MAX MAURO LOZER DOS REIS

Comparação das eficiências energéticas entre sistemas de bombas de calor para atendimento às demandas de ar condicionado e aquecimento de água em edifício.

59/2014

CAMPINAS – SP
2014

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

MAX MAURO LOZER DOS REIS

Comparação das eficiências energéticas entre sistemas de bombas de calor para atendimento às demandas de ar condicionado e aquecimento de água em edifício.

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de térmica e fluidos.

Orientador: Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO MAX MAURO LOZER DOS REIS, E ORIENTADA PELO PROF. DR JOSÉ RICARDO FIGUEIREDO.

.....

ASSINATURA DO ORIENTADOR

CAMPINAS – SP
2014

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Rose Meire da Silva - CRB 8/5974

R277c

Reis, Max Mauro Lozer dos, 1986-
Comparação das eficiências energéticas entre sistemas de bombas de calor para atendimento às demandas de ar condicionado e aquecimento de água em edifício. / Max Mauro Lozer dos Reis. – Campinas, SP : [s.n.], 2014.

Orientador: José Ricardo Figueiredo.
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Bomba de calor. 2. Sistema de refrigeração. 3. Eficiência energética. I. Figueiredo, José Ricardo,1953-. II. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: Comparison of energy efficiencies among heat pump systems to meet the demands of air conditioning and water heating in a building.
Palavras-chave em inglês:
Heat pump
Refrigeration system
Energy efficiency
Área de concentração: Térmica e Fluidos
Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica
Banca examinadora:
José Ricardo Figueiredo [Orientador]
Rogério Gonçalves dos Santos
Rodolfo Jesús Rodríguez Silverio
Data de defesa: 28-07-2014
Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

Comparação das eficiências energéticas entre sistemas de bombas de calor para atendimento às demandas de ar condicionado e aquecimento de água em edifício.

Autor: Max Mauro Lozer dos Reis
Orientador: Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

Prof. Dr.José Ricardo Figueiredo, presidente
FEM/UNICAMP

Prof. Dr. Rogério Gonçalves dos Santos
FEM/ UNICAMP

Dr. Rodolfo Jesús Rodríguez Silverio
PETROBRAS

Campinas, 28 de julho de 2014.

Dedico este trabalho a minha mãe, pai, irmã e sobrinha por todo apoio e por me impulsionar a chegar até aqui.

Agradecimentos

Agradeço a Deus por me conceder muita saúde e garra para alcançar mais este objetivo.

A toda minha família, mãe, pai, irmã e sobrinha por estar sempre ao meu lado nos momentos ruins, de angustia e medo, assim como nos momentos de alegria.

Agradeço ao meu orientador Prof. Dr. José Ricardo Figueiredo por toda ajuda prestada, pela paciência, disponibilidade e comprometimento ao longo deste trabalho, sem o qual o caminho se tornaria mais longo.

Aos meus colegas da pós-graduação pela ajuda no âmbito acadêmico e pelos momentos de descontração passados.

Aos funcionários da FEM, em particular aos da CPG, pela disponibilidade e esclarecimentos sempre que solicitados.

A CAPES pelo apoio financeiro com a bolsa de estudo.

“Na vida podemos ser escultor ou escultura. Qual é a sua escolha?”

Gustavo G. Boog

“A maneira como você encara a vida é que faz a diferença. A vida muda quando você muda.”

Luís Fernando Veríssimo

Resumo

Neste trabalho foi realizado um conjunto de simulações numéricas de diferentes sistemas de bombas de calor em diferentes condições de funcionamento, para atender simultaneamente às demandas do ar condicionado e do consumo de água quente em edifício. Foram consideradas na proposta deste trabalho duas máquinas independentes, uma bomba de calor responsável pelo aquecimento e um ciclo de refrigeração para resfriamento da água. Além disso, foi investigado a possibilidade de empregar os efeitos de aquecimento e resfriamento de uma única bomba de calor padrão, duas bombas de calor em cascata e um sistema com dois estágios de compressão com separador de gás flash. Para estas alternativas fez-se necessária a complementação da energia térmica através de uma bomba de calor auxiliar para atender a demanda total de água quente e fria e os desempenhos dos sistemas de bombas de calor foram comparados através de uma análise energética. Um programa em ambiente MATLAB® foi desenvolvido e envolveu relações termodinâmicas e de transferência de calor para os sistemas de bombas de calor e sistema de distribuição de água quente e fria para o edifício, a fim de aproximar o funcionamento dos sistemas reais. Utilizaram-se ferramentas como o método de Substituição-Newton-Raphson, para a solução dos problemas em regime permanente, e que também foi utilizado juntamente com o método de Euler para resolução em condições variáveis ao longo de 24 horas. Os resultados confirmaram a viabilidade energética ao utilizar bombas de calor, podendo obter para o efeito de aquecimento de água uma economia de até 72% no consumo de energia elétrica, quando comparado ao chuveiro elétrico. Através dos resultados também foi possível observar que o sistema de bomba de calor com separador de gás flash desempenha sua função de forma mais eficiente, energeticamente, quando comparado ao sistema padrão e em cascata.

Palavras chave: Bomba de calor, sistema de refrigeração, eficiência energética.

Abstract

In this work it was realized a set of numerical simulations of different heat pump systems in different operation conditions to meet simultaneously the demands of air conditioning and hot water consumption in a building. It was considered in propose this work two independent machines, a heat pump responsible for heating and a refrigeration cycle responsible for cooling water. Moreover, it was explored the possibility to employ the both effects, heating and cooling, of a standard heat pump, two heat pumps in cascade and a system with two compression stages with a flash gas separator. For the last alternatives it was necessary complementary thermal energy through an auxiliary heat pump to meet the total demand of hot and cool water. The performance of the heat pump systems was compared through an energetic analysis. A program in MATLAB® was developed involving of thermodynamic and heat transfer relations for the heat pumps and water distribution systems in the building with purpose to approach the real system operation. Moreover, the method Substitution-Newton-Raphson was used to solve the problems in steady state and this method together with Euler method were used to solve in variable conditions throughout 24 hours of the day. The results confirmed the energetic feasibility using heat pump systems. These systems will be able to save up to 72% in energy consumption using heating effect comparing to an electric shower. Furthermore, the system with flash gas separator it works of more way energetically efficient than other systems as a standard and a cascade systems.

Keywords: Heat pump, refrigeration system, energy efficiency.

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Variação do PIB e variação do consumo de energia (1998 – 2007). 2
Figura 1.2 – Curva de consumo elétrico residencial da região Sudeste para diversos equipamentos. 4
Figura 1.3 –Comparativo entre fontes de geração de calor. 5
Figura 3.1 – Esquema básico do sistema de bomba de calor por compressão a vapor e o diagrama P x h de um ciclo ideal. 14
Figura 3.2 – Funcionamento do compressor scroll (ASHRAE, 2009). 16
Figura 4.1 – Diagrama Temperatura x entropia de um ciclo padrão de compressão a vapor. 24
Figura 4.2 – Circuito de refrigeração em cascata. 28
Figura 4.3 – (a) Circuito de refrigeração com duplo estágio de compressão com resfriador intermediário e tanque de gás 'flash' em um mesmo reservatório. (b) Diagrama p-h do sistema. 33
Figura 4.4 –Circuito esquemático do funcionamento da máquina auxiliar. 37
Figura 5.1 – Temperatura média ao longo do dia das estações do ano para região de Campinas - SP. 39
Figura 5.2 – (A) - Volume de controle no reservatório térmico quente (B) Volume de controle no reservatório frio 40
Figura 5.3 – Curva de consumo elétrico residencial para o chuveiro elétrico na região sudeste. . 42
Figura 5.4 – Curva de consumo elétrico residencial para o ar condicionado na região sudeste. .. 43
Figura 5.5 – Demanda de carga fria, Qf, ao longo do dia considerada para a primavera. 43
Figura 5.6 – Demanda de carga fria, Qf, ao longo do dia considerada para o verão. 44
Figura 5.7 – Demanda de carga fria, Qf, ao longo do dia considerada para o inverno. 44
Figura 6.1 – Método de Euler. 57
Figura 6.2 – Fluxograma do algoritmo para as simulações. 60
Figura 7.1 – Efeito da temperatura de condensação do CO_2 na carga térmica e potência de compressão. 63
Figura 7.2 – Efeito da temperatura de condensação do CO2 na carga térmica e potência de compressão. 63
Figura 7.3 – Efeito da temperatura de condensação do CO_2 no COP. 64

Figura 7.4 – Variação da temperatura no reservatório frio (Verão). 76
Figura 7.5 – Variação da temperatura no reservatório quente (Verão). 77
Figura 7.6 – Carga térmica do evaporador da máquina auxiliar (Verão). 78
Figura 7.7 – Variação da temperatura no reservatório de água fria (Primavera). 81
Figura 7.8 – Variação da temperatura no reservatório quente (Primavera)..... 82
Figura 7.9 – Carga térmica do evaporador da máquina auxiliar (Primavera). 83
Figura 7.10 – Variação da temperatura no reservatório frio (Inverno). 86
Figura 7.11 – Variação da temperatura no reservatório quente (Inverno)..... 87
Figura 7.12 – Energia térmica do condensador da máquina auxiliar (Inverno). 88

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Propriedades ambientais dos refrigerantes. 20
Tabela 2 – Máquina principal acoplada à máquina auxiliar 38
Tabela 3 – Condição de operação do sistema com CO_2 62
Tabela 4 – Condição de operação do sistema com NH_3. 62
Tabela 5 – Dados de entrada no programa. 65
Tabela 6 – Resultados preliminares das bombas de calor e suas comparações (primavera). 66
Tabela 7 – Porte do condensador, evaporador e compressor para cada máquina. 68
Tabela 8 – Resultados da simulação preliminar das bombas de calor (verão). 69
Tabela 9 – Resultados da simulação preliminar das bombas de calor (inverno). 70
Tabela 10 – Resultados da simulação preliminar das bombas de calor (inverno). 71
Tabela 11 – Porte do condensador, evaporador e compressor para o sistema auxiliar 72
Tabela 12 – Deslocamento volumétrico necessário dos compressores para diferentes estações (sistema principal). 73
Tabela 13 - Frequência de trabalho dos compressores (sistema principal). 74
Tabela 14 – Deslocamento volumétrico necessário dos compressores para diferentes estações (sistema auxiliar). 75
Tabela 15 – Frequência de trabalho dos compressores (sistema auxiliar). 75
Tabela 16 – Demanda de carga e carga auxiliar fornecida (Verão). 79
Tabela 17 – Desempenho médio global das máquinas principais (Verão) 79
Tabela 18 – Desempenho médio da máquina auxiliar e global dos sistemas (Verão) 80
Tabela 19 – Demanda de carga e carga auxiliar fornecida (Primavera). 83
Tabela 20 – Desempenho médio global das máquinas principais (Primavera) 84
Tabela 21 – Desempenho médio da máquina auxiliar e global dos sistemas (Primavera) 85
Tabela 22 – Demanda de carga e carga auxiliar fornecida (Inverno). 88
Tabela 23 – Desempenho médio global das máquinas principais (Inverno) 89
Tabela 24 – Desempenho médio da máquina auxiliar e global dos sistemas (Inverno) 89

Lista de Abreviaturas e Siglas

Letras latinas

A	Área	[m²]
c	Calor especifico	[J/kg.K]
D	Diâmetro	[m]
E	Energia	[-]
e	Espessura	[m]
$\boldsymbol{e}$	Rugosidade absoluta	[m]
$\boldsymbol{f}$	Função resíduo	[-]
f	Fator de atrito	[-]
g	Aceleração da gravidade	[m/s²]
H	Altura do reservatório	[m]
h	Entalpia especifica	[J/kg]
h	Coeficiente convectivo	[W/m².K]
J	Matriz Jacobiana	[-]
k	Condutividade térmica	[W/m.K]
L	Comprimento da tubulação	[m]
$\dot{m}$	Fluxo de massa	[kg/s]
P	Pressão (absoluta)	[Pa]
$\dot{Q}$	Fluxo de calor	[W]
q	Fluxo de calor especifico	[J/kg]
R	Resistência térmica	[m².K/W]
r	Raio	[m]
s	Entropia	[J/kg.K]
T	Temperatura	[K]
U	Coeficiente global de troca de calor	[W/m².K]
V	Velocidade	[m/s]
v	Volume	[m³]

$\dot{W}$	Fluxo de trabalho	[W]
w	Potência especifica	[W/kg]
x	Titulo da mistura	[-]
z	Cota de altura	[m]
Pr	Número de Prandtl	[-]
Re	Número de Reynolds	[-]

Letras gregas

ε	Efetividade	[-]
η	Eficiência	[-]
μ	Viscosidade	[N.s/m²]
ρ	Densidade	[kg/m³]
Σ	Somatório	[-]
Ω	Frequência	[hz]
v	Volume específico	[m³/kg]

Superescritos

$*$	Teórico ideal

Subscritos

is	Isentrópica
amb	Ambiente
aux	Auxiliar
asp	Aspiração
c	Condensador
cam	Câmara
c_{BT}	Condensador do ciclo de baixa temperatura
c_{AT}	Condensador do ciclo de alta temperatura

BT	Ciclo de baixa temperatura
AT	Ciclo de alta temperatura
cim	Cimento
$circ$	Circulação
$cond$	Condução
$conf$	Conforto
$conv$	Convecção
D	Diâmetro
des	Descarga
e	Evaporador
e_{AT}	Evaporador do ciclo de alta temperatura
e_{BT}	Evaporador do ciclo de baixa temperatura
en	Entrada
$eq.axial$	Equivalente axial
$eq.radial$	Equivalente radial
$eq.total$	Equivalente total
f	Frio
int	Interno
int,o	Intermediária ótima
$inter$	Intermediário
iso	Isolante
$liq.sat$	Líquido saturado
p	Pressão constante
q	Quente
$real$	Real
$reserv$	Reservatório
$r.frio$	Reservatório frio
$r.quente$	Reservatório quente
sa	Saída
sat	Condição de saturação
sup	Condição de superaquecimento

tub	Tubulação
$vap.sat$	Vapor saturado
vc	Volume de controle
vol	Volumétrica

Abreviações

CFC	Clorofluorcarbonetos
CLP	Controlador Lógico Programável
COP	Coeficiente de desempenho do ciclo
CPVC	Policloreto de vinila clorado
ETIA	Equivalente total de impacto de aquecimento
NR	Newton – Raphson
HCFC	Hidroclorofluorcaronos
HFC	Hidrofluorocarboneto
PAG	Potencial de participação no processo de aquecimento global
PDO	Potencial de destruição da camada de ozônio
PEBD	Polietileno de baixa densidade expandido
PIB	Produto Interno Bruto
SNR	Substituição – Newton – Raphson
SQP	Programação Lógica Sequencial

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 1

1.1 Objetivos e justificativa 2

1.1.1 Eficiência energética 2

1.1.2 Impacto do uso do chuveiro e ar condicionado na matriz energética brasileira. ... 4

2 REVISÃO DA LITERATURA 8

2.1 Alguns estudos já desenvolvidos sobre bomba de calor 8

2.2 Estudos já desenvolvidos sobre bomba de calor na Unicamp 10

3 BOMBA DE CALOR 13

3.1 Bomba de calor por compressão de vapor 13

3.2 Componentes da bomba de calor 15

3.2.1 Compressor 15

3.2.2 Condensador 18

3.2.3 Válvula de expansão 18

3.2.4 Evaporador 18

3.3 Fluido refrigerante 19

3.4 Fonte de calor 21

3.4.1 Ar como fonte de calor 21

3.4.2 Água como fonte de calor 22

4 MODELAGEM TEÓRICA DA BOMBA DE CALOR DE DUPLO EFEITO 23

4.1 Bomba de calor padrão 23

4.2 Bomba de calor em cascata 28

4.3 Bomba de calor com duplo estágio de compressão 32

4.4 Funcionamento da máquina auxiliar. 37

5 MODELAGEM TEÓRICA DO SISTEMA PREDIAL E RESERVATÓRIOS TÉRMICOS 39

5.1 Balanço de energia nos reservatórios de água e sistema de distribuição. 40

5.2 Balanço de energia nos reservatórios quente e frio com o projeto do sistema simples auxiliar. 49

6 FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS E MÉTODOS NÚMERICOS UTILIZADOS NO MODELAMENTO DO SISTEMA. 51

6.1 MatLab® 51

6.2 Método de Substituição Sucessiva e Newton-Raphson 51

6.3 Método de Substituição-Newton-Raphson 54

6.4 Método de Euler 56

7 RESULTADOS E DISCUSSÕES 61

7.1 Validação do modelo desenvolvido 61

7.2 Características do projeto simplificado para as simulações ulteriores. 65

7.3 Projeto simplificado preliminar das bombas de calor e simulações iniciais utilizando diferentes ciclos termodinâmicos 65

7.4 Projeto da máquina auxiliar 72

7.5 Simulação das máquinas operando ao longo do dia 73

7.5.1 Vazões volumétricas dos compressores 73

7.5.2 Comportamento das bombas de calor na estação verão 76

7.5.3 Comportamento das bombas de calor na estação primavera 80

7.5.4 Comportamento das bombas de calor na estação inverno 85

8 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 91

9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 94

1 INTRODUÇÃO

Na atualidade existe uma grande preocupação com o futuro do planeta em relação aos recursos energéticos, e um dos maiores desafios é o desenvolvimento de tecnologias ambientalmente seguras e economicamente viáveis. Desta forma, a utilização de fontes limpas de energia, assim como equipamentos com maior eficiência energética, são contribuições de grande valia para a manutenção e proteção do meio ambiente.

O consumo de energia em edificações residenciais, comerciais, de serviços e públicos, é bastante significativo e pode haver crescimento desta demanda, justificado pelo acesso da população aos confortos proporcionados pela tecnologia e a elevada taxa de urbanização e expansão dos setores e serviços. Calcula-se ainda, que 50% da energia elétrica produzida no Brasil seja consumida não somente na operação e manutenção das edificações, como também no conforto ambiental como: iluminação, climatização e aquecimento de água (ELETROBRAS, 2013).

O chuveiro elétrico, normalmente utilizado para aquecimento de água no Brasil, é um equipamento acessível a grande parte da população, porém existe uma grande irreversibilidade termodinâmica, implicando alto gasto energético. Além desse fator, o horário de uso de água aquecida nos banhos é coincidente para grande parte da população do país, gerando altos picos de consumo de eletricidade (FLORA, 2008).

Ainda de acordo com a ELETROBRAS (2013), o chuveiro elétrico é um dos vilões no consumo de energia. Foi estimado, com base nos resultados históricos do ano de 2005, que 24% da energia total consumida na classe residencial no país correspondem ao chuveiro, sendo a geladeira o segundo maior consumidor com 22% e na terceira posição o ar-condicionado com 20% de consumo. Uma das formas da redução desse consumo elevado de energia é investir em pesquisa e desenvolvimento de fontes energéticas limpas e eficientes, reduzindo assim a demanda de eletricidade, postergando a necessidade de construção de hidrelétricas, termoelétricas e outras formas de geração de eletricidade que causam danos ao meio ambiente.

As bombas de calor incluem-se nessa forma de redução no consumo de eletricidade, visto que para extrair calor de um ambiente e levá-lo a outro de maior temperatura é necessário menos energia elétrica para acionar a bomba de calor quando comparado aos sistemas de chuveiro elétrico, que funcionam transformando energia elétrica em energia térmica, chamado de efeito *Joule.*

1.1 Objetivos e justificativa

1.1.1 Eficiência energética

O consumo de energia é um indicador importante no desenvolvimento econômico do país e também do nível de qualidade de vida da sociedade. Esse consumo informa o quão elevado se encontra o ritmo de atividades no setor industrial, comercial e de serviço, sendo um indicador do consumo de tecnologias, eletrodomésticos e eletrônicos da população. Justifica-se esse indicador, pois quanto mais itens adquiridos que necessitem de energia elétrica para seu funcionamento, maior será o consumo de eletricidade e como consequência se detecta o aquecimento ou não da economia do país (ANEEL, 2008).

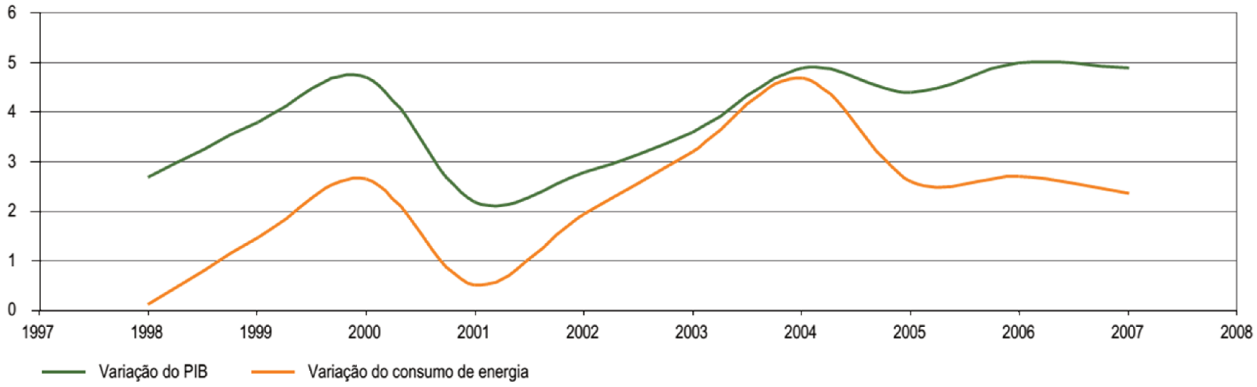


Figura 1.1 – Variação do PIB e variação do consumo de energia (1998 – 2007).
Fonte: IPEA (2008), apud ANEEL (2008).

A Figura 1.1 relaciona a variação do PIB do Brasil entre os anos de 1998 e 2007 com a variação no consumo de energia. É possível notar, conforme dito anteriormente, que apesar das escalas de valores serem diferentes, as curvas possuem seus máximos e mínimos claramente correlacionadas entre si.

De acordo com ANEEL (2008), apesar do consumo de eletricidade ser um fator positivo para o aquecimento da economia do país, o impacto produzido ao meio ambiente, assunto de grande preocupação em todo mundo, é um fator negativo. Existe ainda a possibilidade de esgotamento dos recursos utilizados para produção de energia e, por fim, é necessário investimento pesado em pesquisas de novas fontes e construção de novas usinas. Uma das formas de amenizar este impacto sem comprometer a qualidade de vida e desenvolvimento econômico, é o estimulo ao uso eficiente. Estes estímulos podem ser de forma educacional da população ou investimentos em equipamentos e instalações. No Brasil, o selo Procel reconhece a maior eficiência energética em relação aos demais equipamentos e ganhou expressividade em 2001 devido ao racionamento de energia (ANEEL, 2008).

No Brasil, o último relatório de balanço energético do ano de 2013, feito pelo Ministério de Minas e Energia, aponta que a geração hidráulica responde por 74,0% de toda oferta de energia e, é o principal meio de geração elétrica. Ainda informa que em 2011 houve acréscimo de aproximadamente 5,0 GW, sendo alcançado uma capacidade de 117.135 MW de geração de energia elétrica das centrais de geração instaladas. Entretanto, daquele total acrescido, 37,1% é referente às centrais hidráulicas, 52,4% as termoelétricas e os 10,5% restantes realizados pelas usinas eólicas (MME/EPE, 2013).

As pesquisas de tecnologias limpas e eficientes que contribuam para a redução do consumo de eletricidade, através de uso racional de recursos ambientais, postergam a construção de novas usinas, evitando assim, a degradação ambiental e o aquecimento global do planeta, garantindo melhores condições de vida as futuras gerações.

1.1.2 Impacto do uso do chuveiro e ar condicionado na matriz energética brasileira.

A partir dos dados históricos da Eletrobras do ano de 2005, FLORA (2008) obteve um perfil de consumo de energia residencial ao longo do dia para vários tipos de eletrodomésticos, normalmente existentes na moradia das pessoas através do software SINPHA (2005), em especial para região sudeste do país.

Com base na Figura 1.2, pode-se perceber que uma grande parte do consumo de eletricidade residencial é devido à utilização do chuveiro elétrico e ar condicionado, sendo que os horários de pico situam-se entre 6:00 e 9:00 horas da manhã, e outro horário, com pico ainda maior, entre 17:00 e 21:00 horas, horário no qual todos da família normalmente encontra-se na moradia.

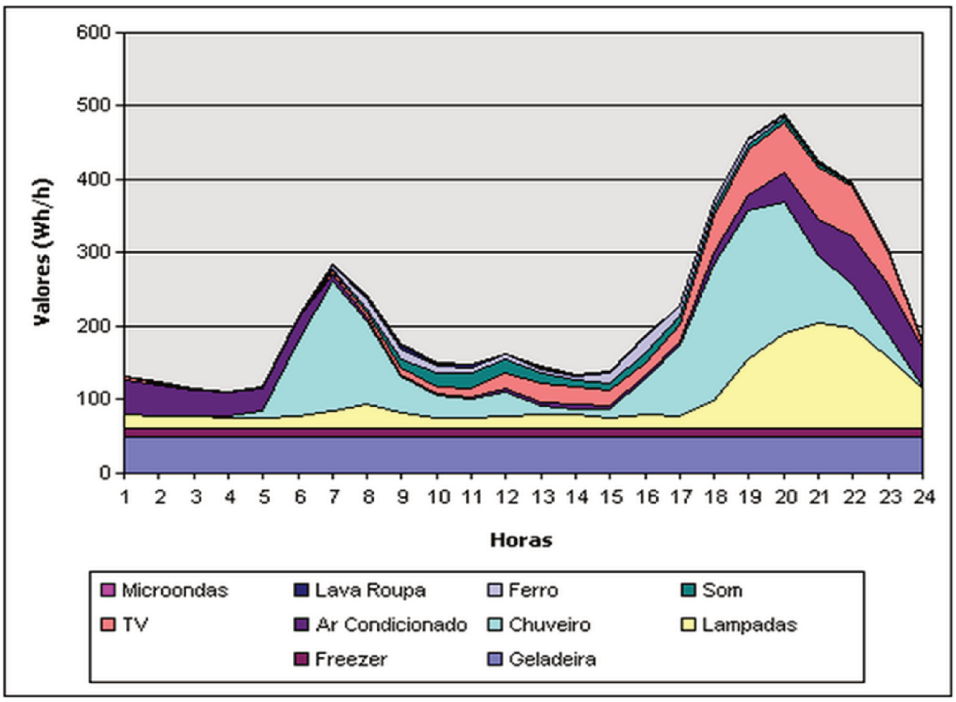


Figura 1.2 – Curva de consumo elétrico residencial da região Sudeste para diversos equipamentos.
Fonte: (SINPHA, 2005)

Devido os horários de pico, são necessários em geral sistemas superdimensionados para atender a essa demanda. Além disso, a escassez de recursos hídricos próximos aos locais de

grande consumo e o rigor das restrições ambientais para construção de grandes hidrelétricas levam a necessidade de construção de usinas termelétricas, contribuindo para o aumento da emissão de gases do efeito estufa e fazendo com que o preço do kW.h de energia eleve-se. Sendo assim, para que o setor energético se torne sustentável, são necessárias mudanças que envolvam políticas de redirecionamento com a adoção de tecnologias e de investimentos no setor (DUTRA, 2010).

A Figura 1.3 apresenta a comparação entre o consumo de energia entre três fontes de geração de calor para obter como resultado 5 kW de calor, sendo possível verificar a vantagem na utilização da bomba de calor.

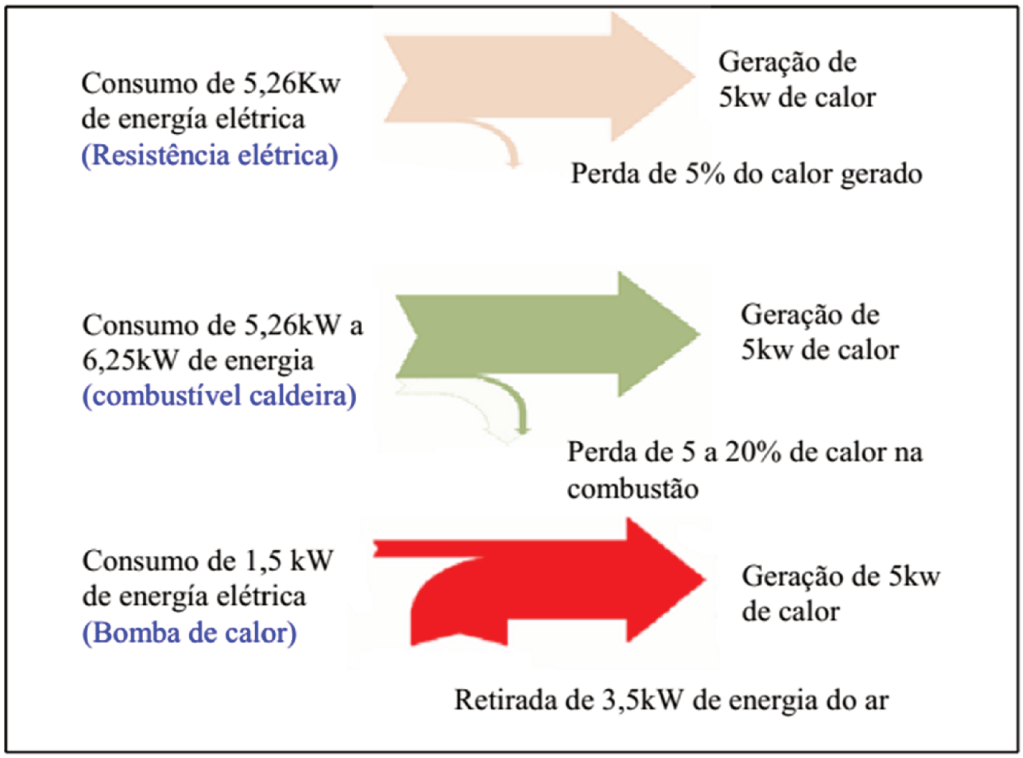


Figura 1.3 –Comparativo entre fontes de geração de calor.
Fonte BALDASSIN, apud CÓRDOVA-LOBATÓN (2011)

As bombas de calor operam recuperando calor de uma fonte externa o que, segundo CÓRDOVA-LOBATÓN (2011), permite utilizar uma quantidade reduzida de energia para seu funcionamento, podendo alcançar reduções de até 80,0% no consumo de energia.

