

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Bruno Yuji Kimura de Carvalho

**UM ESTUDO SOBRE A APLICAÇÃO DE COMPRESSORES DE
CAPACIDADE VARIÁVEL E DE DUPLO ESTÁGIO EM
CICLOS TRANSCRÍTICOS DE REFRIGERAÇÃO COM CO₂**

Florianópolis, SC

Dezembro de 2015

Bruno Yuji Kimura de Carvalho

**UM ESTUDO SOBRE A APLICAÇÃO DE COMPRESSORES DE
CAPACIDADE VARIÁVEL E DE DUPLO ESTÁGIO EM
CICLOS TRANSCRÍTICOS DE REFRIGERAÇÃO COM CO₂**

Dissertação submetida ao Programa de
Pós-Graduação em Engenharia Mecâ-
nica da Universidade Federal de Santa
Catarina para a obtenção do Grau de
Mestre em Engenharia Mecânica.
Orientador: Prof. Cláudio Melo, Phd.

Florianópolis
2015

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

de Carvalho, Bruno Yuji Kimura

Um estudo sobre a aplicação de compressores de capacidade variável e de duplo estágio em ciclos transcíticos de refrigeração com CO₂ / Bruno Yuji Kimura de Carvalho ; orientador, Cláudio Melo - Florianópolis, SC, 2015.

197 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui referências

1. Engenharia Mecânica. 2. Refrigeração. 3. Dióxido de carbono. 4. Ciclo transcítico. 5. Compressor de duplo estágio e capacidade variável. I. Melo, Cláudio. II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

Bruno Yuji Kimura de Carvalho

**UM ESTUDO SOBRE A APLICAÇÃO DE COMPRESSORES DE
CAPACIDADE VARIÁVEL E DE DUPLO ESTÁGIO EM
CICLOS TRANSCRÍTICOS DE REFRIGERAÇÃO COM CO₂**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia Mecânica”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 11 de Dezembro de 2015.

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. - Orientador

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.Eng. - Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Cláudio Melo, Ph.D. - Presidente
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Christian J. L. Hermes, Dr.Eng.
Universidade Federal do Paraná

Luciana Wasnievski da Silva de Luca Ramos, Ph.D.
Instituto de Pesquisas Tecnológicas

Ao meu avô, Benedito Therézio de Carvalho Neto,
por tudo que ele me ensinou.

Aos meus pais, Aroldo e Sílvia,
e ao meu irmão, Lucas,
pelo amor, incentivo e compreensão.

À Alice,
pelo carinho e companheirismo.

AGRADECIMENTOS

À minha família, meus pais e meu irmão, por todo apoio e por terem me incentivado a chegar onde estou hoje. À Alice, por estar ao meu lado durante os momentos difíceis e alegres dessa jornada.

Ao prof. Cláudio Melo, por ter me orientado desde a concepção até a conclusão deste trabalho, e também pela experiência e conhecimento compartilhados que ajudaram a crescer tanto como engenheiro, mas também como profissional e pesquisador.

Ao Eng. Roberto Horn Pereira pelas conversas, cobranças e conselhos em assuntos relacionados ao projeto, mas também ao meu futuro. Ao Dr.Eng. Joaquim Gonçalves pelos conselhos e discussões acaloradas que elevaram o nível do trabalho desenvolvido. Ao Dr.Eng. Gustavo Portella Montagner por sua disposição nos momentos de dúvida e por toda sua experiência compartilhada comigo durante o período em que trabalhamos juntos, que contribuiu consideravelmente com meu desenvolvimento assim como o desenvolvimento do presente trabalho.

Aos técnicos e engenheiro, mas também amigos, Alessandro “Baixinho” Silveira, Jorge Lubas, Milton Seifert e Edilson Frutuoso pela grande ajuda na realização desse projeto. Aos estudantes de graduação e estagiário técnico, e também amigos, Guilherme Santos, Diego Marchi e Pedro “Pedrinho” Bruggemann, pela ajuda e descontração no laboratório. Ao aluno de iniciação científica, e amigo, Igor Galvão, por todo apoio e dedicação no trabalho experimental.

Aos amigos Renan. M. Galante, Vinícius R. Silva, Thomas E. Haffemann, Susan Thiessen e todos colegas do mestrado pelas conversas e companhia seguindo esse mesmo caminho.

À banca examinadora, pelos comentários e contribuição visando aprimorar o presente estudo, além do tempo cedido para comparecer na defesa do trabalho.

À The Coca-Cola Company pela oportunidade de realizar esse projeto, pelo financiamento do trabalho e pelo incentivo de apresentá-lo em diversos congressos.

À Universidade Federal de Santa Catarina, ao Departamento de Engenharia Mecânica e ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica pela oportunidade de um curso de graduação e mestrado de alto nível. Também ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico pela ajuda financeira durante o período do curso.

“Não está na natureza das coisas que o homem realize um descobrimento súbito e inesperado; a ciência avança passo a passo e cada homem depende do trabalho de seus predecessores.”

Ernest Rutherford

RESUMO

Relatórios da Administração Nacional da Aeronáutica e Espaço (*National Aeronautics and Space Administration – NASA*) e da Administração Oceânica e Atmosférica Nacional (*National Oceanic and Atmospheric Administration – NOAA*) indicam um aumento constante da temperatura média da superfície da Terra, reforçando o consenso de que a principal causa do aquecimento global é antropogênica. Por essa razão, vários fabricantes de sistemas de refrigeração têm buscado soluções de projeto que protejam o meio ambiente sem aumento de custo. Como alternativa pode-se citar os fluidos refrigerantes naturais, dentre os quais se destaca o CO₂ por não ser tóxico e inflamável e possuir um baixo potencial de aquecimento global (*Global Warming Potential – GWP*). No entanto, tal refrigerante exige modificações no ciclo de refrigeração, como forma de evitar perdas de performance. O foco deste trabalho reside no estudo sobre a utilização de compressores de duplo estágio e de capacidade variável em sistemas de CO₂ para o setor de refrigeração comercial leve. Para tanto, adaptou-se um aparato experimental já existente, instalando um compressor rotativo de duplo estágio e de velocidade variável com resfriamento entre estágios. Nos testes com trocador de calor interno (*internal heat exchanger – iHX*), observou-se que existe um superaquecimento mínimo, dependente da efetividade do trocador de calor interno, abaixo do qual a operação do sistema torna-se instável. Ao controlar o superaquecimento através de uma válvula de expansão, observou-se que o trocador de calor interno eleva o coeficiente de performance (COP) em 12,9%, 16,0% e 17,2%, respectivamente, nas frequências de 45, 60 e 75 Hz, em relação ao ciclo sem trocador de calor interno. Uma outra solução explorada para evitar os problemas de instabilidade foi manter um dispositivo de expansão fixo, dimensionado para a frequência de 45 Hz. Observou-se, no entanto, que essa solução reduz o COP em até 15,5% em frequências mais elevadas quando comparado à arquitetura sem trocador de calor interno. Explorou-se também um ciclo com trocador de calor interno, controle de pressão de descarga e separador de líquido com injeção de vapor saturado entre os estágios de compressão. Essa arquitetura de ciclo proporcionou um aumento do COP, quando comparado ao ciclo de referência de 15,5%, 18,4%, e 18,1% nas frequências de 45, 60 e 75 Hz, respectivamente. Deve-se ressaltar, no entanto, que essa solução aumenta consideravelmente os custos e a complexidade do sistema.

