIG.2.14 mostra um desenho esquemático da bomba de calor juntamente com toda a sua instrumentação.

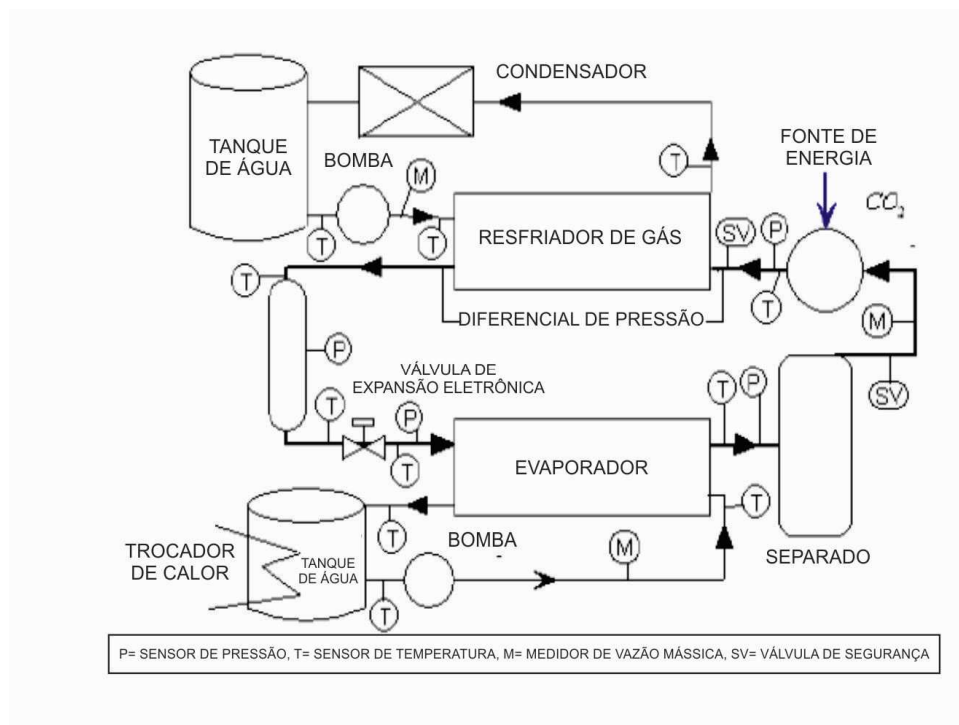


Figura 2.14 - Bomba de calor proposta por Sarkar *et al.* (2010) e suas instrumentações.

Escolheu-se aço inoxidável como material para todos os componentes da bomba de calor. O compressor utilizado foi da marca Dorin modelo TCS113, rotação de 2900 rpm e 2,5 kW de potência. As pressões de trabalho variaram de 26-50 bar na pressão de baixa e 80-120 bar na pressão de alta. Uma válvula eletrônica modelo SS-1RS4 faz a expansão do fluido refrigerante. A água que deixa o resfriador de gás passa por um trocador de calor e posteriormente é armazenada em um tanque que possa recircular pelo sistema.

O autor conclui dizendo que obteve resultados satisfatórios com a configuração experimental dele. A principal conclusão a que ele chega é que tanto o modelo experimental como o matemático mostram que o COP de refrigeração e o de aquecimento aumentam com a elevação da vazão mássica de água nos trocadores de calor. Porém esse efeito é mais intenso no evaporador.

Yamagushi *et al* (2011) realizou um trabalho que consistia em desenvolver e validar um modelo de simulação para uma bomba de calor a CO₂. O enfoque dado à parte construtiva nesse trabalho, com riqueza de detalhe no dimensionamento das componentes, faz com que ele seja de grande relevância para essa revisão bibliográfica.

A FIG.2.15 mostra um diagrama esquemático para a bomba de calor CO₂. O sistema consiste de um resfriador de gás, um evaporador, um trocador de calor interno, um compressor e uma válvula de expansão.

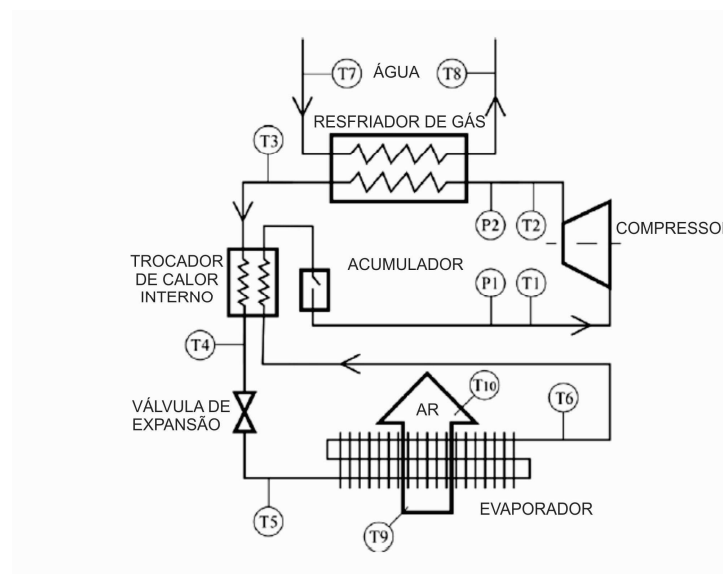


Figura 2.15 – Bomba de calor para CO₂ proposta por Yamagushi *et al* (2011).

O resfriador a gás consiste em um trocador de calor com dois tubos concêntricos dispostos de forma helicoidal por onde os fluidos em questão (água e CO₂) escoam em sentidos opostos. A FIG.2.16 ilustra esse trocador de calor.

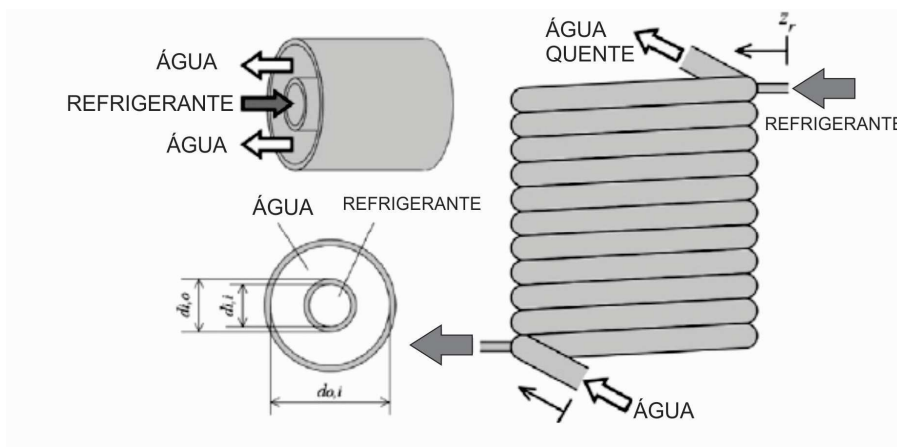


Figura 2.16 - Esquema do resfriador de gás proposto por Yamagushi *et al.* (2011).

O evaporador é formado por um tubo de cobre aletado em alumínio operando em regime de convecção forçada como mostra a FIG.2.17.

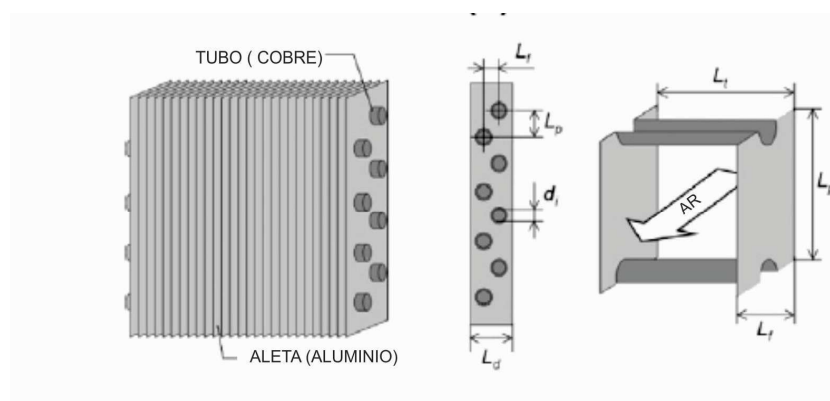


Figura 2.17 – Esquema do evaporador proposto por Yamagushi *et al.* (2011).

Algumas observações podem ser feitas sobre essa montagem. Primeiro o uso de um tubo de espessura excessivamente grande para o resfriador. Apesar da alta pressão experimentada nesse ponto, a espessura em questão seria capaz de suportar mais de 40 MPa (dados obtidos no catálogo da fabricante de tubos de cobre Eluma S.A), cerca de quatro vezes maior do que a utilizada pelo autor. Outro ponto é o aquecimento da água até a temperatura de 90°C. No trabalho não se especifica a finalidade do uso dessa água, mas como esta tese trata de aquecimento de água para banho, temperaturas de 40°C na saída da água seriam satisfatórias.

3- DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

Tem-se como objetivo principal deste capítulo a apresentação do dispositivo experimental da bomba de calor operando com CO₂ que foi utilizado para a validação do modelo matemático desenvolvido nessa tese.

Segue-se então a descrição detalhada do dimensionamento e escolha das principais componentes da bomba de calor, quais sejam: o compressor, o dispositivo de expansão, o resfriador, o evaporador e o sistema de aquisição de dados.

O banco de ensaios experimentais é composto por uma bomba de calor operando com CO₂ para aquecimento de água de uso residencial por compressão de vapor e de um sistema de medição e aquisição de dados. A FIG. 3.1 e a FIG. 3.2, que se seguem representam um esquema detalhado dos diversos componentes que compõem o banco de ensaios.

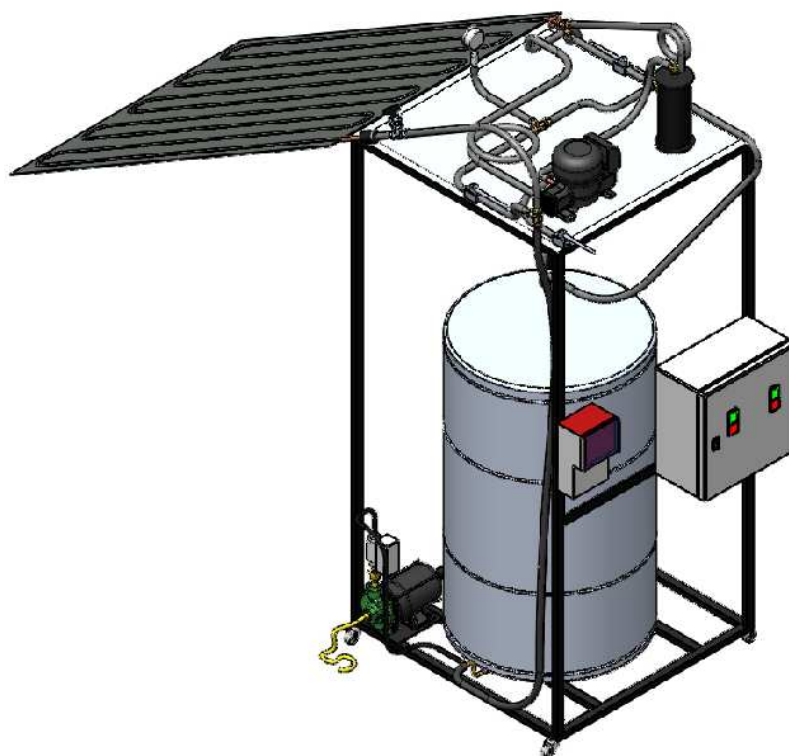


Figura 3.1 – Desenho esquemático da bomba de calor em vista frontal

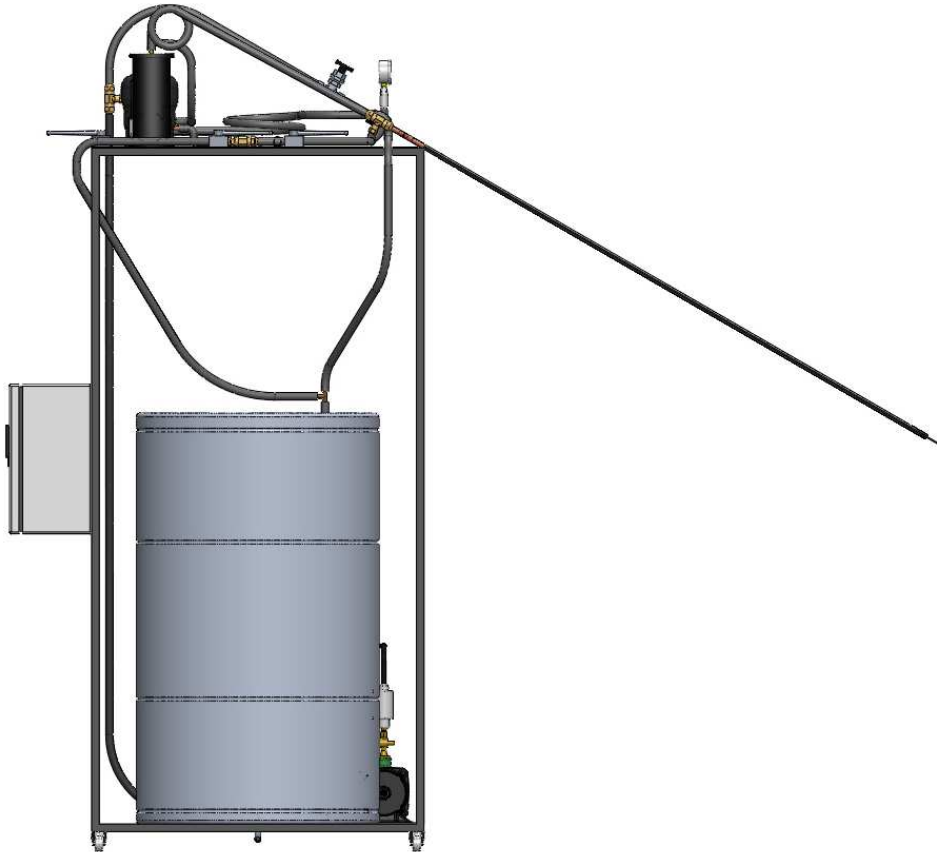


Figura 3.2 – Desenho esquemático da bomba de calor em vista lateral

3.1 Compressor

O compressor é o mecanismo que tem a função de fornecer trabalho à bomba de calor. Ele o faz aumentando a pressão do fluido refrigerante e, conseqüentemente, aumentando sua temperatura.

O compressor usado na a bancada de testes foi doado pela Empresa Brasileira de Compressores SA (Embraco). O compressor escolhido é o EK 6210CD, mostrado na FIG. 3.3. Esse foi escolhido dentre os demais devido a sua aplicabilidade em altas pressões e à alta capacidade de refrigeração, que gera, por conseqüência, alta capacidade para aquecimento. Os dados mais relevantes do compressor estão resumidos na TAB. 3.1 a seguir.



Figura 3.3 – Compressor EK 6210CD

Tabela 3.1
Dados do compressor

| Compressor EK 6210CD | |
|-----------------------------|--------------------------------|
| Tipo | Recíproco |
| Frequência nominal | 127V/60Hz |
| Fase | Monofásico |
| Temperatura de evaporação | -20°C à 10°C |
| Torque de partida | Alto torque de partida |
| Expansão | Capilar ou válvula de expansão |
| Máxima pressão de alta | 12 MPa |
| Potência | 0,5 cv |
| Deslocamento | 1,75 cm ³ |
| Diâmetro | 130 mm |
| Curso | 66 mm |

3.2 Evaporador

O evaporador é o componente responsável por favorecer a troca de calor entre a fonte fria e o fluido refrigerante durante a expansão do mesmo, levando-o de uma situação de mistura líquido e vapor para vapor superaquecido.

O evaporador é constituído basicamente por um tubo com uma aleta de perfil retangular. Essa configuração foi escolhida, pois o que se pretende é que o evaporador também opere

como coletor, recebendo calor proveniente da radiação solar para realizar a expansão do fluido. A TAB. 3.2 explicita tais dados.

Tabela 3.2
Dados referentes ao ponto de operação da bomba de calor

| | |
|--|--|
| Tipo: | Evaporador solar de expansão direta |
| Material do tubo e da aleta | Cobre para ambos |
| Fluido Primário (CO ₂) Temperatura de entrada: Título de entrada Temperatura de saída: Vazão Mássica | T _{f1} =5°C x _{f1} =0,2 T _{f2} =15°C 0,33 kg/s |
| Fluido Secundário (Ar) Temperatura: | 25°C |
| Diâmetros do tubo (CO ₂): Interno Externo | d _i =6 mm d _e =7,58 mm |
| Aleta Comprimento: Espessura: Eficiência: | L= 0,6 m ta= 3 mm $\eta_a = 0,98$ |

3.2.1 Região Bifásica

O primeiro passo para o dimensionamento do evaporador é realizar o cálculo da temperatura da parede interna do tubo (T_{pi}), para isso será necessário o coeficiente convectivo interno (H_i).