Sendo assim, a proposta para este trabalho é investigar comparativamente, do ponto de vista energético, alternativas para atendimento simultâneo às demandas de ar condicionado e aquecimento de água para banho, em um edifício típico da região de Campinas – SP, utilizando bomba de calor.

A alternativa mais simples consiste em projetar dois equipamentos independentes, uma bomba de calor para aquecimento de água e um ciclo de refrigeração para resfriamento de água para utilizar no ar condicionado. Esse sistema é o de mais fácil controle da carga térmica, devido ao controle da rotação de cada compressor ser independente. São incluídos no conjunto dois reservatórios de água, um quente, outro frio, de forma que ambos os sistemas, no referido conjunto, possam operar ao longo do dia com carga moderada, sem necessitar responder imediatamente a picos de consumo.

Além dessa alternativa, pretende-se explorar a possibilidade de empregar os dois efeitos, aquecimento e resfriamento, de uma mesma bomba de calor.

A primeira possibilidade é uma bomba de calor simples operando entre as temperaturas de aquecimento e resfriamento. A segunda possibilidade são duas bombas em cascata, em que o evaporador do ciclo de alta temperatura retira calor do condensador do ciclo de baixa temperatura. A terceira possibilidade é o emprego de um ciclo com dois estágios de compressão empregando um separador de gás flash intermediário.

Todas as alternativas necessitam da complementação de uma bomba de calor auxiliar, para poder atender eficientemente à dupla demanda de calor e frio.

Além dos objetivos gerais descritos anteriormente, há ainda os objetivos específicos. A princípio serão determinados os projetos simplificados dos trocadores de calor para estimativa dos portes estimados do evaporador e condensador utilizados em cada sistema de bomba de calor. Na sequência, será realizada a comparação do gasto energético entre os sistemas de bombas de calor nas condições médias de temperatura ambiente e demanda de energia térmica do evaporador e condensador. Por fim, após essa comparação, os sistemas serão simulados em

condições de demanda e temperatura variável ao longo do dia com o propósito de determinar as características positivas e negativas para cada sistema, além da comparação entre os desempenhos dos mesmos.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 Alguns estudos já desenvolvidos sobre bomba de calor

WHITE *et al.*(1997) simularam numericamente uma bomba de calor de duplo efeito para utilização em indústria de processamento de alimentos, tendo como parâmetros de sua análise a performance da máquina para as condições estabelecidas, e uma análise custo benefício do sistema.

Utilizando CO_2 como fluido refrigerante, foi obtido um COP acima de 3,0 com uma pressão de descarga do compressor de 130 a 150 bar. Abaixo dessa pressão de descarga inferior, o COP tornou-se prejudicado. Foram previstas a redução no custo de energia em 33% e 52% de redução nas emissões de CO_2, comparado com sistema de refrigeração por compressão a vapor com simples estágio de compressão. A capacidade e o COP obtiveram um aumento de 15% e 10% respectivamente, com a redução na temperatura de saída da água quente de 90 para 65ºC.

SARKAR *et al*. (2004) realizaram a análise da primeira e segunda lei da termodinâmica para um sistema de bomba de calor com o refrigerante CO_2 para aplicações de aquecimento e resfriamento. Foi criado um algoritmo computacional para estimar as propriedades termofísicas do refrigerante para regiões subcrítica e supercrítica. De posse dos resultados, eles otimizaram o sistema tendo como parâmetros o COP e eficiência exergética.

Após as simulações, verificou-se que o sistema é muito eficaz trabalhando em plantas de processo cujo aquecimento está em torno de 100 a 140ºC. Quando se refere à análise da condição ideal, esse sistema com baixa ou moderada temperatura é mais econômico, devido ao elevado COP e a menor pressão de descarga, no entanto, é possível obter aquecimento a altas temperaturas à custa do COP.

STENE (2008) estudou teoricamente as principais características da amônia no sistema de bomba de calor para aquecimento e resfriamento simultâneos para aplicação em edifício de escritórios e hospitais. Seus principais focos foram: a análise termodinâmica do ciclo; a seleção dos componentes; o projeto de sistemas recomendados e o desempenho do sistema.

Utilizando uma bomba de calor padrão com único estágio, a temperatura máxima atingida pela água quando a pressão é de 25 bar, é de aproximadamente 48ºC. Quando há dois estágios com pressão de 40 bar, a máxima temperatura alcançada é de aproximadamente 68ºC. Além disso, com dois estágios de operação o COP aumenta de 20 a 40%, porém o custo do sistema torna-se 80 a 100% maior, quando comparado ao estágio único.

BYRNE; MIRIEL; LENAT (2009) projetaram e simularam numericamente uma bomba de calor com duplo efeito, com tecnologia transcrítica, para ser utilizada em hotéis e grandes casas, tendo como objetivos primários o aquecimento de água e, o resfriamento e aquecimento de ambientes utilizando a mesma energia de entrada no compressor. O secundário é limitar a perda de rendimento da bomba de calor utilizando o ar como fonte de energia durante o inverno, por causa da baixa temperatura.

Foram utilizados dois fluidos refrigerantes: o hidrofluorocarboneto R407C e o CO_2. Os HFCs para aquecimento e arrefecimento são os fluidos mais eficientes e de menor custo em termos de consumo de energia, mas são gases de efeito estufa. O dióxido de carbono é ecologicamente correto, mas é menos eficiente e sua tecnologia precisa ser mais difundida para ser competitivo. Foi concluído a partir de sua análise que essa tecnologia transcritica está melhorando a cada dia e o impacto no aquecimento global é menor. Entretanto, as bombas de calor com HFCs para aquecimento e resfriamento de espaços são mais eficientes e menos dispendiosas em termos de consumo energia.

DUTRA (2010) realizou o estudo da viabilidade técnica a partir de um protótipo para substituição do chuveiro elétrico por bomba de calor para o aquecimento da água. Foi utilizado como fonte fria duas caixas de água de 500 litros e o aquecimento se deu a partir da recuperação de calor do condensador.

Os resultados obtidos apresentaram significativa redução no consumo de eletricidade comparado ao chuveiro elétrico, chegando a até 75%. Além disso, o equipamento foi satisfatório ao atendimento das necessidades, mantendo o mesmo conforto térmico propiciado pelo chuveiro elétrico.

KUMAR; PATIL (2012) desenvolveram um estudo experimental para investigar os parâmetros de uma bomba de calor para aquecimento e resfriamento para uso doméstico e aplicação comercial. Foram avaliados o consumo de energia, a redução no consumo de energia e o aumento do COP, comparado a um sistema convencional de ar condicionado tipo *Split* ou de janela e a um aquecedor elétrico de água. Quatro modos de funcionamento da bomba de calor foram avaliados: ar condicionado; ar condicionado/resfriador de água; ar condicionado/aquecedor de água; ar condicionado/aquecedor de água/resfriador de água.

Montou-se um aparato experimental instrumentado no qual, ao alterar o modo de funcionamento, os dados dos parâmetros necessários para seu modelo matemático eram obtidos. Os parâmetros adotados para suas necessidades contemplam o aquecimento de água até 45ºC; resfriamento de água potável a 22ºC; e a capacidade do ar condicionado de uma a duas toneladas de refrigeração. Os resultados dos testes em diferentes modos mostraram que a capacidade de resfriamento aumentou em 8,29%, e o COP do resfriamento aumentou 8,44 % comparado ao sistema de ar condicionado convencional. Efetuando a análise econômica do equipamento, o retorno do investimento resultante foi de 6,2 meses quando de seu uso comercial, e para o uso doméstico o período de retorno ficou entre 12,2 a 12,4 meses.

2.2 Estudos já desenvolvidos sobre bomba de calor na Unicamp

FIGUEIREDO *et al*. (2002) modelaram um sistema de refrigeração por compressão a vapor com único estágio, resolvido pelo método de Substituição-Newton-Raphson usando diferentes representações das propriedades termodinâmicas do refrigerante R-134A a saber: interpolação linear de valores tabelados, curvas polinomiais ajustadas e de funções derivadas da energia livre de Helmholtz.

Este método mostrou ser uma ferramenta computacional muito eficiente para resolução de sistemas não lineares, cuja dimensão da matriz do sistema reduz, convergindo mais rapidamente ao resultado e utilizando menor memória computacional. Com relação a propriedades termodinâmicas, os resultados obtidos com as três representações, qualitativamente e quantitativamente, concordaram de forma aproximada.

FLORA (2008) simulou computacionalmente um compressor de velocidade variável tipo *scroll*, para avaliar sua utilização em uma bomba de calor para aquecimento de água de banho em edifícios. Foram analisados os componentes do equipamento enfatizando o compressor *scroll*, incorporando-o a um inversor de frequência, de modo a controlar sua capacidade em uma ampla faixa de utilização. A partir daí, ele fez uma modelagem matemática da bomba de calor e também do sistema de armazenamento e distribuição de água quente para o edifício, obtendo resultados satisfatórios mesmo em dias frios e uma grande economia de energia elétrica, quando comparado com chuveiro elétrico.

MÜHLEN (2009) prosseguiu com o trabalho de FLORA (2008) fazendo um detalhamento dos componentes do equipamento, focando no evaporador e compressor. Foi desenvolvido um modelo detalhado dos trocadores de calor e variou-se os parâmetros para determinar seu comportamento, focando-se na otimização das dimensões e sua eficácia. Dessa forma, tornou os trocadores de calor mais compactos e viáveis, obtendo resultados do COP elevado para o sistema.

CÓRDOVA-LOBATÓN (2011) desenvolveu uma metodologia computacional para simulação e otimização de um sistema de bomba de calor para aquecimento de água em prédios residenciais focando na otimização, baseando-se na análise térmica e econômica dos trocadores de calor. Utilizou-se o método SQP (Programação Lógica Sequencial) auxiliado pela função *fmincon* do ambiente MatLab®. Após encontrar um ponto otimizado para os trocadores, o sistema foi simulado em diferentes condições de operação através do método de Substituição-Newton- Raphson.

Chegou-se a resultados satisfatórios, com redução no custo por unidade de aquecimento de 0,223 R$/kWh para 0,145R$/kWh, melhorando também o COP, de 2,15 para 3,3 depois dos

trocadores serem otimizados. O custo inicial de instalação do equipamento tornou-se maior, porém, a longo prazo torna-se viável e ecológico. De acordo com CÓRDOVA-LOBATÓN (2011), o custo de investimento inicial de sua proposta de análise aumentou aproximadamente 4,0% após otimizado, porém o custo de operação do equipamento durante seus anos de vida caiu em média 36%. Ele ainda enfatiza que em um sistema predial de aquecimento coletivo, os custos serão rateados entre os moradores, justificando o emprego do equipamento.

FERNANDES (2012), deu prosseguimento ao trabalho de CÓRDOVA-LOBATÓN (2011) incluindo as perdas de carga na bomba de calor; eliminou algumas restrições desnecessárias das variáveis a serem otimizadas; adotou novas correlações de transferência de calor e simulou o reservatório térmico de água. Comparou seus resultados com o de CÓRDOVA-LOBATÓN (2011), resultando em redução da função objetivo a ser minimizada pela otimização. Além disso, analisou o comportamento da temperatura do reservatório para vários volumes de água através de sua simulação.

SILVA (2012) realizou simulações numéricas de uma bomba de calor com duplo efeito em condições de operação fora de projeto. Seu sistema considerou aquecimento de água para banho e resfriamento de água para um sistema de condicionamento de ar central. Suas simulações foram realizadas com diferentes fluidos refrigerantes para o ciclo de compressão a vapor simples e combinações destes no ciclo em cascata.

De acordo com sua análise, o consumo elétrico dos compressores é inferior à metade do consumo dos chuveiros elétricos e a bomba de calor garante cerca de 50,0% da carga total de condicionamento do edifício. Além disso, a opção pelo sistema em cascata simulado por ele, apesar de custo inicial elevado em relação ao sistema simples, mostrou-se vantajosa pela redução de 15,0% no consumo de energia.

3 BOMBA DE CALOR

A bomba de calor opera entre duas regiões ou fluidos com temperaturas diferentes, retirando calor de uma fonte fria e transferindo-o para o ambiente com temperatura elevada. De acordo com a segunda lei da termodinâmica, o calor não pode fluir de uma fonte fria para fonte quente espontaneamente. Em um processo termodinâmico, para que isto aconteça é necessário fornecimento de trabalho (STOECKER, 1998).

A designação bomba de calor é devido à finalidade do ciclo, pois nesse caso, o calor rejeitado a partir do condensador é a energia de interesse para a finalidade de aquecimento do ambiente. Nos ciclos frigoríficos a função é extrair calor através do evaporador resultando no resfriamento do ambiente. No caso atípico da bomba de calor de duplo efeito, o resfriamento é tão interessante quanto o aquecimento.

O campo de aplicação da bomba de calor inclui: processos industriais, aquecimento e resfriamento de edifícios, aquecimento de piscinas e em uso doméstico. Alguns equipamentos são capazes de aquecer água até 105,0ºC e alcançar pressão de vapor até 400,0 kPa, com capacidades entre 1,75 kW a 44,0 MW. Ar, água, energia solar e o solo são fontes de energia que podem ser utilizadas no processo (ASHRAE, 2009).

3.1 Bomba de calor por compressão de vapor

O ciclo da bomba de calor é composto por um compressor, dois trocadores de calor e uma válvula de expansão, responsáveis pelos processos termodinâmicos. Os componentes de uma bomba de calor estão ilustrados na Figura 3.1.

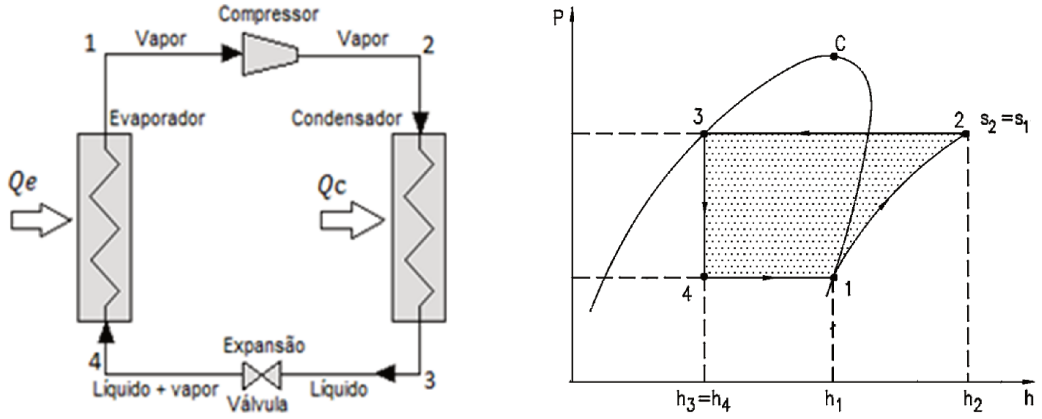


Figura 3.1 – Esquema básico do sistema de bomba de calor por compressão a vapor e o diagrama P x h de um ciclo ideal.

O ciclo ideal consiste nos seguintes processos:

1 –> 2 – Compressão adiabática e reversível,
2 –> 3 – Transferência de calor do refrigerante a pressão constante,
3 –> 4 – Expansão adiabática,
4 –> 1 – Transferência de calor para o refrigerante a pressão constante.

Seu funcionamento ocorre com a compressão de vapor até a pressão de condensação, onde o fluido refrigerante troca calor com o meio a ser aquecido deixando-o como líquido saturado, devido ao resfriamento resultante do refrigerante. Ao passar pela válvula de expansão, a pressão do fluido é reduzida até a pressão de evaporação, trocando calor desta vez com o meio a baixa temperatura, evaporando o fluido devido ao calor retirado do ambiente.

O coeficiente de desempenho de uma bomba de calor (COP), de acordo com MORAN *et al*., 2010, é a razão entre o efeito de aquecimento e a potência de acionamento líquida necessária para atingir este efeito, e pode ser obtido a partir da equação (3.1).

$$COP = \frac{\dot{Q}_c}{\dot{W}} \tag{3.1}$$

De forma mais geral, o coeficiente de desempenho de uma bomba de calor pode ser escrito como a (3.2).

$$COP = \frac{\sum \dot{Q}_{util}}{\sum \dot{W}} \tag{3.2}$$

3.2 Componentes da bomba de calor

3.2.1 Compressor

O compressor tem por função fazer a circulação do refrigerante e aumentar a pressão do sistema, criando um diferencial de pressão entre o evaporador e condensador. Há duas categorias de compressores: deslocamento positivo e dinâmico.

Os compressores de deslocamento positivo aumentam a pressão do fluido através da redução do volume na câmara de compressão. Nos compressores dinâmicos, a pressão é elevada através da contínua transferência de energia cinética a partir da rotação de seu rotor, seguido por conversão desta energia cinética em pressão através de um difusor e ainda, parte dessa conversão pode se dar no rotor, dependendo do grau de reação do compressor.

Há várias características que precisam ser analisadas na escolha de um compressor. Alguns têm grandes tamanhos, ocupando espaços maiores, sendo limitados para aplicações em equipamentos pequenos. Além disso, ruído e vibração excessiva podem ser problemas para determinadas aplicações, aliadas as dificuldades no controle da carga de refrigeração ou aquecimento, no caso de bomba de calor, devendo ser feita uma escolha ainda mais detalhada.

Neste trabalho será utilizado o compressor tipo Scroll. Este compressor é uma máquina de deslocamento positivo. São normalmente usados em ar condicionado residencial e comercial, assim como em refrigeração e bomba de calor. A gama de potência está situada entre 3,0 a 50,0 kW (ASHRAE, 2009). O seu funcionamento está baseado em duas peças em formato de caracol, em que uma delas permanece fixa e a outra se movimenta em orbital e de forma excêntrica, formando bolsas de compressão que diminuem o seu volume aumentando a pressão.

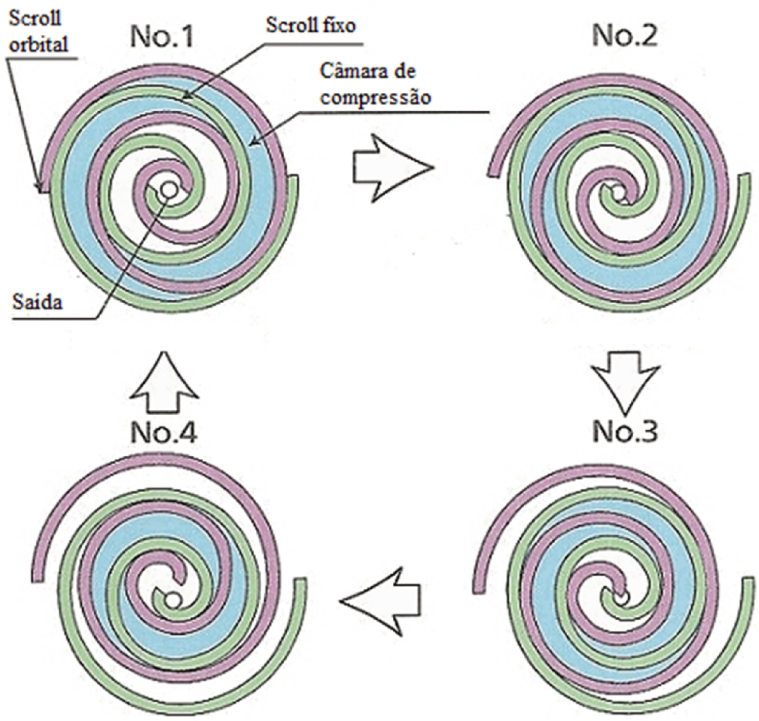


Figura 3.2 – Funcionamento do compressor scroll (ASHRAE, 2009).

Conforme mostrado na Figura 3.2, no início do processo de compressão (No. 1) o fluido é enclausurado na pressão de sucção. Em seguida (No. 2) o movimento orbital comprime o fluido, diminuindo o volume da câmara, ocorrendo o aumento de pressão. Nas próximas etapas (No. 3 e No. 4), o volume é ainda mais comprimido até que todo o fluido se localize no centro do caracol onde se encontra a câmara de descarga. Depois de descarregado, o processo começa novamente com a sucção de mais fluido.

- Controle da capacidade

O controle da capacidade é um fator importante para a escolha do scroll. Este controle é usado em aplicações que requerem maior precisão de temperatura e umidade. A variação da velocidade do compressor é feita por um inversor de frequência que converte a tensão alternada em contínua, em seguida converte esta última em tensão de amplitude e frequência variável, possibilitando o controle da velocidade. A capacidade do compressor é quase diretamente

proporcional à frequência de rotação, satisfazendo infinitas combinações de capacidade do compressor (ASHRAE, 2009).

Outra forma de controle é através da variação do deslocamento do compressor. Neste sistema há orifícios móveis no membro fixo do Scroll. Assim, as câmaras de compressão são conectadas ou desconectadas através da abertura e fechamento desses orifícios no lado da sucção. Quando todos os orifícios estão fechados, a mais alta capacidade é atingida. Ao abrir todos os orifícios, a menor capacidade será predominante. Com isso, existe a possibilidade de abrir ou fechar quantos orifícios sejam necessários para atingir uma determinada capacidade de refrigeração ou aquecimento.

- Desempenho

Estes compressores têm algumas vantagens em relação aos demais. Pode ser citada a reduzida perda de carga devido a orifícios de sucção e descarga serem grandes, sendo que a separação física entre esses processos reduz a transferência de calor para o gás na sucção.

A ausência de válvulas e volume de reexpansão, além do fluxo contínuo do processo, resultam em alta eficiência volumétrica em uma grande gama de condições de operação. A eficiência isentrópica chega em torno de 70% para razões de pressões nas faixas de 2,5 a 3,5, porém não diferem muito em razões de pressões elevadas, quando comparado a outros compressores.

- Vibração e ruído

Possuem grande potencial de trabalho com menores ruídos e vibrações. Esses compressores não possuem tantas peças móveis quando comparados a outros e, pelo fato do processo de

compressão não necessitar de válvulas, os ruídos e vibrações são quase eliminados. Além disso, o balanceamento do *Scroll* com contrapeso reduz significativamente a vibração causada pela rotação das partes móveis, assim como a usinagem precisa e acabamento superficial das partes móveis reduzem o impacto de atrito e barulho de compressão entre elas.

3.2.2 Condensador

O condensador é o responsável pelo efeito de aquecimento da bomba de calor (STOECKER; JABARDO, 2002). Ele rejeita toda a energia do sistema na forma de calor. O condensador casco/tubo e o de placas são exemplos mais comuns utilizados em aplicações práticas. No caso do casco/tubo, o refrigerante se condensa na carcaça e a calor latente do fluido refrigerante é transferido para água, tornando-a aquecida pela passagem nos tubos. Quando se refere ao de placas, o refrigerante se condensa escoando no sentido descendente, e no sentido ascendente circula a água trocando calor com o refrigerante, aquecendo-se.

3.2.3 Válvula de expansão

Esta válvula tem por função reduzir a pressão do fluido até a pressão do evaporador e controlar o fluxo de refrigerante em resposta às condições de saída desse equipamento através de uma expansão adiabática irreversível. O controle é feito com o objetivo de que todo o fluído possa ser completamente vaporizado por absorção de calor.

3.2.4 Evaporador

Este componente é o responsável pelo efeito de resfriamento em ciclos de refrigeração. Em bombas de calor utilizadas com o propósito apenas de aquecimento este efeito não é muito

interessante, entretanto, neste trabalho será analisado tanto o efeito de refrigeração quanto o de aquecimento do ciclo da bomba de calor, tornando-o tão importante quanto o efeito de aquecimento. Normalmente, esse equipamento é utilizado para resfriar ar ou líquido como água e salmouras nos processos. Devido ao reduzido coeficiente de transferência de calor por convecção característico do ar, os tubos do evaporador são fabricados com aletas, melhorando o coeficiente global. De acordo com STOECKER e JABARDO (2002), no passado o tipo de evaporador mais utilizado era o casco e tubo, entretanto, ele está sendo substituído por evaporador de outros tipos, principalmente os de placas. Justifica-se essa mudança devido ao melhor desempenho térmico, além do tamanho reduzido, comparado ao casco/tubo, embora apresentem perdas de carga e distribuição inadequada de refrigerante.

3.3 Fluido refrigerante

De acordo com ASHRAE (2009) os refrigerantes são os fluidos de trabalho utilizados em refrigeração, ar-condicionado e bomba de calor. Eles têm a função de absorver o calor de uma determinada área e rejeitar em outro ambiente através do evaporador e condensador.

Um refrigerante deve satisfazer muitos requisitos, que algumas vezes não estão só relacionados à sua capacidade de transferir calor. Por maior segurança, pode ser exigido um fluído não inflamável e com baixa toxidade para determinadas aplicações. Com relação ao meio ambiente, são preferidos os fluidos que não agridam a camada de ozônio, reduzindo as mudanças climáticas que o planeta vem sofrendo. De acordo com LOPES (2007), três parâmetros são definidos para indicar o efeito relativo de diferentes refrigerantes sobre o meio ambiente.

a) PDO – Potencial de destruição da camada de ozônio (*ODP – Ozone Depletion Potential*);
b) PAG – Potencial de participação no processo de aquecimento global (*GWP - Global Warming Potential*);
c) ETIA – Equivalente total de impacto de aquecimento (*TEWI - Total Equivalent Warming Impact*).

O PDO mede a capacidade de destruição da camada de ozônio do fluido refrigerante em uma escala relativa com o R-11 que possui valor 1,0. O PAG descreve, comparado ao CO_2 que possui valor 1,0, a capacidade do fluido armazenar energia radiante. Por fim, o ETIA é a soma de emissões diretas do refrigerante na atmosfera, expressas em termos de CO_2 equivalente, e emissões diretas de CO_2 a partir da energia usada ao longo da vida do equipamento (ASHRAE, 2009)

Os clorofluorcarbonetos (CFCs) e os hidroclorofluorcarbonos (HCFCs) podem afetar a camada de ozônio e intensificar a mudança climática, enquanto que o hidrofluorcarbonos (HFCs) podem contribuir com a mudança climática. Reduzir o lançamento de fluido refrigerante na atmosfera é importante não somente por causa do impacto ambiental causado, mas também devido à redução dos níveis de refrigerante no sistema de refrigeração, levando a níveis de carga térmica insuficientes, o que resulta em perda de eficiência (ASHRAE, 2009).

Os refrigerantes CFC e HCFC como R-11, R-12, R-22 e R-502, contribuem para a destruição da camada de ozônio e, além disso, são gases de efeito estufa juntamente com os HFCs. A amônia (R-717), hidrocarbonos, HCFCs e a maioria dos HFCs possuem menor tempo de vida que os CFCs na atmosfera, o que resulta da destruição em baixa atmosfera pela reação com o radical OH. O menor tempo de vida desses fluidos resulta em menores valores de PDO e PAG. A Tabela 1 mostra as propriedades ambientais de alguns fluidos refrigerantes comuns no mercado, inclusive o do R-717 (amônia), que é o fluido utilizado nas simulações deste trabalho.

Tabela 1 – Propriedades ambientais dos refrigerantes.

Refrigerante	Tempo de vida (anos)	PDO	PAG
R134A	14	0	1430
R-11	45	1	4750
R-12	100	1	10900
R-22	12	0,055	1810
R-717	0,01	0	<1

Fonte: Adaptado a partir de ASHRAE (2009)

Os refrigerantes preferidos ambientalmente possuem baixo ou zero PDO, tempo de vida relativamente curto na atmosfera, baixo PAG, fornecem boa eficiência do sistema, propriedades de segurança apropriadas e produzem baixo ETIA em sistemas.

3.4 Fonte de calor

A escolha da fonte de calor para aplicação na bomba de calor é muito influenciada por alguns fatores, dos quais se pode citar: localização geográfica, clima, custo inicial e disponibilidade.

3.4.1 Ar como fonte de calor

O ar é o meio universal de fonte e dissipação de calor, sendo muito utilizado em sistema residencial e comercial de pequeno porte. As aletas intensificam a troca de calor entre o ar e o refrigerante, tornando o trocador de calor mais eficaz.

Quando uma bomba de calor é projetada, com o ar como fonte de energia, dois fatores devem ser levados em consideração: a temperatura do ar exterior e a formação de gelo. À medida que a temperatura do ar exterior diminui, da mesma forma acontece com a capacidade de aquecimento da bomba de calor. Dessa forma, a seleção do equipamento torna-se mais crítica quando a fonte de calor é o ar.

Quando a temperatura da superfície exterior da serpentina é 0,0ºC ou menos, pode haver a formação de gelo prejudicando assim a troca de calor, havendo a necessidade de descongelamento. Geralmente a necessidade de descongelamento é reduzida quando as condições do ar exterior estão acima de -10,0ºC e 60,0% de umidade relativa, entretanto, quando as condições de umidade são elevadas, a taxa de descongelamento pode se tornar até três vezes

maior (ASHRAE, 2009). No caso de clima tropical, como no Brasil, esta fonte de calor se torna uma boa opção para bomba de calor.

3.4.2 Água como fonte de calor

A água pode ser uma fonte de calor satisfatória, porém uma desvantagem que deve ser levada em consideração é a possibilidade de corrosão. O condensador, por exemplo, pode ser submerso em água para aquecimento da piscina de um edifício em dias frios. Em aplicações industriais, a água residual dos processos pode ser uma fonte de calor para a bomba de calor.