ABSTRACT

Reports from the National Aeronautics and Space Administration (NASA) and the National Oceanic Atmospheric Administration (NOAA) indicated a constant increase in the Earth's average surface temperature, thus corroborating the consensus that the main cause for the global warming is anthropogenic. For this reason, several refrigeration system manufacturers have been searching for project-oriented solutions that protect the environment without increasing costs. Possible alternatives include natural refrigerants, from which CO₂ stands out for being non-toxic, non-flammable and presenting a low global warming potential (GWP). However, carbon dioxide requires modifications to the refrigeration cycle in order to avoid performance losses. The present work focuses on investigating the use of two-stage variable capacity compressors in CO₂-based refrigerating systems for the light commercial refrigeration sector. To this extent a previously built experimental apparatus was adapted and a rotary two-stage variable speed compressor with intercooler was installed. Tests with an internal heat exchanger (iHX) showed the existence of a minimal superheating, dependent of the internal heat exchanger's effectiveness, below which the system's operation becomes unstable. When controlling the superheating through the use of an expansion valve it was observed that the internal heat exchanger increases the coefficient of performance (COP) by 12.9%, 16.0%, and 17.2%, respectively, in the frequencies of 45, 60 and 75 Hz, in relation to the cycle without internal heat exchanger. A solution investigated to prevent instability problems was the use of a fixed restriction expansion device, selected for the lower frequency of 45 Hz. It was observed, however, that this solution reduces the COP by up to 15.5% with higher frequencies when compared to an architecture without iHX. A cycle with internal heat exchanger, discharge pressure control and liquid separator with the injection of saturated vapor between compression stages was also studied. This cycle architecture provided gains in COP, when compared to the default cycle, of 15.5%, 18.4% and 18.1% in the frequencies of 45, 60 and 75 Hz, respectively. It's important to note, however, that this solution increases considerably the system's cost and complexity.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Anomalia na temperatura HadCRUT4 (Morice et al., 2012)	2
Figura 2.1 – Concentração de CO ₂ na atmosfera (NOAA/ESRL, 2015)	8
Figura 2.2 – Calor específico vs. temperatura e pressão	10
Figura 2.3 – Diagrama P x h demonstrando o ponto pseudocrítico em 80 bar ..	11
Figura 2.4 – Entalpia vs. temperatura e pressão.....	12
Figura 2.5 – Viscosidade vs. temperatura, pressão e título para o CO ₂ e R-134a	12
Figura 2.6 – Viscosidade vs. título para CO ₂ e R-134a a -10°C de evaporação.	13
Figura 2.7 – Condutividade térmica vs. temperatura, pressão e título para o CO ₂ e o R-134a.....	14
Figura 2.8 – Condutividade térmica vs. título para o CO ₂ e o R134a a -10°C de evaporação	15
Figura 2.9 – Esquema de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor convencional	15
Figura 2.10 – Diagrama T x s comparando os ciclos do CO ₂ (transcrítico) e do R-134a (subcrítico)	16
Figura 2.11 – Efeito da pressão de descarga sobre o COP de um ciclo transcrítico	17
Figura 2.12 – Arquiteturas de ciclo com controle de pressão de alta: reservatório de pressão de baixa (a), reservatório intermediário (b) e reservatório intermediário paralelo (c) (Lorentzen, 1990)	18
Figura 2.13 – COP vs. pressão de descarga e temperatura de saída do <i>gas cooler</i> para um ciclo transcrítico.....	19
Figura 2.14 – Expansão do CO ₂ ao longo de um tubo capilar adiabático (Montagner, 2013)	20
Figura 2.15 – Esquema de um ciclo de refrigeração com trocador de calor interno.....	21
Figura 2.16 – Diagramas T x s e P x h do ciclo transcrítico com trocador de calor interno.....	21
Figura 2.17 – Relação de pressão para diferentes fluidos e condições de operação (Montagner, 2013).....	23
Figura 2.18 – Deslocamento volumétrico do compressor para diferentes fluidos	23
Figura 2.19 – Compressão isentrópica reversível em dois estágios	25
Figura 2.20 – Ciclos <i>on/off</i> de um sistema de refrigeração doméstico.....	26
Figura 2.21 – Consumo de energia em toda a banda de capacidade (Binneberg et al., 2002)	27
Figura 2.22 – Variação do COP de resfriamento com a frequência do compressor e carga de refrigerante (Cho et al., 2007)	28
Figura 2.23 – Ciclo estudado por Sawalha (2008)	29
Figura 2.24 – Esquema e diagrama P-h do ciclo estudado por Sawalha et al. (2015)	30

Figura 2.25 – Arquiteturas de ciclo: (I) tubo capilar, (II) válvula de expansão, (III) expansão em dois estágios, (IV) ciclo com extração de vapor	31
Figura 2.26 – Arquiteturas de ciclo estudadas por Celik (2004).....	32
Figura 2.27 – Esquema do ciclo básico (a) e do <i>split cycle</i> (b) (Cavallini et al., 2005).....	33
Figura 2.28 – Ciclo com separador de líquido (a) e com separador de líquido e resfriamento intermediário (b) (Agrawal et al., 2007).....	33
Figura 2.29 – Variação do COP com as aberturas das válvulas de expansão do 1º e 2º estágios (Cho et al., 2009)	34
Figura 3.1 – Aparato experimental	37
Figura 3.2 – Esquema do aparato experimental.....	38
Figura 3.3 – Compressor	39
Figura 3.4 – Inversor de frequência.....	39
Figura 3.5 – Resfriador intermediário.....	40
Figura 3.6 – Trocador de calor interno de alumínio e de microcanais.....	41
Figura 3.7 – Trocador de calor interno de cobre de tubos concêntricos	41
Figura 3.8 – Célula de carga.....	42
Figura 4.1 – Esquema do ciclo de referência.....	47
Figura 4.2 – Diagrama T x s do ciclo de referência.....	47
Figura 4.3 – Diagrama P x h do ciclo de referência.....	47
Figura 4.4 – Pressão de evaporação vs. carga de refrigerante para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz.....	49
Figura 4.5 – Superaquecimento vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz	50
Figura 4.6 – Pressão de descarga vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz	51
Figura 4.7 – Pressão intermediária vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz	52
Figura 4.8 – Relação de compressão total vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz.....	53
Figura 4.9 – Diferença de pressão vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz	54
Figura 4.10 – Razão entre as diferenças de pressão vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz	55
Figura 4.11 – Vazão mássica vs. carga de refrigerante e frequência para o ciclo de referência: a) 4,5 voltas, b) 6,0 voltas, c) 7,5 voltas.....	56
Figura 4.12 – Taxa de transferência de calor no resfriador intermediário vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz	57
Figura 4.13 – Temperatura de descarga vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz	58
Figura 4.14 – Taxa de transferência de calor no <i>gas cooler</i> vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz	59