De posse dos dados de projeto da bomba de calor é possível então determinar o coeficiente convectivo interno do escoamento. Determinou-se a priori, a potência exigida para esse evaporador:

$$\dot{q}_{ev} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.1)$$

Em que \dot{q}_{ev} é a potência do evaporador e h_2 e h_1 são as entalpias de saída e de entrada da parte bifásica do mesmo.

$$G = \frac{4\dot{m}}{\pi d_i^2} \quad (3.2)$$

A Eq. 3.2 fornece a velocidade mássica (G). Calculou-se o número de Reynolds da porção líquida (Re_l) do escoamento. Como essa grandeza é dependente do título (x), e este varia ao longo do escoamento, foi necessário dividir o escoamento em volumes de controle e assim o Re_l foi obtido para cada um destes. O Reynolds calculado serviu como dado de entrada na Eq. 3.3, para o cálculo do coeficiente convectivo líquido (H_l), que a exemplo do Re_l foi obtido para cada um dos volumes de controle.

$$\begin{cases} H_l = 0,023 Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4} k_l d_i^{-1} & \Rightarrow \text{se Turbulento} \\ H_l = 4,364 k_l d_i^{-1} & \Rightarrow \text{se Laminar} \end{cases} \quad (3.3)$$

Ainda para cada um dos volumes de controle foi obtido o parâmetro de Martinelli (χ), esse parâmetro foi apresentado em Machado (1996).

$$\chi = \left[\frac{1-x}{x} \right]^{-0,9} \left[\frac{\rho_v}{\rho_l} \right]^{-0,5} \left[\frac{\mu_l}{\mu_v} \right]^{-0,1} \quad (3.4)$$

Finalmente, o coeficiente convectivo pode ser calculado através da correlação de Dengler e Addoms, também apresentado em Machado (1996). Tal correlação só pode ser usada para títulos inferiores ao título crítico (x_c). O título crítico é o ponto em que ocorre o secamento da parede tubo, o cálculo desse título é apresentado em Cheng *et al.* (2008) e está expresso nas equações abaixo.

$$q_c = 0,131 \rho_v^{0,5} (h_v - h_l) [g \sigma (\rho_l - \rho_v)]^{-0,25} \quad (3.5)$$

$$We_v = \frac{G^2 d_i}{\rho_v \sigma} \quad (3.6)$$

$$Fr_v = \frac{G^2}{\rho_v (\rho_l - \rho_v) g d_i} \quad (3.7)$$

$$x_c = 0,58 e^{\left[0,52 - 0,236 We_v^{0,17} Fr_v^{0,17} (\rho_v / \rho_l)^{0,25} (q/q_c)^{0,27}\right]} \quad (3.8)$$

De posse do título crítico pode-se calcular o coeficiente convectivo interno por meio da Eq. 3.9. O q_c é a transferência de calor crítica, We_v é o número de Weber para vapor e Fr_v traz o número de Froude definido por Mori *et al.* (2005).

$$H_i = \begin{cases} C(\chi)^{-n} H_l \Rightarrow x_0 \leq x \leq x_c \\ \frac{\omega_{sec} H_v + (2\pi - \omega_{sec}) H_u}{2\pi} \Rightarrow x_c \leq x \leq 1 \end{cases} \quad (3.9)$$

Onde $C=3,4$ e $n=0,45$, que de acordo com Machado (1996), são os valores para esses parâmetros em escoamento vertical. Os valores para ω_{sec} (ângulo de secamento) e H_u (coeficiente convectivo no perímetro molhado) são calculados através das seguintes equações sugeridas em Rouhani-Axelsson (1970).

De posse dos valores de H_i para cada título, relacionou-se cada valor de H_i a um comprimento unitário que indica a distância percorrida pelo fluido dentro do evaporador. A FIG. 3.4 mostra a variação de H_i ao longo do escoamento, nota-se por esse gráfico uma pequena descontinuidade no coeficiente convectivo por volta da posição 0,45m, tal descontinuidade se refere ao ponto de secagem da parede do tubo.

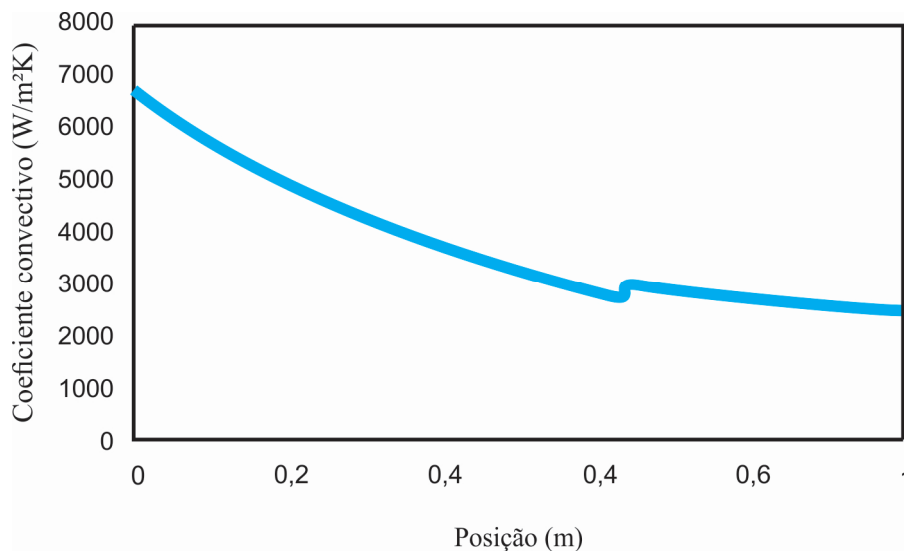


Figura 3.4 – Variação do H_i ao longo do escoamento

Preferiu-se, ao invés de se calcular a temperatura da parede do tubo para cada ponto, calcular a média dos coeficientes convectivos encontrados, tal média pode ser calculada por meio da Eq. 3.10.

$$\langle H_i \rangle = \int_0^1 H_i(u) du \quad (3.10)$$

Onde $\langle H_i \rangle$ é o coeficiente convectivo médio, tal integral foi resolvida numericamente. Utiliza-se, então, a Eq. 3.11 para calcular a temperatura da parede interna do tubo (T_{pi}).

$$\dot{q} = \langle H_i \rangle \pi d_i Z_0 (T_{pi} - T_{sat}) \quad (3.11)$$

Conhecido T_{pi} , recorre-se à lei de Fourier para se encontrar a temperatura da parede externa do tubo (T_{pe}). A equação para essa lei é expressa a seguir.

$$\dot{q} = \left[2\pi Z_0 k (T_{pe} - T_{pi}) \right] / \left[\ln(d_i/d_e) \right] \quad (3.12)$$

O valor de T_{pe} permitiu calcular o calor recebido pelo evaporador nos dois aportes de energia que foram considerados para o balanço. Primeiro trabalhou-se o ganho de calor da radiação. A lei de Stefan-Boltzmann expressa a seguir fornece a seguinte equação.

$$H_{rad} = \varepsilon \sigma (T_{amb} + T_{pe}) (T_{amb}^2 + T_{pe}^2) \quad (3.13)$$

A constante de Stefan-Boltzmann (σ) é de $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{-K}^4$. Para o cálculo do coeficiente convectivo externo tem-se em Incropera (2002) a seguinte metodologia para convecção natural em placas planas inclinadas:

$$Ra_l = \frac{g (\cos \theta) \beta (T_{pe} - T_{amb}) w^3}{\alpha \nu} \quad (3.14)$$

Onde o Rayleigh (Ra_l) é calculado com base na gravidade (g) e coeficiente de expansão (β). A largura da placa w é um dado de projeto e T_{amb} foi estimada em 25°C .

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387 Ra_l^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr_{ar})^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (3.15)$$

Onde Pr_{ar} é o número de Prandtl do ar. De posse do número de Nusselt (Nu) pode-se então, por fim, calcular o H_e .

$$H_e = \frac{Nu k_{ar}}{w} \quad (3.16)$$

Portanto, o coeficiente convectivo externo (H_e) do evaporador é $3,37 \text{ W/m}^2\text{-K}$. Um valor um pouco abaixo do coeficiente de radiação (H_{rad}) que é de $5,56 \text{ W/m}^2\text{-K}$. Isso significa dizer que $37,7\%$ do ganho de energia são devido à convecção enquanto que $72,3\%$ da energia são devidas à radiação.

Existe também o aporte de energia referente à condensação do vapor d'água presente no ar sobre a placa, mas por causa da dificuldade de se estimar a variação da temperatura do ar durante a troca de calor com o evaporador, achou-se conveniente negligenciar tal aporte já que em referências, como Senna (2001), esse é responsável por menos de 5% da troca de calor total.

Conhecido o valor de H_{tot} , calculou-se a perda de calor total da placa.

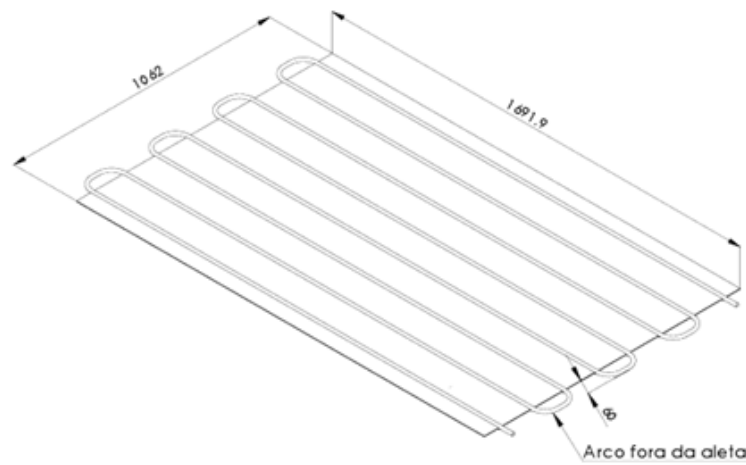


Figura 3.5 - Esboço do evaporador vista frontal (fora de escala)

Levando-se em consideração a aleta e a metodologia aplicada em Incropera (2002) encontra-se uma área A_t , que seria uma área total de troca de calor, que leva em consideração inclusive a eficiência da aleta η_a . Essa área é função do comprimento do trocador de calor Z .

$$\dot{q}_{ev} = (H_{rad} + H_e) A_t (T_{amb} - T_{pe}) \quad (3.17)$$

Assim, pela equação acima, encontra-se um novo comprimento Z que é substituído na estimativa inicial Z_0 , um processo iterativo se inicia até que os valores de Z convirjam.

3.2.2 Região Monofásica

Os cálculos para o dimensionamento da região monofásica, ou superaquecimento, são semelhantes à região bifásica, porém com certa simplificação, já que se trata de apenas uma fase. Como não há variação no título, o coeficiente convectivo interno permanece constante, o que é calculado pela Eq. 3.18.

$$H_i = \begin{cases} 0,023Re^{0,8}Pr^{0,4}kd_i^{-1} & \Rightarrow \textit{se Turbulento} \\ 4,364kd_i^{-1} & \Rightarrow \textit{se Laminar} \end{cases} \quad (3.18)$$

$$Re = \frac{Gd_i}{\mu} \quad (3.19)$$

A partir desse ponto a metodologia de cálculo segue a mesma para todo restante do dimensionamento, culminando em um novo Z que é somado ao comprimento da região bifásica encontrado na seção 3.1.1.

O evaporador foi fabricado pela empresa Maxtemper e a FIG. 3.6 mostra tal trocador de calor.



Figura 3.6 - Evaporador fabricado pela empresa Maxtemper

3.3 Resfriador

O resfriador apresenta-se como um dos principais componentes da bomba de calor representando um importante fator no desempenho dos sistemas que operam com CO₂ em modo transcrito. Trabalhos na literatura têm demonstrado que, reduzindo a temperatura do fluido refrigerante na saída do resfriador operando em contracorrente para um valor próximo da temperatura de entrada do fluido secundário, obtém-se uma elevação na capacidade do sistema, ou seja, um aumento no COP. Diante desse fato, o trocador de calor foi dimensionado com o objetivo de obter a máxima eficiência em termos da transferência de calor do CO₂ para a água.

Um resfriador inundado traria prejuízos ao COP da bomba de calor devido ao fato de que, à medida que houvesse aumento na temperatura da água, a temperatura de saída do fluido no resfriador aumentaria, o que diminuiria a capacidade do sistema, ou seja, uma redução no COP. Dessa forma optou-se por um trocador de calor de tubo concêntrico em contracorrente.

É importante salientar que o termo definido como condensador refere-se apenas a uma condição inicial de partida do sistema, uma vez que, nessa condição transiente, o trocador apresentaria temperatura e pressões abaixo do ponto crítico. Já o termo resfriador se refere ao trocador de calor na sua fase supercrítica, que é predominante no sistema.

O resfriador de gás foi projetado para atender à demanda de aquecimento correspondente a 200 litros de água a 40°C para banho de uma família de quatro pessoas. O trocador escolhido é do tipo tubos concêntricos com os fluidos escoando em contracorrente, com o CO₂ escoando através do tubo interno e água no espaço anular. O resfriador foi projetado segundo os dados disponibilizados por Cavallini (2007). Segundo esse autor, a diferença de temperatura entre os fluidos na entrada do resfriador deve corresponder a um valor em torno de 20°C e, na saída, 5°C.

Para a realização dos cálculos do resfriador foram tomados alguns dados de projeto como, a temperatura de entrada e saída da água, temperatura de entrada e saída do CO₂, a vazão de água e os diâmetros internos e externos para os tubos. A vazão mássica do fluido foi

obtida através dos dados fornecidos pelo fabricante do compressor. A TAB. 3.3 fornece os parâmetros utilizados para o dimensionamento do resfriador.

Tabela 3.3
Grandezas relativas ao resfriador

| | |
|--|---|
| Tipo: | Tubos concêntricos com fluidos escoando em contracorrente |
| Número de passes: | Um |
| Material | Cobre para ambos os tubos |
| Fluido Primário (CO ₂) Pressão: Temperatura de entrada (T _{f1}): Temperatura de saída (T _{f2}): Vazão mássica: | 76 kg/cm ² 65 °C 25 °C 33,12 kg/h |
| Fluido Secundário (H ₂ O) Pressão: Temperatura de entrada (T _{ag1}): Temperatura de saída (T _{ag2}): Vazão mássica: | 2,5 kg/cm ² 20 °C 40 °C 80,00 kg/h |
| Diâmetros do tubo interno (CO ₂): | $d_i = 6 \text{ mm}$ $d_e = 7,58 \text{ mm}$ |
| Diâmetros do tubo externo (Água): | $D_i = 12 \text{ mm}$ $D_e = 12,70 \text{ mm}$ |

Aplicando um balanço de energia ao trocador de calor de tubos concêntricos da FIG. 3.7, temos as seguintes equações que se seguem.

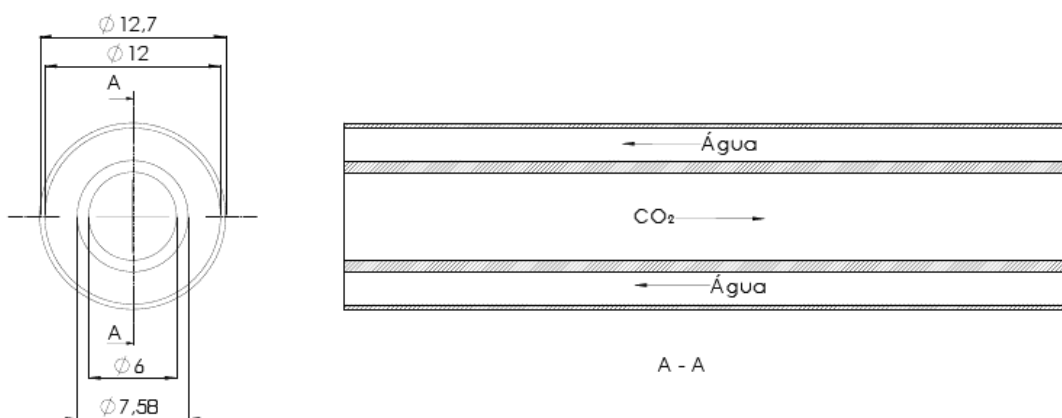


Figura 3.7 - Representação do resfriador com as condições de operação

$$\dot{q}_f = \dot{m}_f (h_2 - h_1) \quad (3.20)$$

$$\dot{q}_{ag} = \dot{m}_{ag} c_{p,a} (T_{ag2} - T_{ag1}) \quad (3.21)$$

$$\dot{q}_f = \dot{q}_{ag} \quad (3.22)$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{m}_f (h_{f2} - h_{f1})}{\dot{m}_{ag} c_{p,ag} (T_{ag2} - T_{a1})} \quad (3.23)$$

$$q = U \pi d_e L \Delta T_{ml} \quad (3.24)$$

$$\frac{1}{U} = \frac{D_e}{H_i D_i} + \frac{D_e \ln(D_e/D_i)}{2k} + \frac{1}{H_e} \quad (3.25)$$

$$H_i = \begin{cases} 0,023 Re_i^{0,8} Pr_i^{0,4} k_v d_i^{-1} & \Rightarrow \text{se Turbulento} \\ 4,364 k_i d_i^{-1} & \Rightarrow \text{se Laminar} \end{cases} \quad (3.26)$$

$$H_e = \begin{cases} 0,023 Re_e^{0,8} Pr^{0,3} k_e D_h^{-1} & \Rightarrow \text{se Turbulento} \\ 4,364 k_e D_h^{-1} & \Rightarrow \text{se Laminar} \end{cases} \quad (3.27)$$

$$D_h = D_i - D_e \quad (3.28)$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{f1} - T_{ag2}) - (T_{f2} - T_{ag1})}{\ln\left(\frac{T_{f1} - T_{ag2}}{T_{f2} - T_{ag1}}\right)} \quad (3.29)$$

$$L_r = \frac{q}{U \pi D_e \Delta T_{ml}} \quad (3.30)$$

Onde finalmente tem-se L_r , como sendo o comprimento final do condensador. O resfriador também foi fabricado pela empresa Maxtemper. O trocador de calor foi alocado

em terno do tanque de armazenamento de água, de modo que se aproveitou o isolamento do tanque para o resfriador. A FIG. 3.8 mostra o trocador de calor em questão. A foto 1 mostra o trocador de calor sendo alocado em torno do tanque de armazenamento; a foto 2 mostra este espaço sendo preenchido por polietileno e, finalmente, a foto 3 um *layout* geral do conjunto resfriador/tanque.