4 MODELAGEM TEÓRICA DA BOMBA DE CALOR DE DUPLO EFEITO

Neste capítulo são apresentadas as várias alternativas estudadas, para as quais foram efetuados os projetos iniciais simples e subsequentes simulações fora das condições de projeto.

Os sistemas foram desenvolvidos para uma mesma finalidade, aquecer e resfriar água para consumo diário no banho e no ar condicionado em um edifício residencial.

A princípio, será apresentado um sistema de bomba de calor padrão utilizando o calor rejeitado no condensador para aquecimento da água armazenada em um reservatório e o resfriamento da água contida no outro reservatório se dará pela retirada do calor através do evaporador. Na sequência, a modelagem aborda um sistema em cascata utilizando-o para o mesmo objetivo do sistema anterior, em que o calor transferido e retirado, respectivamente, do condensador e pelo evaporador serão utilizados. Ainda, um sistema de dois estágios de compressão com tanque separador de gás "*flash*" é modelado para o mesmo objetivo que os anteriores. Por fim, será abordado como se dará o funcionamento do sistema auxiliar.

4.1 Bomba de calor padrão

Como já citado anteriormente na Figura 4.1, o ciclo ideal da bomba de calor consiste nos seguintes processos: compressão isentrópica do refrigerante (1 – 2s); um processo de rejeição de calor do condensador assumindo pressão constante ao longo do condensador (2s – 3); um estrangulamento isoentálpico na válvula de expansão (3 – 4) e por fim, a transferência de calor para o fluido refrigerante ao longo do evaporador assumindo pressão constante (4 – 1). Em sistemas reais, devido a uma compressão adiabática e irreversível, ocorre aumento de entropia específica, conforme ilustrado pela linha tracejada, conduzindo o processo de compressão até o

ponto 2. Ocorre também queda de pressão por atrito viscoso ao longo das tubulações dos trocadores de calor, mas este aspecto será aqui desprezado, por simplicidade.

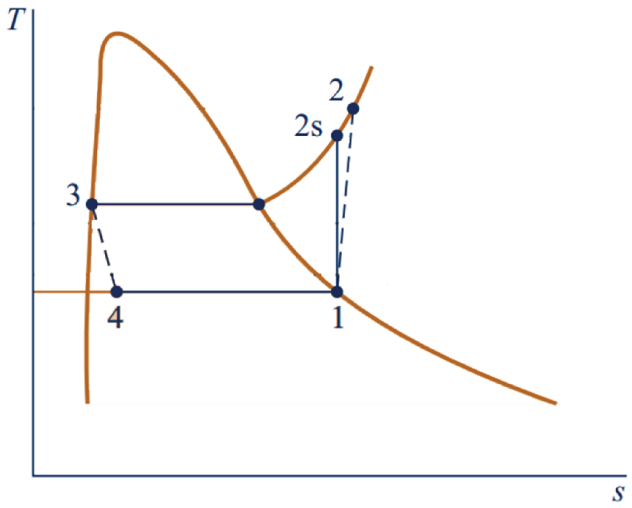


Figura 4.1 – Diagrama Temperatura x entropia de um ciclo padrão de compressão a vapor.

Para todos os modelos, algumas considerações foram feitas para efetuar o equacionamento.

O balanço de energia em um volume de controle é dado por:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_{en} \dot{m}_{en}\left(h_{en} + \frac{V_{en}^2}{2} + gz_{en}\right) - \sum_{sa} \dot{m}_{sa}\left(h_{sa} + \frac{V_{sa}^2}{2} + gz_{sa}\right) \qquad (4.1)$$

onde dE_{vc}/dt representa a variação de energia do volume de controle no intervalo dt. Os termos $\dot{Q}_{vc}$ e $\dot{W}_{vc}$ representam a taxa líquida de transferência de energia por calor e por trabalho através do volume de controle, sendo $\dot{Q}_{vc}$ positivo quando calor é inserido através do volume de controle e negativo quando calor sai através da fronteira do volume de controle. Quando o trabalho, $\dot{W}_{vc}$, é realizado pelo sistema o sinal positivo é a convenção, e quando trabalho é realizado sobre o sistema o sinal negativo é adotado. Os termos h_{en}, $V_{en}^2/2$ e gz_{en} equivalem, respectivamente, à taxa de transferência de entalpia, energia cinética e energia potencial dos fluxos de entrada e os termos h_{sa}, $V_{sa}^2/2$ e gz_{sa} referem-se aos fluxos de saída.

Em regime permanente, e assumindo as variações de energia cinética e potencial na entrada e saída de cada componente como desprezível, a equação (4.1) torna-se:

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_{en} \dot{m}_{en} h_{en} - \sum_{sa} \dot{m}_{sa} h_{sa} \tag{4.2}$$

Aplicando o balanço de energia em cada componente e as considerações assumidas, o ciclo de bomba de calor padrão pode ser equacionado conforme equações (4.3), (4.4), (4.5) e (4.6).

$$h_2 - h_1 = -w \tag{4.3}$$

$$h_3 - h_2 = -q_c \tag{4.4}$$

$$h_1 - h_4 = q_e \tag{4.5}$$

$$h_3 = h_4 \tag{4.6}$$

onde w é o trabalho específico fornecido ao compressor, q_c e q_e representam o fluxo de calor específico no condensador e evaporador, respectivamente.

O trabalho fornecido ao compressor, $\dot{W}$, o fluxo de calor no condensador, $\dot{Q}_c$, e o fluxo de calor no evaporador, $\dot{Q}_e$, são funções da vazão mássica $\dot{m}$ e estão representados nas equações (4.7), (4.8) e (4.9).

$$\dot{W} = \dot{m} w \tag{4.7}$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m} q_c \tag{4.8}$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m} q_e \tag{4.9}$$

Desprezando as perdas de carga nos tubos, acessórios e componentes do sistema,

$$P_1 = P_4 \tag{4.10}$$

$$P_2 = P_3 \tag{4.11}$$

onde *P* refere-se aos níveis de pressão absoluta do ciclo.

Admite-se que o fluido que sai do evaporador e entra no estágio de compressão é vapor saturado, situação característica dos evaporadores inundados, e que o fluido que deixa o condensador é líquido saturado; sendo assim:

$$P_1 = P_{sat}(T_1) \tag{4.12}$$

$$h_1 = h_{sat}(T_1) \tag{4.13}$$

$$s_1 = s_{sat}(T_1) \tag{4.14}$$

$$P_3 = P_{sat}(T_3) \tag{4.15}$$

$$h_3 = h_{sat}(T_3) \tag{4.16}$$

Após a passagem pela válvula de expansão, o fluido refrigerante encontra-se como uma mistura de líquido – vapor e as propriedades do fluido serão então dependentes do título da mistura. A entalpia no ponto 4 pode ser escrita como:

$$h_4 = h_{liq.sat}(T_4) + x_4\left(h_{vap.sat}(T_4) - h_{liq.sat}(T_4)\right) \tag{4.17}$$

onde o x_4 representa o título da mistura.

Na saída do compressor o fluido encontra-se como vapor superaquecido. No caso limite de compressão isentrópica,

$$h_{2s} = h_{sup}(P_{2s}, s_1) \tag{4.18}$$

O trabalho específico ideal pode ser obtido como:

$$w^* = h_1 - h_{2s} \tag{4.19}$$

Para a eficiência isentrópica e volumétrica, FLORA (2008) propõe as seguintes aproximações, baseadas nas curvas de eficiência apresentadas pelo *handbook* da ASHRAE (2009).

$$\eta_{is} = 0{,}855 - 0{,}045\frac{P_2}{P_1} \tag{4.20}$$

Para $P_2 < 2P_1$,

$$\eta_{vol} = 1{,}08 - 0{,}04\frac{P_2}{P_1} \tag{4.21}$$

E para $P_2 \geq 2P_1$,

$$\eta_{vol} = 1 \tag{4.22}$$

A partir da eficiência isentrópica η_{is}, é possível obter o trabalho real desenvolvido pelo compressor.

$$w = \frac{w^*}{\eta_{is}} \tag{4.23}$$

A vazão mássica fornecida ao sistema pelo compressor é uma função de sua taxa de deslocamento (produto do volume da câmara pela frequência de operação - $\nu_{cam} \cdot \Omega$), da eficiência volumétrica e do volume específico v_1 na entrada do compressor:

$$\dot{m} = \frac{\eta_{vol} \cdot \nu_{cam} \cdot \Omega}{v_1} \tag{4.24}$$

As taxas de transferência de calor, no evaporador e condensador, são modeladas pelo método da efetividade pela diferença de temperatura do fluido em mudança de fase e do líquido externo na entrada, conforme equações (4.25) e (4.26).

$$\dot{Q}_c = \left(\varepsilon\, \dot{m} c_p\right)_c (T_q - T_3) \tag{4.25}$$

$$\dot{Q}_e = \left(\varepsilon\, \dot{m} c_p\right)_e (T_f - T_1) \tag{4.26}$$

Onde ε é a efetividade do trocador de calor, c_p representa o calor específico a pressão constante do fluido, T_q é a temperatura da água no reservatório quente e T_f é a temperatura da água no reservatório frio.

4.2 Bomba de calor em cascata

Os sistemas em cascata consistem em dois ou mais sistemas de refrigeração que são conectados entre si, de modo que o condensador do estágio de baixa temperatura é utilizado como evaporador para o estágio de alta temperatura, como pode ser conferido na Figura 4.2.

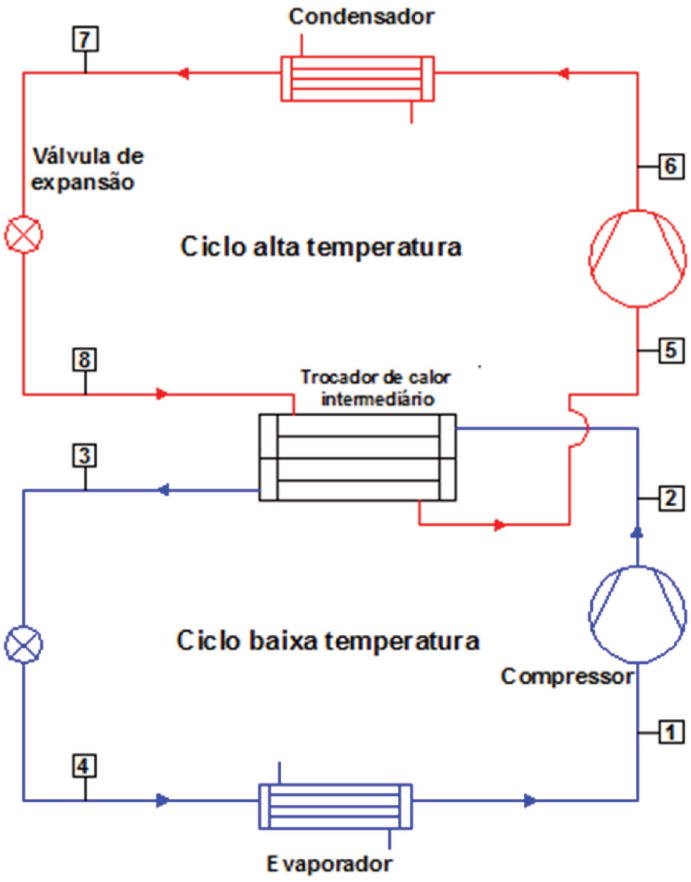


Figura 4.2 – Circuito de refrigeração em cascata.

Os sistemas podem possuir o mesmo ou diferentes refrigerantes. Para algumas aplicações industriais nas quais sejam necessárias baixas temperaturas de evaporação, o ciclo de simples estágio torna-se impraticável. Sendo assim, os sistemas em cascata são uma das alternativas empregadas para obter alta diferença de temperatura entre o evaporador e condensador (DINCER; KANOGLU, 2011).

O sistema em cascata foi modelado como no caso do sistema de simples estágio, diferenciando apenas pelos níveis de estágio de compressão e por seu trocador de calor intermediário, pelo qual, considerando-o como adiabático, rejeita calor pelo condensador de baixa temperatura, entre os pontos 2 – 3 da Figura 4.2, sendo recebido pelo evaporador de alta temperatura, entre 5 – 8 da mesma figura.

Aplicando o balanço de energia em cada componente e com as mesmas considerações assumidas no sistema de bomba de calor padrão, obtém-se, para o estágio de baixa pressão e temperatura representado pelo subscrito BT, o trabalho fornecido ao compressor, $\dot{W}_{BT}$, o fluxo de calor no condensador, $\dot{Q}c_{BT}$, e o fluxo de calor no evaporador, $\dot{Q}e_{BT}$, que são funções da vazão mássica, $\dot{m}_{BT}$, e das variações de entalpias nos processos, como equacionado de (4.27) a (4.29).

$$\dot{W}_{BT} = \dot{m}_{BT}(h_2 - h_1) \tag{4.27}$$

$$\dot{Q}c_{BT} = \dot{m}_{BT}(h_3 - h_2) \tag{4.28}$$

$$\dot{Q}e_{BT} = \dot{m}_{BT}(h_1 - h_4) \tag{4.29}$$

$$h_3 = h_4 \tag{4.30}$$

Desprezando as perdas de carga no sistema,

$$P_1 = P_4 \tag{4.31}$$

$$P_2 = P_3 \tag{4.32}$$

Admitindo que o fluido seja vapor saturado na saída do evaporador e líquido saturado na saída do condensador, temos:

$$P_1 = P_{sat}(T_1) \tag{4.33}$$

$$h_1 = h_{sat}(T_1) \tag{4.34}$$

$$s_1 = s_{sat}(T_1) \tag{4.35}$$

$$P_3 = P_{sat}(T_3) \tag{4.36}$$

$$h_3 = h_{sat}(T_3) \tag{4.37}$$

Admitindo vapor superaquecido na saída do compressor e no caso limite de compressão isentrópica,

$$h_{2s} = h_{sup}(P_{2s}, s_1) \tag{4.38}$$

As eficiências isentrópica e volumétrica foram modeladas de forma idêntica as equações (4.20) a (4.22).

O trabalho real desenvolvido pelo compressor é obtido pela equação (4.39).

$$\dot{W}_{real/BT} = \frac{\dot{W}_{BT}}{\eta_{\mathrm{is/BT}}} \tag{4.39}$$

A vazão mássica fornecida ao sistema pelo compressor é

$$\dot{m}_{BT} = \frac{\eta_{\mathrm{vol/BT}} \cdot \nu_{\mathrm{cam\ /BT}} \cdot \Omega_{BT}}{v_1} \tag{4.40}$$

onde $\eta_{\mathrm{is/BT}}$ e $\eta_{\mathrm{vol/BT}}$ são as eficiências isentrópica e volumétrica do ciclo de baixa pressão que podem ser obtidas da mesma forma como nas equações (4.20) a (4.22).

Depois de dimensionado o porte do trocador de calor intermediário, ou seja, a relação entre UA, é possível determinar a relação entre as temperaturas do ciclo de baixa pressão e de alta pressão segundo a equação (4.41):

$$\dot{Q}inter = -\dot{Q}c_{BT} = \dot{Q}e_{AT} = UA(T_3 - T_5) \tag{4.41}$$

Para o ciclo de alta pressão e temperatura, representado pelo subscrito AT, o equacionamento se dá de forma similar ao ciclo de baixa pressão, conforme as equações seguintes.

$$\dot{W}_{AT} = \dot{m}_{AT}(h_6 - h_5) \tag{4.42}$$

$$\dot{Q}c_{AT} = \dot{m}_{AT}(h_7 - h_6) \tag{4.43}$$

$$\dot{Q}e_{AT} = \dot{m}_{AT}(h_5 - h_8) \tag{4.44}$$

$$h_7 = h_8 \tag{4.45}$$

Desprezando as perdas de carga nos tubos, acessórios e componentes do sistema,

$$P_5 = P_8 \tag{4.46}$$

$$P_6 = P_7 \tag{4.47}$$

Admitindo que o fluido que sai do evaporador e entra no estágio de compressão é vapor saturado e que o fluido que deixa o condensador é líquido saturado, temos:

$$P_5 = P_{sat}(T_5) \tag{4.48}$$

$$h_5 = h_{sat}(T_5) \tag{4.49}$$

$$s_5 = s_{sat}(T_5) \tag{4.50}$$

$$P_7 = P_{sat}(T_7) \tag{4.51}$$

$$h_7 = h_{sat}(T_7) \tag{4.52}$$

Na saída do compressor o fluido é vapor superaquecido e no caso limite de compressão isentrópica,

$$h_{6s} = h_{sup}(P_{6s}, s_5) \tag{4.53}$$

Conforme modelado nas equações (4.20) a (4.22), é possível obter a eficiência isentrópica e volumétrica.

O trabalho real desenvolvido pelo compressor é obtido pela equação (4.54).

$$\dot{W}_{real/AT} = \frac{\dot{W}_{AT}}{\eta_{\mathrm{is/AT}}} \tag{4.54}$$

A vazão mássica fornecida ao sistema pelo compressor do ciclo de alta temperatura é,

$$\dot{m}_{AT} = \frac{\eta_{\mathrm{vol/AT}} \cdot \nu_{\mathrm{cam\ /AT}} \cdot \Omega_{AT}}{v_5} \tag{4.55}$$

As taxas de transferência de calor do ciclo em cascata podem ser obtidas a partir das equações (4.56) e (4.57) para o condensador e evaporador.

$$\dot{Q}c_{AT} = \left(\varepsilon\, \dot{m}c_p\right)c_{AT}(T_q - T_7) \tag{4.56}$$

$$\dot{Q}e_{BT} = \left(\varepsilon\, \dot{m}c_p\right)e_{BT}(T_f - T_1) \tag{4.57}$$

4.3 Bomba de calor com duplo estágio de compressão

Os sistemas com duplo estágio de compressão são utilizados com o propósito de reduzir a diferença de temperatura acentuada entre o evaporador e condensador. Seu custo inicial de instalação, em relação ao sistema de simples estágio é incrementado, no entanto a diferença de temperatura e potência de compressão para cada estágio são reduzidas (STOECKER, 1998).

Esse sistema inclui o resfriador intermediário e o separador de gás "*flash*" no mesmo vaso de pressão. Neste vaso, o fluido refrigerante proveniente do condensador é expandido até a pressão intermediária. O refrigerante líquido separado do vapor passa através da válvula de

expansão até alcançar a pressão de evaporação e o vapor é comprimido pelo compressor até a pressão de condensação, como ilustrado na Figura 4.3.

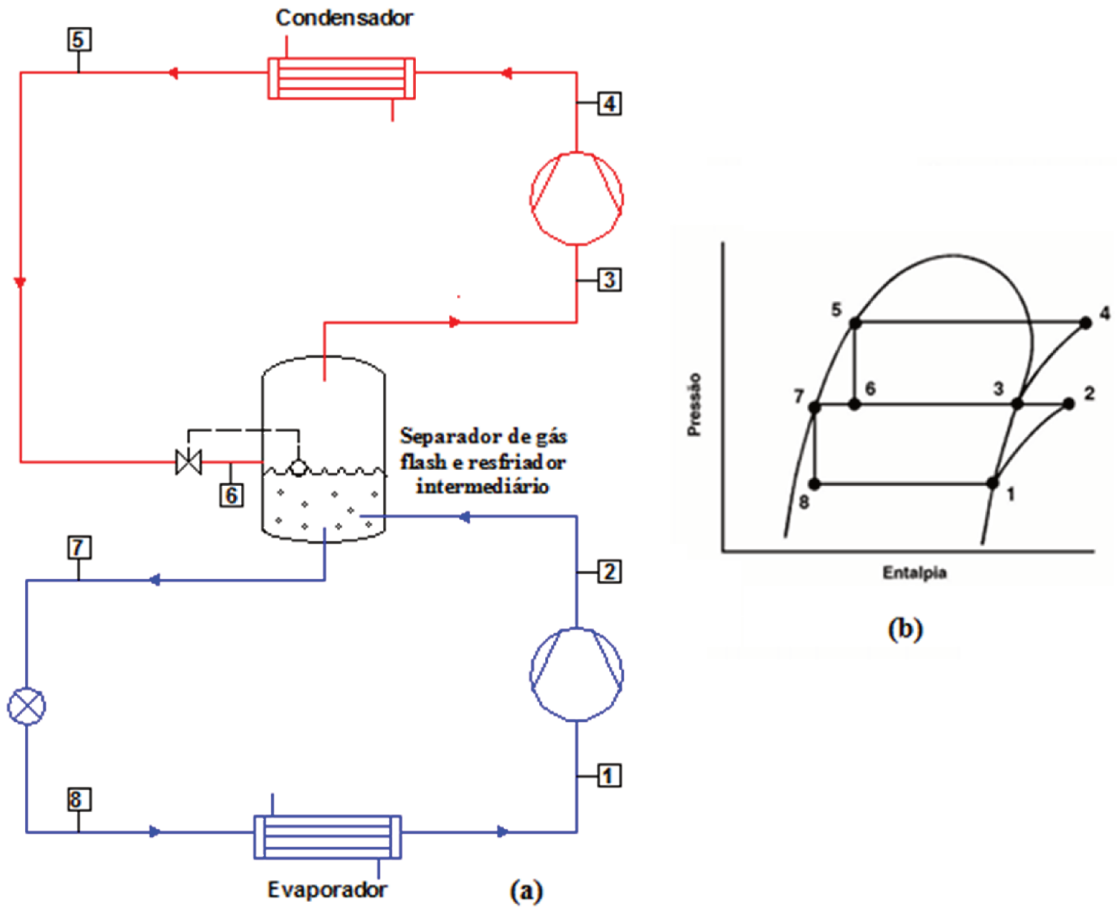


Figura 4.3 – (a) Circuito de refrigeração com duplo estágio de compressão com resfriador intermediário e tanque de gás 'flash' em um mesmo reservatório. (b) Diagrama p-h do sistema.

Através do balanço de energia nos componentes do ciclo de baixa pressão são obtidas as equações (4.58) a (4.74).

$$\dot{W}_{BT} = \dot{m}_{BT}(h_2 - h_1) \tag{4.58}$$

$$\dot{Q}e_{BT} = \dot{m}_{BT}(h_1 - h_8) \tag{4.59}$$

$$h_7 = h_8 \tag{4.60}$$

Desprezando as perdas de carga nos tubos, acessórios e componentes do sistema,

$$P_1 = P_8 \tag{4.61}$$

$$P_2 = P_7 \tag{4.62}$$

$$P_1 = P_{sat}(T_1) \tag{4.63}$$

$$h_1 = h_{sat}(T_1) \tag{4.64}$$

$$s_1 = s_{sat}(T_1) \tag{4.65}$$

$$P_3 = P_{sat}(T_3) \tag{4.66}$$

$$h_3 = h_{sat}(T_3) \tag{4.67}$$

O fluido encontra-se como vapor superaquecido na saída do compressor e no caso limite de compressão isentrópica,

$$h_{2s} = h_{sup}(P_{2s}, s_1) \tag{4.68}$$

O trabalho específico ideal pode ser obtido como:

$$w^* = h_1 - h_{2s} \tag{4.69}$$

As eficiências isentrópica e volumétrica são modeladas como nas equações (4.20) a (4.22) e o trabalho real desenvolvido pelo compressor de baixa pressão é obtido pela equação (4.70).

$$\dot{W}_{real/BT} = \frac{\dot{W}_{BT}}{\eta_{\mathrm{is/BT}}} \tag{4.70}$$

A vazão mássica fornecida ao sistema pelo compressor é

$$\dot{m}_{BT} = \frac{\eta_{\mathrm{vol/BT}} \cdot \nu_{\mathrm{cam\ /BT}} . \Omega_{BT}}{v_1} \tag{4.71}$$

Considerando que no circuito de refrigeração não há perda de fluido refrigerante por vazamento na linha, temos que,

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_6 = \dot{m}_{AT} \tag{4.72}$$

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_2 = \dot{m}_{BT} \tag{4.73}$$

Efetuando o balanço de energia no tanque de gás '*flash*', considerando regime permanente e o tanque adiabático, é possível obter uma relação entre o circuito de alta pressão e aquele de baixa pressão.

$$\dot{m}_6(h_6 - h_3) = \dot{m}_7(h_7 - h_2) \tag{4.74}$$

Para o ciclo de alta pressão e temperatura, representado pelo subscrito AT, o equacionamento se dá de forma similar ao ciclo de baixa pressão, conforme as equações seguintes.

$$\dot{W}_{AT} = \dot{m}_{AT}(h_4 - h_3) \tag{4.75}$$

$$\dot{Q}c_{AT} = \dot{m}_{AT}(h_5 - h_4) \tag{4.76}$$

$$h_5 = h_6 \tag{4.77}$$

Perdas de carga no sistema desprezadas, temos:

$$P_4 = P_5 \tag{4.78}$$

$$P_3 = P_6 \tag{4.79}$$

$$P_3 = P_{sat}(T_3) \tag{4.80}$$

$$h_3 = h_{sat}(T_3) \tag{4.81}$$

$$s_3 = s_{sat}(T_3) \tag{4.82}$$

$$h_4^* = h_{sup}(P_4, s_3) \tag{4.83}$$

Novamente, as eficiências isentrópica e volumétrica são modeladas como nas equações (4.20) a (4.22).

O trabalho real desenvolvido pelo compressor é obtido pela equação (4.84).

$$\dot{W}_{real/AT} = \frac{\dot{W}_{AT}}{\eta_{\mathrm{is/AT}}} \tag{4.84}$$

A vazão mássica fornecida ao sistema pelo compressor do ciclo de alta temperatura é,

$$\dot{m}_{AT} = \frac{\eta_{\mathrm{vol/AT}} \cdot \nu_{\mathrm{cam\ /AT}} \cdot \Omega_{AT}}{v_3} \tag{4.85}$$

As taxas de transferência de calor, no condensador e evaporador, do ciclo em cascata podem ser obtidas a partir das equações (4.56) e (4.57).

$$\dot{Q}c_{AT} = \left(\varepsilon\, \dot{m}c_p\right)c_{AT}(T_q - T_5) \tag{4.86}$$

$$\dot{Q}e_{BT} = \left(\varepsilon\, \dot{m}c_p\right)e_{BT}(T_f - T_1) \tag{4.87}$$

As condições iniciais do projeto, que especificam o porte dos componentes do sistema, como por exemplo, o $(\varepsilon\, \dot{m}c_p)$, serão mostradas nas sessões seguintes.

Para o cálculo do projeto simplificado, a pressão intermediária ótima do sistema, aquela que resulta na menor demanda de potência dos compressores, foi utilizada a equação (4.88) proposta por STOECKER e JABARDO (2002). Segundo eles, na compressão de ar em duplo estágio é possível demostrar que a pressão intermediária ótima é obtida pela média geométrica entre as pressões de aspiração e descarga. Em sistemas de refrigeração a pressão ótima é levemente superior àquela com ar, o que justifica o seu emprego e dispensa meios mais elaborados para a determinação da pressão exata.

$$P_{int,o} = \sqrt{P_{asp} \cdot P_{des}} \tag{4.88}$$

É válido notar que a pressão intermediária ótima calculada a partir da equação (4.88) é apenas para a condição que a máquina foi projetada. Quando esse equipamento é utilizado fora destas condições não é possível garantir que esta relação seja satisfeita, portanto a P_{int} é introduzida como uma variável efetiva a fim de ser obtida como resultado, depois da convergência do sistema de equações, conforme será abordado mais adiante no item 6.3.

4.4 Funcionamento da máquina auxiliar.

Além das máquinas abordadas anteriormente, um sistema auxiliar é adotado com objetivo de suprir a demanda do reservatório frio ou do reservatório quente sempre que necessário, geralmente em seus momentos de picos de demanda de consumo.

Imaginando uma válvula direcional para desvio do fluido refrigerante, se a máquina auxiliar operar como refrigerador, o seu condensador troca calor com o ar e o evaporador retira calor do tanque frio. Caso esse auxiliar funcione como bomba de calor, o evaporador retira o calor do ar e o condensador insere calor no tanque quente. Este sistema pode ser visto com detalhe na Figura 4.4 e é valido observar que a linha tracejada refere-se ao circuito de troca de calor da água com o evaporador ou condensador da máquina auxiliar e, a linha continua esquematiza a troca de calor entre a água e os trocadores de calor do sistema principal.

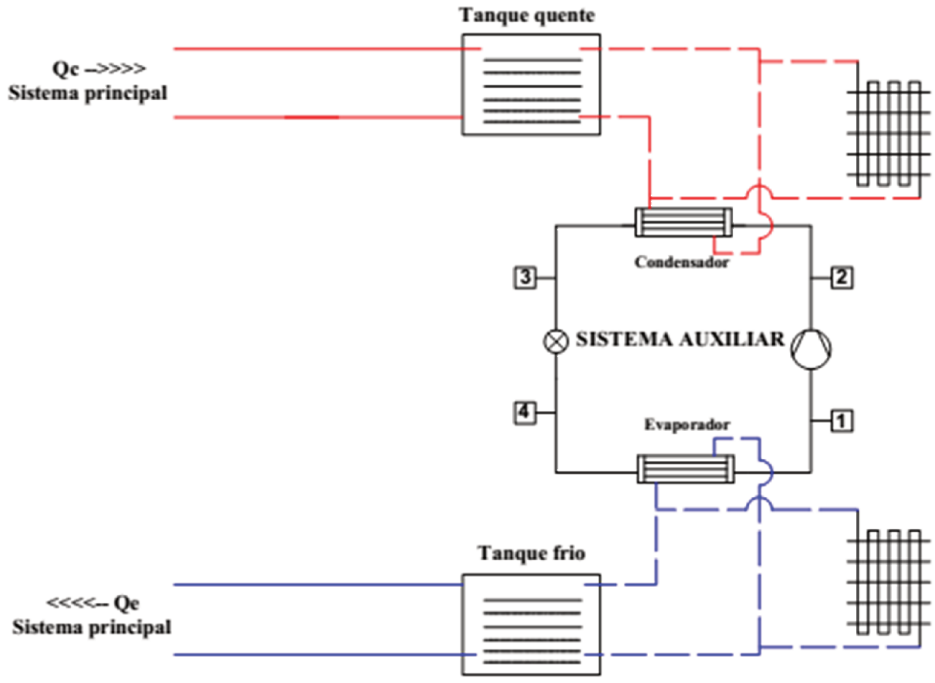


Figura 4.4 –Circuito esquemático do funcionamento da máquina auxiliar.