Figura 4.15 – Título na entrada do evaporador vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz	60
Figura 4.16 – Capacidade de refrigeração vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz	61
Figura 4.17 – Potência de compressão vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz.....	62
Figura 4.18 – COP vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz	63
Figura 4.19 – COP vs. pressão de descarga e restrição para o ciclo de referência: a) 4,5 voltas, b) 6,0 voltas, c) 7,5 voltas	64
Figura 4.20 – COP para um ciclo transcrito de CO ₂ com um e dois estágios de compressão e resfriador intermediário (Özgür, 2008)	64
Figura 4.21 – Diagramas T-s para o ciclo de referência com 740g, 4,5 voltas de abertura e frequências de 40, 60 e 75 Hz	65
Figura 4.22 – Variações das pressões de operação com a temperatura de entrada da água no <i>gas cooler</i> para o ciclo de referência	67
Figura 4.23 – Variação do <i>approach</i> no <i>gas cooler</i> vs. temperatura de entrada da água.....	68
Figura 4.24 – Grau de superaquecimento na saída e título na entrada do evaporador vs. temperatura de entrada da água no <i>gas cooler</i>	68
Figura 4.25 – Temperaturas de sucção, descarga e saída do <i>gas cooler</i> vs. temperatura de entrada da água no <i>gas cooler</i>	69
Figura 4.26 – Vazão mássica, potência e capacidade de refrigeração vs. temperatura de entrada da água no <i>gas cooler</i>	70
Figura 4.27 – COP vs. temperatura de entrada da água no <i>gas cooler</i>	70
Figura 4.28 – Temperatura de descarga e temperatura na saída do <i>gas cooler</i> vs. efetividade do resfriador intermediário.....	71
Figura 4.29 – Potência de compressão, capacidade de refrigeração e COP vs. efetividade	72
Figura 4.30 – COP vs. abertura de válvula de expansão	75
Figura 4.31 – COP vs. carga de refrigerante com retorno contínuo de óleo	75
Figura 4.32 – COP vs. abertura do dispositivo de expansão em diferentes frequências.....	76
Figura 4.33 – Pressão intermediária vs. frequência do compressor	76
Figura 4.34 – Pressão de descarga vs. frequência do compressor	77
Figura 4.35 – Pressão de evaporação e temperatura de evaporação vs. frequência do compressor.....	77
Figura 4.36 – Diagrama P x h para o ciclo de referência com retorno de óleo contínuo.	78
Figura 4.37 – Vazão mássica e temperatura na sucção vs. frequência do compressor.....	78
Figura 4.38 – Relações de compressão vs. frequência do compressor.....	79
Figura 4.39 – Potência de compressão e capacidade de refrigeração vs. frequência do compressor	79
Figura 4.40 – COP vs. frequência do compressor.....	80

Figura 4.41 – Diagrama T x s para as frequências de 45, 60 e 75 Hz.....	80
Figura 5.1 – Esquema simplificado do ciclo com trocador de calor interno.....	85
Figura 5.2 – Diagrama T x s do ciclo com trocador de calor interno.....	85
Figura 5.3 – Diagrama P x h do ciclo com trocador de calor interno	85
Figura 5.4 – Fluxograma indicando a instabilidade em sistemas com trocador de calor interno e variação de frequência	87
Figura 5.5 - – Temperaturas no trocador de calor interno durante operação em regime instável	88
Figura 5.6 – Potência de compressão, capacidade de refrigeração e pressões de descarga durante operação em regime instável.....	89
Figura 5.7 – Temperaturas no evaporador e vazão mássica durante operação em regime instável	89
Figura 5.8 – Diagramas T x s para o ciclo com trocador de calor interno com 3,3 e 3,4 voltas de abertura do dispositivo de expansão	90
Figura 5.9 – Pressão de descarga vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC.....	91
Figura 5.10 – Pressão de evaporação e temperatura de evaporação vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC	91
Figura 5.11 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC	92
Figura 5.12 – Taxa de transferência de calor no trocador de calor interno vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC.....	92
Figura 5.13 – Temperatura na sucção do compressor vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC.....	92
Figura 5.14 – Temperatura de descarga vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC	92
Figura 5.15 – Taxa de transferência de calor no resfriador intermediário vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC.....	93
Figura 5.16 – Pressão intermediária vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC.....	93
Figura 5.17 – Taxa de transferência de calor no <i>gas cooler</i> vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC (SUP=10°C).....	94
Figura 5.18 – Vazão mássica vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC	94
Figura 5.19 – Abertura da válvula de expansão vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC	94
Figura 5.20 – Título na entrada do evaporador vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC	95
Figura 5.21 – Capacidade de refrigeração vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC	95
Figura 5.22 – Potência de compressão vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC.....	95
Figura 5.23 – COP vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC	95
Figura 5.24 – Diagrama T x s para as frequências de 45, 60 e 75 Hz em um ciclo com iHX MC.....	96

Figura 5.25 – Pressões de evaporação e descarga para o ciclo com iHX MC e restrição fixa	98
Figura 5.26 – Relação de compressão e pressão intermediária vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX MC e restrição fixa	99
Figura 5.27 – Grau de superaquecimento e vazão mássica vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX MC e restrição fixa	99
Figura 5.28 – Taxas de transferência de calor no <i>gas cooler</i> e trocador de calor interno vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX MC e restrição fixa	100
Figura 5.29 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão e título na entrada do evaporador vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX MC e restrição fixa	101
Figura 5.30 – Potência de compressão e capacidade de refrigeração vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX MC e restrição fixa	101
Figura 5.31 – COP e efetividade do trocador de calor interno vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX MC e restrição fixa	102
Figura 5.32 – Pressão de descarga vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC	103
Figura 5.33 – Pressão e temperatura de evaporação e temperatura de evaporação vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC	103
Figura 5.34 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC	104
Figura 5.35 – Taxa de transferência de calor no iHX vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC	104
Figura 5.36 – Taxa de transferência de calor no resfriador intermediário vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC	104
Figura 5.37 – Pressão intermediária vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC	104
Figura 5.38 – Vazão mássica vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC	105
Figura 5.39 – Abertura da válvula de expansão vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC	105
Figura 5.40 – Título na entrada do evaporador vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC	106
Figura 5.41 – Capacidade de refrigeração vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC	106
Figura 5.42 – Potência de compressão vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC	106
Figura 5.43 – COP vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC	106
Figura 5.44 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão e título na entrada do evaporador vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX TC e restrição fixa	109
Figura 5.45 – Potência de compressão e capacidade de refrigeração vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX TC e restrição fixa	109

Figura 5.46 - COP e efetividade do trocador de calor interno de tubos concêntricos vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX TC e restrição fixa.....	110
Figura 5.47 - Variações das pressões de operação com a temperatura de entrada da água no <i>gas cooler</i> para o ciclo com iHX MC.....	111
Figura 5.48 - Temperatura na entrada do dispositivo de expansão e título na entrada do evaporador vs. temperatura da entrada da água no <i>gas cooler</i> para o ciclo com iHX MC	111
Figura 5.49 - Vazão mássica, potência de compressão e capacidade de refrigeração vs. temperatura de entrada da água no <i>gas cooler</i> para o ciclo com iHX MC.....	112
Figura 5.50 - COP do sistema vs. temperatura de entrada da água no <i>gas cooler</i> para o ciclo com iHX MC.....	113
Figura 6.1 – Esquema simplificado do ciclo com separador de líquido.....	115
Figura 6.2 – Diagrama T x s do ciclo com separador de líquido	115
Figura 6.3 – Diagrama P x h do ciclo com separador de líquido	115
Figura 6.4 – Pressão de descarga e intermediária vs. carga de refrigerante para o ciclo SL	117
Figura 6.5 – Pressão de evaporação vs. carga de refrigerante para o ciclo SL	117
Figura 6.6 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão e vazão mássica vs. carga de refrigerante para o ciclo SL.....	117
Figura 6.7 – Potência de compressão e capacidade de refrigeração vs. carga de refrigerante para o ciclo SL	117
Figura 6.8 – COP vs. carga de refrigerante para o ciclo SL.....	118
Figura 6.9 – Pressão de evaporação vs. pressão de descarga para o ciclo SL..	119
Figura 6.10 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão vs. pressão de descarga para o ciclo SL.....	119
Figura 6.11 – Temperatura na sucção do primeiro estágio vs. pressão de descarga para o ciclo SL.....	120
Figura 6.12 – Temperatura de descarga vs. pressão de descarga para o ciclo SL	120
Figura 6.13 – Pressão intermediária vs. pressão de descarga para o ciclo SL .	120
Figura 6.14 – Temperatura na sucção do segundo estágio vs. pressão de descarga para o ciclo SL.....	120
Figura 6.15 – Vazão mássica no compressor vs. pressão de descarga para o ciclo	121
Figura 6.16 – Vazão mássica no evaporador vs. pressão de descarga para o ciclo	121
Figura 6.17 – Razão entre vazões mássicas vs. pressão de descarga para o ciclo SL	122
Figura 6.18 – Título na entrada do separador de líquido vs. pressão de descarga para o ciclo SL.....	122
Figura 6.19 – Título na entrada do evaporador vs. pressão de descarga para o ciclo SL	122