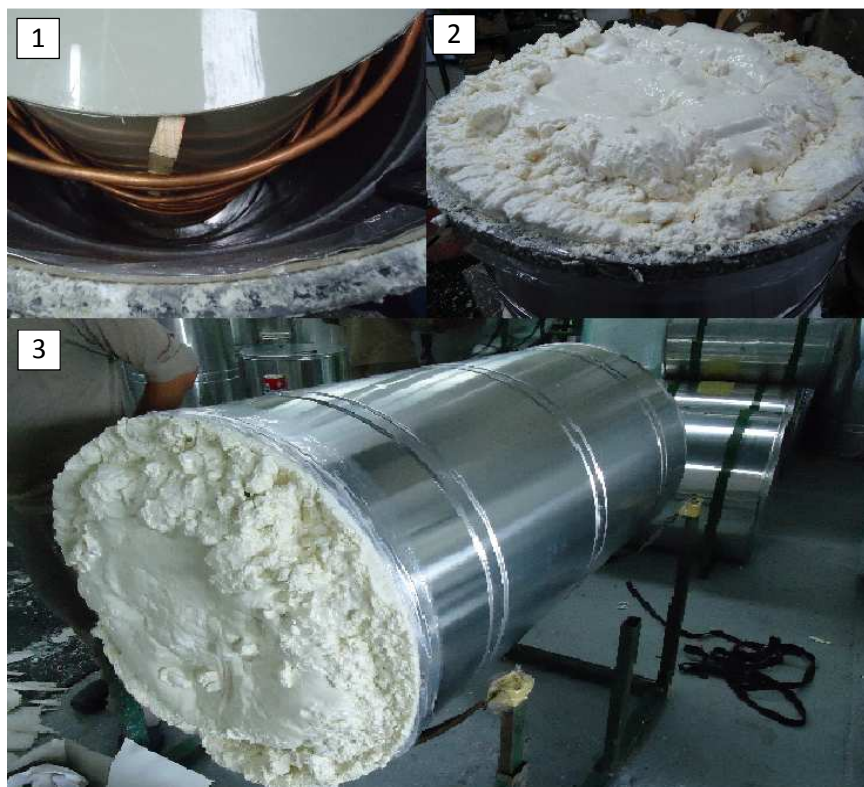


Figura 3.8 – Resfriador fabricado pela empresa Maxtemper

3.4- Dispositivo de expansão

Após contemplar a possibilidade de se usar tubo capilar e válvula expansão eletrônica, optou-se pela válvula agulha como dispositivo de expansão. Essa opção foi feita devido, principalmente, à disponibilidade da mesma no mercado.

A Tab 3.4 mostra as grandezas relativas à válvula agulha enquanto a FIG. 3.9 mostra uma foto de tal válvula

Tabela 3.4
Grandezas relativas à válvula agulha

| | |
|-------------------|---------------------|
| Tipo: | Válvula Agulha |
| Número de voltas: | 10 |
| Material | Aço Inox |
| Pressão Máxima: | 300 bar |
| Orifício | 1,6 mm ² |
| Modelo | SS-31RS4 / Swagelok |



Figura 3.9 - Válvula agulha escolhida para realizar a expansão na BDC.

3.5- Sistema de aquisição de dados

Os sinais gerados pelos diferentes sensores do banco de ensaios são recebidos e tratados por um sistema de aquisição de dados. Um programa desenvolvido em *Labview* permite a visualização das temperaturas e pressões em tempo real. Os valores podem ser registrados em um arquivo de saída.

O sistema de aquisição de dados é composto basicamente de um módulo para acondicionamento dos sinais gerados pelos termopares e medidores de pressão. Para os termopares utiliza-se uma placa de aquisição modelo USB-9213 de 24 bits; para as medidas de pressão, utiliza-se uma placa modelo USB-6211, ambas fabricadas pela *National Instruments* e instaladas em um computador tipo PC. A FIG. 3.10 mostra a interface elaborado para a captação e visualização das grandezas durante as simulações.

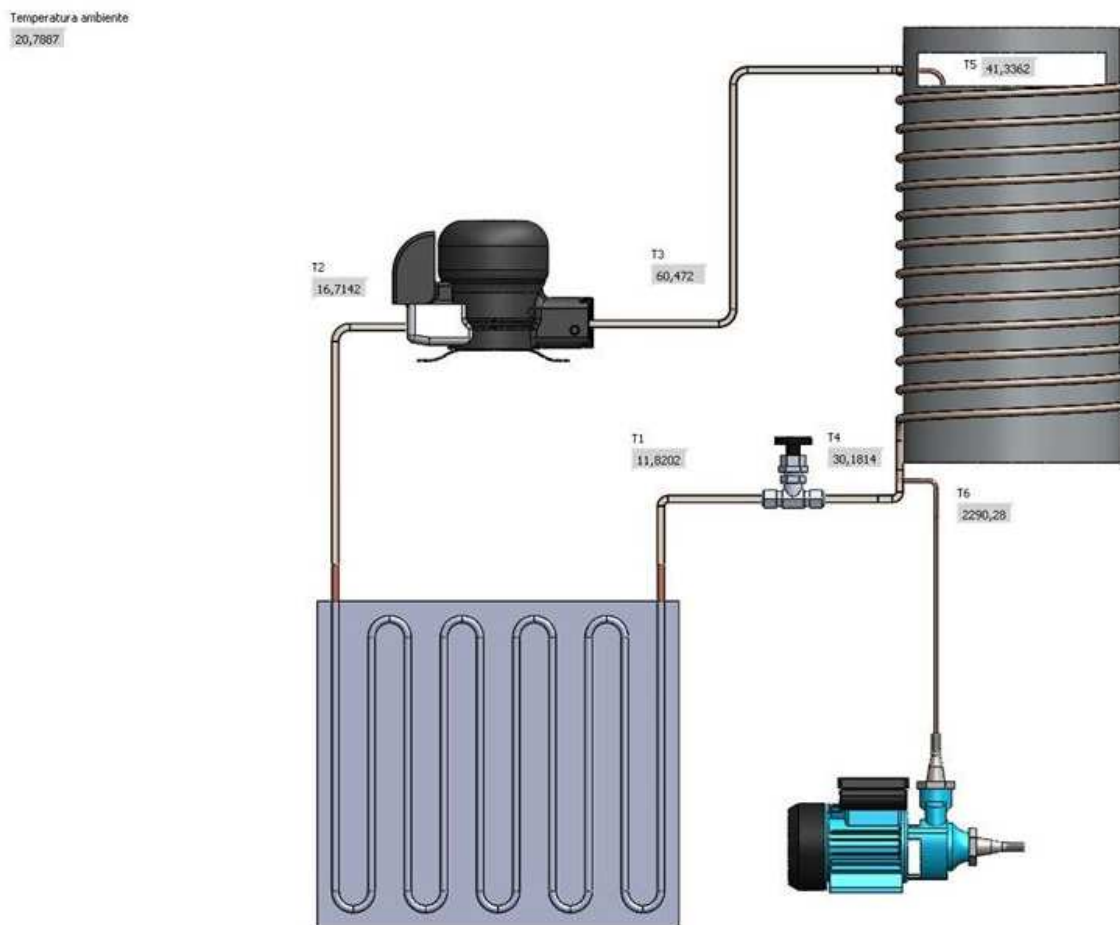


Figura 3.10 – Interface do programa de aquisição de dados em *Labview*

3.6- Conclusão

Como já mencionado anteriormente os trocadores de calor foram fabricados na empresa Maxtemper, porém a montagem da bomba de calor foi feita no laboratório de refrigeração e aquecimento da UFMG. Tal montagem se mostrou relativamente simples, a bomba de calor ficou com um aspecto compacto, ideal para uso residencial, como mostra a FIG. 3.11 e a FIG. 3.12.



Figura 3.11 –Protótipo da bomba de calor com destaque para o evaporador



Figura 3.12 –Protótipo da bomba de calor com destaque para a caixa de comando

Comparando as dimensões obtidas aqui com a de outros autores percebe-se grande semelhança entre os projetos. A bomba de calor aqui projetada se assemelha bastante com a exposta por Yamagushi *et al.* (2011) em se tratando de pontos de operação, tipos de materiais e dimensões. Assim conclui-se que os resultados encontrados nesse dimensionamento estão coerentes com o que tem sido apresentado nessa linha de pesquisa nos últimos anos.

4 MODELO MATEMÁTICO

4.1-Modelo da bomba de calor

Como mencionado, o presente trabalho trata apenas do modelo matemático do resfriador. Porém pretende-se nesse ponto fazer um apanhado geral do funcionamento de um modelo matemático global para uma bomba de calor. Neste tópico o modelo global da bomba de calor será explicado de maneira resumida, apenas para que o leitor se situe melhor a respeito do mesmo e que fique clara a importância da modelagem e do estudo detalhado do resfriador.

O modelo da bomba de calor carece de três estimativas iniciais, a pressão de baixa, a pressão de alta e o grau de superaquecimento do evaporador. O modelo matemático do compressor irá então calcular a vazão mássica do fluido que é imposta por ele mesmo e a entalpia de saída. Com a pressão de alta estimada, a vazão e a entalpia de entrada do resfriador calculadas pelo modelo para o compressor, pode-se então se iniciar o modelo do mesmo, esse modelo irá permitir que se conheça todas as grandezas pertinentes ao longo do trocador de calor (temperatura, pressão, entalpia, vazão, volume específico, massa específica, título do fluido, temperatura da parede e etc). Calculado o último volume de controle do resfriador aciona-se o modelo para o dispositivo de expansão, esse fornecerá a vazão mássica que será comparada à vazão calculada pelo modelo para o resfriador. Se esses valores não coincidirem a pressão de alta é novamente estimada e as equações são recalculadas. Na FIG. 4.1 tem-se uma representação resumida do modelo em forma de fluxograma, seguindo o proposto por Machado (1996)

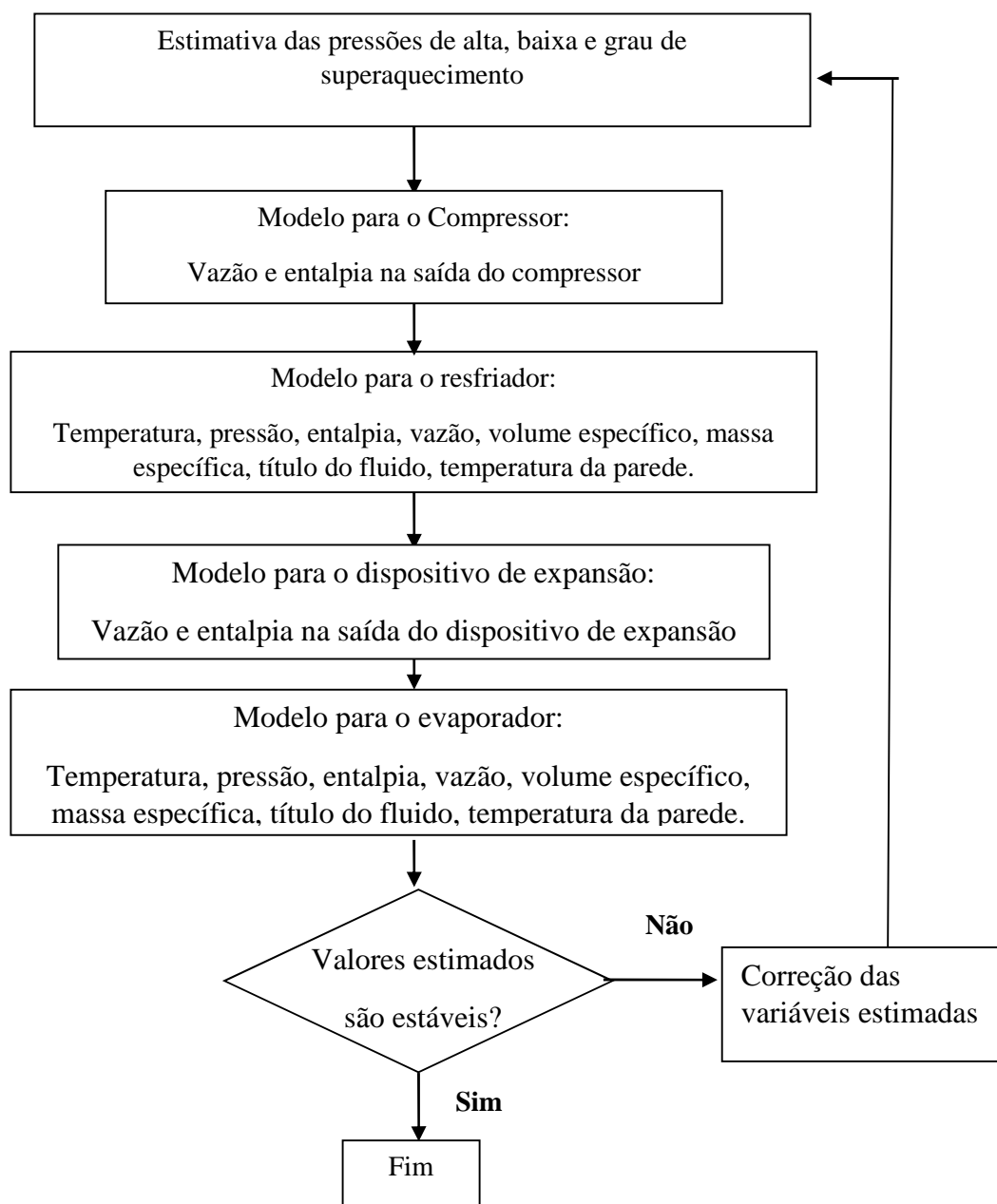


Figura 4.1 - Fluxograma resumido do modelo da bomba de calor

Convergado o valor da vazão mássica, segue-se para o evaporador. O esquema de funcionamento do modelo para o evaporador é análogo ao do resfriador, com a pressão estimada, a vazão e a entalpia fornecidas pelo modelo para o dispositivo de expansão, o

processo se inicia, encontrada a vazão do último volume de controle, essa é comparada à vazão de entrada do compressor. Caso esses valores não coincidam a pressão de evaporação é novamente estimada e as equações são recalculadas.

4.2 Modelo para os fluidos

Como já mencionado na revisão bibliográfica, neste trabalho optou-se pela utilização das equações de estado do fluido proposta por Span e Wagner (1994). O modelo tem como base a energia livre de Helmholtz (A_H). Da Eq. 2.19 a Eq. 2.24 são mostradas um pouco da metodologia de cálculo desse modelo.

O artigo mostra a dedução e a fórmula final para cada uma das propriedades termodinâmicas (temperatura, pressão, massa específica, entropia e entalpia) em função de duas outras propriedades. Essas equações foram implementadas em sub-rotinas no Fortran que são chamadas cada vez que se deseja definir as propriedades do fluido.

Foram criadas três sub-rotinas para o cálculo das propriedades do fluido. Sub-rotina para o CO₂ monofásico, CO₂ bifásico e a sub-rotina da água monofásica.

Duas limitações foram encontradas nesse modelo. A primeira foi o tempo computacional. Observou-se que a sub-rotina levava cerca de 1,5s para finalizar o cálculo das propriedades do fluido. Esse tempo, que a priori parece ser baixo, tornou-se um problema para as simulações já que se faz necessário o cálculo das propriedades dos fluidos por dezenas de vezes para cada volume de controle, para milhares de volumes de controle por iteração e por centenas de iterações para cada passo de tempo.

Outra limitação é a de que duas propriedades termodinâmicas não necessariamente definem o fluido. Como se pode ver na FIG. 4.2, para um mesmo conjunto de temperatura e entalpia tem-se dois estados possíveis para o fluido. Para resolver esse problema criaram-se condições dentro das sub-rotinas do fluido para que, se a pressão ultrapassasse determinado limite, o programa deveria voltar e recalculas as propriedades do mesmo para aquele ponto, o que aumentou ainda mais o tempo computacional.