A máquina auxiliar foi modelada como no item 4.1 de forma a trabalhar em sincronismo com os sistemas principais, como mostrado na Tabela 2.

Tabela 2 – Máquina principal acoplada à máquina auxiliar

Bomba de calor padrão + Sistema auxiliar
Bomba de calor em cascaca + Sistema auxiliar
Bomba de calor com duplo estágio de compressão + Sistema auxiliar

5 MODELAGEM TEÓRICA DO SISTEMA PREDIAL E RESERVATÓRIOS TÉRMICOS

O sistema predial considerado foi baseado em trabalhos anteriores realizados na Unicamp, como o de FLORA (2008), CÓRDOVA-LOBATÓN (2011), FERNANDES (2012) e SILVA (2012). Serão consideradas as perdas de calor através do isolante térmico e tubulações de distribuição de água quente do edifício, assim como as perdas em cada reservatório, de água quente e fria.

A análise da bomba de calor é feita para três estações do ano: verão, inverno e a primavera. A temperatura do ambiente tem forte influência sobre o desempenho da bomba de calor. Essa temperatura influencia nas trocas de calor das tubulações e dos reservatórios de água do sistema e consequentemente afeta a demanda de carga térmica da bomba de calor e o seu desempenho. A estação outono não será abordada neste trabalho devido à pequena diferença média de temperatura com a estação primavera, apenas 2,2ºC, não implicando mudanças tão significativas nos resultados.

As curvas de temperatura média ao longo do dia são apresentadas na Figura 5.1 para diferentes estações do ano, para os anos de 2010 e 2011, e foram obtidas por CÓRDOVA-LOBATÓN (2011) a partir dos dados fornecidos pelo Centro de Pesquisas Meteorológicas e Climáticas Aplicadas a Agricultura (CEPAGRI – Unicamp).

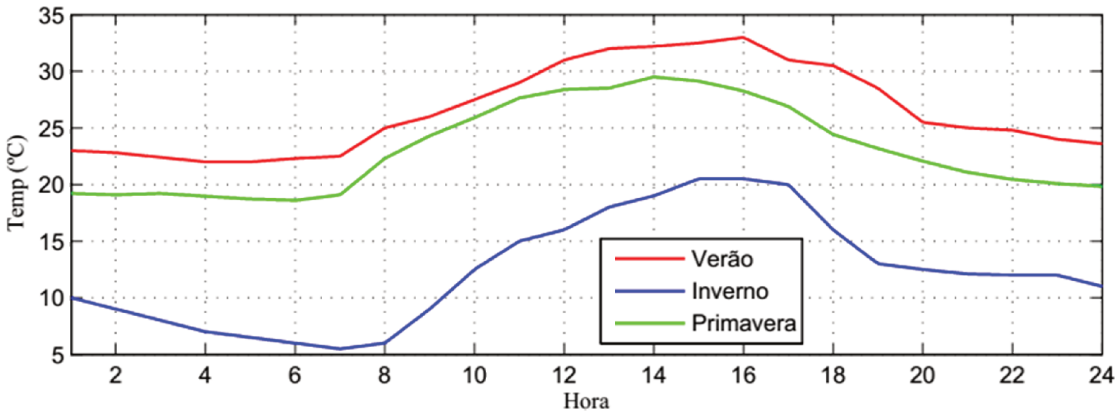


Figura 5.1 – Temperatura média ao longo do dia das estações do ano para região de Campinas - SP.

5.1 Balanço de energia nos reservatórios de água e sistema de distribuição.

O reservatório é um componente importante do projeto, pois de acordo com FLORA (2008), ele determina a inércia térmica do sistema. Adotando a bomba de calor como um sistema de aquecimento e resfriamento de água central coletivo, algumas considerações foram feitas com relação ao sistema de distribuição: o prédio considerado possui 12 andares, sendo 4 apartamentos para cada andar e com 4 pessoas em média por apartamento, totalizando 192 pessoas que utilizarão água aquecida. Os dois reservatórios foram considerados cilíndricos, com raio $r = 1{,}25\ m$ e altura $H = 1{,}25\ m$, feitos em concreto com espessura de parede $e_{cim} = 50\ mm$ com condutividade térmica $k_{cim} = 0{,}58\ W/m.K$ e com placas de poliestireno expandido com espessura $e_{iso} = 10\ mm$ e $k_{iso} = 0{,}035\ W/m.K$, comportando um volume de água de 5000 litros para cada reservatório, incluindo o volume nas tubulações de distribuição (SILVA, 2012).

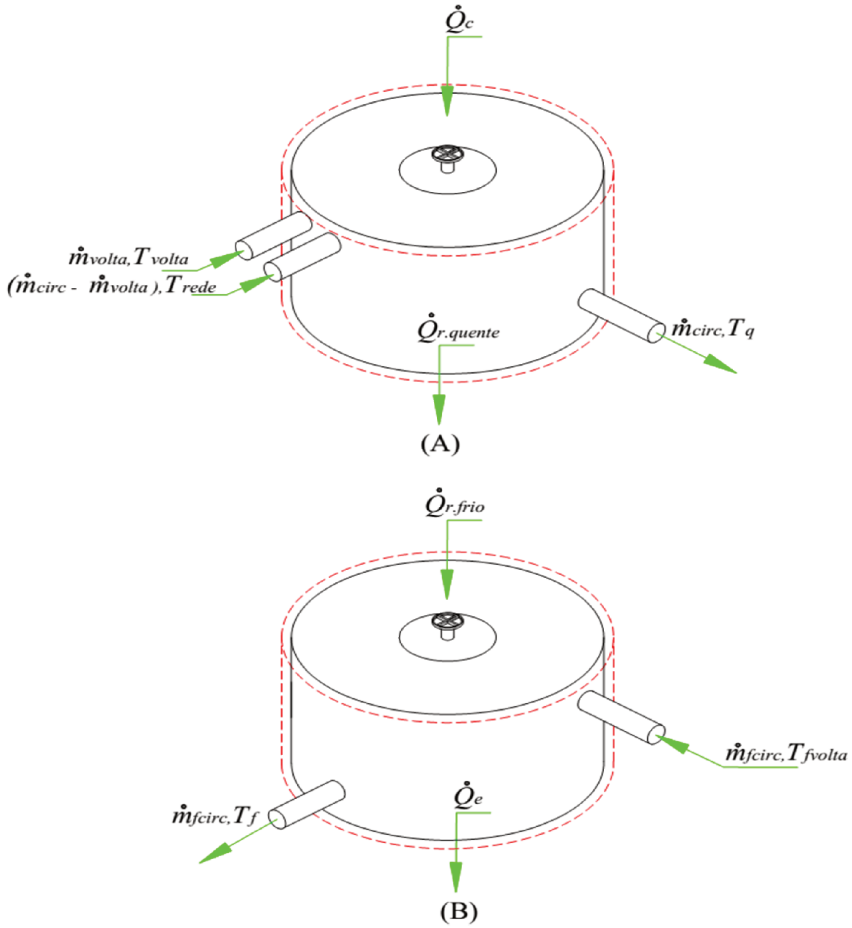


Figura 5.2 – (A) - Volume de controle no reservatório térmico quente (B) Volume de controle no reservatório frio

Para a modelagem dos reservatórios foram efetuados os balanços de energia, de acordo com a lei da conservação da energia para um volume de controle conforme traçado em vermelho na Figura 5.2. Desprezando a variação da energia cinética, energia potencial e trabalho, e considerando regime transiente, obtêm-se a equação (5.1) e (5.2) para o reservatório quente e frio, respectivamente.

$$\frac{dE_{vcq}}{dt} = \sum_{en} \dot{m}_{en}\, h_{en} - \sum_{sa} \dot{m}_{sa}\, h_{sa} + \dot{Q}_c - \dot{Q}_{r.quente} \tag{5.1}$$

$$\frac{dE_{vcf}}{dt} = \sum_{en} \dot{m}_{en}\, h_{en} - \sum_{sa} \dot{m}_{sa}\, h_{sa} - \dot{Q}_e + \dot{Q}_{r.frio} \tag{5.2}$$

onde dE_{vcq}/dt e dE_{vcf}/dt referem-se as variações de energia em relação ao tempo, da água quente e fria, respectivamente, nos reservatórios; $\dot{Q}_{r.quente}$ é a perda de calor através do reservatório térmico quente para o meio ambiente e, $\dot{Q}_{r.frio}$ é a infiltração de calor a partir do meio ambiente para o reservatório térmico frio.

Os termos de fluxo de massa pela entalpia da equação (5.1) e (5.2) podem ser reescritos em função de suas componentes de entrada e saída do volume de controle mostrados na Figura 5.2, obtendo então a equação (5.3) para o reservatório quente e (5.4) para o frio.

$$\sum_{e} \dot{m}_{en}\, h_{en} - \sum_{sa} \dot{m}_{sa}\, h_{sa} = \dot{m}_{qvolta} c_p T_{qvolta} + \left(\dot{m}_{circ.q} - \dot{m}_{qvolta}\right) c_p T_{rede} - \dot{m}_{circ.q} c_p T_{reserv.q} \tag{5.3}$$

$$\sum_{e} \dot{m}_{en}\, h_{en} - \sum_{sa} \dot{m}_{sa}\, h_{sa} = \dot{m}_{circ.f} c_p (T_{fvolta} - T_{reserv.f}) = \dot{Q}_f \tag{5.4}$$

onde $\dot{m}_{circ.f}$ é a vazão mássica de água fria, T_{fvolta} é a temperatura de retorno da água fria para o reservatório após perda de carga térmica para o edifício, e $T_{reserv.f}$ é a temperatura da água no reservatório frio.

Para calcular a vazão mássica de água quente consumida no banho, foi utilizada a curva de consumo elétrico para a região sudeste do SINPHA, conforme mostrado na Figura 5.3, disponível no portal da Procel da Eletrobrás(SINPHA, 2005). Essa curva foi convertida para vazão mássica a partir da razão entre o produto do consumo de energia pelo número de pessoas do edifício e a potência do chuveiro considerada pela vazão de conforto, considerando, assim como em SILVA (2012), a potência média dos chuveiros de 4,4 kW e uma vazão de conforto em cada chuveiro de 4,5 kg/min.

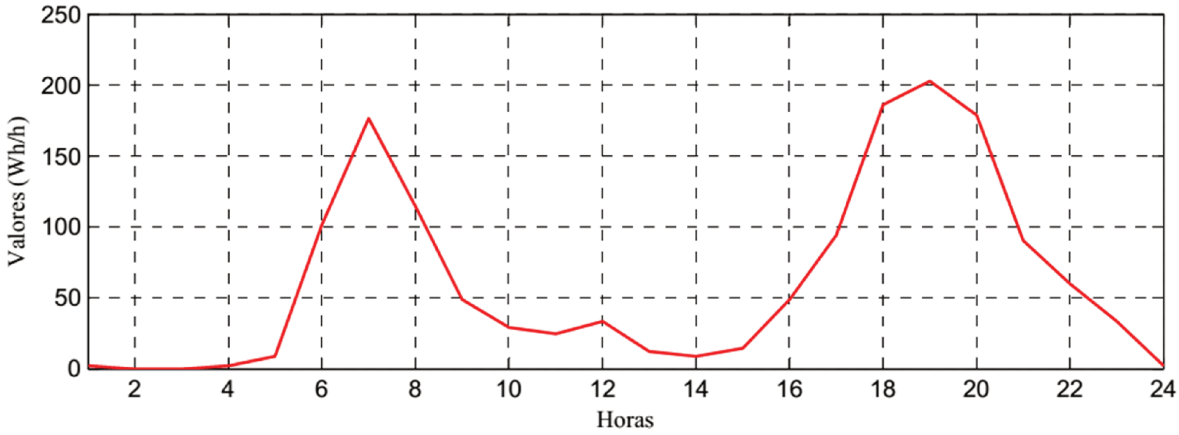


Figura 5.3 – Curva de consumo elétrico residencial para o chuveiro elétrico na região sudeste.
Fonte: (SINPHA, 2005)

Para o reservatório térmico quente adotou-se a vazão mássica de circulação também considerada por FLORA (2008), que verificou em seu trabalho que o pico máximo de consumo diário é inferior a $\dot{m}_{circ.q} = 1{,}2\,kg/s$ na temperatura da água do reservatório, representada aqui como $T_{reserv.q}$. Após o consumo de água quente no edifício, parte da vazão de água não consumida volta ao reservatório, representada por $\dot{m}_{qvolta}$, na temperatura de retorno, aqui chamada de T_{qvolta}. A diferença entre as vazões mássicas, $(\dot{m}_{circ.q} - \dot{m}_{qvolta})$, corresponde à água efetivamente consumida no edifício, que é igual à vazão mássica necessária para reposição do nível do reservatório $\dot{m}_{rep.q}$ – considerando que exista um controle de nível e que o seu volume seja sempre constante, a fim de que não falte água quente quando necessário – na temperatura da rede T_{rede}, aqui considerada como a média da temperatura ambiente do dia.

Para o reservatório frio a análise é semelhante à do reservatório quente, entretanto, não foi detalhado o sistema de distribuição de água para o sistema de refrigeração dos apartamentos do edifício neste trabalho. Novamente através da curva de consumo elétrico extraída do SINPHA, desta vez para o hábito de consumo diário para o ar condicionado conforme Figura 5.4, foi possível estimar a carga térmica de condicionamento do edifício adotada nas simulações, considerando o desempenho médio (COP) para o ar condicionado de 3,2 (SINPHA, 2005).

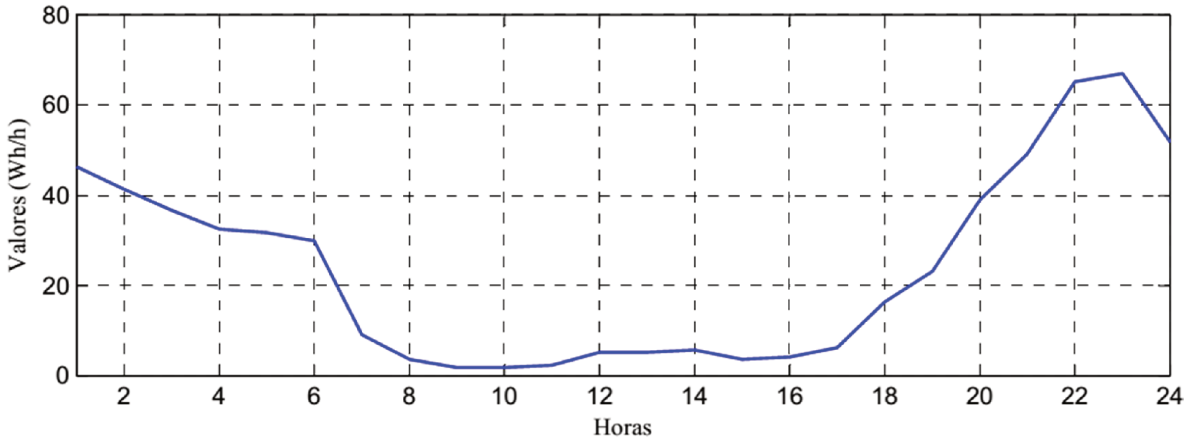


Figura 5.4 – Curva de consumo elétrico residencial para o ar condicionado na região sudeste.
Fonte: (SINPHA, 2005)

A partir do produto entre o COP adotado e o consumo elétrico residencial para o ar condicionado, resulta na curva da demanda de condicionamento de ar para a estação primavera, como pode ser conferida na Figura 5.5, e o seu resultado é equivalente ao calor inserido no reservatório frio, $\dot{Q}_f$, da equação (5.4).

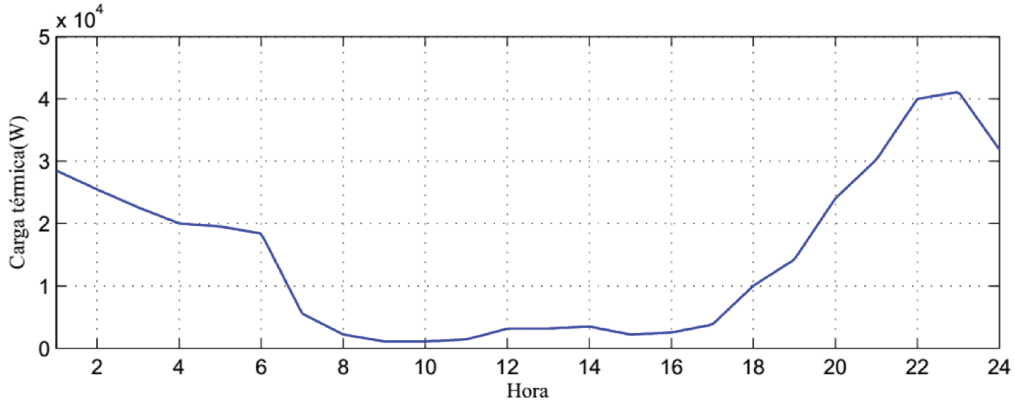


Figura 5.5 – Demanda de carga fria, $\dot{Q}_f$, ao longo do dia considerada para a primavera.

A partir da Figura 5.5, é possível estimar a demanda média de troca de calor no evaporador para atender as necessidades do projeto. Essa estimativa foi realizada efetuando a média de toda a carga demandada ao longo do dia para a estação mediana, resultando em 14,23 kW, e este será um dos parâmetros usados no projeto da bomba de calor.

Na realidade, a curva da Figura 5.5 é dependente da temperatura ambiente, pois em dias frios o ar condicionado pode não ser usado ou usado de forma menos intensa. O oposto ocorre em dias quentes, onde toda a carga considerada nessa figura é utilizada no ar condicionado. Não tendo sido encontrados dados sobre o comportamento da demanda térmica de ar condicionado para as diferentes estações do ano e, com o propósito de aproximar àquela situação realista anteriormente descrita, outras duas curvas de demanda de carga fria são consideradas, conforme Figura 5.6 e Figura 5.7, sendo 15% maior para a estação verão e 30% menor para a estação inverno, em relação à estação primavera.

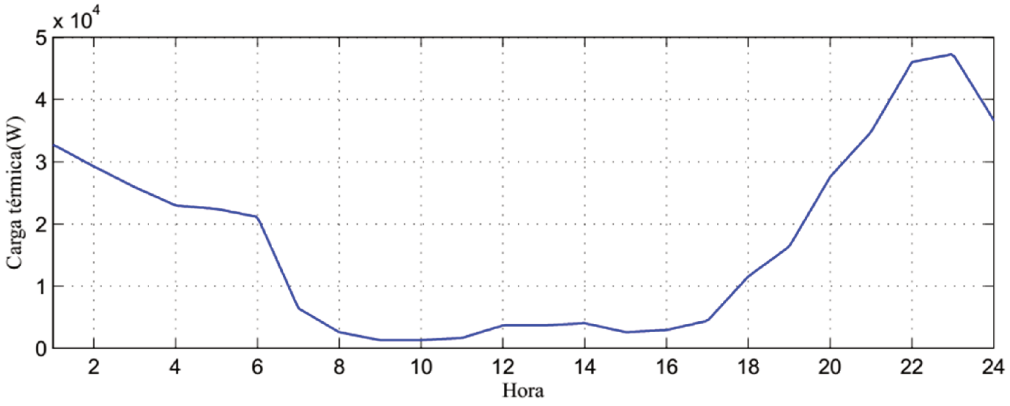


Figura 5.6 – Demanda de carga fria, $\dot{Q}_f$, ao longo do dia considerada para o verão.

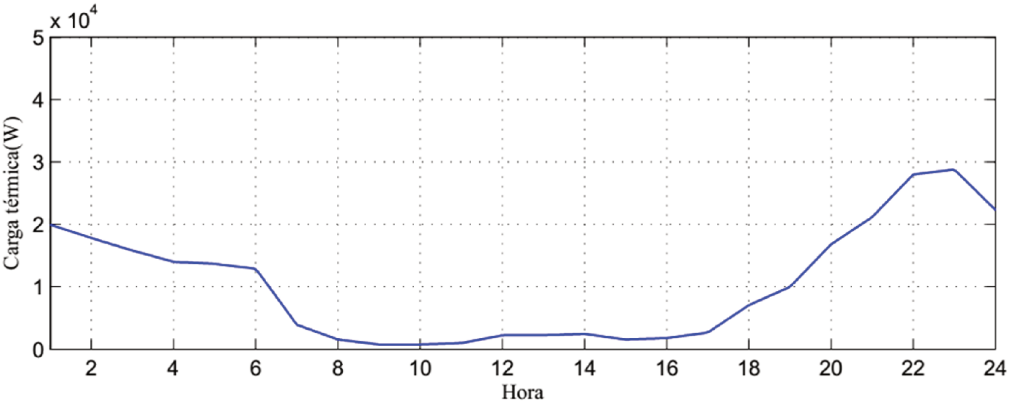


Figura 5.7 – Demanda de carga fria, $\dot{Q}_f$, ao longo do dia considerada para o inverno.

A variação da temperatura dos reservatórios com o tempo, dT/dt, pode ser encontrada substituindo a equação (5.3) em (5.1) e (5.4) em (5.2) obtendo as equações (5.5) e (5.6).

$$\frac{dT_q}{dt}\rho v c_p = \dot{m}_{qvolta} c_p T_{qvolta} + \left(\dot{m}_{circ.q} - \dot{m}_{qvolta}\right) c_p T_{rede} - \dot{m}_{circ.q} c_p T_{reserv.q} + \dot{Q}_c - \dot{Q}_{r.quente} \tag{5.5}$$

$$\frac{dT_f}{dt}\rho v c_p = \dot{Q}_{r.frio} + \dot{Q}_f - \dot{Q}_e \tag{5.6}$$

Simplificando os termos comuns na equação (5.5), obtêm-se as equações (5.7) e (5.8), as quais descrevem o comportamento da temperatura da água contida no reservatório térmico quente e frio, respectivamente, em relação ao tempo.

$$\frac{dT_q}{dt} = \frac{\dot{m}_{qvolta} c_p T_{qvolta} + \dot{m}_{rep} c_p T_{rede} - \dot{m}_{circ.q} c_p T_{reserv.q} + \dot{Q}_c - \dot{Q}_{r.quente}}{\rho V c_p} \tag{5.7}$$

$$\frac{dT_f}{dt} = \frac{\dot{Q}_{r.frio} + \dot{Q}_f - \dot{Q}_e}{\rho v c_p} \tag{5.8}$$

É valido notar que não houve entrada de água da rede para reposição do nível do tanque no volume de controle da Figura 5.2 – (B). O ciclo da água de saída do reservatório frio, não detalhado neste trabalho, trata-se de um ciclo fechado através do qual a água fria sai do reservatório e passa pelo edifício fazendo sua refrigeração e, considerando que as perdas de água por evaporação sejam pequenas e que não exista nenhum tipo de vazamento nas tubulações de distribuição, a água retorna para o reservatório na mesma quantidade que saiu, porém a uma temperatura superior, devido às perdas de calor para o meio ambiente e ao consumo de carga térmica da água para o arrefecimento dos apartamentos.

As trocas de calor através do tanque de armazenamento e das tubulações de distribuição de água quente para o edifício também são avaliadas. Foram consideradas para as simulações do calor perdido no reservatório quente e o infiltrado no reservatório frio apenas as resistências por condução.

Considerando, como uma aproximação, que a temperatura da parede interna do reservatório é igual à temperatura da água em seu interior e a temperatura externa do isolante é igual à temperatura do ambiente, a taxa de transferência de calor pode ser escrita, de acordo com INCROPERA; DEWITT (2002), em função da resistência equivalente total por condução, $R_{eq.total}$, conforme as equações (5.9) e (5.10), para o reservatório quente e frio.

$$\dot{Q}_{r.quente} = \frac{T_{amb} - T_{reserv.q}}{R_{eq.total}} \tag{5.9}$$

$$\dot{Q}_{r.frio} = \frac{T_{amb} - T_{reserv.f}}{R_{eq.total}} \tag{5.10}$$

onde T_{amb} trata-se da temperatura do ambiente, variável ao longo do dia.

A resistência total será decomposta em duas resistências: uma contabilizando as perdas da parte inferior e superior do reservatório, denominada $R_{eq.axial}$; e outra referente à lateral cilíndrica do reservatório, chamada de $R_{eq.radial}$. Assim, a resistência total pode ser reescrita como:

$$R_{eq.total} = \left(\frac{1}{R_{eq.axial}} + \frac{1}{R_{eq.radial}}\right)^{-1} \tag{5.11}$$

A resistência axial é obtida a partir da equação (5.12), e a resistência radial a partir da equação (5.13), onde e_{cim} e e_{iso} representam as espessuras das paredes de cimento e do isolante, respectivamente, k é a condutividade térmica do material considerado nas paredes, r é o raio da parede cilíndrica e H é a altura do reservatório.

$$R_{eq.axial} = \frac{2}{\pi r^2}\left(\frac{e_{cim}}{k_{cim}} + \frac{e_{iso}}{k_{iso}}\right) \tag{5.12}$$

$$R_{eq.radial} = \frac{1}{2\pi H}\left[\frac{\ln\left(\frac{e_{cim}+r}{r}\right)}{k_{cim}} + \frac{\ln\left(\frac{e_{iso}+e_{cim}+r}{r+e_{cim}}\right)}{k_{iso}}\right] \tag{5.13}$$

Para estimativa das trocas de calor através das tubulações de distribuição de água quente para o edifício, foram adotados os parâmetros utilizados por SILVA (2012) que considerou tubo de policloreto de vinila clorado (CPVC) com condutividade térmica $k_{CPVC} = 0{,}137\ W/m.K$, diâmetro nominal de 2½" e espessura de 7,1 mm, informações obtidas no catálogo da TIGRE (2013). Ele também considerou para o isolamento térmico, tubos de polietileno de baixa densidade expandido (PEBD) com condutividade térmica $k_{PEBD} = 0{,}035\ W/m.K$ e 15 mm de espessura, dados consultados no catálogo POLIPEX® (2013). A troca de calor através da tubulação pode ser estimada, assim como no reservatório, pela resistência térmica em toda a extensão da tubulação – aqui considerada com comprimento total de $L = 150\ m$ – e pode ser escrita como a equação (5.14).

$$\dot{Q}_{tub} = \frac{T_{amb} - T_{reserv.q}}{R_{eq.total}} \tag{5.14}$$

onde o $\dot{Q}_{tub}$ refere-se ao calor trocado entre a tubulação e o meio ao qual se encontra exposto.

A resistência equivalente total é composta pela resistência térmica por convecção, R_{conv}, interna à tubulação, e suas resistências por condução através da parede e isolante cilíndrico, R_{cond}, conforme equações (5.15) e (5.16).

$$R_{conv} = \frac{1}{h_{int} A_{int}} \tag{5.15}$$

$$R_{cond} = \frac{1}{2\pi L}\left[\frac{\ln\left(\frac{e_{tub}+r_{tub}}{r_{tub}}\right)}{k_{tub}} + \frac{\ln\left(\frac{e_{iso}+e_{tub}+r_{tub}}{r_{tub}+e_{tub}}\right)}{k_{iso}}\right] \tag{5.16}$$

onde e_{tubo}, r_{tubo} e A_{int} representam a espessura da parede do tubo de CPVC, seu raio interno e sua área interna, respectivamente.

O coeficiente convectivo interno nos tubos, h_{int}, pode ser calculado a partir da avaliação do número de Nusselt pela correlação de Gnielinski (INCROPERA; DEWITT, 2002), válida na faixa de Reynolds entre $3000 < Re_D < 5.10^6$, conforme mostrado na equação (5.17).

$$h_{int} = \frac{k_{água}}{r_{tub}} \left[\frac{(f/8)(Re - 1000)}{1 + 12{,}7\sqrt{f/8}\,(Pr^{2/3} - 1)} \right] \tag{5.17}$$

onde $k_{água}$ é a condutividade térmica da água de distribuição no prédio.

Para o fator de atrito, f, foi utilizado a correlação de CHURCHILL (1977) expressa nas equações (5.18), (5.19) e (5.20), considerando uma rugosidade absoluta do PVC, como uma aproximação para o CPVC, de $\boldsymbol{e} = 0{,}0015$ mm (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2009).

$$f = 8\left[\left(\frac{8}{Re_D}\right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{3/4}}\right]^{1/12} \tag{5.18}$$

$$A = \left[2{,}457.\,ln\left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_D}\right)^{0{,}9} + \left(0{,}28.\frac{e}{D}\right)}\right)\right]^{16} \tag{5.19}$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re_D}\right)^{16} \tag{5.20}$$

O número de Reynolds do escoamento, Re, e o número de Prandtl, Pr, podem ser calculados a partir das equações (5.21) e (5.22), respectivamente, e as propriedades da água envolvidas nestas equações foram obtidas para cada iteração.

$$Re_D = \frac{\rho D V}{\mu} \tag{5.21}$$

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \tag{5.22}$$

A resistência equivalente total pode ser escrita como a equação (5.23).

$$R_{eq.total} = R_{conv} + R_{cond} \tag{5.23}$$

De posse da resistência térmica total, é possível estimar a temperatura da água de retorno ao reservatório, T_{qvolta}, a partir da equação (5.24).

$$\frac{T_{amb} - T_{qvolta}}{T_{amb} - T_{reserv.q}} = e^{(-1/\dot{m}\, c_p\, R_{eq.total})} \tag{5.24}$$

onde $\dot{m}$ é considerado como a média entre a massa de circulação e a massa de retorno para o reservatório, para melhor aproximação da temperatura de retorno.