Figura 6.20 – Potência de compressão vs. pressão de descarga para o ciclo SL	123
Figura 6.21 – Capacidade de refrigeração vs. pressão de descarga para o ciclo SL	123
Figura 6.22 – COP vs. pressão de descarga para o ciclo SL	123
Figura 6.23 – Diagrama T x s para as frequências de 45, 60 e 75 Hz no ciclo SL	124
Figura 6.24 – COP vs. frequência do compressor para o ciclo SL.....	124
Figura 6.25 – Pressão de evaporação vs. abertura da válvula de injeção de vapor	126
Figura 6.26 – Pressão intermediária vs. abertura da válvula de injeção de vapor	126
Figura 6.27 – Pressão no separador de líquido vs. abertura da válvula de injeção de vapor	127
Figura 6.28 – Temperatura de descarga vs. abertura da válvula de injeção de vapor	127
Figura 6.29 – Temperatura na sucção do primeiro estágio vs. abertura da válvula de injeção de vapor	127
Figura 6.30 – Temperatura na sucção do segundo estágio vs. abertura da válvula de injeção de vapor	127
Figura 6.31 – Título na entrada do separador de líquido vs. abertura da válvula de injeção de vapor	128
Figura 6.32 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão vs. abertura da válvula de injeção de vapor.....	128
Figura 6.33 - Título na entrada do evaporador vs. abertura da válvula de injeção de vapor	128
Figura 6.34 – Vazão mássica no compressor vs. abertura da válvula de injeção de vapor	129
Figura 6.35 – Vazão mássica no evaporador vs. abertura da válvula de injeção de vapor	129
Figura 6.36 – Potência de compressão vs. abertura da válvula de injeção de vapor.....	130
Figura 6.37 – Capacidade de refrigeração vs. abertura da válvula de injeção de vapor.....	130
Figura 6.38 – COP vs. abertura da válvula de injeção de vapor	130
Figura 7.2 – Temperatura na entrada do primeiro estágio de compressão para as três arquiteturas de ciclo	135
Figura 7.3 – Pressão intermediária para as três arquiteturas de ciclo.....	135
Figura 7.4 – Pressão de descarga para as três arquiteturas de ciclo	135
Figura 7.5 – Temperatura de descarga para as três arquiteturas de ciclo	135
Figura 7.6 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão para as três arquiteturas de ciclo.....	136
Figura 7.7 – Vazão mássica para as três arquiteturas de ciclo	136
Figura 7.8 – Potência de compressão para as três arquiteturas de ciclo.....	136
Figura 7.9 – Capacidade de refrigeração para as três arquiteturas de ciclo.....	136

Figura 7.10 - Comparação do COP para as três arquiteturas de ciclo.....137

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Gases de efeito estufa (UNEP, 2009b apud Montagner, 2013).....	3
Tabela 2.1 – Características de alguns fluidos refrigerantes	9
Tabela 2.2 – Condutividade térmica média do CO ₂ supercrítico e do R134a	14
Tabela 3.1 – Parâmetros medidos, sensores, faixas de atuação e incertezas de medição.....	43
Tabela 3.2 – Condições de referência para otimização da carga de refrigerante	45
Tabela 4.1 – Parâmetros utilizados nos testes com o ciclo de referência	48
Tabela 4.2 – Variação das pressões com a carga de refrigerante para 4,5 voltas de abertura da válvula de expansão	52
Tabela 4.3 – Comparação entre 40, 60 e 75 Hz com 740g e 4,5 voltas de abertura	66
Tabela 4.4 – Comparação entre o teste com o sistema contaminado, o teste inicial, e o teste com novos separadores de óleo.....	74
Tabela 4.5 – Parâmetros do ciclo em 45, 60 e 75 Hz com 740g	82
Tabela 5.1 – Desempenho do ciclo com trocador de calor interno de microcanais nas frequências de 40, 60 e 75 Hz e com 750g de refrigerante	97
Tabela 5.2 – Desempenho do ciclo com trocador de calor interno de tubos concêntricos nas frequências de 40, 60 e 75 Hz.....	107
Tabela 6.1 – Parâmetros do ciclo SL, nas frequências de 45, 60 e 75 Hz.....	125
Tabela 7.1 – Comparação entre as três arquiteturas de ciclo analisadas	134

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CFC	Clorofluorcarbono
EEV	<i>Electronic expansion valve</i> (Válvula de expansão eletrônica)
ERE	Efeito refrigerante específico (kJ/kg)
ERVT	Efeito refrigerante volúmico total (kJ/m ³)
GWP	<i>Global warming potential</i> (Potencial de aquecimento global)
HCFC	Hidro-clorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
iHX	<i>Internal heat exchanger</i> (Trocador de calor interno)
MC	Microcanais
NASA	National Aeronautics and Space Administration
NOAA	National Oceanic and Atmospheric Administration
SUP	Superaquecimento
TC	Tubos concêntricos
TEV	<i>Thermostatic Expansion Valve</i> (Válvula de expansão termostática)
WE	Trabalho específico de compressão (kJ/kg)

LISTA DE SÍMBOLOS

Alfabeto latino:

c	[m/s]	Velocidade
Cp	[kJ/kg.°C]	Calor específico
Cv	[kJ/kg.°C]	Calor específico volumétrico
E	[kJ]	Energia
g	[m/s ²]	Aceleração da gravidade
h	[kJ/kg]	Entalpia
k	[W/m.°C]	Condutividade térmica
m	[kg]	Massa
P	[bar]	Pressão
Q	[J]	Calor trocado
R	[J/mol.K]	Constante universal dos gases perfeitos
s	[kJ/kg.°C]	Entropia
T	[°C ou K]	Temperatura
u	[kJ/kg]	Energia interna específica
v	[m ³ /kg]	Volume específico
V	[m ³]	Volume
x	[-]	Título na saturação
W	[J]	Trabalho

Alfabeto grego:

μ	[Pa.s]	Viscosidade dinâmica
ρ	[kg/m ³]	Massa específica

Subscritos:

a	Água do circuito do <i>gas cooler</i>
ar	Ar do túnel do <i>intercooler</i>
b	<i>Brine</i> do circuito do evaporador
comp	Compressor
d	Deslocamento do compressor
desc	Descarga
e	Evaporador

exp	Dispositivo de expansão
gc	<i>Gas cooler</i>
high	Alta (entre <i>gas cooler</i> e expansão)
ic	Resfriador intermediário
iHX	Trocador de calor interno
in	Entrada
int	Intermediário (a)
low	Baixa (entre expansão e iHX)
out	Saída
ref	Referência (temperatura dos banhos)
suc	Sucção