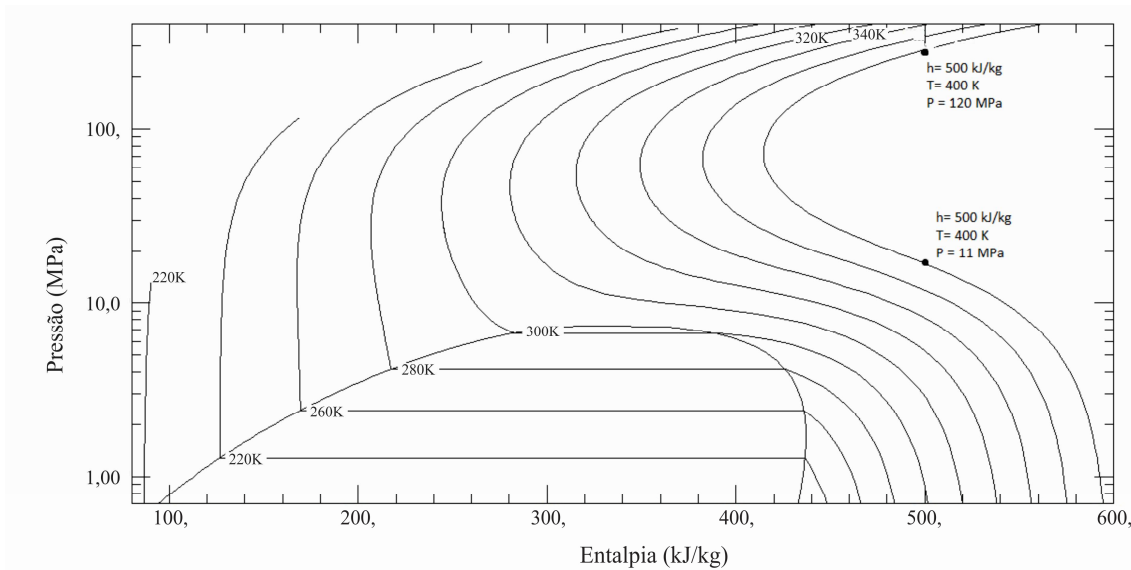


Figura 4.2- Diagrama P-h para dois pontos com mesmas temperaturas e entalpias.

Apesar das limitações mencionadas, o modelo para o cálculo das propriedades do fluido se mostrou preciso e uma ferramenta bastante completa e prática. Diferentemente do modelo proposto por Cleland (1987), não é necessário conhecer o estado do fluido e ainda permite o cálculo das propriedades na região supercrítica, o que se mostrou decisivo para este trabalho.

4.3 Modelo para o dispositivo de expansão

Apesar de o presente trabalho tratar especificamente da modelagem matemática do resfriador, se fez necessário a elaboração do modelo para o dispositivo de expansão. Esse tem a função de fornecer a vazão de saída para o resfriador.

Como já mencionado e justificado no capítulo anterior o dispositivo de expansão escolhido foi a válvula agulha. Para a elaboração do modelo foram levantadas as seguintes hipóteses:

- Processo de expansão adiabática;
- Escoamento unidimensional no interior da válvula;

- Relação diâmetro equivalente (d_{eq}) e número de voltas da válvula (nv) linear;
- Fluido refrigerante puro, sem contaminação por óleo do compressor.

Para a elaboração do modelo foi utilizado o teorema dos Pi de Buckingham proposta em Fox *et al.* (2010). A Eq. 4.1 mostra a vazão do dispositivo de expansão (\dot{m}_{exp}) e suas variáveis dependentes.

$$\dot{m}_{exp} = f(d_{eq}, P_{exp1}, T_{exp1}, \rho_{exp1}, P_c, T_c) \quad (4.1)$$

Onde os índices exp1 são referentes à entrada do fluido no dispositivo de expansão, e os índices c são as propriedades no ponto crítico. As variáveis dependentes foram sugeridas por Martin (2007).

Determinou-se então três parâmetros adimensionais (Π_1, Π_2, Π_3) como mostra as equações seguintes.

$$\Pi_1 = \frac{\dot{m}_{exp}}{d_{eq}^2 \sqrt{\rho_{exp1} P_{exp1}}} \quad (4.2)$$

$$\Pi_2 = \frac{P_{exp1}}{P_c} \quad (4.3)$$

$$\Pi_3 = \frac{T_{exp1}}{T_c} \quad (4.4)$$

Seguindo então pela Eq. 4.5 que traz a correlação entre os adimensionais tem-se a Eq. 4.6 que traz a equação final para o modelo de expansão por válvula agulha.

$$\Pi_1 = k_1 \Pi_2^{k_2} \Pi_3^{k_3} \quad (4.5)$$

$$\dot{m}_{exp} = d_{eq}^2 \sqrt{\rho_{exp1} P_{exp1}} k_{exp1} \left(\frac{P_{exp1}}{P_c} \right)^{k_2} \left(\frac{T_{exp1}}{T_c} \right)^{k_3} \quad (4.6)$$

Os parâmetros k_1 , k_2 e k_3 são obtidos experimentalmente o que torna o modelo semiempírico. Martin (2007) determinou esses parâmetros para o CO_2 para condições de intervalo de pressão e vazão que são compatíveis com a situação estudada aqui. A TAB. 4.1 mostra tais valores.

Tabela 4.1
Constantes adimensionais para a válvula agulha

| Válvula Agulha | |
|-----------------------|-----|
| k_1 | 0,3 |
| k_2 | 1 |
| k_3 | -5 |

Segundo Martin (2007), na comparação entre os resultados medidos experimentalmente e calculados através da Eq. 4.6 foram encontrados desvios na ordem de 2% o que foi considerado pelo mesmo um ótimo resultado.

Calculou-se o diâmetro equivalente para o caso em que a válvula estava totalmente aberta ($n_v=10$) depois o diâmetro equivalente para a válvula totalmente fechada ($n_v=0$) assim através de uma equação linear pode-se determinar o diâmetro equivalente em função do número de voltas da válvula, permitindo-se que o número de voltas na válvula fosse utilizado como dado de entrada, como mostra a FIG. 4.3.

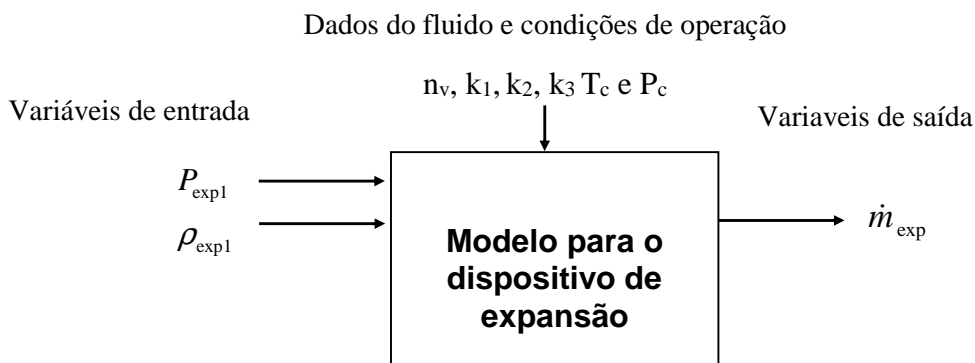


Figura 4.3 - Diagrama de blocos do modelo para o dispositivo de expansão

O modelo para o dispositivo de expansão cumpre o papel de fornecer a vazão de saída do resfriador. Para isso ele utiliza a pressão de saída e massa específica do mesmo. Esse modelo se torna importante, pois ele que irá determinar se a vazão na saída do resfriador está correta ou não e se uma nova iteração será necessário.

4.4 Modelo para o compressor

Também se faz necessário o modelo para o compressor para que se possa estabelecer a condições de entrada do resfriador.

A exemplo do modelamento do dispositivo de expansão, antes de iniciar os cálculos referentes ao compressor, enumeraram-se algumas hipóteses:

- O processo de compressão adiabático é irreversível;
- As perdas de pressão nas válvulas de aspiração e descarga são desprezíveis;
- A vazão mássica é constante durante a compressão;
- O fluido refrigerante é puro, sem contaminação pelo óleo do compressor.

Em Maia (2005) tem-se a seguinte equação para o cálculo da vazão mássica do compressor:

$$\dot{m}_{comp} = \frac{NV\eta_v}{v_{comp1}} \quad (4.7)$$

Onde \dot{m}_{comp} é a vazão de fluido no compressor, N é a rotação, V é o volume do compressor, v_{comp1} o volume específico do fluído, e η_v é o rendimento volumétrico do compressor. Este último foi calculado com base em uma correlação semiempírica sugerida por Sarkar (2006), exposta na Eq. 4.8.

$$\eta_v = 0,9207 - 0,0756 \left(\frac{P_{comp2}}{P_{comp1}} \right) + 0,0018 \left(\frac{P_{comp2}}{P_{comp1}} \right)^2 \quad (4.8)$$

Onde os índices da pressão comp1 e comp2 são relativos à entrada e saída do compressor, respectivamente. Ambas as pressões são fornecidas ao modelo. A pressão de saída é igual à pressão estimada para o modelo para o resfriador. Já a pressão de entrada é fornecida pelo modelo para o evaporador. A FIG. 4.4 mostra um diagrama de blocos para o modelo para o compressor.

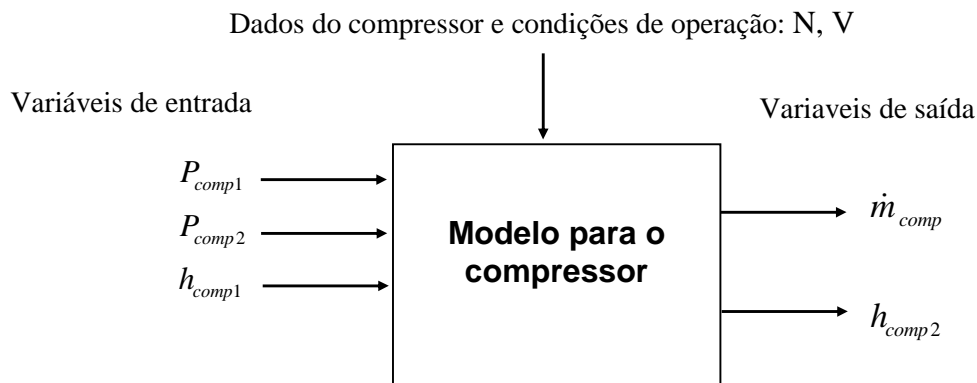


Figura 4.4 – Diagrama de blocos do modelo para o compressor.

Além da vazão do compressor se fazem-se necessárias as propriedades de saída do fluido, pois essas serão as propriedades de entrada no resfriador. Essas propriedades serão calculadas a partir da entalpia e da pressão do fluido. As condições de entrada do compressor são conhecidas, assim foram utilizadas as equações Eq. 4.9 e Eq. 4.10 para o cálculo da entalpia de saída do compressor, considerando que a pressão de saída já era conhecida. Tais equações também se encontram em Sarkar (2006).

$$\eta_i = -0,26 + 0,7952 \left(\frac{P_{comp2}}{P_{comp1}} \right) - 0,2803 \left(\frac{P_{comp2}}{P_{comp1}} \right)^2 + 0,0414 \left(\frac{P_{comp2}}{P_{comp1}} \right)^3 - 0,0022 \left(\frac{P_{comp2}}{P_{comp1}} \right)^4 \quad (4.9)$$

$$\eta_i = \frac{h_{comp2s} - h_{comp1}}{h_{comp2} - h_{comp1}} \quad (4.10)$$

Onde η_i representa o rendimento isentrópico e o h_{comp2s} seria a entalpia de saída do compressor para condições ideais.

4.5 Modelo para o evaporador

O trabalho em questão não prevê a elaboração de um modelo matemático para o evaporador. Porém alguns dados a respeito do mesmo são necessários para alimentar o modelo para o compressor. A solução adotada foi estabelecer uma pressão de baixa e um grau de superaquecimento constantes. Essa pressão e esse superaquecimento foram estabelecidos por meio de trabalhos que especificam as grandezas com esse tipo de bomba de calor tem trabalhado e com base testes experimentais.

4.6 Modelo para o resfriador

Neste momento será feita uma abordagem detalhada do modelo para o resfriador, que é o foco principal deste trabalho. O capítulo anterior explicitou detalhadamente o projeto do mesmo, esse projeto forneceu dados geométricos e pontos de operação que serão dados de entrada importantes para o modelo. O trocador de calor consiste em dois tubos concêntricos em que o CO₂ escoar no tubo interno e a água escoar no tubo externo em contracorrente.

4.6.1 Hipóteses do modelo para o resfriador

Para a elaboração do modelo para o resfriador foram consideradas as seguintes hipóteses:

- As grandezas relativas ao CO₂ e a água são uniformemente distribuídas em cada seção transversal do tubo;
- Os escoamentos dos fluidos foram considerados unidimensionais;
- As perdas de pressão e térmica nas curvas do trocador de calor foram desprezadas;

- O fluido refrigerante foi considerado puro sem contaminação pelo óleo do compressor;
- Considera-se que o tubo interno pelo qual passa o CO₂ está perfeitamente situado no centro do tubo externo em que escoava água;
- Não há perda de calor da água para o ambiente.
- Para efeitos de cálculo do coeficiente convectivo considera-se o trocador retilíneo

4.6.2 Variáveis de entrada e saída do modelo

Na modelagem do resfriador são fornecidas as condições iniciais e de contorno. Essas são as variáveis do sistema de equações diferenciais que serão usadas para modelar o sistema. Tais variáveis são as vazões mássica à entrada e à saída do trocador de calor, a entalpia na saída do compressor a temperatura e a vazão de entrada da água.

Uma vez fornecidas as variáveis de entrada ao sistema de equações ao modelo, por meio das equações da energia, continuidade e quantidade de movimento, é possível traçar os perfis espaciais de temperatura do fluido, a vazão mássica e todas as grandezas decorrentes dessas. A FIG. 4.5 ilustra bem isso.

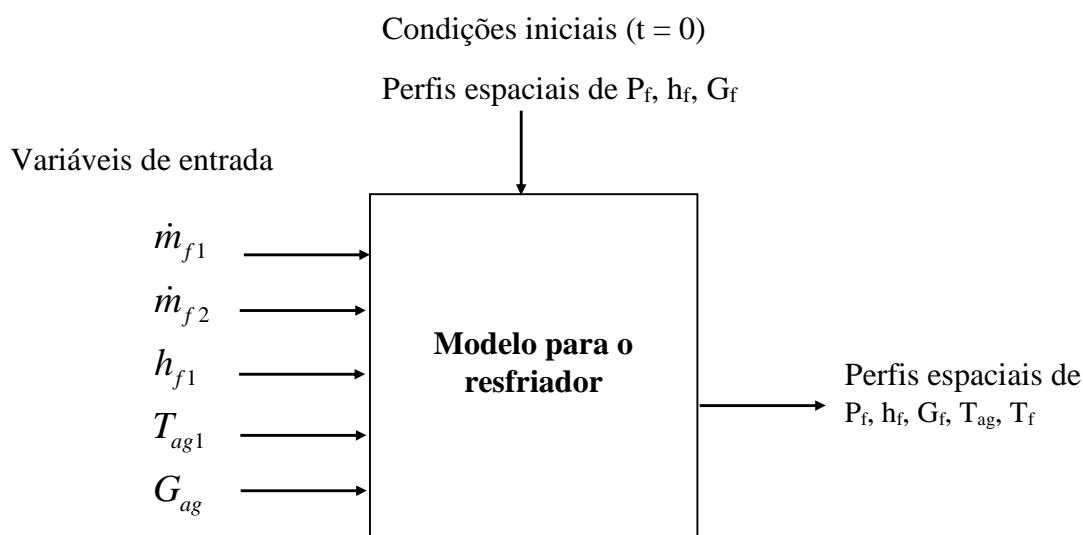


Figura 4.5 – Diagrama de blocos do modelo para o resfriador.

Sendo que a vazão de entrada (\dot{m}_{f1}) e entalpia de entrada (h_{f1}) do resfriador são fornecidos pelo modelo para o compressor, a vazão de saída (\dot{m}_{f2}) é fornecidas pelo modelo para o dispositivo de expansão. A temperatura da água na entrada T_{ag1} e a velocidade mássica da água (G_{ag}) são dados de projeto.

4.6.3 Equações do modelo

O modelo matemático é estabelecido por meio da aplicação do balanço de energia da água com o resfriador e das equações de balanço de massa, de energia e de quantidade de movimento para o fluido.

4.6.3.1 - Equações do fluido primário

A seguir são apresentadas as três equações que regem o fluido frigorífico. A Eq. 4.11 mostra a equação da continuidade, a Eq. 4.12 a equação da quantidade de movimento e a Eq 4.13 a da energia.