Para o cálculo do consumo de água quente para o banho ao longo de todo o dia, consideremos que uma mistura de água quente e fria deve ser suficiente para produzir uma mistura na temperatura de conforto $T_{conf} = 37{,}0°C$ (FLORA, 2008), conforme equações (5.25) e (5.26).

$$\dot{m}_q + \dot{m}_{rede} = \dot{m}_{conf} \tag{5.25}$$

$$\dot{m}_q c_p T_{reserv.q} + \dot{m}_{rede} c_p T_{rede} = \dot{m}_{conf} c_p T_{conf} \tag{5.26}$$

$$\dot{m}_q = \dot{m}_{conf} \frac{\left(T_{conf} - T_{rede}\right)}{\left(T_{reserv.q} - T_{rede}\right)} \tag{5.27}$$

A vazão mássica de água quente efetivamente consumida no edifício $\dot{m}_q$, como função da temperatura de conforto, da temperatura ambiente variável e da temperatura da água no reservatório ao longo de todo dia, pode ser determinada a partir da equação (5.27), e esta mesma quantidade deve ser reposta pela rede para manter o reservatório em seu nível de volume constante.

5.2 Balanço de energia nos reservatórios quente e frio com o projeto do sistema simples auxiliar.

Como explanado no item 4.4, nota-se que o balanço de energia no reservatório frio e quente será composto por mais um termo, referente às cargas térmicas auxiliares $\dot{Q}e_{aux}$ e $\dot{Q}c_{aux}$, conforme mostrado nas equações (5.28) e (5.29).

$$\frac{dT_f}{dt} = \frac{\dot{Q}_{r.frio} + \dot{Q}_f - \dot{Q}_e - \dot{Q}e_{aux}}{\rho v c_p} \tag{5.28}$$

$$\frac{dT_q}{dt} = \frac{\dot{m}_{volta} c_p T_{volta} + \dot{m}_{rep} c_p T_{rede} - \dot{m}_{circ} c_p T_{reserv} + \dot{Q}_c + \dot{Q}c_{aux} - \dot{Q}_{r.quente}}{\rho V c_p} \tag{5.29}$$

Sempre que a energia térmica resultante no evaporador ou condensador for inferior às demandas consideradas para as diferentes estações, essa máquina auxiliar modelada é acionada para suprir a demanda faltante no reservatório frio ou quente, ou seja:

Se $dT_f/dt > 0$ (temperatura fria crescente), a máquina auxiliar entra em funcionamento para suprir a demanda do reservatório frio através do evaporador da máquina auxiliar, aqui chamado de $\dot{Q}e_{aux}$.

Se $dT_q/dt < 0$ (temperatura quente decrescente), a máquina auxiliar entra em funcionamento para suprir a demanda do reservatório quente através do condensador da máquina auxiliar, aqui chamado de $\dot{Q}c_{aux}$.

6 FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS E MÉTODOS NÚMERICOS UTILIZADOS NO MODELAMENTO DO SISTEMA.

6.1 MatLab®

A rotina de programação do sistema foi implementada utilizando a linguagem computacional do MATLAB® (2011). Trata-se de um software com um ambiente interativo para computação, visualização e programação numérica. Além de ser uma ferramenta amplamente utilizada no ambiente universitário, possui linguagem, ferramentas e funções que permitem explorar múltiplas abordagens e chegar à solução do problema (MATHWORKS, 2014).

Além disso, foi possível a integração de uma sub-rotina no MATLAB que acessa a base de dados do software REFPROP (NIST, 2013) e obtém as propriedades dos fluidos envolvidos neste trabalho de forma direta. A implementação dessa sub-rotina também é possível em outros softwares como, por exemplo, C++, Python, Excel e FORTRAN, e que dá mesma forma acessam diretamente a base de dados do REFPROP e obtém as propriedades requeridas dos fluidos. Esse software utiliza as equações de energia livre de Helmholtz, a equação de Benedict-Webb-Rubin modificada e um modelo dos estados correspondentes para efetuar os cálculos das propriedades termodinâmicas dos fluidos. A principal vantagem na utilização do REFPROP é a possibilidade de obtenção das propriedades dos fluidos em uma ampla faixa de temperatura.

6.2 Método de Substituição Sucessiva e Newton-Raphson

De acordo com STOECKER (1989) *apud* FIGUEIREDO *et al*. (2002), a solução de sistemas de equação não lineares é realizado por meio de dois métodos básicos: a Substituição Sucessiva e o método de Newton-Raphson (NR). O método de Substituição é geralmente simples para programar e demanda menor memória computacional, porém pode conduzir a divergência

nos resultados, a menos que as equações estejam corretamente ordenadas. No caso do Newton-Raphson essa convergência torna-se mais confiável, desde que os valores escolhidos como estimativa inicial sejam suficientemente próximos à solução. Quando convergente este método possui ordem quadrática, acelerando a taxa de convergência ao aproximar-se da solução, levando a soluções precisas e com pequeno a moderado número de iterações. Uma das dificuldades do NR em sua forma original está no cálculo das derivadas parciais que constitui a matriz Jacobiana, problema que pode ser minimizado usando estimativa numérica de modo a combinar a precisão do método NR com fácil utilização.

Uma abordagem sobre modificação do método NR foi apresentado por FIGUEIREDO *et al*. (2002), em que descreve um método chamado de Substituição – Newton – Raphson (SNR), que combina ambos os métodos citados acima mantendo as características de convergência do NR, e a baixa memória computacional utilizada pelo método de Substituição Sucessiva, conforme será descrito abaixo.

Considere um sistema de equações não lineares com N equações e N incógnitas, como em (6.1).

$$\begin{aligned} &f_1(x_1, \dots x_j, \dots x_N) = 0 \\ &\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ &f_i(x_1, \dots x_j, \dots x_N) = 0 \\ &\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots\dots \\ &f_N(x_1, \dots x_j, \dots x_N) = 0 \end{aligned} \tag{6.1}$$

O método de Substituição exige que cada equação $f_i(x_1, \dots x_j, \dots x_N) = 0$, seja escrita na forma $x_j = g_j(x_1, \dots x_{j-1}, x_j^*, \dots x_N^*)$ análogo ao Gauss-Seidel, onde o asterisco indica valor anterior.

A ordem das equações é exigida para convergência e, são dispostas de forma semelhante ao procedimento de Gauss-Seidel para equação linear, em que as variáveis são atualizadas logo após serem calculadas.

O método NR é obtido após expressar a função f em série de Taylor em torno de x^k, e desconsiderando os termos de segunda e maiores ordens, a forma linear aproximada torna-se como a equação (6.2):

$$J(x - x^k) = -f(x^k) \tag{6.2}$$

Onde J é a matriz Jacobiana calculada no ponto x^k, conforme equação (6.3):

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} \cdots \frac{\partial f_1}{\partial x_j} \cdots \frac{\partial f_1}{\partial x_N} \\ \cdots \cdots \cdots \cdots \cdots \cdots \cdots \\ \frac{\partial f_i}{\partial x_1} \cdots \frac{\partial f_i}{\partial x_j} \cdots \frac{\partial f_i}{\partial x_N} \\ \cdots \cdots \cdots \cdots \cdots \cdots \cdots \\ \frac{\partial f_N}{\partial x_1} \cdots \frac{\partial f_N}{\partial x_j} \cdots \frac{\partial f_N}{\partial x_N} \end{bmatrix} \tag{6.3}$$

A solução melhorada de x^{k+1} é obtida depois de resolver o sistema da equação (6.2) como:

$$x^{k+1} = x^k - J^{-1} f(x^k) \tag{6.4}$$

A derivação da matriz Jacobiana pode ser automática por meio de métodos numéricos aproximados, tal como aproximação unilateral mostrada na equação (6.5).

$$\frac{\partial f_i}{\partial x_j} \approx \frac{f_i(x_1, \ldots x_j + \Delta x_j, \ldots x_N) - f_i(x_1, \ldots x_j, \ldots x_N)}{\Delta x_j} \tag{6.5}$$

Para cada situação, o código exige a especificação da dimensão da matriz e da função $f(x)$, o qual é resolvido em uma subrotina. De acordo com a equação (6.5), o método exige que uma sub-rotina seja chamada $(N + 1)$ vezes por iteração, com argumentos $(x_1, \ldots x_j, \ldots x_N)$ e $(x_1, \ldots x_j + \Delta x_j, \ldots x_N)$ para $j = 1, \ldots N$. Vale ressaltar que os Δx_j são escolhidos pequenos para aproximação unilateral, de modo a produzir bons resultados.

Uma forma de reduzir o risco de divergência é utilizar o controle residual quando uma estimativa inicial está longe da solução real. O resíduo total $\| f^k \|$, da solução aproximada f^k, é definido como a raiz quadrada da média dos seus resíduos elementares. Se este resíduo aumenta de x^k para x^{k+1}, a solução é substituída por uma estimativa média como a equação (6.6).

$$x^{k+1} = \frac{(x^k + x^{k+1})}{2} \tag{6.6}$$

É realizado um novo teste residual e assim por diante.

6.3 Método de Substituição-Newton-Raphson

Este método foi descrito por FIGUEIREDO *et al*. (2002), em seguida exemplificado por meio da resolução de um problema algébrico e, por fim, aplicado a um modelo de refrigeração por compressão com R-134a como refrigerante, analisando a resposta em regime permanente quando variada a temperatura ambiente.

Assumindo o sistema não linear, como em (6.7), com N variáveis, o primeiro passo do método SNR é a escolha de um conjunto reduzido de n variáveis X_j, que serão renomeadas Y_i:

$$\begin{aligned} X_{j(1)} &= Y_1 \\ X_{j(2)} &= Y_2 \\ &\cdots\cdots\cdots \\ X_{j(n)} &= Y_n \end{aligned} \tag{6.7}$$

Onde $j(i)$ é uma função de reordenação.

As n variáveis $X_{j(i)}$ devem ser escolhidas de modo que as $N - n$ variáveis do conjunto estendido restante sejam obtidas explicitamente, pela reorganização das $N - n$ equações do sistema (6.1).

$$
\begin{gathered}
X_{j(n+1)} = g_{j(n+1)}\left(X_{j(1)}, \dots X_{j(n)}\right) \\
X_{j(n+2)} = g_{j(n+2)}\left(X_{j(2)}, \dots x_{j(n),} X_{j(n+1)}\right) \\
\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\
X_{j(N)} = g_{j(N)}\left(X_{j(1)}, \dots X_{j(n),} X_{j(n+1)}, \dots X_{j(N)}\right)
\end{gathered} \tag{6.8}
$$

As identidades (6.7) e as equações de substituição (6.8) definem a função $X = X(Y)$, que prescreve os valores do conjunto reduzido de variáveis Y efetivas, e determina o conjunto de variáveis fisicamente relevantes X, enquanto satisfaz as equações de substituição (6.8).

Para as equações restantes, estes valores prescritos de Y e os valores correspondentes do conjunto X fornecerão resíduos, conforme equação (6.9).

$$
\begin{gathered}
f_1 = f_{j(1)}\left(x_{j(1)}, \dots x_{j(n)}, x_{j(n+1)}, \dots x_{j(N)}\right) \\
\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots\cdots \\
f_n = f_{j(n)}\left(x_{j(1)}, \dots x_{j(n)}, x_{j(n+1)}, \dots x_{j(N)}\right)
\end{gathered} \tag{6.9}
$$

Estes resíduos são forçados a desaparecer através do procedimento de NR pela manipulação das variáveis efetivas Y. O método SNR consiste em escrever as sub-rotinas para $f(Y)$ na forma $f(X(Y))$, ou seja, primeiro é calculado a função $X(Y)$, com as equações (6.7) e (6.8) e, após isso, os resíduos $f(X)$ por meio da equação (6.9).

Para o sistema de refrigeração padrão modelado no item 4.1 as variáveis efetivas consideradas foram T_1 e T_3.

$$
\boldsymbol{f_1} = \dot{Q}_c - \left(\varepsilon\, \dot{m} c_p\right)_c (T_q - T_3) \tag{6.10}
$$

$$
\boldsymbol{f_2} = \dot{Q}_e - \left(\varepsilon\, \dot{m} c_p\right)_e (T_f - T_1) \tag{6.11}
$$

Utilizando o método de resolução por Substituição-Newton-Raphson para determinar as funções resíduos, $\boldsymbol{f_1}$ e $\boldsymbol{f_2}$, conforme equações (6.10) e (6.11), e satisfazendo a tolerância de 10^{-9} como critério de parada, obtém-se a convergência do sistema de equações e suas respectivas variáveis para cada iteração do algoritmo elaborado.

No sistema de refrigeração em cascata abordado no item 4.2 as variáveis efetivas consideradas foram T_1, T_5 e T_7 e as funções resíduos são $\boldsymbol{f_3}$, $\boldsymbol{f_4}$ e $\boldsymbol{f_5}$, conforme equações (6.12), (6.13) e (6.14).

$$\boldsymbol{f_3} = \dot{Q}c_{AT} - \left(\varepsilon\, \dot{m}c_p\right)c_{AT}(T_q - T_7) \tag{6.12}$$

$$\boldsymbol{f_4} = \dot{Q}c_{BT} + \dot{Q}e_{AT} \tag{6.13}$$

$$\boldsymbol{f_5} = \dot{Q}e_{BT} - \left(\varepsilon\, \dot{m}c_p\right)e_{BT}(T_f - T_1) \tag{6.14}$$

Para realizar as simulações fora das condições de projeto no sistema de refrigeração com duplo estágio de compressão descrito no item 4.3, foram definidas as variáveis efetivas como sendo T_1, T_5 e P_{int}. As funções resíduos para este sistema foram calculadas como nas equações (6.15), (6.16) e (6.17).

$$\boldsymbol{f_6} = \dot{Q}c_{AT} - \left(\varepsilon\, \dot{m}c_p\right)c_{AT}(T_q - T_5) \tag{6.15}$$

$$\boldsymbol{f_7} = \dot{m}_6(h_6 - h_3) - \dot{m}_7(h_7 - h_2) \tag{6.16}$$

$$\boldsymbol{f_8} = \dot{Q}e_{BT} - \left(\varepsilon\, \dot{m}c_p\right)e_{BT}(T_f - T_1) \tag{6.17}$$

6.4 Método de Euler

Este é um método numérico para resolução de equações diferenciais ordinária da forma da equação (6.18):

$$\frac{dy}{dt} = f(t, y) \tag{6.18}$$

com condições iniciais (t_0, y_0) conhecidas, com o objetivo de encontrar a função $y = f(t)$. Neste caso, dependendo da equação diferencial, poderia ser identificada uma solução analítica para resolução do problema, entretanto, às vezes isso não é possível. Utilizam-se como ferramenta

para tais casos os métodos numéricos para resolução da equação diferencial, tal como o método de Euler.

O método aproxima a solução da equação diferencial por uma reta tangente que passa sobre o ponto anterior, e extrapola a tangente até o ponto posterior que se deseja obter a solução (CHAPRA, 2012). A Figura 6.1, ilustra a aproximação de uma solução exata e da solução aproximada, obtida pelo método de Euler. Em termos matemáticos, o método pode ser escrito de forma geral como a equação (6.19).

$$y_{i+1} = y_i + \emptyset h \tag{6.19}$$

O coeficiente $\emptyset$ é a inclinação da reta que passa sobre o ponto (t_i, y_i) e sobre o ponto (t_{i+1}, y_{i+1}) ao longo do passo h, conforme mostrado na Figura 6.1.

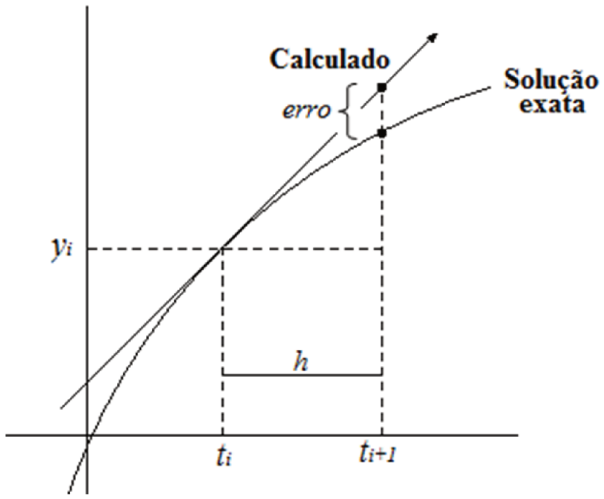


Figura 6.1 – Método de Euler.
Fonte: Adaptador a partir de CHAPRA (2012)

Erros de arredondamento, causados pelo número limitado de algarismos nos cálculos, e os erros de truncamento ou discretização, ocasionados pela substituição de uma série infinita por uma finita, são os principais erros presentes nesse método. Observa-se na Figura 6.1, que quanto menor for o intervalo h, menor será o erro de truncamento associado à resolução da equação diferencial, embora possa aumentar os erros de arredondamento.

Este método foi utilizado para resolução das equações diferenciais que descrevem o comportamento da temperatura dos reservatórios térmicos, quente e frio, ao longo do dia, e podem ser citadas como exemplos as equações (5.7) e (5.8). Desse modo, a discretização fornece a temperatura do reservatório a cada iteração do algoritmo sendo utilizado o passo no tempo, h, correspondente a 0,08 horas, ao longo das 24 horas.

Os métodos de Euler e Substituição-Newton-Raphson foram modelados em ambiente Matlab evitando o uso das ferramentas já existente nesse software para resolução do problema proposto. O método de Runge-Kutta de quarta ordem também foi implementado para comparação entre os resultados obtidos a partir desse método e o método de Euler. No APÊNDICE A é possível conferir essa comparação através da variação de temperatura no reservatório térmico quente quando a máquina em cascata é utilizada. Nos dois casos foram mantidas as mesmas condições de funcionamento dessa máquina, sendo os métodos utilizados a única coisa que diferencia na solução do problema. As máximas diferenças de temperatura entre os dois métodos foi de 1,52ºC e efetuando a média de temperatura ao longo do dia, essa diferença média está em torno de 0,82ºC. Apesar do método de Runge-Kutta ser mais apurado de acordo com CHAPRA (2012), optou-se pela utilização do método de Euler para resolução dos problemas abordados neste trabalho devido ao menor tempo computacional para resolução, sendo bastante inferior quando comparado à utilização do Runge-Kutta.

A Figura 6.2 mostra o fluxograma do algoritmo elaborado para melhor entendimento das rotinas utilizadas nas simulações do tema proposto. No início são fornecidos ao programa os valores do porte dos trocadores de calor, encontrado no algoritmo do projeto simplificado. Além disso, considera-se que no momento em que as máquinas entram em funcionamento a temperatura da água contida no reservatório quente esteja $\mathrm{T_q}(1) = 50{,}0°\mathrm{C}$ e no reservatório frio seja $\mathrm{T_f}(1) = 10{,}0°\mathrm{C}$. Na sequência, a partir do método de Substituição-Newton-Raphson o conjunto de equações não lineares é resolvido satisfazendo o erro máximo permitido de 10^{-9} e retornando então com os resultados, como exemplo os fluxos de calor no condensador e evaporador e a potência fornecida ao compressor, representados por $\dot{Q}_c$, $\dot{Q}_e$ e $\dot{W}$. Em seguida são calculados as perdas de calor nos reservatórios, na tubulação de distribuição de água quente no edifício e o desempenho do sistema de bomba de calor, representados por $\dot{Q}_{r.quente}$, $\dot{Q}_{r.frio}$, $\dot{Q}_{tub}$

e $COP(i)$. A temperatura no instante $i+1$ é encontrada aplicando o método de Euler para solução das equações diferenciais que descrevem o comportamento da temperatura nos reservatórios, conforme equações (5.28) e (5.29). Satisfazendo a condição de i ser menor que 300 iterações, que resulta a partir do passo no tempo citado anteriormente, os cálculos retornam ao método de Substituição-Newton-Raphson, desta vez com a nova temperatura da água nos reservatórios encontrada e o procedimento é novamente realizado. Isso é feito até que a quantidade de iteração seja suficiente para descrever o comportamento das máquinas e reservatórios ao longo das 24 horas, finalizando então com o armazenamento de todos os dados em uma planilha do *Microsoft Excel* e posterior geração dos gráficos e tabelas.

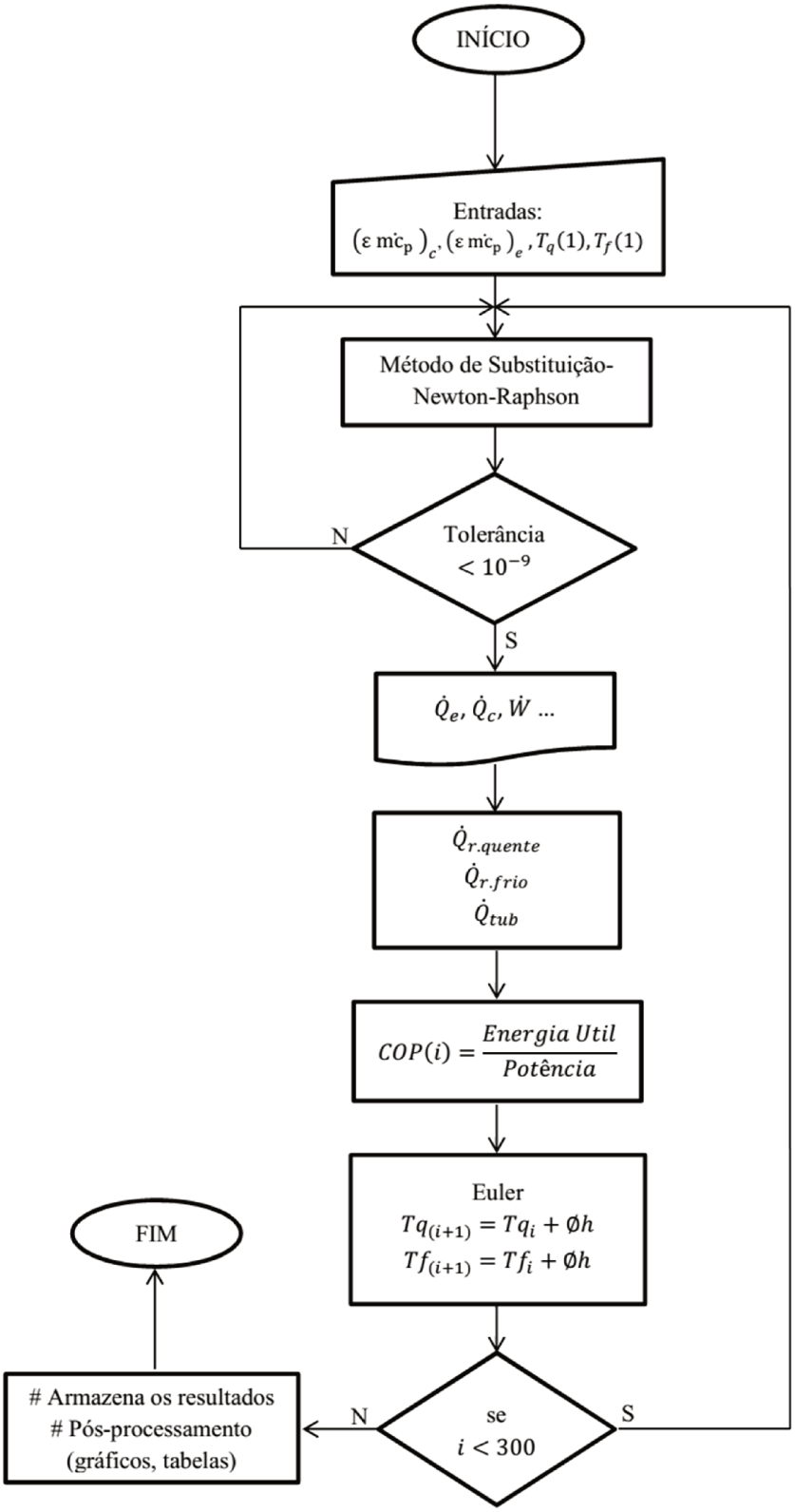


Figura 6.2 – Fluxograma do algoritmo para as simulações.

7 RESULTADOS E DISCUSSÕES

7.1 Validação do modelo desenvolvido

Para validar o sistema modelado, o algoritmo desenvolvido neste trabalho foi adaptado para as mesmas condições do experimento realizado por DOPAZO; FERNÁNDEZ-SEARA (2011), incluindo as condições de superaquecimento e sub-resfriamento do fluído refrigerante, sendo possível a comparação dos resultados simulados e experimentais. Posteriormente o algoritmo foi readequado para as condições de saturação que efetivamente serão simuladas na proposta deste trabalho.

Um sistema de refrigeração em cascata foi desenvolvido por ele para trabalhar como refrigerador de placa horizontal. O protótipo foi projetado para capacidade de 9 kW, temperatura de evaporação de -50ºC e possui dois estágios simples conectados por um trocador de calor intermediário. O dióxido de carbono (CO_2) foi usado como fluido refrigerante no ciclo de baixa temperatura e no sistema de alta temperatura utilizou-se amônia (NH_3).

O controle do sistema em cascata foi realizado por um CLP. As variáveis controladas foram: a pressão de condensação e evaporação do sistema com NH_3 e a pressão de evaporação do sistema com CO_2.

A avaliação experimental foi iniciada fixando a temperatura de evaporação em -50ºC. Em seguida, o desempenho do protótipo foi avaliado a partir da variação da temperatura de condensação do sistema com CO_2, mantendo constante a sua temperatura de evaporação, a temperatura de condensação do sistema com NH_3, o grau de superaquecimento do refrigerante na entrada do compressor e, por fim, a diferença de temperatura no trocador de calor intermediário, equivalente a 3,5ºC. As condições de operação do protótipo durante a avaliação experimental são resumidas na Tabela 3 e Tabela 4.

Tabela 3 – Condição de operação do sistema com CO_2

$T_{e,CO2}$ [°C]	$\Delta T_{sup,CO2}$ [°C]	$T_{c,CO2}$ [°C]	$\Delta T_{sub,CO2}$ [°C]
-50	15	-10, -12,5, -15, -17,5	0

Fonte: Adaptado a partir de DOPAZO; FERNÁNDEZ-SEARA (2011)

Tabela 4 – Condição de operação do sistema com NH_3.

$T_{e,NH3}$ [°C]	$\Delta T_{sup,NH3}$ [°C]	$T_{c,NH3}$ [°C]	$\Delta T_{sub,NH3}$ [°C]
-13,5, -16, -18,5, -21	15	30	5

Fonte: Adaptado a partir de DOPAZO; FERNÁNDEZ-SEARA (2011)

onde $T_{e,CO2}$ e $T_{e,NH3}$ são as temperaturas de evaporação; $\Delta T_{sup,CO2}$ e $\Delta T_{sup,NH3}$ são os graus de superaquecimento; $T_{c,CO2}$ e $T_{c,NH3}$ são as temperaturas de condensação e, $\Delta T_{sub,CO2}$ e $\Delta T_{sub,NH3}$ são, nesta ordem, os graus de subresfriamento na saída do condensador do sistema com dióxido de carbono e amônia.

A partir dos dados experimentais medidos durante as várias condições de operação, outros parâmetros foram obtidos empregando balanços de massa e de energia nos principais componentes do protótipo.

Alguns parâmetros do protótipo foram utilizados como entrada na simulação a ser validada. Além das temperaturas de referência da Tabela 3 e Tabela 4, o produto do coeficiente global de troca de calor pela área UA, equivalente a 3,87 kW K^{-1} e, o deslocamento volumétrico do compressor, de 11,4 m³/h para o CO_2 e, de 47,14 m³/h para o NH_3 foram adotados na simulação. A partir disto, foi estimado o porte do condensador e evaporador através do algoritmo desenvolvido para o cálculo do projeto inicial, obtendo como resultados $\left(\varepsilon \dot{m} c_p\right)_c = 5833{,}3\ W/K$ e $\left(\varepsilon \dot{m} c_p\right)_e = 3150{,}0\ W/K$, e na sequência a simulação foi realizada para as mesmas condições que os resultados obtidos experimentalmente.

As Figura 7.1 e Figura 7.2 apresentam os resultados da carga térmica, $\dot{Q}$, e da potência de compressão, $\dot{W}$, obtidos no experimento de DOPAZO; FERNÁNDEZ-SEARA (2011) e os

resultados obtidos ao realizar as simulações para as mesmas condições de seu experimento para o sistema de baixa e alta temperatura, respectivamente.