SUMÁRIO

<u>1</u>	<u>INTRODUÇÃO</u>	<u>1</u>
1.1	CO ₂ COMO FLUIDO REFRIGERANTE	2
1.2	MOTIVAÇÃO	3
1.3	OBJETIVOS	4
1.4	ESTRUTURA DO TRABALHO	5
<u>2</u>	<u>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</u>	<u>7</u>
2.1	A UTILIZAÇÃO DE CO ₂ EM REFRIGERAÇÃO	7
2.2	O DIÓXIDO DE CARBONO	8
2.2.1	PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DO CO ₂	9
2.3	CICLO TRANSCRÍTICO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO MECÂNICA DE VAPOR	15
2.3.1	EFEITO DA PRESSÃO DE DESCARGA EM CICLOS TRANSCRÍTICOS	16
2.3.2	DISPOSITIVO DE EXPANSÃO EM SISTEMAS TRANSCRÍTICOS	19
2.3.3	TROCADOR DE CALOR INTERNO (IHX)	21
2.3.4	COMPRESSÃO EM SISTEMAS TRANSCRÍTICOS	22
2.3.5	NOVAS ARQUITETURAS DE CICLOS TRANSCRÍTICOS	28
2.4	SÍNTESE DO CAPÍTULO	34
<u>3</u>	<u>APARATO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA</u>	<u>37</u>
3.1	APARATO EXPERIMENTAL	37
3.1.1	COMPONENTE DO SISTEMA	39
3.1.2	INSTRUMENTAÇÃO E INCERTEZA DE MEDIÇÃO	42
3.2	METODOLOGIA DOS TESTES	44
3.3	SÍNTESE DO CAPÍTULO	45
<u>4</u>	<u>ANÁLISE EXPERIMENTAL DO CICLO DE REFERÊNCIA</u>	<u>47</u>
4.1	CICLO DE REFERÊNCIA COM RETORNO DE ÓLEO PERIÓDICO	47

4.1.1	INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA AMBIENTE	66
4.1.2	INFLUÊNCIA DO RESFRIADOR INTERMEDIÁRIO	71
4.2	INFLUÊNCIA DA TAXA CIRCULAÇÃO DE ÓLEO	72
4.3	CICLO DE REFERÊNCIA COM RETORNO DE ÓLEO CONTÍNUO	74
4.4	SÍNTESE DO CAPÍTULO	82

5 ANÁLISE EXPERIMENTAL DO CICLO COM TROCADOR DE CALOR INTERNO **85**

5.1	INTERAÇÃO ENTRE O GRAU DE SUPERAQUECIMENTO E O TROCADOR DE CALOR INTERNO	86
5.2	OTIMIZAÇÃO DO CICLO COM TROCADOR DE CALOR INTERNO DE MICROCANAIS	90
5.2.1	CICLO COM TROCADOR DE CALOR INTERNO DE MICROCANAIS E RESTRIÇÃO FIXA	98
5.3	CICLO COM TROCADOR DE CALOR INTERNO DE TUBOS CONCÊNTRICOS	102
5.3.1	CICLO COM TROCADOR DE CALOR INTERNO DE TUBOS CONCÊNTRICOS E RESTRIÇÃO FIXA	108
5.4	INFLUÊNCIA DA TEMPERATURA AMBIENTE NO CICLO COM TROCADOR DE CALOR INTERNO	110
5.5	SÍNTESE DO CAPÍTULO	113

6 ANÁLISE EXPERIMENTAL DO CICLO COM SEPARADOR DE LÍQUIDO (SL) **115**

6.1	OTIMIZAÇÃO DO CICLO SL	116
6.2	CONTROLE DE PRESSÃO INTERMEDIÁRIA PARA O CICLO SL	126
6.3	SÍNTESE DO CAPÍTULO	130

7 COMPARAÇÃO ENTRE AS ARQUITETURAS DE CICLO INVESTIGADAS **133**

7.2	SÍNTESE DO CAPÍTULO	138
-----	---------------------	-----

8 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS
139

8.1 CONCLUSÕES 139

8.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 141

9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS **143**

APÊNDICE A – COMPONENTES DO APARATO EXPERIMENTAL 151

APÊNDICE B – ANÁLISE DE INCERTEZAS 156

APÊNDICE C – INFLUÊNCIA DA FREQUÊNCIA DOS VENTILADORES 159

1 INTRODUÇÃO

A preocupação mundial em relação aos desequilíbrios climáticos que vêm ocorrendo nas últimas décadas tornou-se um tópico extremamente importante atualmente. O aquecimento global é apontado como a principal causa desses fenômenos climáticos e existe um consenso científico evidenciando sua conexão direta com a ação antropogênica sobre o meio ambiente através do aumento populacional e intensificação dos processos de urbanização e industrialização (Anderegg et al., 2010). Essa realidade resultou em um aumento da conscientização dos consumidores e, conseqüentemente, da pressão advinda de agências reguladoras por uma redução do impacto ambiental. Para atender a esse requisito e manter sua competitividade no mercado, empresas passaram a adotar novas metodologias de projeto que priorizem o meio ambiente.

O aquecimento global resulta do aumento exacerbado do processo conhecido como efeito estufa. Esse fenômeno ocorre naturalmente e consiste na irradiação de calor pela superfície terrestre e sua absorção ou reflexão pelos gases de efeito estufa, elevando a temperatura atmosférica. É importante ressaltar que o efeito estufa é essencial para manter o planeta aquecido e proporcionar condições ideais para a sobrevivência dos seres vivos, porém a ação humana é capaz de potencializar esse efeito através da liberação excessiva de gases.

A figura 1.1 mostra o desvio, ou anomalia segundo os autores, da temperatura média da superfície marinha e terrestre combinadas entre 1850 e 2012 em relação à temperatura média calculada para o período de 1961 a 1990 (Morice et al., 2012). Convém ainda mencionar, que a NASA e o NOAA constataram que 2014 foi o ano mais quente desde que os registros se iniciaram em 1850. Observa-se claramente que o século XX marca o início do aumento da temperatura média global. Morice et al. (2012) destacam que a emissão de gases de efeito estufa durante esse período em função da industrialização reflete diretamente no aquecimento do planeta.

Um acordo entre diversos países visando reduzir o aquecimento global deu origem ao protocolo de Kyoto, em 11 de dezembro de 1997 (UNFCCC, 1998), que estabelece uma série de restrições para a emissão de gases que provocam o efeito estufa.

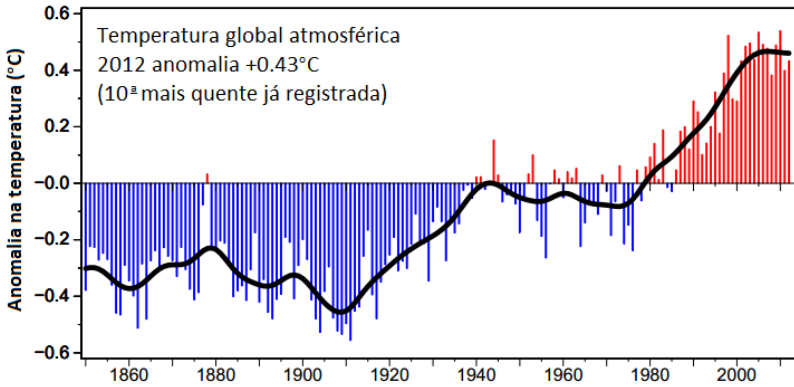


Figura 1.1 - Anomalia na temperatura HadCRUT4 (Morice et al., 2012)

A redução do impacto ambiental relacionado ao aquecimento global no ciclo de vida de um produto é obtida por meio da redução da emissão de gases de efeito estufa associados à extração de matéria prima, fabricação, transporte, utilização e descarte do produto.

Para os setores de refrigeração e condicionamento de ar, grande parte da redução do impacto ambiental está diretamente associada ao fluido refrigerante utilizado nos sistemas. Seu impacto ocorre de forma direta, pois o próprio fluido atua como um gás de efeito estufa e, de forma indireta, em função do consumo energético do sistema. A utilização de fluidos alternativos pode, assim, auxiliar na redução do impacto ambiental de sistemas de refrigeração e condicionamento de ar. O ramo da refrigeração já passou por um processo de mudança de fluidos quando descobriu-se uma conexão direta entre a utilização dos clorofluorcarbonos (CFCs) e a depleção de ozônio (Molina e Rowland, 1974).