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \frac{\partial G_f}{\partial z} = 0 \quad (4.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial z} \left\{ P_f + G_f^2 \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x)^2 v_l}{1-\alpha} \right] \right\} = - \frac{\partial G_f}{\partial t} - \left(\frac{dP}{dz} \right)_f - g \rho_f \text{sen}(\theta) \quad (4.12)$$

$$A_i \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho_f (h_f - P_f v_f) \right] = H_i p e_i (T_p - T_f) - A_i \frac{\partial}{\partial z} (G_f h_f) \quad (4.13)$$

A_i representa a área da secção transversal interna do tubo, G_f a velocidade mássica do fluido, h_f a entalpia do fluido, $p e_i$ é o perímetro interno do tubo, A_i é a área interna do tubo, T_p a temperatura da parede do tubo, T_f a temperatura do fluido, P_f a pressão do fluido, x o título do fluido, v_l o volume específico líquido, v_v o volume específico de vapor, ρ_f a massa específica do fluido, α representa a fração de vazio, H_i o coeficiente convectivo interno, g a aceleração da gravidade e θ a inclinação do escoamento do fluido

frigorífico. As respectivas demonstrações matemáticas dessas equações podem ser encontradas em Machado (1996).

Após contemplar a possibilidade de solução das equações pelo método de Runge-Kutta, optou-se por fazer o cálculo pelo método de diferenças finitas. Fez-se essa opção por considerar-se que o método de Runge-Kutta demandaria certo tempo computacional e que seria possível recorrer ao método de diferenças finitas sem que houvesse perda de precisão já que se tratam de volumes de controle com dimensões bastante reduzidas.

As derivadas temporais são aproximadas como sendo a razão entre a variação temporal de determinada propriedade dividida pelo passo de tempo. Temos assim a Eq. 4.14 a partir da Eq. 4.11.

$$\frac{\partial G_f}{\partial z} = \frac{\rho_f - \rho_f^0}{\Delta t} \quad (4.14)$$

As equações que se seguem correspondem à solução adotada para a Eq. 4.12

$$\bar{P}_f = P_f + G_f^2 \left[\frac{x^2 v_v}{\alpha} + \frac{(1-x^2)v_l}{1-\alpha} \right] - g \rho_f \text{sen}(\theta) \quad (4.15)$$

$$\frac{\partial \bar{P}_f}{\partial z} = \left(\frac{G_f - G_f^0}{\Delta t} \right) - \left(\frac{dP}{dz} \right)_f \quad (4.16)$$

Por último a solução para a Eq. 4.13.

$$\frac{\partial h_f}{\partial z} = \frac{1}{G_f} \left[\frac{P_f - P_f^0}{\Delta t} - \frac{h_f - h_f^0}{\Delta t} \rho_f + \frac{H_i p e}{A_i} (T_p - T_f) \right] \quad (4.17)$$

O parâmetro referente à pressão modificada, \bar{P}_f , foi criado no intuito de simplificar o cálculo e os índices 0 indicam que se referem às grandezas referentes ao tempo anterior.

4.6.3.2-Equações do fluido secundário

Para a água é feita um balanço de energia onde a Eq. 4.18 representa o ganho de energia de um volume de controle de água.

$$\rho_{ag} A_e c_{pag} \frac{\partial T_{ag}}{\partial t} = -G_{ag} A_e c_{pag} \frac{\partial T_{ag}}{\partial z} - H_e p e_e (T_{ag} - T_p) \quad (4.18)$$

Onde c_{pag} representa o calor específico da água, H_e é o coeficiente convectivo externo e A_e é a área externa do tubo. Seguindo um balanço de energia semelhante tem-se a Eq. 4.19 que representa o balanço de energia de um volume de controle da parede do tubo.

$$\rho_{ag} A_e c_{pcu} \frac{\partial T_p}{\partial t} = -H_i p e_i (T_p - T_f) + H_e p e_e (T_{ag} - T_p) \quad (4.19)$$

Em que c_{pcu} representa o calor específico do cobre. A exemplo do que ocorreu com as equações do fluido refrigerante as derivadas acima foram aproximadas por variações no passo de tempo (temporal) e no volume de controle (espacial). As equações a seguir representam as soluções, respectivamente, da Eq. 4.18 e Eq. 4.19.

$$\rho_{ag} A_e c_{pag} \frac{T_{ag}(i) - T_{ag}^0(i)}{\Delta t} = -G_{ag} A_e c_{pag} \frac{T_{ag}(j-1) - T_{ag}(j)}{\Delta z} - H_e p e_e (T_{ag} - T_p) \quad (4.20)$$

$$\rho_{ag} A_e c_{pag} \frac{T_p(i) - T_p^0(i)}{\Delta t} = -G_{ag} A_e c_{pag} \frac{\partial T_{ag}}{\partial z} - H_e p e_e (T_{ag} - T_p) \quad (4.21)$$

Onde os índices j e i representam as posições dos volumes de controle na composição do trocador de calor, como mostra a FIG. 4.6.

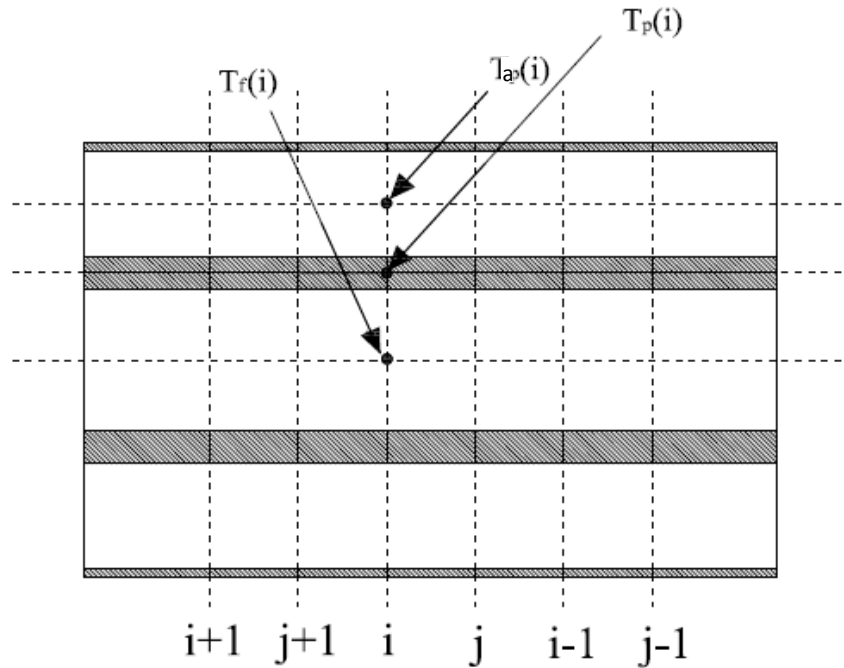


Figura 4.6 – Discretização do resfriador usada na solução.

Nas equações acima tem-se três incógnitas o que deixa o sistema matemático indeterminado. Não se conhece a temperatura na saída de cada volume de controle, entretanto uma média pode ser feita de modo que mais uma equação se junte ao sistema deixando o mesmo com uma solução.

$$T_{ag}(j+1) = 2T_{ag}(i) - T_{ag}(j) \quad (4.22)$$

Essa equação tem origem no fato de que a temperatura do volume de controle da água é igual a média aritmética das temperaturas na entrada e saída.

4.6.3.3 Coeficientes de transferência de calor

Para a água foi escolhida uma das correlações mais utilizadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor. As correlações encontradas em Incropera (2007).

$$H_e = \begin{cases} 0,023 \text{Re}_{ag}^{0,8} \text{Pr}_{ag}^{0,3} K_{ag} D_h^{-1} & \Rightarrow \textit{se Turbulento} \\ 4,364 K_{ag} D_h^{-1} & \Rightarrow \textit{se Laminar} \end{cases} \quad (4.23)$$

$$H_e = \frac{Nu_{ag} k_{ag}}{D_h} \quad (4.24)$$

Onde Pr_{ag} é o número de Prandtl da água, Nu_{ag} o número de Nusselt da água, Re_{ag} o número de Reynolds da água, D_h o diâmetro hidráulico, nb fator que vale 0,3 para resfriamento e 0,4 para aquecimento, k_{ag} a condutividade térmica da água e H_e o coeficiente convectivo externo.

O coeficiente de transferência de calor interno foi calculado com base em correlações encontradas na literatura. Após uma pesquisa extensa o que se encontrou nos trabalhos mais recentes foi uma tendência sistemática de trabalhos mais recentes em utilizar a correlação de Gnielinsk para a região monofásica, incluindo a região supercrítica que é a que acontece na maior parte do escoamento. As equações a seguir foram retiradas de Spindler (2006), mas podem ser encontradas em grande parte da literatura referente ao assunto.

$$\xi = \left[0,79 \ln(Re_f) - 1,64 \right]^{-2} \quad (4.25)$$

$$Nu_f = \frac{(\xi/8)(Re_f - 1000)Pr_f}{1 + 12,7(\sqrt{\xi/8}Pr_f^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L_r} \right)^{2/3} \right] \quad (4.26)$$

$$H_i = \frac{Nu_f k_f}{d_i} \quad (4.27)$$

Onde ξ é o fator de atrito do escoamento, Pr_f o número de Prandtl, Nu_f o número de Nusselt, Re_f o número de Reynolds, d o diâmetro do escoamento, L_r o comprimento do resfriador, k_f a condutividade térmica e H_i o coeficiente convectivo interno.

Por um breve momento na partida da bomba de calor, tem-se uma região bifásica no resfriador, nesse momento ele poderia ser chamado de condensador. Para essa região optou-se pela correlação de Shah, encontrada em Maia (2005). A Eq. 4.28 mostra tal correlação.

$$H_e = H_{el} \left[(1-x)^{0,8} + \frac{3,8x^{0,76} (1-x)^{0,004}}{(P_f/P_c)^{0,38}} \right] \quad (4.28)$$

Onde x é o título da mistura, e H_{el} é o coeficiente convectivo externo calculado somente para a porção líquida. Para esse cálculo foi utilizada a correlação de Dittus-Boelter, já explicitada acima.

4.6.3.4 Perda de Pressão

Para a perda de pressão adotaram-se as seguintes equações, sugeridas por Yoon *et al.* (2003):

$$\Delta P = fa \frac{G_f^2 L_r}{2\rho_f d_i} \quad (4.29)$$

O fator de atrito (fa) foi calculado pela equação de Blasius dada por:

$$\begin{cases} fa = 0,316 Re_f^{-1/4} & \text{se } Re \leq 2 \times 10^4 \\ fa = 0,184 Re_f^{-1/5} & \text{se } Re \geq 2 \times 10^4 \end{cases} \quad (4.30)$$

Pelo o que se pode observar, essas equações têm sido amplamente usadas na literatura para o cálculo da perda de pressão para CO₂. Como já mencionado, o resfriador passa por uma pequena fase em que esse pode ser considerado condensador (bifásico). Achou-se conveniente para esse momento, utilizar a metodologia de cálculo para perda de pressão bifásica contida em Ozisick (1985).

4.6.4 Metodologia de cálculo

Foram fornecidos ao modelo os dados de entrada, como mostra a FIG. 4.5. Além disso, forneceram-se as condições iniciais das equações constituintes do modelo, como os perfis

espaciais das propriedades termodinâmicas do fluido e o perfil de temperatura da parede do tubo. Os subsequentes dados de saída também estão bem explicitados na FIG. 4.5.

O sistema de equações já descrito foi montado no *software* Fortran. Esse sistema é resolvido para cada instante de tempo, sendo que para cada tempo se arbitra o valor da pressão de alta. O modelo calcula todo o perfil espacial do resfriador chegando por fim ao último volume de controle. O modelo para o dispositivo de expansão calcula a vazão mássica imposta por ele, essa vazão é comparada à vazão de saída do último volume de controle do resfriador. Caso o valor da vazão imposta pelo dispositivo de expansão não coincida com a vazão fornecida pelo modelo para o resfriador uma nova pressão de alta é estimada, sendo essa corrigida pelo método de Newton Raphson. Tal processo é iterativo, sendo repetido até que o valor seja convergido. Vencida essa etapa, o modelo segue para o cálculo do balanço de energia externa, o sistema de equações que rege esse balanço objetiva encontrar a temperatura da parede do tubo. Se a temperatura encontrada não coincidir com o perfil de temperatura da parede arbitrado inicialmente, todo o processo é reiniciado e os cálculos são repetidos até que essas temperaturas se estabilizem.

A seguir a FIG. 4.7 mostra um fluxograma detalhado do modelo para o resfriador.

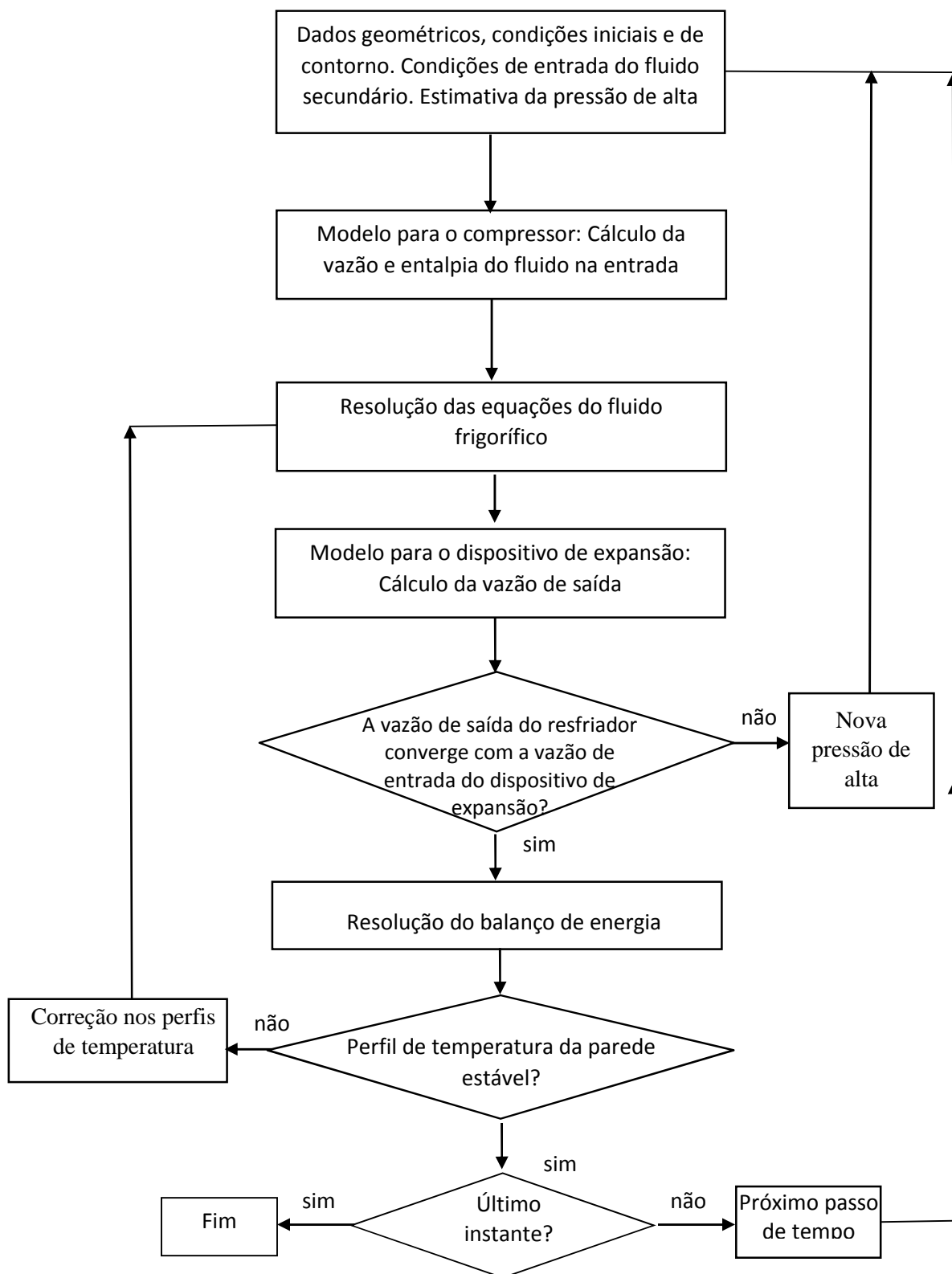


Figura 4.7 – Fluxograma do modelo para o resfriador.

É possível notar, por esse fluxograma a importância dos modelos do dispositivo de expansão e do compressor, pois são eles que fornecem os dados necessários o modelo principal com as vazões na entrada e na saída do trocador de calor

5- ANÁLISE E RESULTADOS

O modelo matemático desenvolvido tem por objetivo simular o comportamento da bomba de calor para aquecimento de água para uso residencial operando com CO₂ em regime transiente. Fabricada a bomba de calor e definida uma determinada condição de operação, baseada em condições ambientais e projetos da literatura, procurou-se reproduzir o comportamento da mesma no modelo matemático elaborado. As condições de operação, que serviram de dados de entrada para o modelo, são explicitadas na TAB. 5.1.