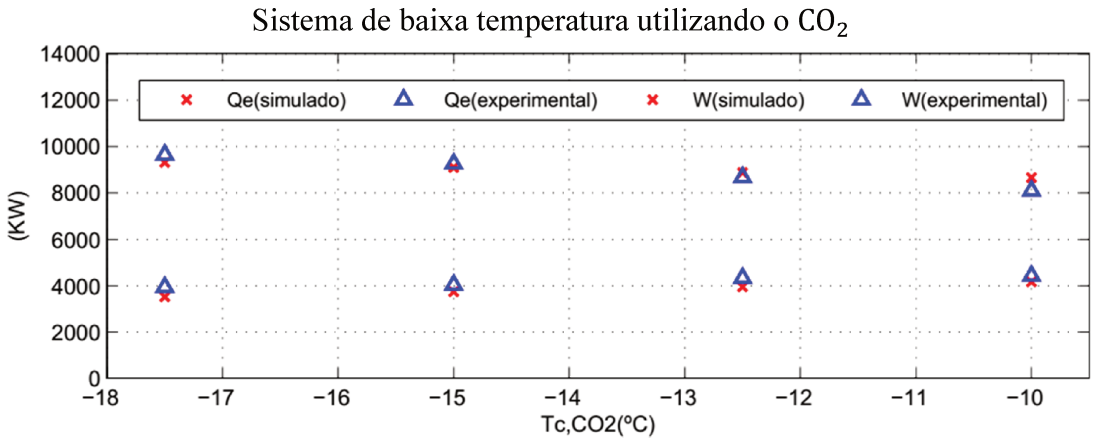


Figura 7.1 – Efeito da temperatura de condensação do CO_2 na carga térmica e potência de compressão.
Fonte: Adaptado a partir de DOPAZO; FERNÁNDEZ-SEARA (2011)

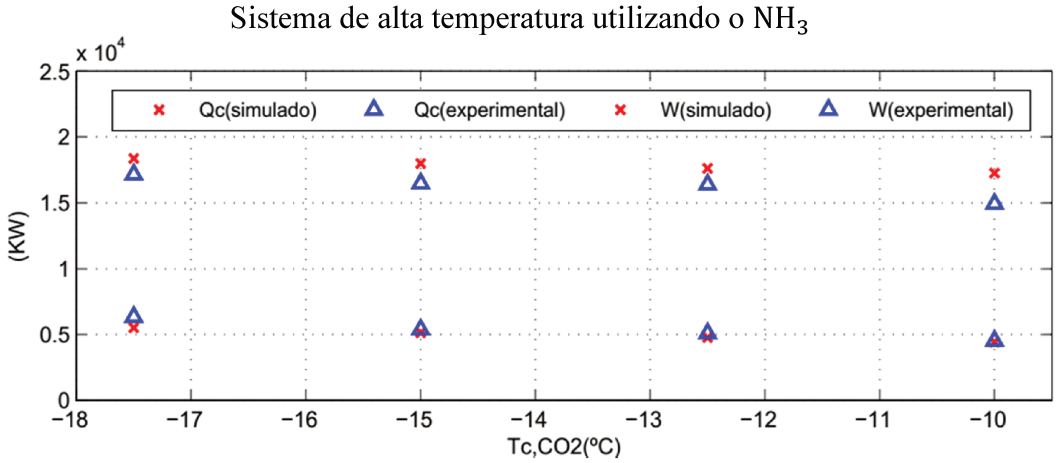


Figura 7.2 – Efeito da temperatura de condensação do CO2 na carga térmica e potência de compressão.
Fonte: Adaptado a partir de DOPAZO; FERNÁNDEZ-SEARA (2011)

Como observado na Figura 7.1, à medida que a temperatura de condensação do CO_2 é aumentada, de -17,5ºC para -10ºC, a potência de compressão necessária do ciclo com CO_2 aumenta e a carga térmica resultante no evaporador diminui. No que se refere ao ciclo com NH_3, Figura 7.2, a demanda de potência é reduzida e também ocorre queda na carga térmica no condensador.

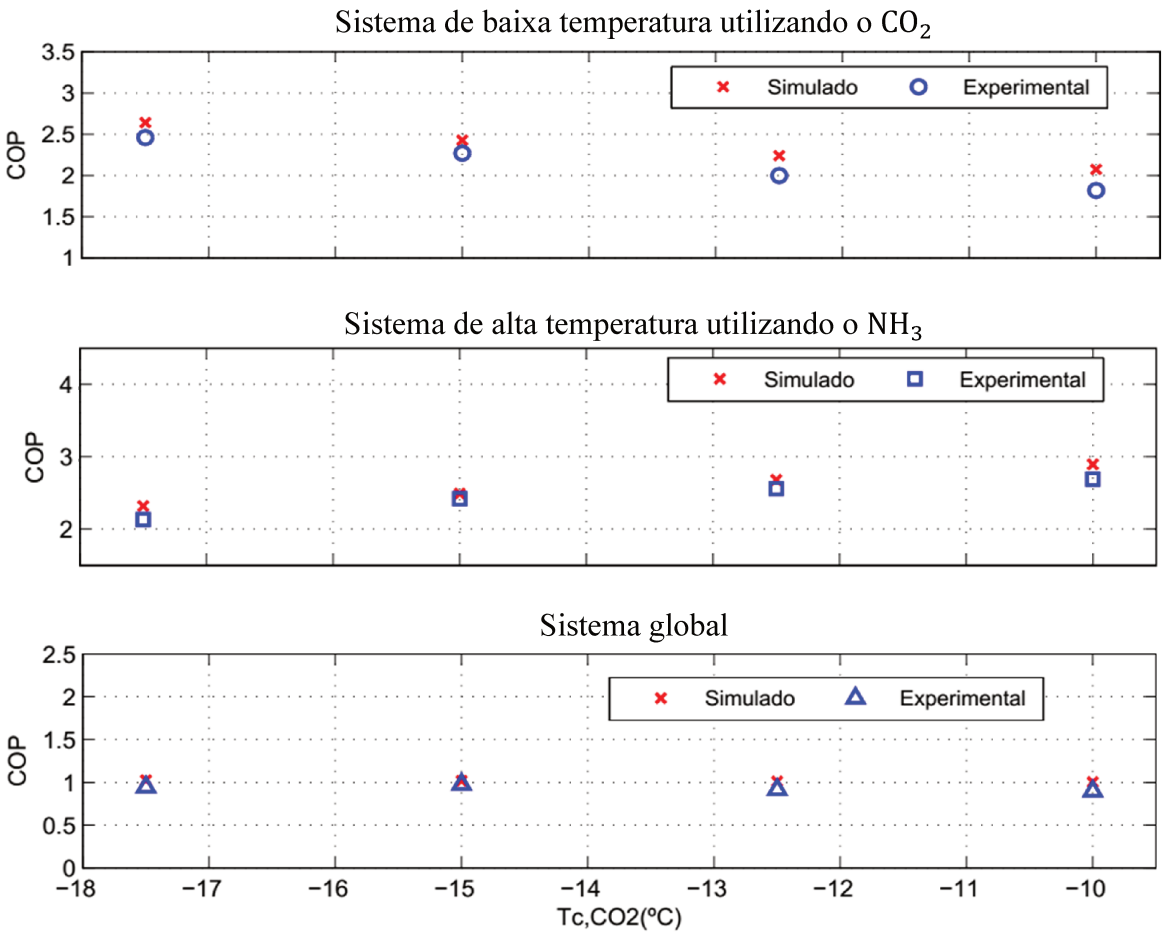


Figura 7.3 – Efeito da temperatura de condensação do CO_2 no COP.
Fonte: Adaptado a partir de DOPAZO; FERNÁNDEZ-SEARA (2011)

Do ponto de vista termodinâmico, a diferença de temperatura entre o condensador intermediário e o evaporador do ciclo com CO_2 é aumentada, implicando maiores diferenças de pressão. De forma oposta ocorre no ciclo com NH_3 em que essas diferenças, de temperatura e pressão, são reduzidas, influenciando diretamente o desempenho do sistema.

Como apresentado na Figura 7.3, à medida que a temperatura de condensação do ciclo com CO_2 aumenta, o coeficiente de desempenho deste ciclo torna-se decrescente, decorrente da maior diferença de temperatura entre o evaporador e o condensador intermediário. O oposto ocorre com o ciclo com NH_3, em que o COP é crescente devido à redução na diferença de temperatura entre o evaporador intermediário e condensador do ciclo de alta temperatura. Quando comparado os resultados experimentais com os simulados, nota-se a concordância das curvas entre as análises.

7.2 Características do projeto simplificado para as simulações ulteriores.

A Tabela 5 apresenta os dados de entrada no programa para o cálculo dos parâmetros do projeto simplificado da bomba de calor, tais como: o porte estimado dos trocadores de calor em termos do produto da efetividade pela capacidade térmica e dos compressores em termos da taxa volumétrica, necessários para atendimento à demanda diária.

Tabela 5 – Dados de entrada no programa.

Parâmetro	***Valor***
Temperatura do reservatório quente $[°C]$ - T_q	50,0
Temperatura do reservatório frio $[°C]$ - T_f	10,0
Diferença de temperatura no condensador $[°C]$ $(\Delta T_c = T_3 - T_q)$	10,0
Diferença de temperatura no evaporador $[°C]$ $(\Delta T_e = T_f - T_4)$	10,0
Diferença de temperatura no trocador de calor intermediário $[°C]$ $(\Delta T_{int} = T_3 - T_8)$	5,0
Potência projetada do evaporador $[W]$	14230,0

As temperaturas do reservatório quente, T_q, e frio, T_f, referem-se à temperatura que deve ser atingida para o armazenamento da água nos reservatórios. As diferenças de temperaturas no condensador, ΔT_c, e evaporador, ΔT_e, são as diferenças entre a temperatura da água a ser resfriada ou aquecida, e da corrente de refrigerante que passa através dos trocadores de calor. A potência projetada do evaporador foi descrita no item 5.1.

7.3 Projeto simplificado preliminar das bombas de calor e simulações iniciais utilizando diferentes ciclos termodinâmicos.

A partir das informações da Tabela 5, o projeto simplificado tem o propósito de determinar o porte de cada trocador de calor, $\left(\varepsilon \dot{m} c_p\right)_c$ e $\left(\varepsilon \dot{m} c_p\right)_e$, e do compressor, $(\nu_{cam} . \Omega)$. Além disso, verificar de forma simples e rápida o consumo energético de cada máquina, que posteriormente serão simuladas em outras condições. O comparativo entre as bombas de calor é feito com o propósito que nenhum fluxo de calor seja desperdiçado, sendo a energia térmica do evaporador e condensador aproveitada integralmente para o resfriamento e aquecimento da água, exceto pelas máquinas independentes devido a sua troca de calor ser realizada com o ar ambiente.

Inicia-se a análise a partir da Tabela 6, a qual apresenta os resultados obtidos para os diferentes sistemas de bombas de calor propostos neste trabalho, considerando para os cálculos dos projetos que a temperatura ambiente é a média da temperatura ambiente ao longo do dia da estação primavera, apresentada na Figura 5.1, e que resultou em 23,5ºC. Essa tabela mostra as energias térmicas envolvidas no condensador e evaporador para os diferentes sistemas, além do gasto energético necessário para alcançar tais efeitos. Os resultados em negrito referem-se às energias térmicas efetivamente utilizadas para o propósito de aquecer e resfriar, as outras correspondem às trocas de calor com o meio ambiente.

Os cálculos para os resultados preliminares das bombas de calor da Tabela 6 foram efetuados de tal forma a obter o fluxo de calor no condensador de 19,89 kW e 14,23 kW no evaporador, sendo necessário, às vezes, o emprego de energia térmica complementar de uma máquina simples auxiliar considerada apenas para este propósito. Os resultados foram obtidos por meio do algoritmo feito para estimativa dos projetos dos componentes das bombas de calor, considerando que a máquina esteja em regime permanente, ou seja, não variando as condições ao longo do dia.

Tabela 6 – Resultados preliminares das bombas de calor e suas comparações (primavera).

	Máquinas independentes		**Máquina simples**	**Máquina em cascata**	**Máquina c/ duplo estágio de compressão**
	Resfriar	Aquecer	Resfriar / Aquecer		
$\dot{Q}_c\ [kW]^a$	17,04	**19,89**	**19,89**	**19,89**	**18,90**
$\dot{Q}_e[kW]^a$	**14,23**	15,59	**13,50**	**14,16**	**14,23**
$\dot{W}\ [kW]^a$	2,81	4,30	6,38	5,72	4,67
$\Delta\dot{Q}_e\ [kW]^b$	-	-	**0,73**	**0,07**	-
$\Delta\dot{Q}_c\ [kW]^b$	-	-	-	-	**0,99**
$\dot{W}_+\ [kW]^b$	-	-	0,14	0,01	0,22
$\dot{W}_{total}[kW]$	7,11		6,52	5,73	4,89

[a] Sistema principal.
[b] Sistema auxiliar

Os termos $\dot{Q}_c$ e $\dot{Q}_e$ referem-se ao fluxo de calor no condensador e evaporador, respectivamente, da máquina dita principal e $\dot{W}$ é a potência fornecida ao compressor para obtenção desse fluxo. A diferença entre a energia térmica resultante no evaporador ou condensador de determinado sistema principal e o fluxo de calor necessário nesses componentes para satisfação da demanda dupla de energia é representado por $\Delta\dot{Q}_e$ e $\Delta\dot{Q}_c$, sendo complementadas pela máquina auxiliar.

Na Tabela 6 as máquinas independentes são subdivididas em duas colunas, sendo uma máquina responsável por resfriar e a outra por aquecer. As outras máquinas utilizam os dois efeitos da bomba de calor, e serão utilizadas para os efeitos de resfriar e aquecer (Resfriar/Aquecer).

Para as máquinas simples e em cascata, foi necessário adicionar carga térmica do evaporador da máquina auxiliar para complementação da carga térmica faltante no evaporador do sistema principal, pois com o fluxo de calor no condensador de 19,89 kW, obteve-se um fluxo de calor resultante no evaporador dessas máquinas menor que o fluxo considerado para o seu projeto. No caso da máquina com duplo estágio de compressão, se o fluxo térmico considerado para projeto do condensador for atendido, resultará energia térmica excessiva no evaporador dessa máquina, por isso optou-se por alcançar o fluxo térmico considerado para o projeto do evaporador e a energia térmica do condensador do sistema auxiliar foi utilizada para complementação da energia térmica faltante do condensador do sistema principal. Para conseguir os efeitos citados anteriormente torna-se necessário o gasto energético adicional, $\dot{W}_+$, resultando no consumo energético total, $\dot{W}_{total}$, para as diferentes máquinas.

Nota-se que, para conseguir o mesmo efeito de energia térmica no condensador e evaporador, o sistema com as máquinas independentes foi o que necessitou de maior consumo total de energia. No entanto, como já mencionado, esse é o sistema mais simples quanto ao controle de energia térmica, não necessitando de bomba de calor adicional. Na sequência, utilizando a máquina simples como sistema principal e incluindo uma bomba de calor auxiliar adicional, obteve-se a redução no consumo de 8,3%, comparado à maior consumidora. Com relação à máquina em cascata, a redução foi ainda maior, chegando a 19,3% e, por fim, a

máquina com duplo estágio de compressão foi a que menos necessitou de energia elétrica para obter os efeitos do evaporador e condensador considerados, apresentando redução no consumo de energia em torno de 31,3% quando comparada às máquinas independentes, mostrando-se a mais vantajosa energeticamente dentre as alternativas.

A partir dos dados obtidos no projeto preliminar da Tabela 6, é possível estimar o porte dos trocadores de calor e compressores, conforme mostrado na Tabela 7, que serão utilizados nas simulações subsequentes.

Tabela 7 – Porte do condensador, evaporador e compressor para cada máquina.

	Máquinas independentes		**Máquina simples**	**Máquina em cascata**	**Máquina c/ duplo estágio de compressão**
	Resfriar	Aquecer		Resfriar / Aquecer	
$\left(\varepsilon\, \dot{m} c_p\right)_c\ [kW/K]$	17,04	**19,89**	**19,89**	**19,89**	**18,00**
$\left(\varepsilon\, \dot{m} c_p\right)_e\ [kW/K]$	**14,23**	15,59	**13,50**	**14,16**	**14,23**
$(\nu_{cam} . \Omega)\ [m^3/h]$ [c]	14,10	-	17,00[d]	13,80	11,60
$(\nu_{cam} . \Omega)\ [m^3/h]$ [e]	-	10,20	-	9,50	9,50

Após definir o porte dos trocadores de calor e compressores, optou-se por realizar a simulação preliminar dos sistemas para investigação do comportamento das máquinas nas estações verão e inverno. Tais simulações foram realizadas para as condições médias, obtendo 26,58ºC para o verão e 12,37ºC para o inverno a partir da Figura 5.1. O fluxo médio de energia neste caso é de 13,20 kW no condensador e 16,36 kW no evaporador. Assim como realizado na Tabela 6, energia térmica auxiliar é adicionada para igualar a energia térmica entre os sistemas.

A Tabela 8 apresenta os resultados obtidos na estação verão para cada máquina. É possível verificar que, em todos os casos, a necessidade de carga térmica a partir do evaporador do sistema auxiliar é inevitável, justificado pela maior demanda de carga fria para essa estação. Da mesma forma como ocorreu na Tabela 6, as máquinas independentes foram a que mais

[c] Dado referente ao sistema de baixa temperatura.
[d] A máquina simples possui apenas um compressor.
[e] Dado referente ao sistema de alta temperatura.

consumiram energia e a máquina com duplo estágio de compressão foi a mais vantajosa energeticamente entre as alternativas aqui apresentadas.

Tabela 8 – Resultados da simulação preliminar das bombas de calor (verão).

	Máquinas independentes		**Máquina simples**	**Máquina em cascata**	**Máquina c/ duplo estágio de compressão**
	Resfriar	Aquecer	Resfriar / Aquecer		
$\dot{Q}_c$ [kW][f]	19,81	**13,20**	**13,20**	**13,20**	**13,20**
$\dot{Q}_e$ $[kW]$[f]	**16,36**	10,86	**9,50**	**9,88**	**10,08**
$\dot{W}$ $[kW]$[f]	3,45	2,30	3,70	3,30	3,12
$(\nu_{cam} . \Omega)[m^3/h]$[f g]	15,50	-	10,30	8,70	7,80
$(\nu_{cam} . \Omega)[m^3/h]$[f h]	-	6,20	-	5,60	6,40
$\Delta\dot{Q}_e$ $[kW]^i$	-	-	**6,86**	**6,48**	**6,28**
$\Delta\dot{Q}_c$ $[kW]^i$	-	-	-	-	-
$\dot{W}_+$ $[kW]^i$	-	-	0,79	0,72	0,69
$(\nu_{cam} . \Omega)[m^3/h]^i$	-	-	5,00	4,70	4,60
$\dot{W}_{total}[kW]$	5,75		4,49	4,02	3,81

Em termos percentuais, a máquina simples apresentou redução no consumo de energia em relação às máquinas independentes de 22,31%. Para a máquina em cascata essa redução foi ainda maior, cerca de 30,14% e, por fim, a máquina com duplo estágio de compressão apresentou a maior redução no consumo de energia em relação a maior consumidora, em torno de 34,06%.

Desta vez, optou-se por alcançar com o sistema principal a demanda média de energia para o resfriamento da água do reservatório frio e a energia resultante no condensador é utilizada para aquecimento da água do reservatório quente. Como essa energia resultante não é suficiente, a máquina auxiliar através de seu condensador torna-se responsável por suprir a diferença de demanda necessária. Para esse caso, o fluxo de calor médio no evaporador encontra-se em seu valor mínimo (9,96 kW) – devido a pouca utilização do ar condicionado para essa estação – e no

[f] Sistema principal.
[g] Vazão volumétrica do compressor do ciclo de baixa temperatura.
[h] Vazão volumétrica do compressor do ciclo de alta temperatura.
[i] Sistema simples auxiliar

condensador esse fluxo é máximo (29,67 kW) comparado às outras estações, justificado por grande demanda de água quente no inverno.

Na Tabela 9 encontram-se os resultados para as simulações, realizadas nas condições médias do inverno para as máquinas em análise. É possível verificar que as máquinas independentes mais uma vez mostraram-se mais simples em relação ao controle da energia térmica. Para as outras máquinas observa-se que, obtendo exatamente o mesmo fluxo de calor no evaporador dos sistemas principais, resulta um fluxo de calor no condensador, mas que não é suficiente para suprir o fluxo médio para essa estação. Sendo assim, faz-se necessário o complemento de energia térmica, $\Delta\dot{Q}_c$, através do condensador da máquina auxiliar para atendimento a dupla demanda de energia térmica das máquinas. Na sequência, é mostrado o gasto energético necessário para alcançar essa energia térmica adicional, $\dot{W}_+$ e assim é possível determinar o gasto energético total para cada sistema.

Tabela 9 – Resultados da simulação preliminar das bombas de calor (inverno).

	Máquinas independentes		**Máquina simples**	**Máquina em cascata**	**Máquina c/ duplo estágio de compressão**
	Resfriar	Aquecer	Resfriar / Aquecer		
$\dot{Q}_c$ [kW][j]	10,75	**29,67**	**13,83**	**13,28**	**13,02**
$\dot{Q}_e$ $[kW]$[j]	**9,96**	18,86	**9,96**	**9,96**	**9,96**
$\dot{W}$ $[kW]$[j]	0,79	10,80	3,87	3,31	3,06
$(\nu_{cam} . \Omega)[m^3/h]$[j k]	8,00	-	10,70	8,60	8,00
$(\nu_{cam} . \Omega)[m^3/h]$[j l]	-	25,60	-	6,00	6,10
$\Delta\dot{Q}_e$ $[kW]^m$	-	-	-	-	-
$\Delta\dot{Q}_c$ $[kW]^m$	-	-	**15,84**	**16,39**	**16,65**
$\dot{W}_+$ $[kW]^m$	-	-	4,64	4,53	4,63
$(\nu_{cam} . \Omega)[m^3/h]^m$	-	-	12,70	12,10	12,30
$\dot{W}_{total}[kW]$	11,59		8,51	7,84	7,69

[j] Sistema principal.
[k] Vazão volumétrica do compressor do ciclo de baixa temperatura.
[l] Vazão volumétrica do compressor do ciclo de alta temperatura.
[m] Sistema simples auxiliar

Através do comparativo do gasto energético total, o conjunto das máquinas independentes mostrou-se dispendioso energeticamente e da mesma forma como aconteceu para as análises anteriores, a máquina com duplo estágio de compressão foi a mais eficiente energeticamente. Nesta abordagem a redução no consumo de energia utilizando a máquina simples foi de 26,53%, enquanto que para a máquina em cascata essa redução foi de 32,28% e, finalmente, para a máquina com duplo estágio de compressão a redução foi de 33,62% em relação a maior consumidora de energia.

Por fim, investigou-se o comportamento das máquinas para as mesmas condições citadas no desenvolvimento da Tabela 9, mas com abordagem oposta, ou seja, optou-se por alcançar a demanda média para o aquecimento da água com o sistema principal e a energia resultante no evaporador é utilizada com o propósito de resfriamento da água do reservatório frio, como pode ser conferido na Tabela 10.

Tabela 10 – Resultados da simulação preliminar das bombas de calor (inverno).

	Máquinas independentes		**Máquina simples**	**Máquina em cascata**	**Máquina c/ duplo estágio de compressão**
	Resfriar	Aquecer	Resfriar / Aquecer		
$\dot{Q}_c$ [kW][n]	10,75	**29,67**	**29,67**	**29,67**	**29,67**
$\dot{Q}_e$ $[kW]$[n]	**9,96**	18,86	**18,10**	**19,62**	**20,28**
$\dot{Q}_-$ $[kW]$[n]	-	-	*8,14*	*9,66*	*10,32*
$\dot{W}$ $[kW]$[n]	0,79	10,80	11,58	10,05	9,40
$(\nu_{cam} . \Omega)[m^3/h]$[n o]	8,00	-	28,30	22,00	20,90
$(\nu_{cam} . \Omega)[m^3/h]$[n p]	-	25,60	-	15,90	15,90
$\dot{W}_{total}[kW]$	11,59		11,58	10,05	9,40

É possível verificar que há carga térmica além daquele fluxo médio de energia considerado para o efeito de resfriamento da água pelo evaporador da máquina principal, nessa tabela representado por $\dot{Q}_-$. Esse excesso de energia térmica é desperdiçado para o ambiente de tal

[n] Sistema principal.
[o] Vazão volumétrica do compressor do sistema de baixa temperatura.
[p] Vazão volumétrica do compressor do sistema de alta temperatura.

forma que o fluxo médio de energia para resfriamento da água seja obtido. Além disso, nota-se na Tabela 10 o maior consumo energético dos sistemas, comparando-a a abordagem realizada na Tabela 9. Portanto, para as simulações que serão apresentadas adiante para condições de temperatura variável ao longo do dia das estações consideradas neste trabalho, é coerente realizá-las como na abordagem da Tabela 9 objetivando o menor gasto energético para o atendimento da dupla demanda de energia térmica.

7.4 Projeto da máquina auxiliar.

O projeto da máquina auxiliar é importante para as simulações fora das condições de projeto. Um projeto superestimado torna o custo do equipamento elevado e no caso de subestimado o torna pouco eficaz quando solicitado.

Para estimativa desse projeto foi adotada a máxima vazão volumétrica do sistema auxiliar encontrada nas tabelas Tabela 8 e Tabela 9, correspondente a pior situação nas análises anteriores, ou seja, 12,7 m^3/h. A partir disto, a máquina simples auxiliar foi projetada novamente para a temperatura média da estação primavera, da mesma forma como realizado para o sistema dito principal, resultando no porte do condensador, evaporador e compressor mostrados na Tabela 11.

Tabela 11 – Porte do condensador, evaporador e compressor para o sistema auxiliar

	Máquina simples
$\left(\varepsilon\, \dot{m} c_p\right)_c\ [kW/K]$	**14,31**
$\left(\varepsilon\, \dot{m} c_p\right)_e\ [k\,W/K]$	**11,97**
$(\nu_{cam} \cdot \Omega)\ [m^3/h]$	12,70

7.5 Simulação das máquinas operando ao longo do dia

7.5.1 Vazões volumétricas dos compressores

A Tabela 12 apresenta as vazões volumétricas do sistema principal, ($\nu_{cam} . \Omega$), utilizadas para o atendimento às demandas de carga térmica dos reservatórios quente e frio para a estações verão, primavera e inverno, respectivamente. Em todos os casos foi utilizada a amônia como fluido refrigerante. É possível notar que para satisfazer as demandas consideradas, as máquinas independentes necessitaram de compressores mais robustos. Utilizando a máquina simples, obtêm-se como vantagem a utilização de um único compressor no sistema principal, mas que também possui maior robustez quando comparado às máquinas em cascata e com duplo estágio de compressão. Com relação às máquinas em cascata e duplo estágio de compressão, o porte necessário dos compressores são bastante semelhantes, não apresentando diferenças significativas.

Tabela 12 – Deslocamento volumétrico necessário dos compressores para diferentes estações (sistema principal).

	Máquinas independentes		**Máquina simples**	**Máquina em cascata**		**Máquina c/ duplo estágio de compressão**	
	Resfriar	Aquecer	Resfriar / Aquecer				
Verão							
$(\nu_{cam} . \Omega)[m^3/h]^q$	19,2	-	11,4	9,5	-	9,5	-
$(\nu_{cam} . \Omega)[m^3/h]^r$	-	6,1	-	-	4,8	-	4,8
Primavera							
$(\nu_{cam} . \Omega)[m^3/h]^q$	14,5	-	15,6	11,8	-	11,5	-
$(\nu_{cam} . \Omega)[m^3/h]^r$	-	9,2	-	-	10,5	-	9,5
Inverno							
$(\nu_{cam} . \Omega)[m^3/h]^q$	8,1	-	14,7	9,8	-	9,5	-
$(\nu_{cam} . \Omega)[m^3/h]^r$	-	24,8	-	-	7,9	-	7,9

[q] Vazão volumétrica do compressor do sistema de baixa temperatura.
[r] Vazão volumétrica do compressor do sistema de alta temperatura.

É possível ainda fazer uma comparação entre a frequência de trabalho dos compressores da Tabela 12 e a frequência do projeto inicial de cada máquina da Tabela 7. Definindo que a frequência nominal de operação do projeto é 60 hz, é possível determinar a oscilação nessa frequência para cada situação pela razão entre a vazão volumétrica do projeto e as utilizadas nas simulações atuais, conforme pode ser conferido na Tabela 13.

Tabela 13 - Frequência de trabalho dos compressores (sistema principal).

	Máquinas independentes		**Máquina simples**	**Máquina em cascata**		**Máquina c/ duplo estágio de compressão**	
	Resfriar	Aquecer	Resfriar / Aquecer				
Verão							
$\Omega[hz]^s$	81,5	-	40,0	41,0	-	49,0	-
$\Omega[hz]^t$	-	36,0	-	-	30,0	-	30,0
Primavera							
$\Omega[hz]^s$	61,5	-	55,0	51,0	-	59,5	-
$\Omega[hz]^t$	-	54,0	-	-	66,0	-	60,0
Inverno							
$\Omega[hz]^s$	34,5	-	52,0	42,5	-	49,0	-
$\Omega[hz]^t$	-	145,8	-	-	50,0	-	50,0

A Tabela 14 apresenta as vazões volumétricas do sistema auxiliar quando em funcionamento, necessárias para suprir a demanda total considerada em momentos de maior pico, como já citado anteriormente. Percebe-se que as vazões volumétricas entre a máquina em cascata e com duplo estágio de compressão são semelhantes. No caso da máquina simples há um pequeno incremento nessas vazões nas estações verão e primavera em relação aos outros sistemas.

[s] Frequência do compressor do sistema de baixa temperatura.
[t] Frequência do compressor do sistema de alta temperatura.

Tabela 14 – Deslocamento volumétrico necessário dos compressores para diferentes estações (sistema auxiliar).

	Máquinas independentes		**Máquina simples**	**Máquina em cascata**	**Máquina c/ duplo estágio de compressão**
	Resfriar	Aquecer	Resfriar / Aquecer		
Verão					
$(\nu_{cam} . \Omega)[m^3/h]$	-	-	18,5	18,1	18,1
Primavera					
$(\nu_{cam} . \Omega)[m^3/h]$	-	-	6,7	5,8	5,3
Inverno					
$(\nu_{cam} . \Omega)[m^3/h]$	-	-	20,7	21,9	21,6

Na Tabela 15, da mesma forma como efetuado na Tabela 13, é possível verificar a variação necessária da frequência do compressor para satisfazer as demandas para as estações consideradas.

Tabela 15 – Frequência de trabalho dos compressores (sistema auxiliar).