Por essa razão, vários países tem defendido o uso de substâncias naturais como fluido refrigerante, entre as quais a amônia ($\text{NH}_3/\text{R717}$), o dióxido de carbono ($\text{CO}_2/\text{R744}$), os hidrocarbonetos (C_nH_m) e a água ($\text{H}_2\text{O}/\text{R718}$) (Masson et al., 2013).

1.1 CO_2 como fluido refrigerante

No final do século XIX e começo do século XX surgiram os primeiros sistemas de refrigeração desenvolvidos por pioneiros como James Harrison, em 1851, e Jacob Perkins, em 1834. Naquela época, os fluidos empregados eram naturais e de fácil obtenção. No início, o éter era o único fluido refrigerante disponível, mas, logo em seguida, surgi-

ram a amônia (NH_3), para sistemas estacionários de médio e grande porte, o dióxido de enxofre (SO_2), para o setor doméstico e comercial leve e, por fim, o dióxido de carbono (CO_2), predominantemente em aplicações marítimas (Lorentzen, 1994). Com o advento dos CFC (Clorofluorcarbonos) na década de 30, alguns refrigerantes naturais, como o SO_2 e o CO_2 , entraram em declínio. No entanto, na década de 70, os fluidos sintéticos foram associados aos problemas ambientais, ressuscitando o interesse em alguns fluidos naturais.

O CO_2 retornou, então, como um dos fluidos mais promissores por ser não tóxico e inflamável e possuir baixo GWP (Kim et al., 2004), como indicado na tabela 1.1.

Tabela 1.1 – Gases de efeito estufa (UNEP, 2009b apud Montagner, 2013)

<i>Gás</i>	<i>Fonte de emissão</i>	<i>GWP₁₀₀</i>
Dióxido de Carbono (CO_2)	Queima de combustível fóssil, produção de cimento, desmatamento seguido de queimadas	1
Metano (CH_4)	Queima de combustível fóssil, pecuária (ruminar bovino) e decomposição anaeróbica da matéria orgânica (cultivo de arroz e lixões)	21
Óxido Nitroso (N_2O)	Produção de fertilizantes, subproduto em processos industriais	310
HFC-134a	Fluido refrigerante usado em refrigeração doméstica (refrigeradores, freezers e condicionadores de ar)	1300
HCFC-22	Fluido refrigerante usado em refrigeração comercial (balcão frigorífico, sistema central em supermercados)	1700
HFC-23	Subproduto da fabricação do HCFC-22 e do Teflon®. Fabricação de semicondutores e extintores de incêndio	12000

Os ramos de resfriamento de bebidas e de supermercados têm demonstrado interesse especial na utilização de CO_2 como fluido refrigerante. Os mercados europeu e japonês para sistemas de refrigeração comerciais com CO_2 têm crescido consideravelmente nos últimos anos e vêm incentivando o mercado norte-americano a adotar esses ciclos (ACHRNEWS, 2015).

1.2 Motivação

Apesar dos benefícios do CO_2 na questão ambiental, sua aplicação em sistemas de refrigeração ainda é limitada a alguns nichos de mercado, onde a eficiência energética, sob determinadas condições de operação, ainda é baixa (Montagner, 2013). Isso impede a disseminação

rápida dessa tecnologia, mas encoraja estudos que procurem encontrar métodos de viabilizar o uso do dióxido de carbono em sistemas comerciais e, futuramente, até em sistemas domésticos.

O ciclo de refrigeração com CO₂ opera, em parte, acima do ponto crítico e com pressões de descarga elevadas. Mesmo assim, um sistema com CO₂ utiliza componentes muito similares aos dos sistemas convencionais, embora a sua eficiência energética seja consideravelmente inferior. No entanto, o desempenho dos sistemas convencionais de CO₂ pode ser melhorado introduzindo-se alterações na sua arquitetura. Essas alterações, quando associadas ao baixo impacto ambiental, podem viabilizar o uso indiscriminado do CO₂.

O setor comercial já apresenta um grande interesse na utilização de CO₂ como fluido refrigerante, principalmente devido à possibilidade de se empregar ciclos mais complexos que proporcionam um aumento considerável em performance para sistemas de grande porte, como, por exemplo, os empregados em supermercados.

Apesar das maiores restrições de custo no ramo da refrigeração comercial leve, soluções capazes de reduzir o consumo energético em ciclos transcíticos de CO₂ devem ser investigadas para melhorar o entendimento do comportamento termodinâmico desse tipo de ciclo e auxiliar na pesquisa e desenvolvimento de sistemas com menor impacto ambiental.

1.3 Objetivos

A viabilização da aplicação de ciclos de refrigeração com CO₂ no ramo da refrigeração comercial leve, do ponto de vista de engenharia, econômico e ambiental, exige o emprego de soluções inovadoras que garantam um maior desempenho, sem comprometer o custo do sistema. Por conseguinte, o objetivo deste trabalho é explorar experimentalmente o comportamento de um sistema de refrigeração com um compressor rotativo de duplo estágio e de capacidade variável que utiliza CO₂ como fluido refrigerante, visando melhorar o entendimento das particularidades associadas a este tipo de sistema e encontrar soluções que viabilizem a utilização de ciclos com este fluido refrigerante.

O presente trabalho também pretende realizar uma revisão da literatura, buscando caracterizar o comportamento termodinâmico dos ciclos analisados e determinar quais melhorias podem ser implementadas, sem grandes aumentos em custo e complexidade.

Este estudo também se propõe a analisar os benefícios do compressor empregado no sistema através da análise de três arquiteturas de ciclo:

- Um ciclo de referência com duplo estágio de compressão e resfriador intermediário;
- Um ciclo com duplo estágio de compressão, resfriador intermediário e com/sem controle de superaquecimento;
- Um ciclo com duplo estágio de compressão, resfriador intermediário, controle de superaquecimento, separação de líquido, controle da pressão de descarga e injeção de vapor entre estágios de compressão.

Para tanto, ao longo dos experimentos serão investigados os efeitos dos seguintes parâmetros sobre a performance do sistema:

- Frequência do compressor
- Temperatura ambiente
- Utilização e efetividade do resfriador intermediário
- Método de retorno de óleo no sistema
- Utilização e efetividade do trocador de calor interno
- Controle de superaquecimento
- Separação de líquido e controle da pressão de descarga
- Injeção de vapor saturado na saída do resfriador intermediário

Este trabalho dispõe-se também a comparar os resultados obtidos com as três arquiteturas de ciclo analisadas, visando determinar a viabilidade da modificação e implementação de componentes mais complexos no ciclo transcítico com CO₂ para refrigeração comercial leve.

1.4 Estrutura do trabalho

Capítulo 1 – Introdução – apresenta o contexto do presente trabalho, as motivações, os objetivos e a importância dessa investigação no âmbito da engenharia e do mercado;

Capítulo 2 – Fundamentação teórica e revisão bibliográfica – Expõe aspectos históricos relacionados à utilização de CO₂ em sistemas de refrigeração. Aborda as principais características termofísicas deste fluido refrigerante e discute diversos trabalhos correlatos, disponíveis na literatura;

Capítulo 3 – Aparato experimental e metodologia – Descreve o aparato utilizado, o sistema de aquisição, sensores e incertezas de medi-

ção. Também aborda a metodologia empregada nas análises experimentais;

Capítulo 4 – Análise do ciclo de referência – Analisa os resultados experimentais obtidos com o ciclo de referência. Investiga o desempenho do sistema com retornos de óleo periódico e contínuo. Apresenta a influência da temperatura ambiente e da efetividade do resfriador intermediário para esse ciclo;

Capítulo 5 – Análise do ciclo com trocador de calor interno – Investiga um fenômeno de instabilidade e deterioração da performance do sistema relacionado com a redução do superaquecimento no evaporador. Apresenta testes realizados com dois trocadores de calor interno distintos, com e sem controle de superaquecimento, e analisa a influência da efetividade deste componente sobre a operação do sistema. Verifica a influência da temperatura ambiente sobre o ciclo com controle de superaquecimento;

Capítulo 6 – Análise do ciclo com separador de líquido e injeção de vapor entre estágios de compressão – Apresenta uma investigação sobre a influência da carga de refrigerante para este tipo de ciclo e o processo de otimização da pressão de descarga para três frequências do compressor. O controle da pressão intermediária também é investigado através da regulagem da injeção de vapor entre os estágios de compressão;

Capítulo 7 – Análise comparativa das arquiteturas de ciclo estudadas – Compara as principais variáveis relacionadas ao comportamento termodinâmico do sistema para as três arquiteturas de ciclo em seus respectivos pontos ótimos de operação e analisa a viabilidade de cada ciclo para aplicação no setor de refrigeração comercial leve;

Capítulo 8 – Conclusões e sugestões para trabalhos futuros – Apresenta as conclusões e recomenda tópicos de interesse para projetos futuros;

Capítulo 9 – Referências bibliográficas – Lista de referências utilizadas no desenvolvimento desse trabalho.