Tabela 5.1

Ponto de operação da bomba de calor

| Bomba de Calor CO₂ | |
|---|--------|
| Vazão de água | 90 L/h |
| Temperatura de entrada da água | 25°C |
| Número de voltas da válvula agulha | 5 |
| Inclinação do evaporador | 30° |
| Passo de Tempo | 5s |
| Comprimento do volume de controle | 8 mm |
| Temperatura ambiente | 25°C |
| Tempo de simulação | 300 s |
| Erro máximo nos critérios de convergência | 0,1% |

O objetivo deste capítulo é mostrar a correspondência entre os valores obtidos no modelo físico e no modelo matemático. Não serão feitas simulações com diferentes condições de operação, por considerar que esse não é o enfoque principal do trabalho. Com a apresentação dos resultados teóricos e experimentais e uma consequente análise crítica da correspondência entre eles, pretende-se mostrar que o modelo matemático elaborado pode ser uma boa ferramenta para a descrição do comportamento da bomba de calor. Com isso, futuramente o modelo matemático poderá ser decisivo para a simulação do funcionamento da bomba de calor em diferentes pontos de operação para uma consequente otimização do projeto da mesma.

5.1 Incerteza de medição

É objetivo deste capítulo apresentar, analisar e comparar resultados teóricos obtidos com o modelo matemático e resultados experimentais obtidos com o modelo físico. Os resultados deste último vem acompanhados de incertezas devido à falta de conhecimento que se tem acerca da medição. Na verdade pode-se dizer que as medições representam apenas uma estimativa do valor mensurado em função da incerteza proveniente dos efeitos aleatórios e da correção imperfeita dos resultados para efeitos sistemáticos.

Gonçalves (2002) apresenta uma metodologia de cálculo para a incerteza das medições que será aqui adotada. Apesar de o processo ser transiente optou-se por fazer o cálculo da incerteza com a bomba de calor já em regime permanente e considerar que tais incertezas são as mínimas para as medições como um todo, dessa forma não se levou em conta o tempo de resposta dos instrumentos de medição. A Eq. 5.1 mostra o cálculo feito para o resultado da medição (RM).

$$RM = MI + C \pm (\Delta I_{\max} + U_{95}) \quad (5.1)$$

Onde MI representa as médias das indicações, C a correção, ΔI_{\max} o valor absoluto da máxima diferença das indicações e U_{95} a incerteza expandida do processo de medição calculado para um nível de confiança de 95%. A TAB. 5.2 apresenta os resultados medidos para o processo permanente.

Tabela 5.2

Valores para as incertezas das medições em regime permanente

| Grandeza | Instrumento | Resultado da medição | Incerteza |
|-----------|-----------------|----------------------|-----------|
| T_{f1} | Termopar tipo T | 63,6 °C | 0,9° C |
| T_{f2} | Termopar tipo T | 29,1 °C | 0,75°C |
| T_{ag1} | Termopar tipo T | 24,1 °C | 0,78°C |
| T_{ag2} | Termopar tipo T | 39,1 °C | 0,96°C |
| T_{amb} | Termopar tipo T | 25,0 °C | 0,48°C |

É importante observar que as medições das temperaturas dependem do termopar e da placa de aquisição de dados. Dessa forma para o cálculo da mesma foi feita uma incerteza

combinada dos termopares e da placa de aquisição, usando os dados disponibilizados pelos fabricantes.

5.2 Análise dos passos temporal e espacial

Para modelos matemáticos que envolvam soluções numéricas de equações, deve-se dar atenção especial para a escolha dos passos temporal e espacial que serão utilizados no cálculo. A má escolha desses passos podem induzir resultados falsos ou a não convergência do modelo. Observou-se que para esse tipo de modelagem envolvendo máquinas frigoríficas os autores tendem a usar passos de tempo e espaço semelhantes.

Para avaliar tais parâmetros listaram-se as grandezas que influenciam essas malhas. De acordo com Machado (1996), a vazão mássica (\dot{m}_f), a área (A_i), a massa específica (ρ_f) e os próprios passos de tempo (dt) e comprimento do volume de controle (dz) influenciam nessa escolha. Seguindo a metodologia de Fox *et al.* (2010) do teorema dos Pi de Buckingham chegou-se no seguinte adimensional.

$$\Pi = \frac{\dot{m}_f dt}{\rho_f A_i dz} \quad (5.2)$$

Ainda em Machado (1996) encontra-se um teste de sensibilidade no qual o autor fixa o passo de tempo e varia o comprimento do volume de controle. Ele conclui que a partir de um determinado número de volumes de controle (dz máximo) o modelo torna-se estável. Usando o adimensional da Eq. 5.2 percebe-se que o seu modelo encontra estabilidade para valores de Π maiores que 700. Outros trabalhos também foram analisados nesse sentido como Maia (2005) e Maia (2007) e todos eles encontraram estabilidade com adimensionais dessa ordem.

Assim fez-se uma varredura do adimensional durante o escoamento do fluido. E para os valores estabelecidos em $dz=11\text{mm}$ e para $dt=5\text{s}$ foram encontrados adimensionais que variam entre 850 e 2000 o que mostra que os valores de dt e dz foram bem escolhidos para esse modelo.

Em Avad (2012) encontrou-se um adimensional correspondente ao da Eq 5.2. Nesse trabalho tal adimensional é referenciado como número de Courant. Porém o autor sugere o uso de tal parâmetro para modelos que trabalhem com passos de tempo da ordem de 10^{-6} s, o que seria impraticável para o tipo de modelo aqui apresentado. Portanto conclui-se que o número de Courant sugerido por Avad (2012) não se aplica nesse modelo.

5.3 Coeficiente de transferência de calor

Durante o escoamento do fluido no resfriador existem dois coeficientes convectivos. O primeiro deles é o coeficiente convectivo externo, que representa a troca de calor da parede externa do tubo interno com a água que escoar em contracorrente em relação ao CO_2 . Esse coeficiente como dito anteriormente foi calculado através da equação de Dittus-Boelter para escoamentos monofásicos. A correlação não é novidade e tem sido amplamente utilizada para esse tipo de escoamento.

O coeficiente convectivo interno representa a troca de calor do CO_2 com a parede interna do tubo interno. Por se tratar de um escoamento transcrito ele possui um pico no ponto crítico. A medida que o fluido se aproxima da temperatura crítica o calor específico aumenta exponencialmente, esse aumento é refletido no coeficiente convectivo. A FIG 5.1 mostra esse aumento em relação à temperatura, obtido pela simulação do modelo.

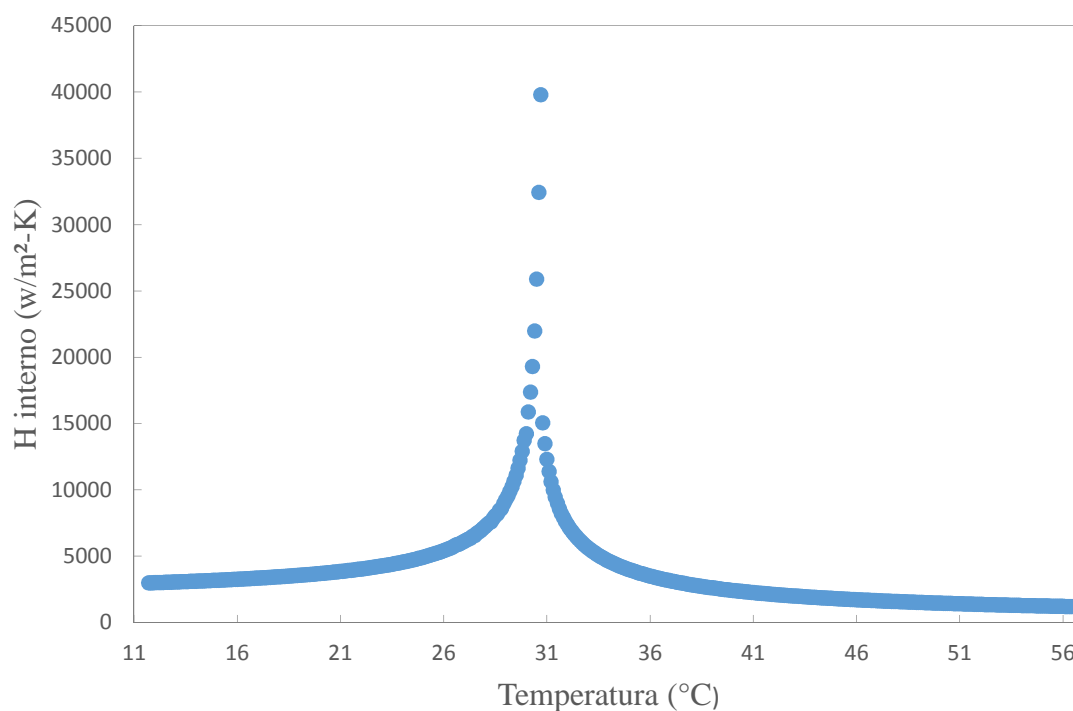


Figura 5.1 – Coeficiente convectivo interno em função da temperatura teórica

Por esse gráfico é possível notar o grande aumento do coeficiente convectivo quando a temperatura se aproxima da temperatura crítica. Não foi possível realizar essa simulação experimentalmente, porém é clara a correspondência desses resultados com os resultados de outros autores. A FIG. 2.1, por exemplo, mostra a relação coeficiente convectivo e temperatura obtida mostrada em Spindler (2006).

É importante destacar que a região crítica tem se mostrado um grande desafio durante elaboração de modelos matemáticos. Na literatura tem sido relatada uma grande dificuldade no que se refere à estabilidade do modelo na região crítica. Assim optou-se por criar uma sub-rotina dentro do cálculo do coeficiente convectivo em que se utilizariam valores constantes para coeficiente convectivo quando o CO₂ chegasse a 1,5°C da temperatura crítica. O que eliminou os picos de transferência de calor que se vê na FIG. 5.1.

5.4 Perda de Pressão

A perda de carga num tubo ou canal é a perda de energia dinâmica do fluido devido à fricção das partículas do fluido entre si e contra as paredes da tubulação que os contenha. Essa perda foi calculada pelo modelo matemático durante o funcionamento da bomba de calor. Verificou-se baixa perda de pressão, o que já era esperado devido ao fato de que o CO₂ apresenta baixa viscosidade. Isso aliado ao fato de que a gravidade auxilia no escoamento, já que o fluido faz um movimento descendente diminui ainda mais a perda de pressão.

A FIG. 5.2 mostra a evolução da perda de pressão no resfriador durante o escoamento, calculada pelo modelo matemático. Nota-se que existe baixa variação da mesma.

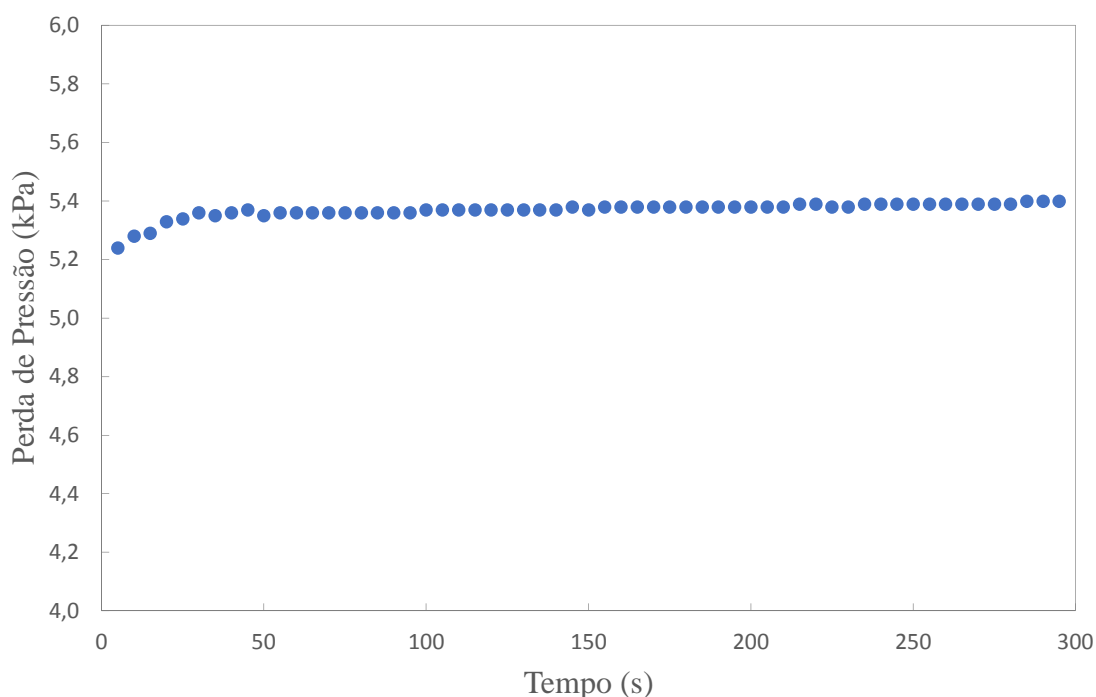


Figura 5.2 – Perda de pressão no resfriador ao longo do tempo

O equipamento utilizado para a medição da pressão do fluido na entrada e saída do resfriador foi o transmissor de pressão Zurich modelo PHD.II. Devido ao fato de dispor-se de apenas 1 aparelho as medições não puderam ser aferidas simultaneamente. Dessa forma optou-se por aferir as medições com a bomba de calor já em regime permanente.

De acordo com o modelo matemático, não se têm consideráveis variações na perda de pressão a partir dos 100 s. A perda de pressão teórica média a partir desse tempo ficou em 5,38 kPa, que difere em quase 100% da perda de pressão medida experimentalmente que foram de 10 kPa. Essa diferença pode ser explicada devido à resolução inadequada que se tem para o transmissor de pressão para as medições aferidas. A incerteza foi da ordem de 50 kPa mostrando que o aparelho utilizado é inadequado.

5.5 Temperatura do CO₂ ao longo do resfriador

Um dos parâmetros mais importantes analisados foram as temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante no resfriador. A variação térmica do fluido refrigerante é responsável pelo aquecimento da água, finalidade da bomba de calor.

A FIG. 5.3 mostra a variação da temperatura ao longo do trocador de calor para alguns instantes de tempo.

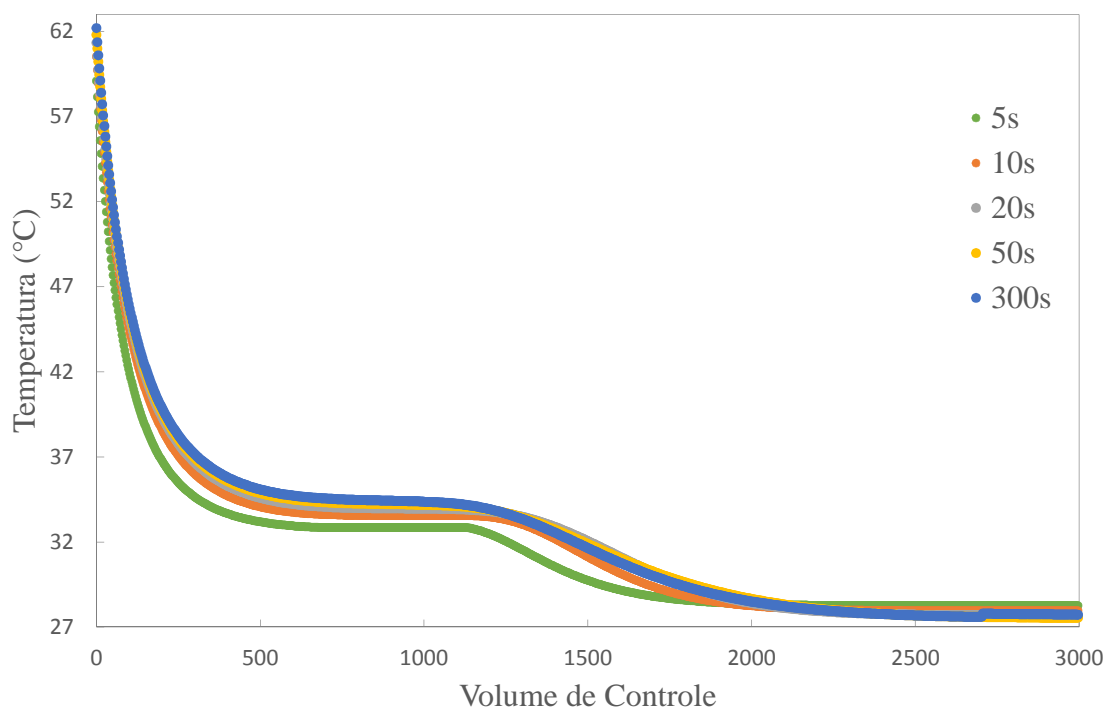


Figura 5.3 – Evolução da temperatura do CO₂ ao longo do trocador de calor

Esse gráfico mostra um decaimento acentuado da temperatura até o volume de controle 500, a partir daí esse decaimento quase que cessa até o volume de controle 1000 e depois volta a cair até a temperatura se estabilizar em torno de 27°C. O que chama a atenção nesse gráfico é o intervalo no qual a temperatura diminui o seu decaimento. Esse comportamento pode ser explicado, pois nesse intervalo o fluido se aproxima do ponto crítico. Na região subcrítica a temperatura não varia durante a região bifásica, porém mesmo na região supercrítica essa variação é mínima o que pode ser constatado na FIG. 5.4.