	Máquinas independentes		**Máquina simples**	**Máquina em cascata**	**Máquina c/ duplo estágio de compressão**
	Resfriar	Aquecer	Resfriar / Aquecer		
Verão					
$\Omega[hz]$	-	-	87,5	85,5	85,5
Primavera					
$\Omega[hz]$	-	-	31,6	27,4	25,0
Inverno					
$\Omega[hz]$	-	-	97,8	103,5	102,0

Com as análises anteriores sobre a frequência de trabalho dos compressores é possível notar que em todos os casos estudados para as diferentes estações do ano, a faixa de frequência sempre esteve dentro da margem de 15 e 150 hz, citada por FLORA (2008) como sendo a frequência típica de operação do compressor Scroll, tornando viável a investigação e estudo mais aprofundado sobre a velocidade variável do compressor para aplicação em sistemas de bomba de calor.

7.5.2 Comportamento das bombas de calor na estação verão

A partir da Figura 7.4 verifica-se que os sistemas garantem água quente e fria no edifício na estação verão utilizando as vazões volumétricas apresentadas na Tabela 12, para a bomba de calor principal, e Tabela 14 para a bomba de calor auxiliar. Exceto pelas máquinas independentes, que como já mencionado anteriormente, possuem a vantagem do controle independente das demandas de energia, todos os outros casos necessitaram da adição de carga térmica auxiliar para que a temperatura do reservatório frio nos horários de maior demanda mantivesse próxima à temperatura limite superior de 11,0ºC considerada nas simulações, como pode ser conferido no *Detalhe A* para melhor visualização, e se refere à ampliação do gráfico entre 1 e 5 horas.

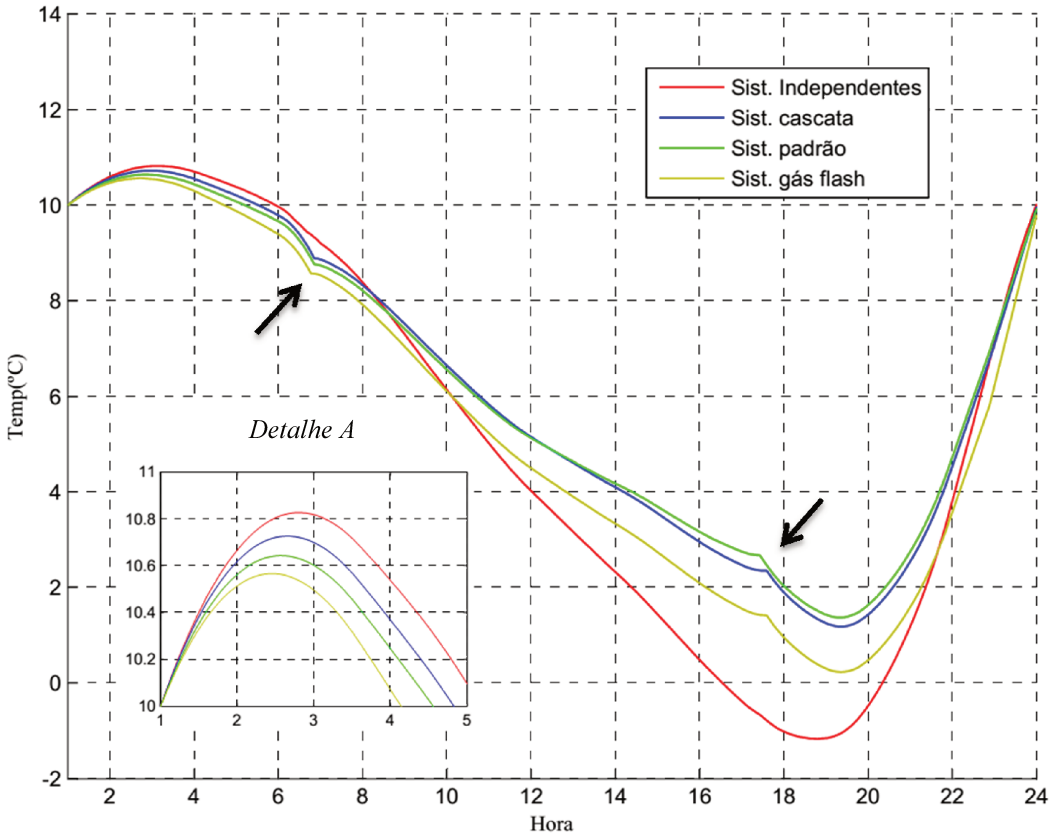


Figura 7.4 – Variação da temperatura no reservatório frio (Verão).

Ainda na Figura 7.4, ocorre a descontinuidade da temperatura em dois momentos, um entre 6 e 8 horas e outro entre 16 e 18 horas, indicadas pelas setas. Isso se deve ao desligamento e acionamento, respectivamente, da máquina auxiliar utilizada para suprir a demanda faltante nos momentos de maior pico de consumo do ar condicionado. Com relação a temperatura minima atingida pela água, abaixo de 0ºC, não invalida a utilização das máquinas independentes, pois de acordo com JORDAN(2005), *apud* SILVA (2012) adicionando 20% de álcool na água é possível um maior resfriamento do líquido sem seu congelamento.

A variação de temperatura no reservatório de água quente utilizando os sistemas em questão pode ser conferida na Figura 7.5. Observa-se que no início a temperatura da água é constantemente crescente, condizente com o momento de menor consumo de água no edifício, atingindo um primeiro pico de temperatura e depois decaindo rapidamente, justificado pelo primeiro momento de grande consumo de água quente no banho. Posteriormente, a temperatura da água volta a subir continuamente até atingir um segundo pico de temperatura maior que o primeiro e, por fim, devido ao grande consumo de água quente entre 17 e 21 horas, a curva torna-se descendente alcançando sua temperatura minima.

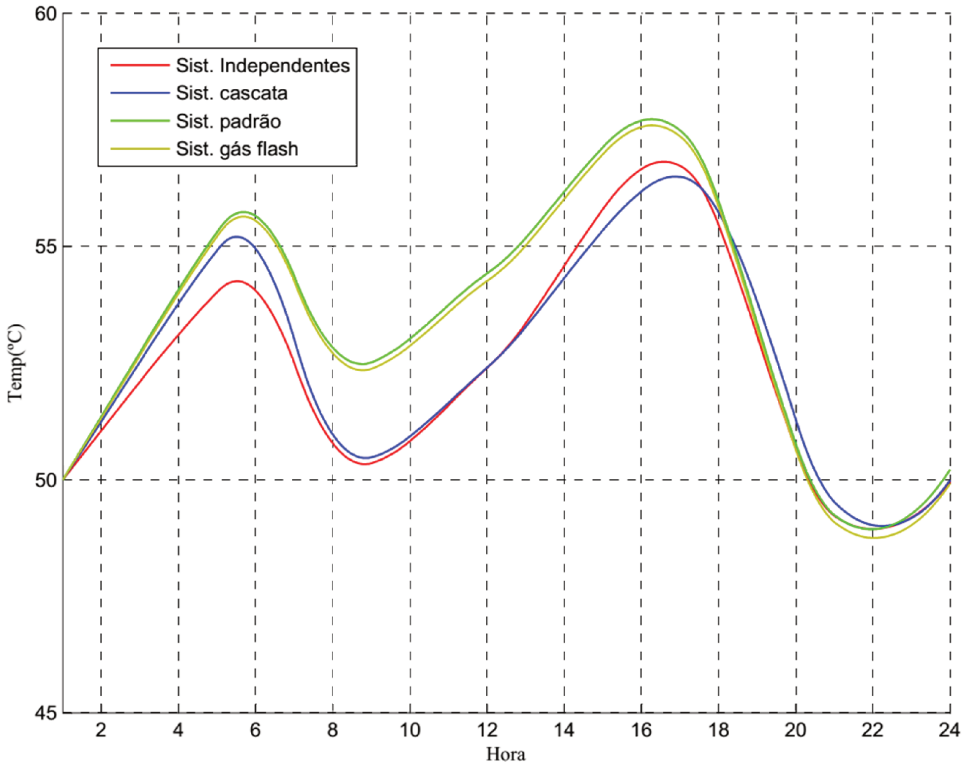


Figura 7.5 – Variação da temperatura no reservatório quente (Verão).

Com o sistema padrão e separador de gás *flash* a temperatura da água manteve-se mais elevada ao longo de quase todo o dia, alcançando a máxima temperatura em todos os casos entre 16 e 17 horas, e em seguida, após o momento de maior consumo de água quente no edifício é atingido a temperatura minima, por volta das 22 horas.

A Figura 7.6 apresenta os momentos em que a máquina auxiliar foi acionada e a energia térmica retirada da água do reservatório frio, utilizando os sistemas principais mostrados na legenda. Na estação verão, o sistema com separador de gás *flash* foi o que necessitou de menor energia térmica auxiliar.

Nota-se que no horário entre 17 e 24 horas, a energia térmica resultante da máquina auxiliar tornou-se prejudicada, pois nesse momento a diferença de temperatura é mais acentuada entre o reservatório frio e o ambiente, o que implica maiores diferenças de pressão entre as fontes de energia, prejudicando diretamente o desempenho da bomba de calor auxiliar.

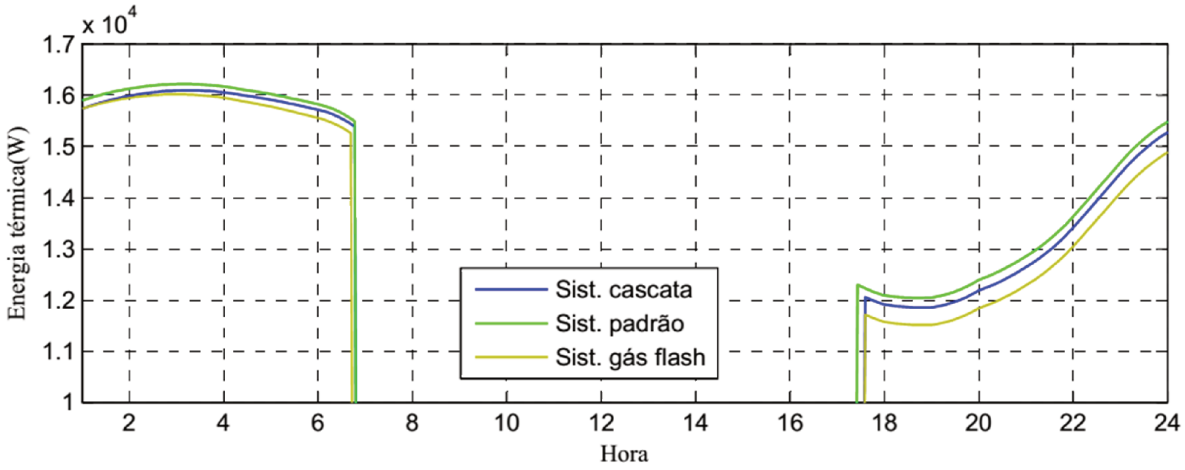


Figura 7.6 – Carga térmica do evaporador da máquina auxiliar (Verão).

Na Tabela 16 encontra-se o resumo da demanda de carga térmica horária média total, $\dot{Q}_f$, e fração da carga auxiliar horária média, $\dot{Q}e_{aux}$, necessária em relação à demanda total. É possível ver, que de toda a carga térmica horária necessária o sistema de máquinas independentes não necessitou de nenhuma carga térmica auxiliar, devido sua simplicidade no controle da carga térmica demandada. Entre os sistemas que se faz necessário o uso da máquina auxiliar, o sistema com duplo estágio de compressão apresentou um leve incremento no atendimento as demandas de água fria, necessitando de 2,1% menos energia térmica auxiliar comparada a máquina simples e, no caso da máquina em cascata a redução foi de 1,0%.

Tabela 16 – Demanda de carga e carga auxiliar fornecida (Verão).

	Máquinas independentes	**Máquina simples**	**Máquina em cascata**	**Máquina c/ duplo estágio de compressão**
$\dot{Q}_f(kW.h)$		196,4		
$\dot{Q}_{eaux}(kW.h)$	-	94,2 (47,9%)	92,1 (46,9%)	90,0 (45,8%)

Apesar de alguns sistemas não conseguirem suprir toda a demanda de carga fria, nota-se que grande parte dessa demanda é suprida pela utilização da bomba de calor principal, notavelmente nos horários de maior pico de consumo, entre 19 e 24 horas.

O resumo do desempenho médio das máquinas principais para a estação verão é mostrado na Tabela 17. Verifica-se que para o efeito de aquecimento bastante aproximado através do condensador o sistema com duplo estágio de compressão resultou maior energia térmica em seu evaporador, o que justifica a menor necessidade do uso da máquina auxiliar conforme citado anteriormente. Além disso, essa máquina também foi responsável pelo maior coeficiente de desempenho entre as bombas de calor em questão. Conforme mostrado o desempenho da máquina responsável pelo resfriamento da água utilizando as máquinas independentes tornou-se prejudicado nesta estação.

Tabela 17 – Desempenho médio global das máquinas principais (Verão)

	Máquinas independentes		**Máquina simples**	**Máquina em cascata**	**Máquina c/ duplo estágio de compressão**
	Resfriar	Aquecer		Resfriar / Aquecer	
$\dot{Q}_c\ [kW]$	20,56	**13,00**	**13,20**	**12,64**	**13,07**
$\dot{Q}_e\ [kW]$	**16,26**	10,61	**8,85**	**9,10**	**9,64**
$\dot{W}\ [kW]$	4,29	2,38	4,35	3,57	3,43
COP	3,79	5,46	5,07	6,10	6,62
η_{ad}[u]	69,29	-	57,75	77,90	74,87
η_{ad}[v]	-	71,75	-	68,80	73,28

[u] Eficiência adiabática do compressor de baixa temperatura
[v] Eficiência adiabática do compressor de alta temperatura

Na Tabela 18 encontra-se o desempenho médio das máquinas auxiliares quando em funcionamento e, além disso, o desempenho médio global do sistema (máquina principal + máquina auxiliar). No caso da estação verão, devido a grande demanda de energia térmica para resfriamento da água, fez-se necessária carga térmica do evaporador da máquina auxiliar para atendimento as necessidades de consumo no ar condicionado. Analisando as máquinas auxiliares isoladamente, nota-se o melhor desempenho daquela máquina utilizada em conjunto com a máquina em cascata.

Tabela 18 – Desempenho médio da máquina auxiliar e global dos sistemas (Verão)

	Máquinas independentes		**Máquina simples**	**Máquina em cascata**	**Máquina c/ duplo estágio de compressão**
Máquina auxiliar					
$\dot{Q}_e$ $[kW]$	-	-	**14,50**	**14,35**	**14,12**
$\dot{W}$ $[kW]$	-	-	4,10	3,90	3,97
COP	-	-	3,54	3,68	3,56
Sistema global (máquina principal + máquina auxiliar)					
COP	4,38		4,61	5,34	5,68

Entretanto, fazendo uma análise no desempenho médio dos sistemas como um todo (máquina principal + máquina auxiliar) para alcançar os efeitos de resfriamento e aquecimento da água, as máquinas independentes mostraram-se mais dispendiosas energeticamente. Em contraste, o conjunto utilizando a máquina com duplo estágio de compressão apresentou o maior COP entre as alternativas, sendo em média 22,89% mais elevado em relação a mais dispendiosa, em seguida a máquina em cascata com 17,98% maior e, por fim, a máquina simples resultou em um menor incremento, apenas 5,0%.

7.5.3 Comportamento das bombas de calor na estação primavera

Para esta estação ocorre queda da temperatura ambiente, demandando com isso maior energia térmica para aquecimento do reservatório quente e menor para resfriamento do

reservatório frio devido a menor perda de calor nas tubulações, reservatório térmico e menor utilização do ar condicionado. Isso ocorre à custa da variação da vazão volumétrica. Imaginando então um compressor com vazão volumétrica variável, a Tabela 12 mostra as vazões para suprir a demanda desta estação. É valido enfatizar que o sistema com deslocamento variável precisa ser mais bem estudado e detalhado a fim de obter um sistema mais homogêneo.

Também foi possível garantir o atendimento as demandas, conforme pode ser conferida na Figura 7.7 pela variação da temperatura da água fria ao longo do dia. Da mesma forma como no verão, nesta estação foi incluída uma máquina auxiliar para alcançar os efeitos desejados, exceto pelas máquinas independentes.

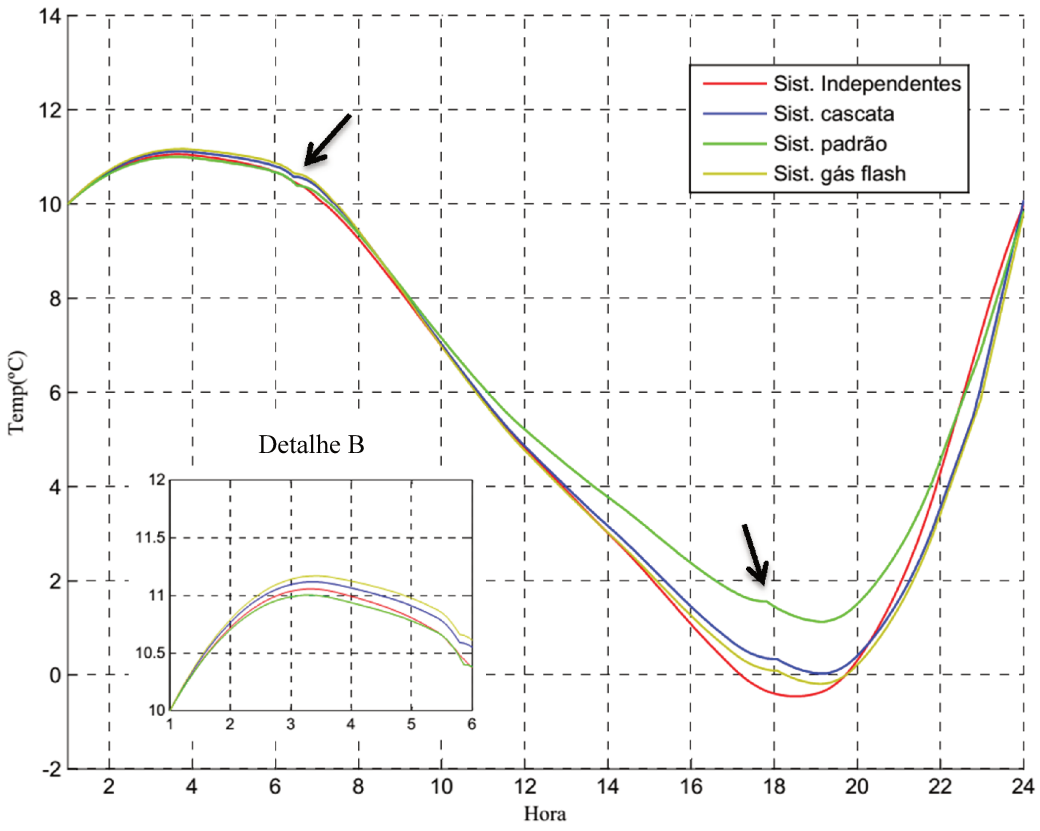


Figura 7.7 – Variação da temperatura no reservatório de água fria (Primavera).

Verifica-se a partir do Detalhe B, ampliação do gráfico entre os horários de 1 e 6 horas, que a temperatura máxima da água ficou bastante próxima a temperatura limite superior estipulada

nas simulações. Ainda é possível notar pelas setas, a influência da energia térmica auxiliar na temperatura da água, assim como ocorreu na estação verão.

Na Figura 7.8 encontra-se a variação de temperatura da água no reservatório quente ao longo do dia. O comportamento da curva é semelhante à estação verão, no entanto, devido à temperatura ambiente ser menor nesta estação a demanda de água quente torna-se maior, resultando no acréscimo da energia térmica nos sistemas de bombas de calor, o que implica picos de temperatura elevados da água em seus momentos de pouco consumo, e mesmo com a elevada taxa de decaimento da temperatura nos períodos de grande consumo, os sistemas ainda satisfazem a demanda.

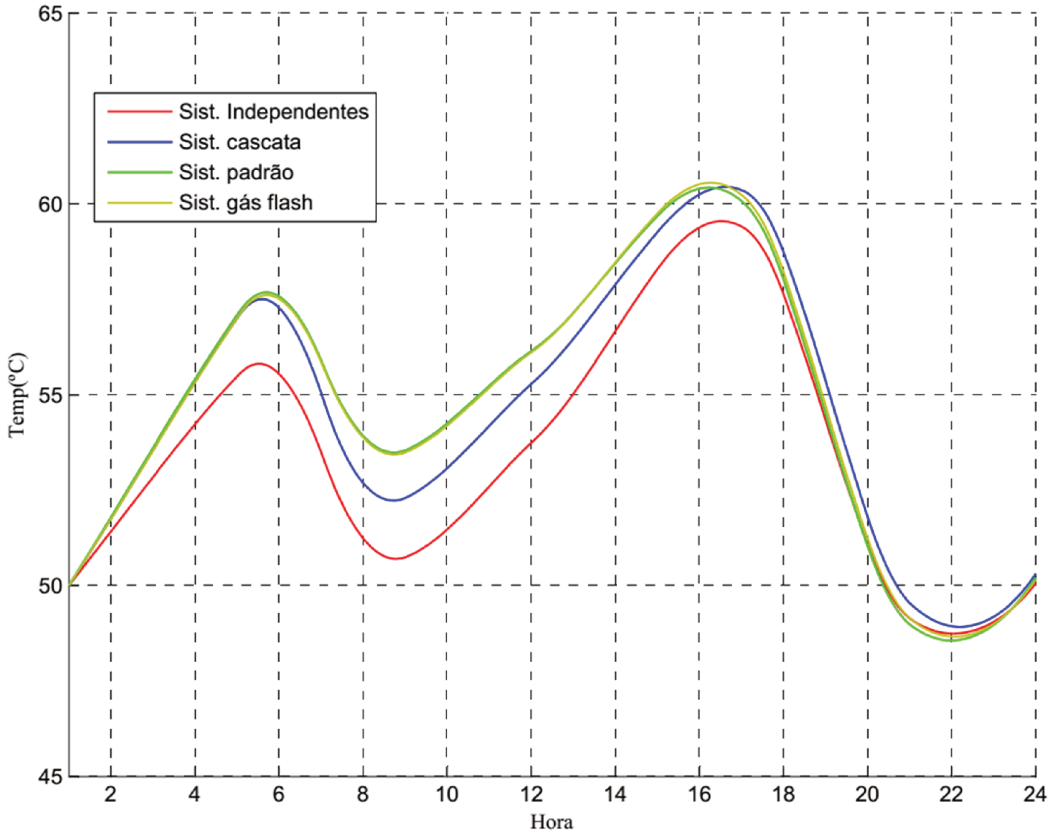


Figura 7.8 – Variação da temperatura no reservatório quente (Primavera).

Para esta estação também houve necessidade de adicionar carga térmica auxiliar para que a temperatura do reservatório frio mantivesse próxima à temperatura limite superior nos horários de pico, conforme mostrado na Figura 7.9, entretanto, essa carga auxiliar foi consideravelmente

menor em relação à estação verão, justificado pela maior rejeição de calor através do condensador, resultando em maior energia térmica no evaporador para a primavera.

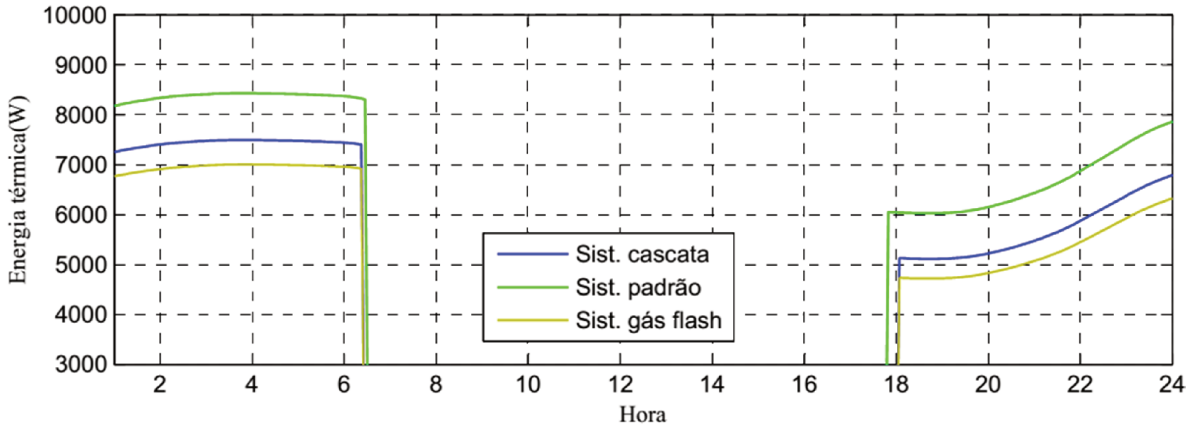


Figura 7.9 – Carga térmica do evaporador da máquina auxiliar (Primavera).

O sistema com duplo estágio de compressão e separador de gás flash continua sendo o que menos necessitou de energia térmica auxiliar para efeito de resfriamento da água, porém, desta vez, a energia térmica é menor em relação à estação verão. Além disso, verifica-se que em ambas as estações, verão e primavera, a máquina auxiliar funciona em sua grande parte nos momentos de menor pico de consumo de energia, conforme notado pela Figura 1.2, o que pode contribuir na redução do valor da conta de eletricidade, imaginando o novo modelo de cobrança com taxas diferenciadas de acordo com o horário de utilização ("Energia Smart", 2013), que estabelece tarifas de energia menor para consumo fora dos horários de pico.

O resumo da demanda de carga fria total e de carga auxiliar horária média para esta estação pode ser conferido na Tabela 19. Desta vez, o sistema com duplo estágio de compressão necessitou 5,5% menos carga auxiliar comparado à máquina simples e o sistema em cascata 4,0%.

Tabela 19 – Demanda de carga e carga auxiliar fornecida (Primavera).

	Máquinas independentes	**Máquina simples**	**Máquina em cascata**	**Máquina c/ duplo estágio de compressão**
$\dot{Q}_f(kW.h)$		170,7		
$\dot{Q}_{eaux}(kW.h)$	-	45,6 (26,7%)	38,8 (22,7%)	36,1 (21,2%)

Na Tabela 20 encontra-se o desempenho médio da bomba de calor principal para a estação primavera, assim como as cargas térmicas envolvidas. Nota-se, comparando à estação verão, a queda no desempenho da máquina responsável pelo aquecimento da água do conjunto de máquinas independentes, justificado pela maior diferença de temperatura entre a fonte fria e a fonte quente, ocorrendo o oposto no COP da máquina responsável pelo resfriamento da água, devido à redução na diferença de temperaturas entre as fontes de calor.

Tabela 20 – Desempenho médio global das máquinas principais (Primavera)

	Máquinas independentes		**Máquina simples**	**Máquina em cascata**	**Máquina c/ duplo estágio de compressão**
	Resfriar	Aquecer	Resfriar / Aquecer		
$\dot{Q}_c\ [kW]$	17,04	**17,07**	**17,24**	**17,26**	**17,22**
$\dot{Q}_e\ [kW]$	**14,16**	13,17	**10,88**	**11,78**	**12,04**
$\dot{W}\ [kW]$	2,88	3,90	6,35	5,48	5,18
COP	4,91	4,38	4,42	5,30	5,65
η_{ad}[w]	71,91	-	53,86	72,07	67,19
η_{ad}[x]	-	68,28	-	74,75	77,31

Com relação ao desempenho para as outras máquinas, ocorre um decréscimo comparado à estação verão, mas a máquina com duplo estágio de compressão continua apresentando o maior COP.

Verifica-se na Tabela 21 o desempenho médio das máquinas auxiliares quando em funcionamento e o desempenho médio global do sistema (máquina principal + máquina auxiliar). Nesta estação, a máquina auxiliar em conjunto com a máquina com duplo estágio de compressão obteve o maior desempenho, mas é possível verificar o aumento no desempenho de todas as máquinas auxiliares em relação à estação verão.

[w] Eficiência adiabática do compressor de baixa temperatura
[x] Eficiência adiabática do compressor de alta temperatura

Tabela 21 – Desempenho médio da máquina auxiliar e global dos sistemas (Primavera)

	Máquinas independentes		Máquina simples	Máquina em cascata	Máquina c/ duplo estágio de compressão
Sistema auxiliar					
$\dot{Q}_e\ [kW]$	-	-	7,45	6,52	6,06
$\dot{W}\ [kW]$	-	-	1,01	0,83	0,74
COP	-	-	7,36	7,85	8,18
Sistema global (máquina principal + máquina auxiliar)					
COP	4,61		4,64	5,47	5,81

Comparando agora o desempenho do sistema global para alcançar os efeitos de resfriamento e aquecimento da água, o conjunto das máquinas independentes continuou mostrando-se o mais consumidor de energia, ao passo que o conjunto utilizando a máquina com duplo estágio de compressão novamente apresentou o maior desempenho entre as alternativas, sendo em média 20,14% mais elevado em relação a maior consumidora, em seguida a máquina em cascata com 15,17% maior e, por fim, a máquina simples resultando em um leve incremento de 0,65%. Nota-se ainda o incremento no desempenho entre todas as máquinas em relação à estação verão.

7.5.4 Comportamento das bombas de calor na estação inverno

Dessa vez os sistemas são simulados para a estação inverno onde a temperatura ambiente cai ainda mais. Esta é a estação que demanda maior carga térmica para aquecimento da água, pois além do consumo para o banho ser maior, as perdas de calor tornam-se maiores. Além disso, é necessário elevar a temperatura da água de reposição da rede, que neste momento encontra-se em seu menor valor, até a temperatura do reservatório, o que demanda elevada energia térmica. O oposto acontece no reservatório frio, em que a infiltração de calor é reduzida devido à pequena diferença entre a temperatura da água e a do meio ambiente e a demanda de utilização do ar condicionado encontra-se em seu menor valor.

Além disso, para esta estação, a vazão volumétrica do compressor do sistema responsável pelo aquecimento da água do conjunto das máquinas independentes aumenta bastante devido a maior demanda no consumo de água quente. O oposto ocorre com o deslocamento do compressor do sistema para resfriamento da água, que reduz devido a menor demanda de ar condicionado.