Apêndices – Tópicos secundários relacionados ao estudo.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A produção de frio artificial através da evaporação de uma substância volátil, comumente utilizada nos dias de hoje, foi registrada pela primeira vez por William Cullen em 1756. No documento Cullen (1756) ele afirma: “tal meio de produção de frio, e com tamanha intensidade, não foi, até onde eu sei, observado antes, e merece ser melhor examinado por experimentos”. Desde então, inúmeras pesquisas foram realizadas nesse importante ramo da engenharia, proporcionando melhorias em eficiência, segurança e sustentabilidade. Da mesma forma, a implementação do CO₂ em sistemas de refrigeração de pequeno e médio porte também exige significantes investimentos em pesquisa. A título de contextualização, este capítulo apresentará um breve histórico da utilização de CO₂ no setor de refrigeração, algumas propriedades e peculiaridades desse fluido e revisará alguns trabalhos correlatos existentes na literatura.

2.1 A utilização de CO₂ em refrigeração

A utilização de CO₂ como fluido refrigerante foi proposta, pela primeira vez por Alexander Twining, em 1850. No entanto, a aplicação desse fluido em sistemas de refrigeração iniciou-se apenas em 1867, com os inventos de Thaddeus S. C. Lowe. O uso de CO₂ popularizou-se a partir de 1886 com o trabalho de Franz Windhausen, que obteve a patente britânica 2864, a qual foi posteriormente comprada pela empresa J&E Hall of Great Britain. O sistema de Windhausen passou a ser utilizado largamente em navios, substituindo os sistemas menos eficientes, que utilizavam ar comprimido como fluido refrigerante (Bodinus, 1999). No final do século XIX, os EUA passaram a utilizar o dióxido de carbono como fluido de trabalho em refrigeração e condicionamento de ar devido à maior segurança em relação às substâncias disponíveis na época. O dióxido de carbono atingiu um pico de utilização entre 1920 e 1930, e foi descontinuado no final de 1940 devido, principalmente, à introdução dos CFCs (clorofluorcarbonos).

Dentre os CFCs destacam-se o R11 (CCl₃F) e o R12 (CCl₂F₂), o primeiro como agente expansor e o segundo como refrigerante. Essas substâncias, como previamente mencionado, foram associadas, na década de 70, com a depleção da camada de ozônio da estratosfera, abrindo

espaço para a introdução dos HCFCs e dos HFCs. Tais fluidos não agri-dem a camada de ozônio, mas contribuem de forma significativa para o aquecimento global. A crescente preocupação com as mudanças climá-ticas mundiais deu origem ao protocolo de Kyoto, que limita o uso de fluidos com elevado GWP, como os HCFCs e HFCs.

Os HCs (hidrocarbonetos) voltaram à tona na década de 80, parti-cularmente o propano (R290, C_3H_8), para aplicações comerciais e indus-triais, e o isobutano (R600a, C_4H_{10}), para o setor doméstico. No início da década de 90, o CO_2 foi reintroduzido como fluido refrigerante por Lorentzen (1994). Ele propôs novas arquiteturas de ciclo, específicos para o dióxido de carbono, e também introduziu a operação transcítica que exige a determinação da pressão ótima de descarga. Desde então, vários trabalhos foram realizados em diferentes partes do globo com foco na utilização de CO_2 em equipamentos de refrigeração e condicio-namento de ar.

2.2 O dióxido de carbono

O dióxido de carbono, apesar de sua concentração ser de apenas 0,04%, é o quarto componente mais abundante na atmosfera, atrás ape-nas do nitrogênio (78,08%), do oxigênio (20,95%) e do argônio (0,93%). O CO_2 é proveniente de diversas fontes e processos, como, por exemplo, vulcões, oceanos, combustão de combustíveis fósseis, incên-dios florestais, gases de exaustão de processos industriais, e até o ar expirado por seres humanos e outros animais (Jahn, 2002). Etheridge et al. (1996) constataram que o aumento da concentração de CO_2 na atmo-sfera, como registrado pelo observatório de Mauna Loa (figura 2.1), é de origem antropogênica. Essa pequena alteração de concentração, no en-tanto, provoca desequilíbrios consideráveis no sistema climático global.

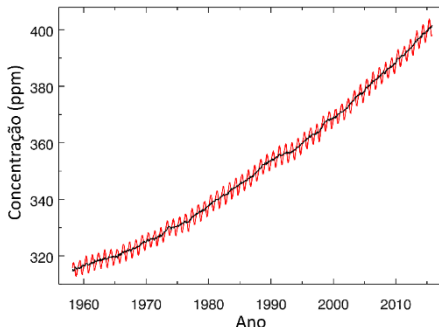


Figura 2.1 – Concentração de CO_2 na atmosfera (NOAA/ESRL, 2015)

2.2.1 Propriedades termodinâmicas do CO₂

O dióxido de carbono distingue-se da maioria dos refrigerantes por apresentar uma temperatura crítica relativamente baixa. A tabela compara as características de fluidos comumente empregados em refrigeração. Percebe-se que o efeito refrigerante volúmico (ERV) do CO₂, é aproximadamente 5,2 vezes maior que o da amônia, o que se traduz em um menor deslocamento volumétrico para a mesma capacidade de refrigeração.

Tabela 2.1– Características de alguns fluidos refrigerantes

	R-12	R-22	R-134a	R-407C ¹	R-410A ²	R-717	R-290	R-600a	R-744
ODP	1	0,05	0	0	0	0	0	0	0
GWP¹⁰⁰	8500	1700	1300	1600	1900	0	3	3	1
Flamabilidade	Não	Não	Não	Não	Não	Não	Sim	Sim	Não
Toxicidade	Não	Não	Não	Não	Não	Sim	Não	Não	Não
Massa molecular (kg/kmol)	120,9	86,5	102,0	86,2	72,6	17,0	44,1	54,1	44,0
Ponto de ebulição³ (°C)	-29,8	-40,8	-26,1	-43,6	-51,44	-33,3	-42,1	-11,7	-78,4
Pressão crítica (MPa)	4,14	4,97	4,07	4,64	4,79	11,42	4,25	3,64	7,38
Temperatura crítica (°C)	112,0	96,0	101,1	86,1	70,2	133,0	96,7	134,7	31,1
Pressão reduzida⁴	0,07	0,10	0,07	0,11	0,16	0,04	0,11	0,04	0,47
Temperatura reduzida⁵	0,71	0,74	0,73	0,76	0,79	0,67	0,74	0,67	0,90
Massa específica do vapor⁹ (kg/m³)	18,0	21,2	14,4	19,7	30,6	3,5	10,4	4,2	97,6
Razão entre massas específicas do líquido e do vapor⁹	77,4	60,3	89,7	62,8	38,3	184,7	51,0	136,6	9,5
Efeito refrigerante volúmico⁶ (kJ/m³)	2734	4356	2868	4029	6763	4382	3907	1509	22545
Primeiro uso comercial como refrigerante⁷	1931	1936	1990	1998	1998	1859	?	1995	1869

¹ Mistura ternária de R-32/125/134^a (23/25/52 %)

² Mistura binária de R-32/125 (50/50 %)

³ Pontos de ebulição na pressão atmosférica (1,01325 MPa)

⁴ Razão entre a pressão de saturação a 0°C e a pressão crítica

⁵ Razão entre a 273,15 K (0°C) e a temperatura crítica em Kelvin.