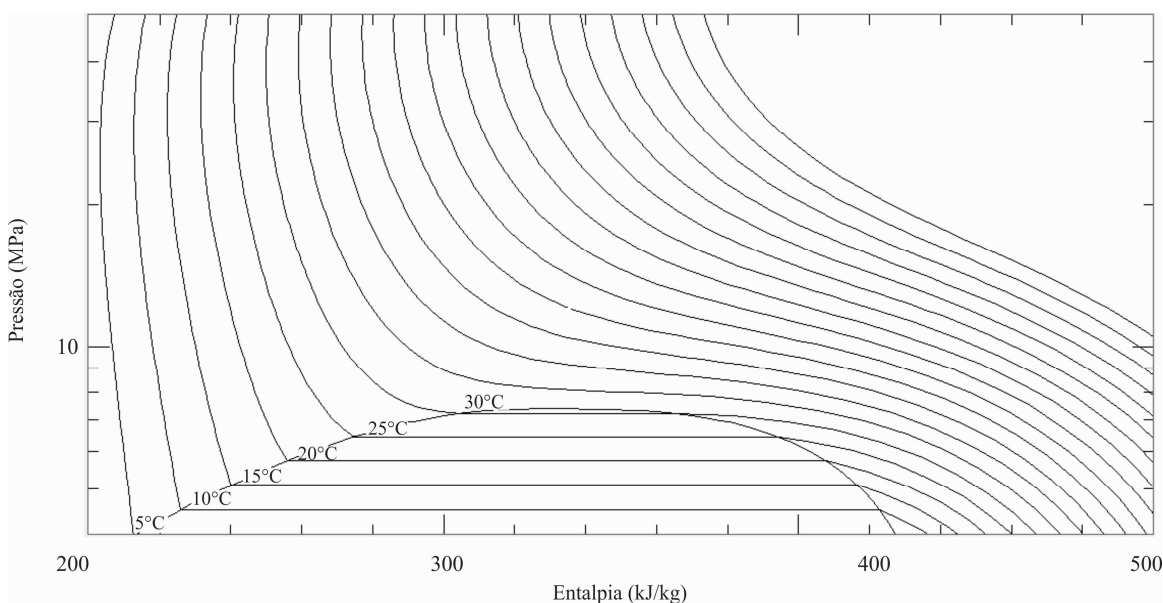


Figura 5.4 – Diagrama pressão entalpia para o CO₂

Outro ponto a ser explorado nesse gráfico é a importância do modelo para um dimensionamento do resfriador. Nota-se que a partir de um determinado número de volume de controle quase não há variação de temperatura, isso demonstra que o resfriador está superdimensionado. O modelo mostra que um resfriador com aproximadamente 70% do comprimento desse seria o suficiente para realizar a troca de calor necessária no resfriador.

5.6 Temperatura do CO₂ ao longo do tempo

Por meio do modelo foram obtidos dados a respeito do comportamento do CO₂ na entrada do resfriador ao longo do tempo. Nota-se um comportamento já esperado quando comparados a resultados de outros modelos matemáticos dessa natureza como Machado (1996) e Nunes (2010). Esses resultados foram confirmados por meio de testes

experimentais. A FIG. 5.5 mostra as curvas da variação temporal da temperatura de entrada para o CO₂

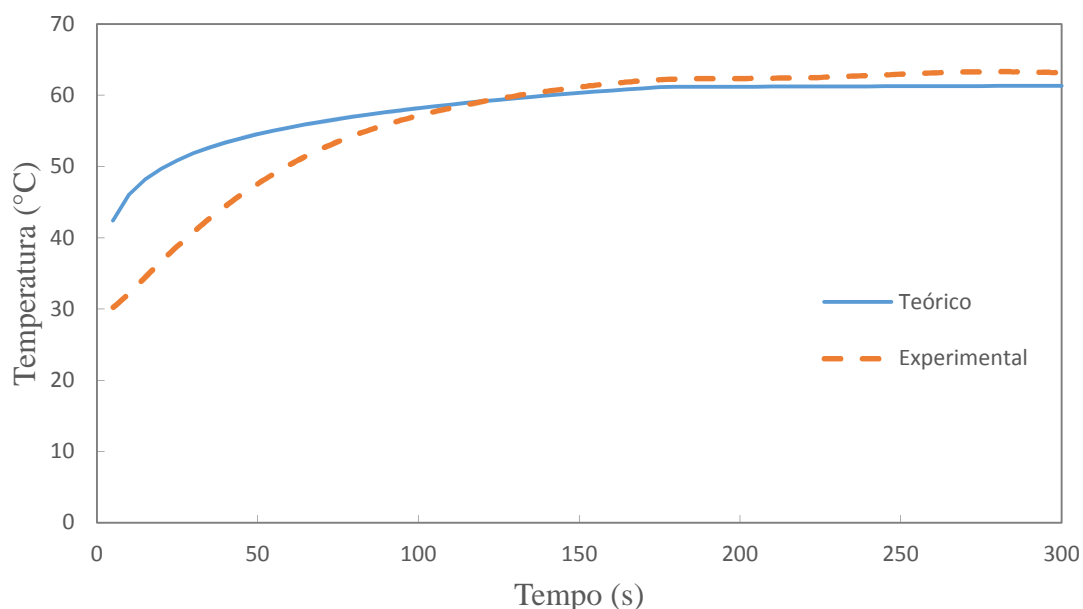


Figura 5.5 – Variação temporal da temperatura de entrada do CO₂

O que chama a atenção na análise desse parâmetro é o tempo que o mesmo demora para entrar em regime permanente. Já a partir dos 150 segundos são encontradas variações de temperatura da ordem de 0,1% para os resultados teóricos e da ordem de 1% para os experimentais. Um tempo muito baixo se for considerar que espera-se que a bomba de calor funcione por um período de até 3 horas, dependendo da demanda de água quente.

Os resultados experimentais se diferem dos teóricos no que diz respeito ao regime transiente. Nota-se nos primeiros instantes de tempo uma diferença na temperatura na ordem de 10°C, isso ocorre devido à dificuldade de se estimar a massa de fluido inicial no resfriador para se iniciar o modelo. Porém, à medida que a bomba de calor se encaminha para o regime permanente essa diferença cai para cerca de 1°C, levando-se em conta ainda a incerteza dos termopares pode-se concluir que o modelo estima bem o valor de entrada do CO₂ no resfriador.

A seguir a FIG. 5.6 mostra o comportamento da temperatura de saída do fluido. Essa curva se assemelha a anterior no que diz respeito à rapidez com que ela encontra o regime transiente.

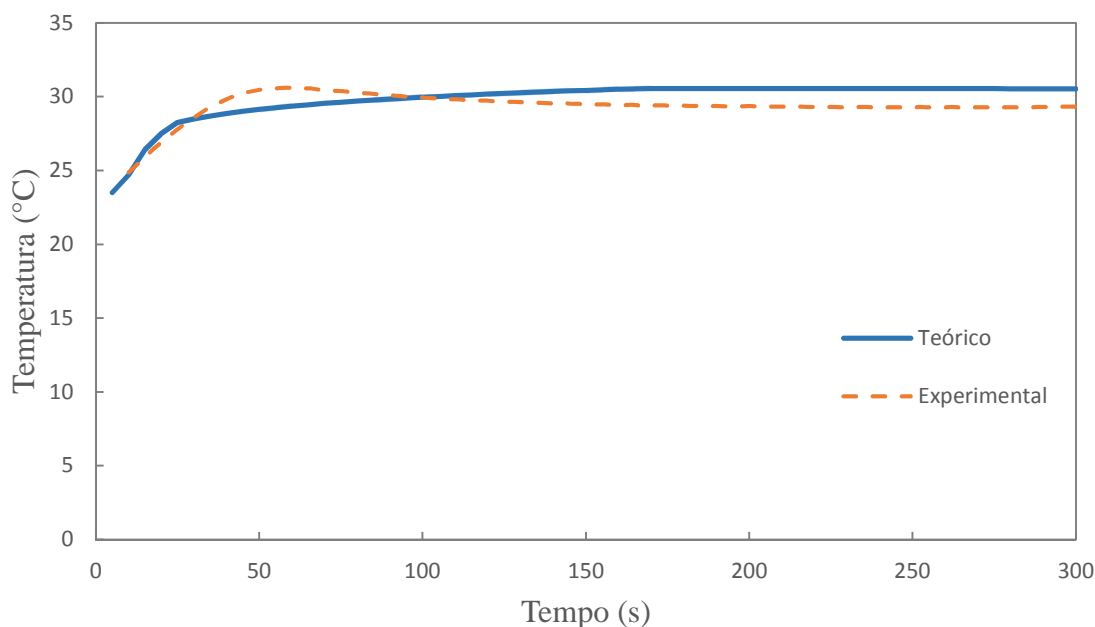


Figura 5.6 – Variação temporal da temperatura de saída do CO₂

A curva experimental se difere um pouco da teórica no regime transiente, também a exemplo da temperatura de entrada esse fato se deve à dificuldade na estimativa da massa inicial de fluido. Analisando os resultados após o permanente encontramos diferenças do modelo teórico e experimental inferiores a 1°C, diferença essa que pode ser desprezada se for levada em conta a incerteza envolvida no termopar.

5.7 Temperatura da água

Levando-se em consideração a finalidade da bomba de calor a temperatura da água é o fato mais importante a ser levado em consideração, afinal o objetivo da bomba de calor em questão é o aquecimento de água para uso residencial.

A FIG. 5.7 mostra o comportamento da temperatura da água ao longo do resfriador. Como era de se esperar a variação da temperatura da água acompanha a variação da temperatura

do CO₂ e da parede do tubo. O gráfico a seguir foi plotado para o instante de 300s onde se considerou o processo permanente. Analisando a distância entre as curvas (ΔT) é possível ver a correspondência dessas com o coeficiente de troca de calor. Quanto maior a distância entre as curvas menor a diferença de temperatura. Isso se deve a altos coeficientes de transferência de calor na região. A diminuição da distância entre as curvas (decaimento do ΔT) é uma clara indicação de que ocorre ali um aumento do coeficiente de transferência de calor.

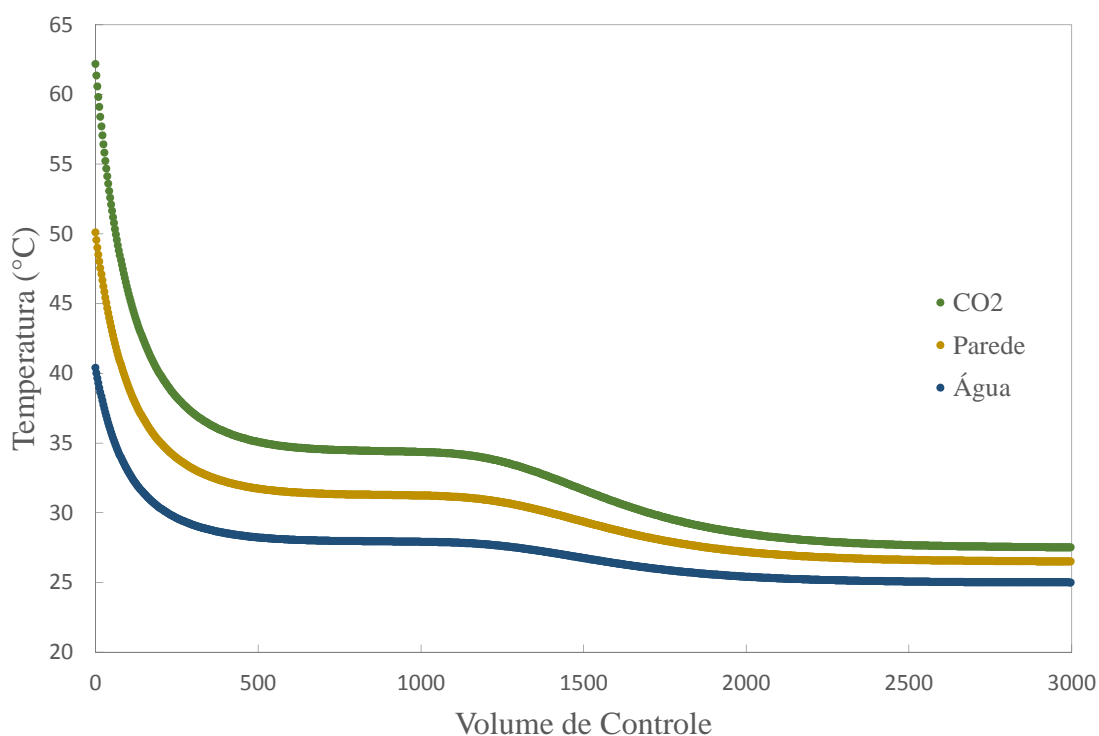


Figura 5.7 – Variação das temperaturas do CO₂, parede e água ao longo do resfriador

É importante salientar que, diferentemente do CO₂, a água entra no volume de controle número 3000 e sai no volume de controle número 1, isso devido ao fato do trocador de calor trabalhar em contracorrente.

A seguir apresenta-se a curva de aquecimento da água ao longo do tempo. Nota-se uma diferença de cerca de até 2°C entre os valores experimentais e teóricos. Levando-se em conta a incerteza da medição que é de quase 1°C, pode-se considerar os resultados satisfatórios.

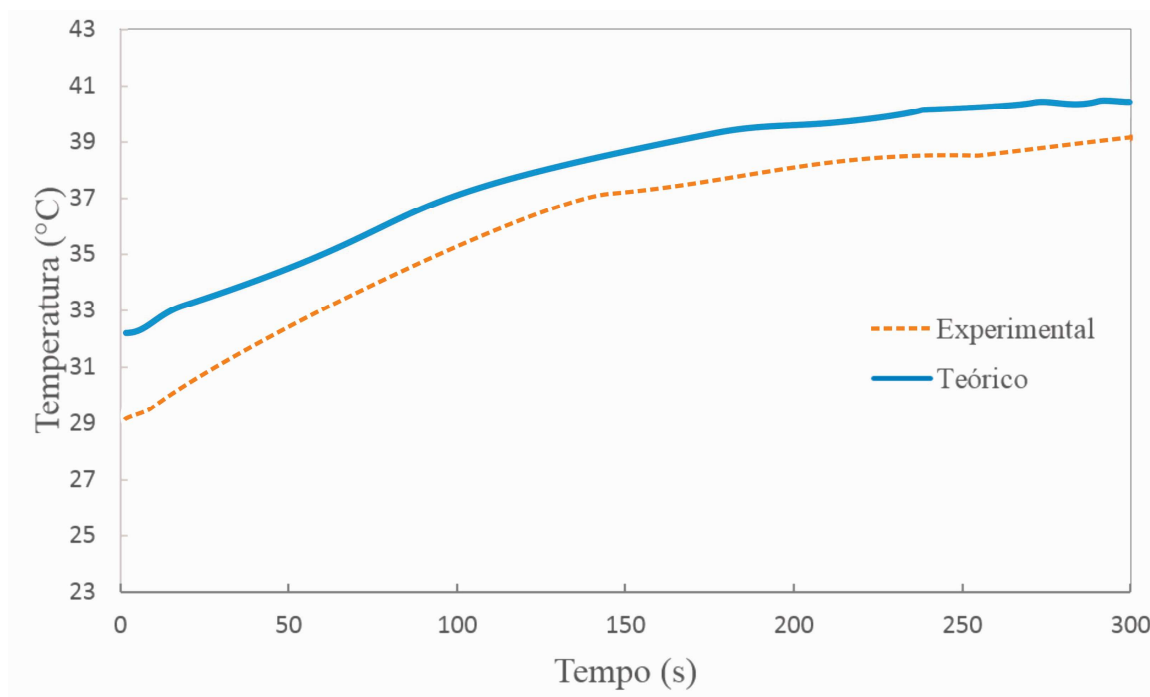


Figura 5.8 – Variação da temperatura de saída da água

Seguindo a tendência das demais curvas nota-se também um decréscimo da diferença entre os valores do modelo matemático e os experimentais. No regime transiente essa diferença chega a mais de 2°C e ela decai até valores próximos de 1°C no regime permanente, confirmando a boa tendência do modelo matemático em prevê o comportamento permanente.

5.8 – Coeficiente de *performance* (COP)

O COP é o coeficiente de *performance* de uma bomba de calor. Consiste na razão entre a quantidade de energia útil fornecida (aquecimento da água) e quantidade de energia gasta (energia gasta na compressão).

Quando se optou em fazer um resfriador com troca de calor por passagem ao invés do trocador de calor inundado objetivou-se, principalmente, a melhora do COP. Nunes (2008) mostra em seu trabalho como bombas de calor com condensador inundado possuem uma degradação do COP com o tempo. De acordo com o seu estudo esse COP pode decair em até 30%.