A Figura 7.10 apresenta a variação da temperatura da água fria ao longo do dia para os sistemas abordados. Para esta estação, optou-se por não fornecer carga térmica auxiliar ao reservatório frio, baseando-se na análise feita anteriormente com a Tabela 9 e Tabela 10. Utilizou-se apenas a energia térmica resultante do evaporador da bomba de calor principal para resfriamento a água.

Como é notável, utilizando o sistema com máquinas independentes resulta em uma variação de temperatura mais homogênea, sem grandes picos de temperatura. Com a utilização das outras máquinas, observa-se um pico de temperatura até aproximadamente 12ºC entre 4 e 8 horas e em seguida a temperatura decresce. Como nesta estação a demanda por ar condicionado é pequena, e ainda a temperatura selecionada no ar condicionado para o conforto é geralmente mais elevada, pode ser possível controlar o arrefecimento do prédio aumentando ou reduzindo a vazão de água que passa através deste, mas esse controle não será abordado neste trabalho.

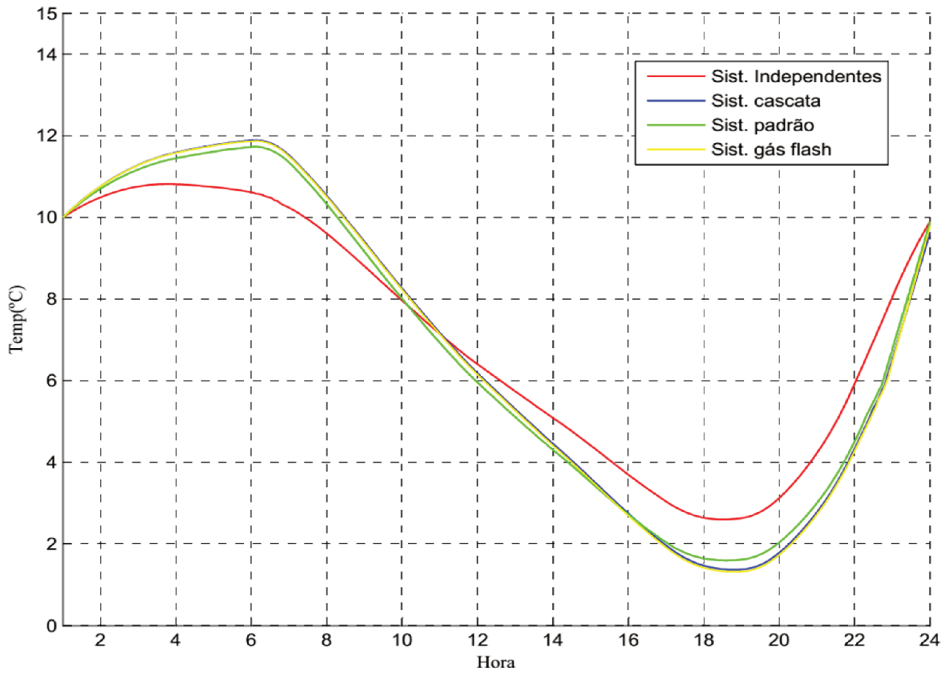


Figura 7.10 – Variação da temperatura no reservatório frio (Inverno).

Para suprir a demanda de água quente nos horários de maior pico, é necessário elevar a temperatura nos momentos de menor demanda para que no período de maior solicitação de água quente seja possível manter a temperatura acima da temperatura de conforto, como pode ser conferido na Figura 7.11 que mostra a variação da temperatura da água ao longo do dia. Além disso, energia térmica a partir do condensador da bomba de calor auxiliar faz-se necessária para suprir o alto consumo de água quente do reservatório em alguns momentos.

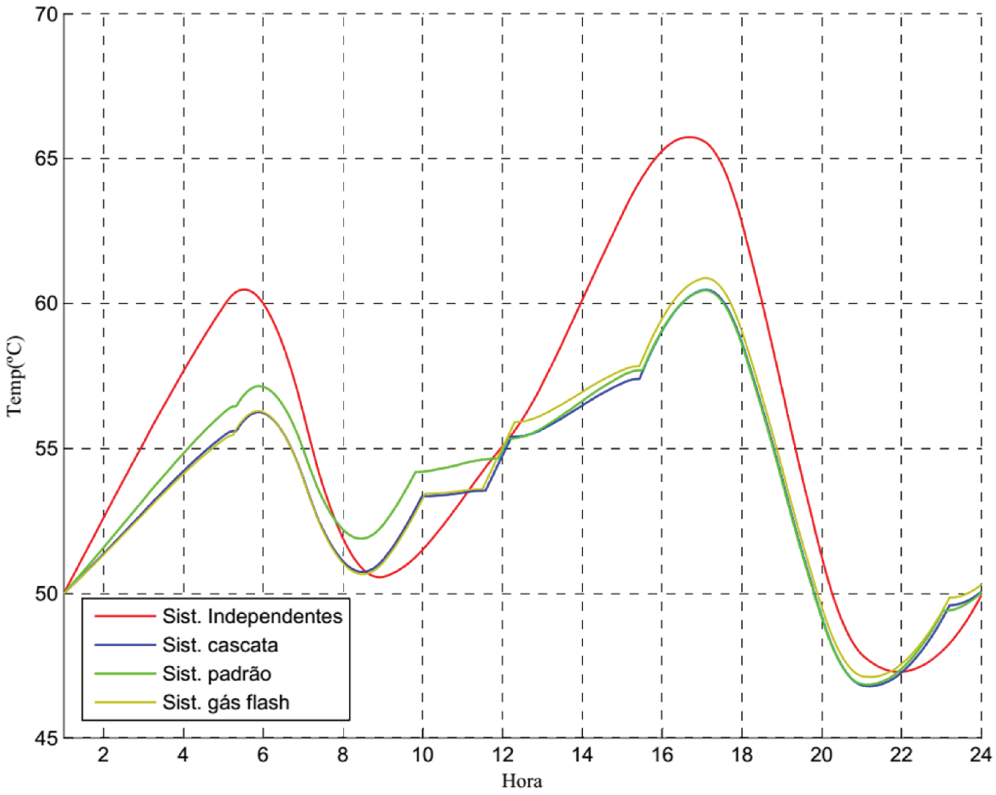


Figura 7.11 – Variação da temperatura no reservatório quente (Inverno).

Comparando, através da Figura 7.11 e Figura 7.12, os momentos em que a máquina auxiliar foi acionada e a variação de temperatura no reservatório quente, verifica-se que a máquina auxiliar em conjunto com a máquina principal é acionada nos períodos de maior demanda de água quente, o que resulta na queda da temperatura da água do reservatório. Nos outros momentos, apenas a máquina principal consegue atender solicitação de água quente.

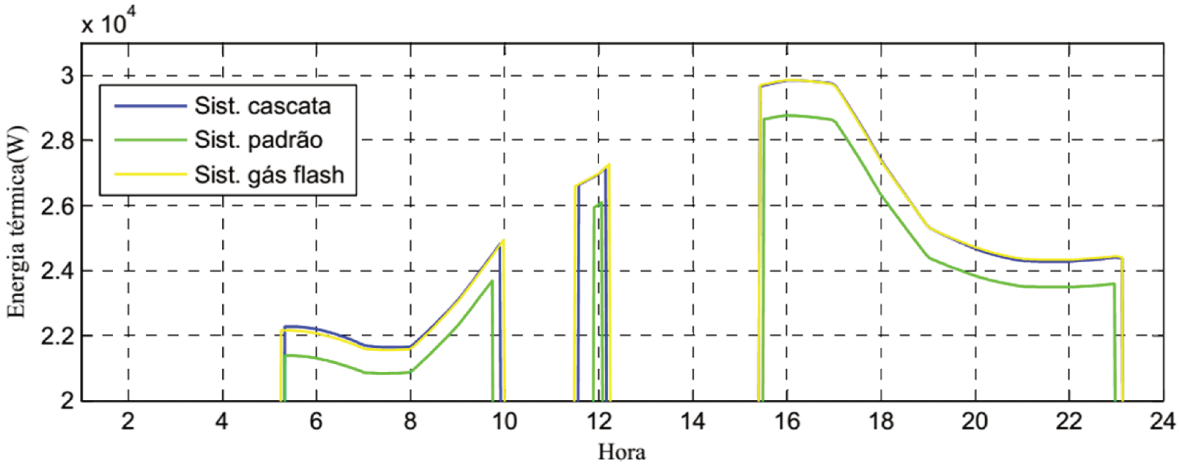


Figura 7.12 – Energia térmica do condensador da máquina auxiliar (Inverno).

Na Tabela 22 encontra-se o resumo da demanda de carga auxiliar na estação inverno para cada máquina. Nota-se que apesar da alta demanda de energia térmica, a máquina principal é responsável pelo resfriamento da água do reservatório frio e, além disso, consegue suprir mais que 50% da demanda de água quente, sendo a máquina auxiliar encarregada de fornecer a energia térmica restante ao reservatório quente, nessa tabela chamado de $\dot{Q}_{c.aux}$.

Tabela 22 – Demanda de carga e carga auxiliar fornecida (Inverno).

	Máquinas independentes	**Máquina simples**	**Máquina em cascata**	**Máquina c/ duplo estágio de compressão**
$\dot{Q}_q(kW.h)$		352,3		
$\dot{Q}_{c.aux}(kW.h)$	-	153,2(43,5%)	169,8(48,2%)	173,9(49,3%)

O desempenho médio global das máquinas principais está mostrado na Tabela 23. O COP da máquina responsável pelo resfriamento da água utilizando o conjunto de máquinas independentes mostrou-se elevado, decorrente da pequena diferença de temperatura entre a água e o meio ambiente, ocorrendo o oposto com a máquina responsável pelo aquecimento da água. Mais uma vez, a máquina com duplo estágio de compressão obteve o melhor desempenho entre as máquinas que necessitaram da máquina auxiliar para suprir a demanda.

Tabela 23 – Desempenho médio global das máquinas principais (Inverno)

	Máquinas independentes		**Máquina simples**	**Máquina em cascata**	**Máquina c/ duplo estágio de compressão**
	Resfriar	Aquecer	Resfriar / Aquecer		
$\dot{Q}_c\ [kW]$	10,69	**29,54**	**16,63**	**15,22**	**14,98**
$\dot{Q}_e\ [kW]$	**9,95**	17,67	**10,75**	**10,79**	**10,80**
$\dot{W}\ [kW]$	0,74	11,86	5,88	4,43	4,17
COP	13,44	2,49	4,65	5,87	6,18
η_{ad}[y]	77,95	-	55,37	69,22	68,89
η_{ad}[z]	-	51,55	-	76,41	77,53

O desempenho das máquinas auxiliares quando em funcionamento pode ser conferido na Tabela 24. Em relação às estações verão e primavera, verificou-se queda no desempenho dessas máquinas nesta estação, o que pode ser justificado pela alta diferença de temperatura entre fonte fria e quente devido à baixa temperatura ambiente.

Tabela 24 – Desempenho médio da máquina auxiliar e global dos sistemas (Inverno)

	Máquinas independentes		**Máquina simples**	**Máquina em cascata**	**Máquina c/ duplo estágio de compressão**
Sistema auxiliar					
$\dot{Q}_c\ [kW]$	-	-	**24,03**	**25,00**	**24,99**
$\dot{W}\ [kW]$	-	-	9,83	10,70	10,39
COP	-	-	2,45	2,33	2,40
Sistema global (máquina principal + máquina auxiliar)					
COP	3,13		3,96	4,49	4,66

Por fim, verificando o desempenho global dos sistemas, observa-se queda no COP em todos os casos, entretanto o sistema utilizando duplo estágio de compressão permace o mais eficiente energéticamente. Em temos percentuais, o conjunto utilizando a máquina com duplo estágio de compressão resultou desempenho 32,83% maior em relação ao conjunto de máquinas

[y] Eficiência adiabática do compressor de baixa temperatura
[z] Eficiência adiabática do compressor de alta temperatura

independentes. Em seguida, o conjunto com a máquina em cascata conseguindo 30,29% maior e enfim, o conjunto com a máquina simples alcançando desempenho 29,96% maior.

8 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Conclusões

Com relação à eficiência energética, foi possível notar as vantagens conseguidas utilizando a bomba de calor para efeito de aquecimento e resfriamento simultâneo em relação ao chuveiro elétrico e ar condicionado. Além disso, fez-se a validação do modelo a partir da comparação dos resultados simulados como os experimentais e o uso da ferramenta de Substituição-Newton-Raphson para solução de sistemas não lineares.

Verifica-se também, que a variação da vazão volumétrica do compressor é de grande importância para o bom funcionamento do sistema. Quando energias térmicas maiores são solicitadas, são necessárias vazões maiores, ocorrendo o oposto quando a demanda térmica é menor. Isso implica um sistema de controle de vazão variável do compressor que possibilite atender os picos de demanda ao longo do dia e das estações do ano.

No que se refere ao comportamento das máquinas, o atendimento a demanda utilizando o sistema com duas máquinas independentes confirmou ser mais simples pela facilidade de controle individual de cada máquina, obtendo um desempenho razoável na estação verão. Na estação inverno ocorre grande queda no desempenho da máquina responsável pelo aquecimento da água, ocorrendo o oposto com a máquina responsável pelo resfriamento da água, justificado pela baixa temperatura ambiente.

Entretanto, comparando o desempenho na estação verão com o inverno, o sistema das máquinas independentes obteve perdas mais significativas no desempenho global, cerca de 28,54%, comprovando assim a influência da temperatura do ambiente no desempenho das máquinas. O sistema que resultou perdas menos expressivas, inferior a 15%, foi aquele com a máquina simples, seguido pelo sistema com a máquina em cascata, menos de 16% e depois pela máquina com duplo estágio de compressão com perda no desempenho inferior a 18%.

A partir da média do desempenho atingido pelo sistema com separador de gás flash apenas para o efeito de aquecimento nas estações do ano consideradas neste trabalho, é possível verificar a redução no consumo de eletricidade entre o chuveiro elétrico e compressor do sistema de bomba de calor para alcançar a demanda similar de energia térmica para efeito de aquecimento. A média desse COP ficou em torno de 3,6 e com isso é possível obter a efetiva economia de energia em de aproximadamente 72% ao utilizar a bomba de calor para o aquecimento da água, o que corrobora com a Figura 1.3 que mostra o consumo de energia para atingir o efeito de aquecimento desejado.

Ademais, verifica-se que o sistema principal é capaz de suprir grande parte da demanda de energia térmica para aquecimento ou resfriamento da água necessitando na pior situação, estação inverno, no máximo 50% de fornecimento de energia térmica pela máquina auxiliar para alcançar a demanda térmica necessária.

Os resultados, aqui apresentados, mostram as vantagens da utilização da bomba de calor para finalidade de aquecimento e resfriamento de água. Dentre as possibilidades, aquela que apresentou maior desempenho em todas as situações simuladas foi o sistema com duplo estágio de compressão. Além disso, nota-se claramente a maior energia térmica resultante em seu evaporador para uma determinada energia térmica no condensador. Apesar do custo inicial desse sistema ser mais elevado em relação ao sistema de máquinas independentes, a longo prazo, pode ser mais vantajoso pela redução no consumo de eletricidade. É preciso, entretanto, que o sistema de controle de deslocamento do compressor seja mais bem elaborado a fim de reduzir o custo inicial e buscar melhor eficiência energética.

- Sugestões para trabalhos futuros

O modelamento do sistema de controle do deslocamento do compressor é um ponto importante a ser elaborado e analisado, a fim de melhorar a eficiência energética do sistema e tornar possível o atendimento as demandas para as diferentes condições climáticas.

O reservatório térmico pode ser estudado com maior detalhe, a fim de reduzir a sua perda térmica e dimensioná-lo no sentido de reduzir essa perda, sem prejudicar o fornecimento de água para os edifícios.

Verificar as irreversibilidades presentes no sistema e reduzi-las, com o propósito de melhorar a eficácia e rendimento do sistema é um ponto a ser abordado.

Otimizar o sistema de bomba de calor, levando em consideração o custo e desempenho para se obter um melhor custo x benefício.

9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANEEL. **Atlas de Energia Elétrica do Brasil**. In: PARTE I - ENERGIA NO BRASIL E NO MUNDO. Brasília, 2008. Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/visualizar_texto.cfm?idtxt=1689>

ASHRAE. **2009 ASHRAE handbook fundamentals.** [Atlanta, Ga.]: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2009.

BYRNE, P.; MIRIEL, J.; LENAT, Y. Design and simulation of a heat pump for simultaneous heating and cooling using HFC or CO2 as a working fluid. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, n. 7, p. 1711–1723, nov. 2009.

CHAPRA, S. C. **Applied numerical methods with MATLAB for engineers and scientists**. New York: McGraw-Hill, 2012.

CHURCHILL, S. W. **Friction factor equations spans all fluid-flow ranges.**Chem. Eng., , 1977.

CÓRDOVA-LOBATÓN, O. A. **Otimização térmica e econômica de bomba de calor para aquecimento de água, utilizando programação quadrática sequencial e simulação através do método de substituição Newton Raphson**. Dissertação de Mestrado—Campinas - SP: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2011.

DINCER, I.; KANOGLU, M. **Refrigeration Systems and Applications**. 2ª. ed. United Kingdom: John Wiley & Sons, 2011.

DOPAZO, J. A.; FERNÁNDEZ-SEARA, J. Experimental evaluation of a cascade refrigeration system prototype with CO2 and NH3 for freezing process applications. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, n. 1, p. 257–267, jan. 2011.

DUTRA, C. H. **Estudo da viabilidade técnica de substituição de chuveiros elétricos por bomba de calor**. Dissertação de mestrado—São João Del Rei - MG: Universidade Federal de São João Del Rei -UFSJ, set. 2010.

ELETROBRAS. **Portal da Eletrobras**. Disponível em: <http://www.eletrobras.com/elb/data/Pages/LUMIS293E16C4PTBRIE.htm>. Acesso em: 21 jan. 2013.

Energia Smart. Disponível em: <http://www.energiasmart.com.br/noticia/7/energia-eletrica-tera-novo-modelo-de-cobranca-em-2014--tarifa-branca/>. Acesso em: 3 jun. 2014.

FERNANDES, B. G. **Otimização Econômica de um Sistema Bomba de Calor e Reservatório Térmico para Aquecimento de Água para fins Domésticos em Edifício.** Dissertação de Mestrado—Campinas - SP: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2012.

FIGUEIREDO, J. R.; SANTOS, R. G.; FAVARO, C.; SILVA, A. F. S.; SBRAVATI, A. Substitution-Newton-Raphson method applied to the modeling of a vapour compression refrigeration system using different representations of the thermodynamic properties of R-134a. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences**, v. 24, n. 3, p. 158–168, jul. 2002.

FLORA, B. F. **Controle de um compressor de velocidade variável em uma bomba de calor para aquecimento de água de banho em um prédio.** Trabalho de Conclusão de Curso—Campinas - SP: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2008.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introduction to fluid mechanics**. Hoboken, N.J.: Wiley, 2009.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P. **Fundamentals of heat and mass transfer**. New York: J. Wiley, 2002.

IPEA. **Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada**. Disponível em: <http://www.ipeadata.gov.br/>. Acesso em: 4 fev. 2013.

KUMAR, M. M. S.; PATIL, S. R. Experimental Investigations of Heat Pump for Domestic and Light Commercial Market. **International Journal of Engineering Science and Technology (IJEST)**, v. 4, 2012.

LOPES, M. A. **Projeto e simulação de resfriadores de líquidos.** Dissertação de Mestrado—São Paulo - SP: Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 2007.

MATHWORKS. **MATLAB - The Language of Technical Computing**. Disponível em: <http://www.mathworks.com/products/matlab/>. Acesso em: 17 jan. 2014.

MATLAB®. **The Language of Technical Computing.** Version 7.12.0 R2011a. Natick (Massachusetts): Mathworks, 2011.

MME/EPE. **Balanço Energético Nacional 2013: Ano base 2012**Ministério de Minas e Energia ; colaboração Empresa de Pesquisa Energética. Brasília, 2013. Disponível em: <http://www.mme.gov.br/mme/menu/todas_publicacoes.html>. Acesso em: 25 fev. 2013

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. 7 edition ed. Hoboken, N.J.?: Wiley, 2010.

MÜHLEN, L. S. W. **Modelagem de evaporador, condensador e compressor tipo scroll de bomba de calor para aquecimento central de água de chuveiro em prédio residencial**. Trabalho de Conclusão de Curso—Campinas - SP: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2009.

NIST. **Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties Database (REFPROP)**. Version 9.0. National Institute of Standards and Technology - U.S. Department of Commerce: Disponivel em: <http://www.boulder.nist.gov/div838/theory/refprop/MINIREF/MINIREF.HTM>. Acesso em: agosto 2013., 2013.

POLIPEX®. **Polipex® Isolantes Flexíveis**. Disponível em: <http://www.polipex.com/produtos_polipex_isolantes_flexiveis.html>. Acesso em: 4 ago. 2013.

SARKAR, J.; BHATTACHARYYA, S.; GOPAL, M. R.; et al. Optimization of a transcritical CO2 heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, n. 8, p. 830–838, dez. 2004.

SILVA, M. R. DE O. **Estudo da viabilidade do uso de bombas de calor de duplo efeito em prédios residenciais**. Trabalho de Conclusão de Curso—Campinas - SP: Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2012.

SINPHA. **Sistema de Informação de Posses e Hábitos de Uso de Aparelhos Elétricos**. Disponível em: <http://www.procelinfo.com.br/>. Acesso em: 7 jan. 2013.

STENE, J. **Design and application of ammonia heat pump systems for heating and cooling of non-residential buildings**. 8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Copenhagen. **Anais**...2008

STOECKER, W. **Design of Thermal Systems**. 3 edition ed. New York: McGraw-Hill Science/Engineering/Math, 1989.

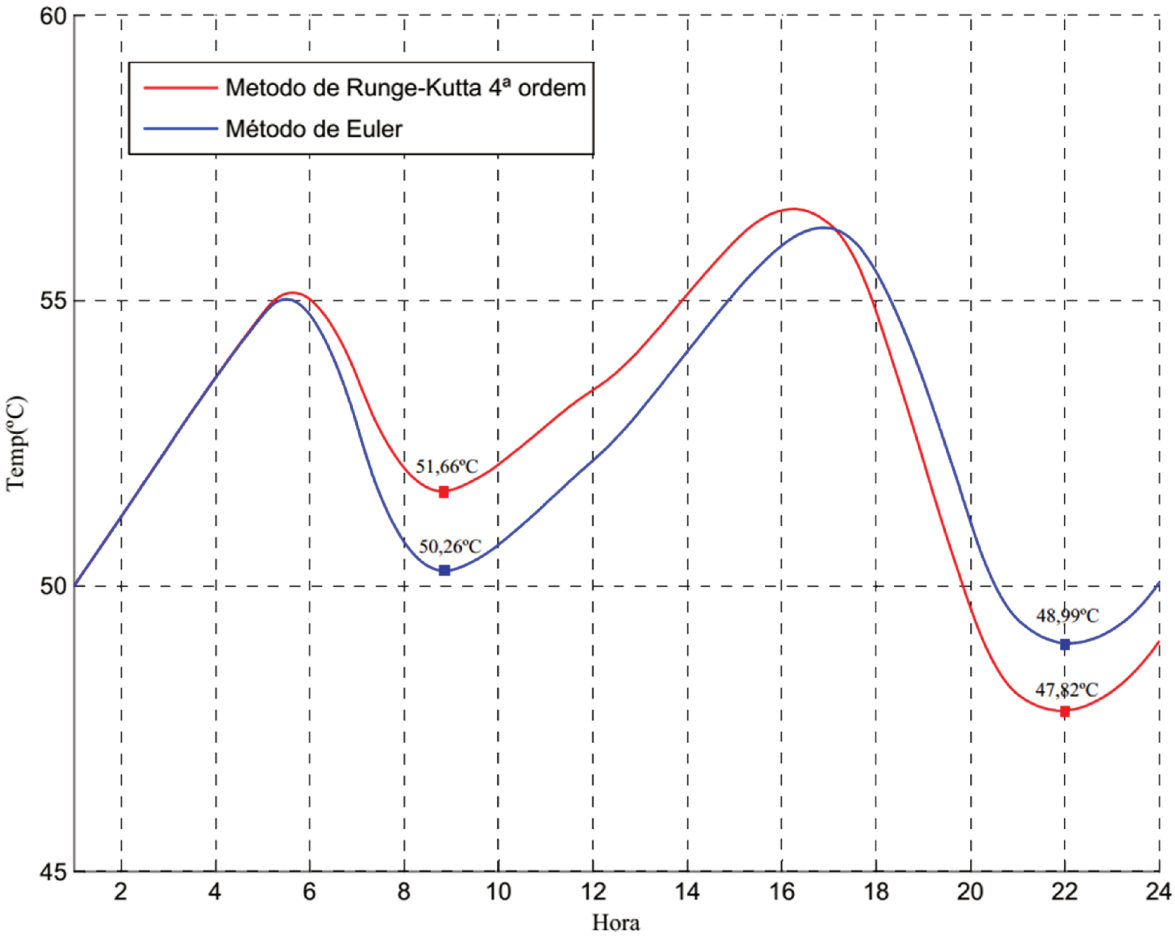
STOECKER, W. F. **Industrial refrigeration handbook**. New York: McGraw-Hill, 1998.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. **Refrigeração Industrial**. [s.l.] EDGAR BLUCHER, 2002.

TIGRE. **Catálogos Técnicos**. Disponível em: <http://www.tigre.com.br/pt/catalogos_tecnicos.php>. Acesso em: 3 ago. 2013.

WHITE, S. D.; CLELAND, D. J.; COTTER, S. D.; STEPHENSON, R. A.; KALLU, R. D. S.; FLEMING, A. K. **A heat pump for simultaneous refrigeration and water heating.** IPENZ Annual Conference 1997, Proceedings of: Engineering our nation's future; Volume 2; Papers presented in the technical programme of the IPENZ Annual Conference held in Wellington, February 7-10, 1997. **Anais**...Institution of Professional Engineers New Zealand, 1997.

APÊNDICE A – COMPARAÇÃO DO MÉTODO DE EULER E RUNGE-KUTTA



Variação da temperatura no reservatório quente utilizando a bomba de calor em cascata.

```
% Método de Runghe-Kutta de 4a ordem implementado

h = 300

Mrep14(i)=Muso(i)*(Tconf-Trede)/(Tq(i)-Trede);
Mvolta14(i)=Mcir-Mrep14(i);
Tvolta14(i)=resist(Mcir,Mvolta14(i),Tq(i),Tamb(i));
Qreservq14(i)=reservatorio(Tamb(i),Tq(i));
k14(i) = (Mvolta14(i)*cpq*Tvolta14(i)+Mrep14(i)*cpq*Trede-Mcir*cpq*Tq(i)-
Qcq(i)+Qreservq14(i))/(Mq*cpq);
```

```
Mrep24(i)=Muso(i)*(Tconf-Trede)/((Tq(i)+h*k14(i)/2)-Trede);
Mvolta24(i)=Mcir-Mrep24(i);
Tvolta24(i)=resist(Mcir,Mvolta24(i),(Tq(i)+h*k14(i)/2),Tamb(i));
[Qc24(i)]=newtoncasc((Tq(i)+h*k14(i)/2),Tf1(i),Qmedioq(i),Qmediof(i)); %ok
Qreservq24(i)=reservatorio(Tamb(i),(Tq(i)+h*k14(i)/2));
k24(i) = (Mvolta24(i)*cpq*Tvolta24(i)+Mrep24(i)*cpq*Trede-
Mcir*cpq*(Tq(i)+h*k14(i)/2)-Qc24(i)+Qreservq24(i))/(Mq*cpq);

Mrep34(i)=Muso(i)*(Tconf-Trede)/((Tq(i)+h*k24(i)/2)-Trede);
Mvolta34(i)=Mcir-Mrep34(i);
Tvolta34(i)=resist(Mcir,Mvolta34(i),(Tq(i)+h*k24(i)/2),Tamb(i));
[Qc34(i)]=newtoncasc((Tq(i)+h*k24(i)/2),Tf1(i),Qmedioq(i),Qmediof(i)); %ok
Qreservq34(i)=reservatorio(Tamb(i),(Tq(i)+h*k24(i)/2));
k34(i) = (Mvolta34(i)*cpq*Tvolta34(i)+Mrep34(i)*cpq*Trede-
Mcir*cpq*(Tq(i)+h*k24(i)/2)-Qc34(i)+Qreservq34(i))/(Mq*cpq);

Mrep44(i)=Muso(i)*(Tconf-Trede)/((Tq(i)+h*k34(i)/2)-Trede);
Mvolta44(i)=Mcir-Mrep44(i);
Tvolta44(i)=resist(Mcir,Mvolta44(i),(Tq(i)+h*k34(i)/2),Tamb(i));
[Qc44(i)]=newtoncasc((Tq(i)+h*k34(i)/2),Tf1(i),Qmedioq(i),Qmediof(i)); %ok
Qreservq44(i)=reservatorio(Tamb(i),(Tq(i)+h*k34(i)/2));
k44(i) = (Mvolta44(i)*cpq*Tvolta44(i)+Mrep44(i)*cpq*Trede-
Mcir*cpq*(Tq(i)+h*k34(i)/2)-Qc44(i)+Qreservq44(i))/(Mq*cpq);

Tq(i+1) = Tq(i) + h/6*(k14(i) + 2*k24(i) + 2*k34(i) + k44(i));
```

% Método de Euler implementado

```
delta=300

delTq(i)=(Mvolta(i)*cpq*Tvolta(i)+Mrep(i)*cpq*Trede-Mcir*cpq*Tq(i)-
Qcq(i)+Qreservq(i))/(Mq*cpq);

Tq(i+1)=Tq(i)+delta*delTq(i);
```