A Fig. 5.9 mostra o COP da bomba de calor de CO₂. Como já era de se esperar o COP da mesma foi da ordem de 6, valor considerado alto para uma bomba de calor. Conforme mostrado em Chow *et al.* (2010) e Kuang *et al.* (2003) esse alto COP já era esperado. O fato de a bomba de calor ser dotada de um evaporador solar (aumento do aporte de energia da fonte fria) aliado às características do CO₂, como a baixa tensão superficial, alto coeficiente de troca de calor e favorecimento da ebulição nucleada, que contribuem para uma boa transferência de calor e a baixa razão entre as pressões de alta e baixa no sistema, o que resulta em altos níveis de eficiência do compressor, contribuem no aumento do COP da bomba de calor.

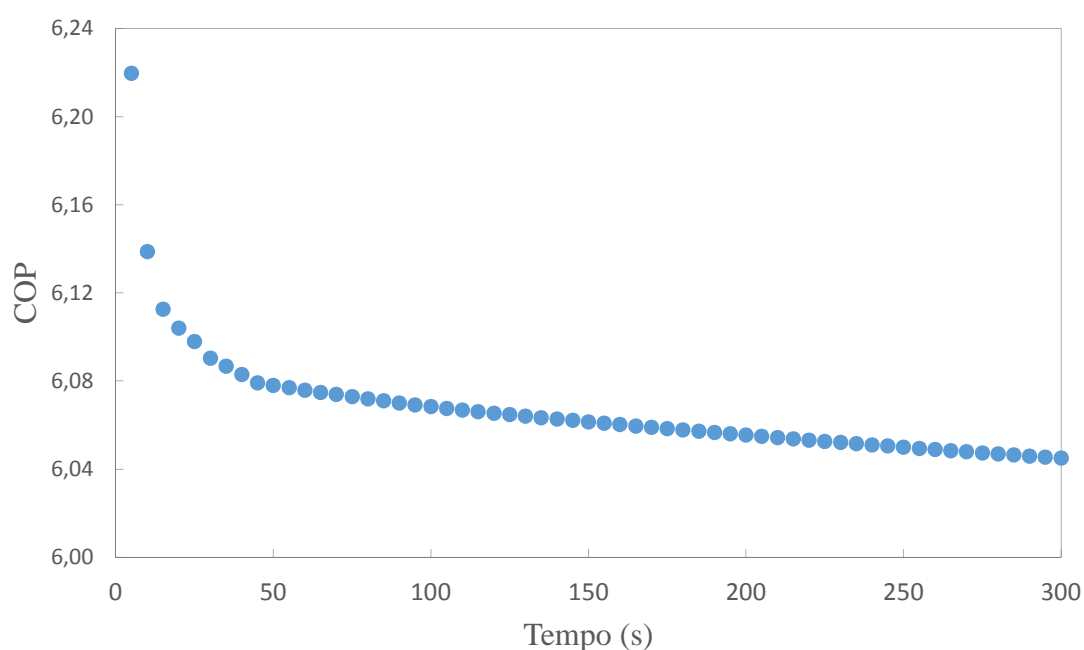


Figura 5.9 – Variação do COP da bomba de calor no tempo

Os resultados foram obtidos por meio do modelo matemático e o COP foi calculado a cada instante de tempo. É possível notar a baixa variação do COP no tempo, o que justifica a tendência vista em outros trabalhos na opção de trocadores de calor de passagem e não inundados.

Durante os testes não foi possível levantar a curva de COP experimentalmente devido à dificuldade de se medir as pressões de alta e baixa, simultaneamente. A bomba de calor se dispunha de um medidor de pressão, media-se hora a pressão de baixa e hora a pressão

de alta. Porém em regime permanente constatou-se um COP de 5,85. Valor um pouco menor do encontrado pelo modelo matemático, diferença essa que pode ser atribuída ao fato de se ter considerado o compressor como adiabático para elaboração do modelo. Mesmo assim o modelo foi capaz de prever o COP da bomba de calor com um desvio de apenas 3,5%, resultado esse que foi considerado satisfatório.

6- CONCLUSÕES

Nesse trabalho foi desenvolvido um modelo matemático para um resfriador de uma bomba de calor ar água utilizando como fluido refrigerante o CO₂. Durante a elaboração do modelo matemático supracitado foi projetada e construída uma bomba de calor para que os valores obtidos por meio do modelo matemático, pudessem ser validados.

É importante destacar que o modelo físico é um protótipo e que depois de pronto foram constatados alguns aspectos que poderiam ser melhorados. O primeiro dele é o controle da expansão. A expansão do fluido é feita em uma válvula agulha, porém em decorrência da grande variação de condições experimentada pela bomba de calor devido ao evaporador solar concluiu-se que a mesma necessitaria de um controle eletrônico de expansão. Outro ponto foi a alimentação de água do resfriador, o protótipo não é dotado de um regulador de vazão adequado o que dificultou muito os testes. Com um controle de vazão de água mais preciso seria possível, inclusive, fazer uma relação da vazão da água e a temperatura em que a mesma deixa o trocador de calor. Sabe-se que quanto menor a vazão maior será a temperatura de saída da água, dessa forma com um controle mais preciso da mesma o usuário poderia, ele mesmo, determinar a temperatura final da água.

Apesar disso o protótipo se mostrou adequado à finalidade esperada, compacto e de grande mobilidade. O protótipo se assemelha muito aos que vêm sendo expostos na literatura. A inovação do mesmo fica por conta do resfriador se encontrar interno à parede do tanque de armazenamento, disposição que não foi encontrada em nenhuma bibliografia pesquisada.

Do ponto de vista do modelo matemático pode-se destacar alguns aspectos. O abandono das equações do Cleland (1987) e uso das equações de Span e Wagner(1994) para cálculo das propriedades do fluido determinante no aumento do tempo computacional do modelo. Essa mudança se fez necessária, porém as equações do Cleland (1987) foram elaboradas justamente para esse tipo de modelagem, a fim de deixar o programa eficaz. O tempo computacional ficou muito elevado o que impossibilitou que se realizassem mais simulações. Sugere-se como trabalho futuro a adaptação das regressões múltiplas do

Cleland (1987) para fluidos naturais, inclusive na região transcrítica, já que os fluidos naturais se mostram a nova tendência na área de refrigeração e aquecimento.

Em um aspecto geral os resultados foram satisfatórios. O modelo se mostrou estável e capaz de prever situações do modelo físico com boa precisão. No regime transiente o modelo não se saiu tão bem devido à dificuldade na estimativa do valor da massa inicial. Porém o modelo físico e o teórico convergem rapidamente para um regime permanente mostrando que a bomba de calor foi bem projetada e o transiente provocado pela partida é muito rápido, mostrando ainda uma boa estabilidade do equipamento.

De modo geral, conclui-se que o trabalho em questão tem grande relevância científica na área. Não foi encontrada qualquer menção à bomba de calor de CO₂ com evaporador solar na literatura nacional, mesmo na literatura internacional foram encontrados apenas dois grupos de pesquisa que trabalham com esse equipamento. Foi ainda constatado um COP da ordem de 6, o que sem dúvida é um COP bem alto se comparado com os que vinham sendo encontrados para bomba de calor funcionando com fluidos sintéticos.

Espera-se que a elaboração desse modelo e a construção desse protótipo abram portas em pesquisas para fluidos naturais na área de aquecimento e refrigeração, mostrando alternativas e possibilidades para a modelagem e projetos de bombas de calor com CO₂. Como destacado antes, os fluidos naturais estão na vanguarda do aquecimento e refrigeração e a tendência é que pesquisas no assunto se tornem cada vez mais frequentes e necessárias.

7- SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Sugere-se, então algumas linhas de pesquisa para trabalhos futuros que tomam este trabalho como base. A primeira seria a substituição do dispositivo de expansão atual, por uma válvula eletrônica. A variação da energia na fonte fria, devido a variação solar faz com que seja necessária um controle maior na expansão, permitindo que o equipamento funcione bem com ou sem carga solar. Durante os testes o controle dessa expansão foi feito na válvula agulha manualmente.

Outra sugestão para trabalho futuro seria a substituição das equações de Span e Wagner (1994) por equações que tivessem um tempo computacional menor. Assim como Cleland (1986), poderia se fazer regressões múltiplas que calculassem as propriedades do CO₂. Essa substituição teria grande impacto no tempo computacional, permitindo que se fizessem mais testes e mais simulações para o modelo.

Um dos grandes problemas enfrentado durante as simulações foi a estimativa inicial da pressão de entrada do trocador de calor. A criação de uma sub-rotina que procure a melhor estimativa de pressão para uma determinada condição de operação pouparia muito tempo durante as simulações.

Como dito, a temperatura de saída da água é função da vazão da mesma. Um trabalho que envolvesse um controle eletrônico dessa vazão permitiria ao operador da máquina regular, eletronicamente, a temperatura de saída da água. Dessa forma, poderia se fazer o controle da temperatura de banho.

O presente trabalho não envolveu um estudo da viabilidade econômica da bomba de calor de CO₂. Outra sugestão para um trabalho futuro seria o levantamento do custo operacional e construtivo da bomba de calor de CO₂ e estudo da viabilidade econômica da mesma.

Este trabalho trata da modelagem de alguns dispositivos. Um trabalho que objetivasse a elaboração de um modelo global para a bomba de calor permitiria um estudo mais abrangente e detalhado do comportamento da mesma.

ABSTRACT

In a first moment, the natural fluids were extensively used in vapor compression cycles for heating and cooling. However, they were gradually replaced with the development of CFCs and HCFs fluids. After years in obsolete, for this purpose, the natural fluids have gained strength following the Kyoto and Montreal protocols. This paper aims to the development of the mathematical model of the gas cooler in non-steady regime for CO₂. Information extracted from this model will be used in the manufacture of an air-water heat pump prototype for residential use. For the development of this model has been used FORTRAN computer language, which this model is based on the balance of mass, momentum and energy of the fluid. The results showed high agreement with current literature. The mathematical model has shown to be an important tool for design of the heat pump, because a natural fluid like CO₂ has several particularities as high working pressures and a transcritical cycle

Keywords: Mathematical model, CO₂, heat pump, gas cooler

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Atlas Solarimétrico do Brasil. Recife: Editora Universitário da UFPE, 2000.

Avad, M. M. “Two-phase flow, An overview of heat transfer phenomena.” Intechopen, Chapter 11, p. 251-340, 2012.

Bullard, C., “Transcritical CO₂ systems – Recent progress and new challenges.” Review Article, Bulletin of the IIR, 2004.

BEN (Balanço Energético Nacional), “Balanço Energético Nacional de 2008”.

Cavallini A., Cecchinato L., Corradi M., Fornasieri E., Zilio C., “Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis.” International Journal of Refrigeration, v.28, p. 1274–1283, 2005.

Cavallini A, Zilio C. “Carbon dioxide as a natural refrigerant.” International Journal of Low Carbon Technologies, v.49, p. 2:225, 2007.

Cheng, L., Ribatski, G., Wojtan, L. and Thome, J.R., “New Flow Boiling Heat Transfer Model and Flow Pattern Map for Carbon Dioxide Evaporating inside Tubes.”, International Journal Heat Mass Transfer, v.49, p. 4082-4094, 2006.

Chow, T. T., Pei, G., Fong, K. F., Lin, Z., Chan, A. L. S., He, M., “Modeling and application of direct-expansion solar-assisted heat pump for water heating in subtropical Hong Kong.” Applied Energy, v.87, p.643-649, 2010.

Fleming, J. “Carbon Dioxide as the Working Fluid in Heating and/or Cooling Systems.” Bull. IIR Glasgow G1 1XJ, v.4, p. 6–15, 2004.

Fox, R. W., McDonald, A. T., Pritchard, P. J., “Introduction to fluid mechanics.” v.5, New York Edition, 2010.

FSP (Folha de São Paulo), “Consumo de energia aumentou quase 1.000% em cem anos”. Publicado em 05 de junho de 2003. Caderno Ciência e Saúde, São Paulo, Brasil.

Gonçalves J.R., A. A., Metrologia. Florianópolis: labmetro, p.158, 2002

Hrnjak, P., “Pesquisa e Desenvolvimento para uso de Refrigerantes Naturais.” Plano Nacional de Eliminação de CFCs, 2007.

Incropera, F., P., Dewitt, D., P., “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.” 5 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002.

JARN (Japan Air Conditioning, Heating & Refrigeration News), 2006

Kandlikar, S.G., Balasubramanian, P., “An extension of the flow boiling correlation to transition, laminar, and deep laminar flows in mini-channels and micro-channels.” Heat Transfer Engineer. v.25, p. 86–93, 2004.

Koury, R. N. N; Maia, G. F. F; Castro, L; Maia, A. A. T., “Numerical Model And Experimental Study Of A Low Cost Heat Pump For Residential Water Heating”, International Congress of Refrigeration, Beijing, 2007.

Koury, R. N. N., R. N. Faria, R. O. Nunes, K. A. R. Ismail, Machado L., "Dynamic model and experimental study of an air-water heat pump for residential use." International Journal of Refrigeration, v. 2012.

Kuang, Y. H., K. Sumathy, and R. Z. Wang. "Study on a direct-expansion solar-assisted heat pump water heating system." International Journal of Energy Research v. 27.5, p.531-548, 2003.

Ladeira, H., S., Bandarra, E., P., F.,” Estudo do Dióxido de Carbono, CO₂, operando como Fluido Refrigerante em Sistemas de Refrigeração.” 15º PÓSMEC – Simpósio de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2005.

Lorentzen, G., and Pettersen, J., "New possibilities for non-CFC refrigeration." In Proceedings from International Symposium on Refrigeration, Energy and Environment, Trondheim, p. 147-163. 1992.

Machado, L., "Modèle de Simulation et Étude Expérimentale d'un Évaporateur de Machine Frigorifique en Régime Transitoire", Institut National Des Sciences Appliquées de Lyon, INSA, França, 1996 (Tese de doutorado).

Maia, A. A. T., "Metodologia de desenvolvimento de um algoritmo para o controle simultâneo da carga térmica e do grau de superaquecimento de um sistema de refrigeração" Belo Horizonte, Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, 2005. (Tese de Doutorado).

Maia, G. F. F., "Modelagem Matemática e Estudo Experimental de uma Bomba de Calor Ar-Água de Baixo Custo para Uso Residencial", Belo Horizonte, Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, 2007. (Tese de Doutorado).

Melo, C., Hermes, C., J., L., "CO₂(R-744) em equipamentos de refrigeração comercial." Plano Nacional de Eliminação de CFCs, 2007.

MME (Ministério de Minas e Energia) dados de 2008, <www.mme.gov.br/portalmme/opencms/mme>, acessado em maio de 2011.

Martin, K., Rieberer, R., Expansion devices for CO₂- results of measurements and simulation model." International Congress of Refrigeration, Beijing, 2007.

Mori, H., Yoshida, S., Ohishi, K., and Kakimoto, Y., "Dryout quality and post-dryout heat transfer coefficient in horizontal evaporator tubes." In European thermal sciences conference, pp. 839-844, 2000.

Nekså, Petter. "CO₂ heat pump systems." International Journal of refrigeration, v.25.4, p.421-427, 2002.

Nunes, R. O. "Modelo Transiente Para Um Evaporador Estático De Uma Bomba De Calor Ar-Água". Belo Horizonte: Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais, 2010. (Dissertação de Mestrado).

Ozisik, M. N. Heat transfer, a basic approach. New York, MacGraw-Hill, 780p, 1985.

Pearson, S. F. "Refrigerants past, present and future." International Journal of Refrigeration Bulletin v.3, p.5-25, 2004.

Rouhani, S. Z., and Axelsson, E.. "Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions." International Journal of Heat and Mass Transfer, v.13, p.383-393, 1970.

Sarkar, J., Souvik Bhattacharyya, and M. Ram Gopal. "Simulation of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications." International Journal of Refrigeration, v.29, p.735-743, 2006.

Sarkar, J., Souvik Bhattacharyya, and M. Ram Gopal. "Performance of a transcritical CO₂ heat pump for simultaneous water cooling and heating." ASHRAE Transactions v.116, 2010.

Senna Moreira, V., Projeto, Construção e Instalação de um Evaporador Estático em uma Bomba de Calor Ar-Ar. Belo Horizonte: Universidade Federal de Minas Gerais, 2001, 50p. (Trabalho de Graduação).

Son, C. H., Park, S. J., "An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide during gas cooling process in a horizontal tube." International journal of refrigeration v.29, p. 539-546, 2006

Span, R., Wagner, W. "A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa." Journal of physical and chemical reference, v. 25, 1996

Spindler, K., "A review on heat transfer correlations for supercritical carbon dioxide under cooling conditions." In 7 th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, p. 28-31. 2006.

Yamagushi, S., Kato, D., Saito, K., Kawai, S., "Development and validation of static simulation model for CO₂ heat pump." International Journal of Heat and Mass Transfer v.54, p.1896-1906, 2011.

Yoon, S., H., Kim, J., H., Hwang, Y., W., Kim, M., S., "Heat transfer and pressure drop characteristics during the in-tube cooling process of carbon dioxide in the supercritical region." International Journal of Refrigeration v.26, p. 857-864, 2003.