⁶ Propriedades calculadas para a temperatura de saturação de 0°C

⁷ Dados obtidos de Rieberer R. (1998) apud Kim et al. (2004)

Percebe-se também que a pressão de vapor do CO_2 é bastante superior a de outros refrigerantes.

Observa-se ainda que a razão entre as massas específicas do vapor e do líquido saturado é consideravelmente menor para o CO_2 , o que atenua as perdas de carga e intensifica a transferência de calor no evaporador (Bredesen et al., 1997).

Algumas propriedades do CO_2 , como, por exemplo, o calor específico, sofrem grandes variações com a proximidade do ponto crítico. O CO_2 apresenta ainda uma temperatura pseudocrítica correspondente ao valor onde o calor específico passa por um máximo, como ilustrado na figura 2.2.

A figura 2.3 mostra que, nas proximidades do ponto pseudocrítico, uma pequena variação de temperatura ou pressão provoca uma grande variação de entalpia. Na pressão 80 bar, por exemplo, uma mesma variação de 10°C provoca variações diferentes de entalpia ($\Delta h_2 > \Delta h_3 > \Delta h_1$).

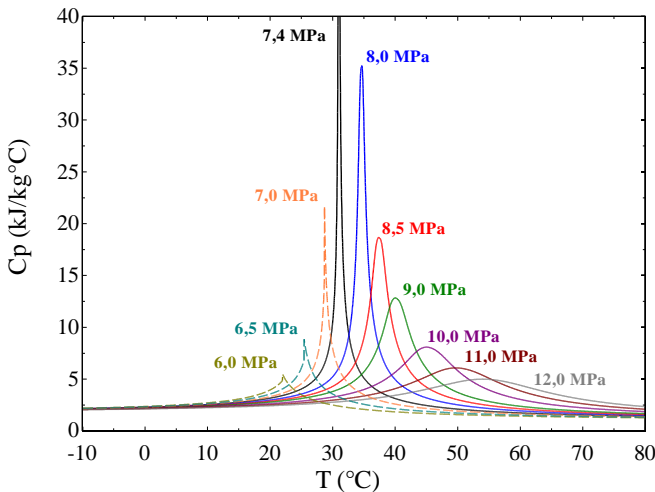


Figura 2.2 – Calor específico vs. temperatura e pressão

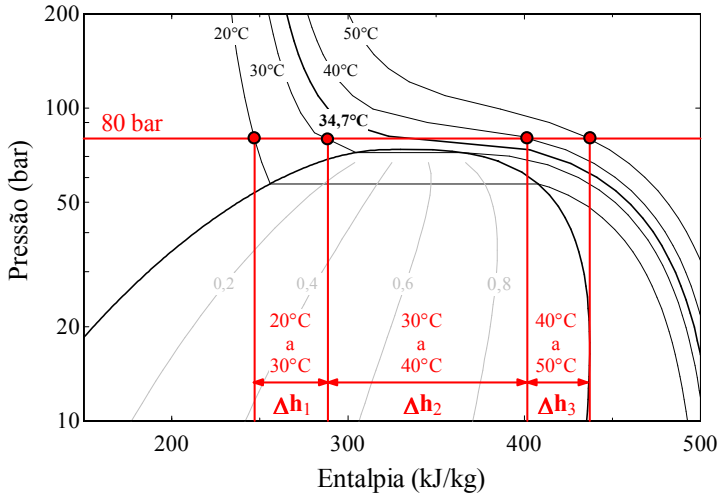


Figura 2.3 – Diagrama P x h demonstrando o ponto pseudocrítico em 80 bar

A isoterma de 34,7°C corresponde ao pico de calor específico ilustrado na figura 2.2. Um comportamento semelhante é observado quando a temperatura é mantida constante e a pressão variada em torno do ponto pseudocrítico. A figura 2.4 mostra o comportamento da entalpia do CO₂ em função da temperatura e pressão. A descontinuidade em pressões abaixo da crítica deve-se à saturação do fluido. Observa-se que, à medida que a pressão aumenta, o efeito do ponto pseudocrítico sobre a entalpia diminui, com a curva de entalpia tendendo a um comportamento quase que linear em função da temperatura para pressões superiores a 10 MPa (100 bar).

Nota-se ainda que a entalpia é afetada pela pressão quando a temperatura é superior à crítica, o que não ocorre em valores inferiores. Isso significa que a rejeição de calor em ciclos transcíticos deve primar pela utilização de trocadores de calor com baixa perda de carga.

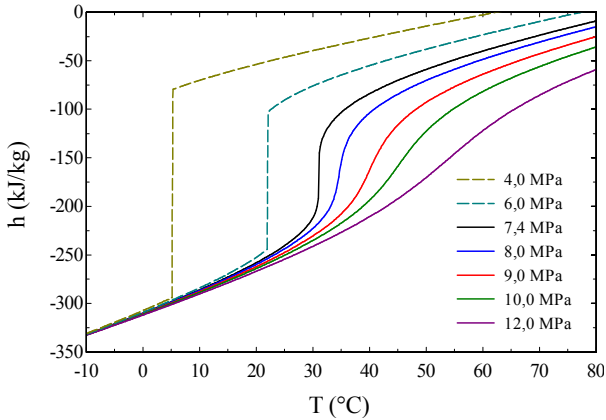


Figura 2.4 – Entalpia vs. temperatura e pressão

Convém ainda comparar a viscosidade do CO₂ com a de um fluido convencional, o R-134a por exemplo, na região de rejeição de calor do sistema. A figura 2.5 ilustra a viscosidade do CO₂ como uma função da pressão e temperatura e a do R-134a em 1,3 MPa (50°C) em função do título.

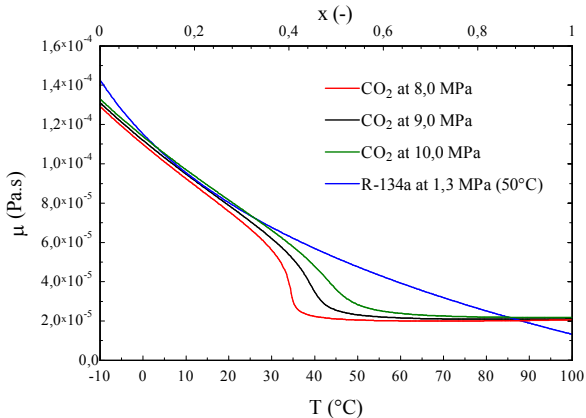


Figura 2.5 – Viscosidade vs. temperatura, pressão e título para o CO₂ e R-134a

Observa-se que na faixa entre 30 e 85°C, típica de sistemas transcíticos, a viscosidade do CO₂ é inferior a do R134a, o que significa uma menor propensão para queda de pressão, dada pela equação X.X para um tubo de comprimento L e diâmetro D, em função do atrito, represen-

tado pela aproximação do fator de atrito de Fanning turbulento de Blasius.

$$\Delta P = f \frac{2L}{D} \rho u^2 = 0,078 Re^{-1/4} \frac{2L}{D} \rho u^2 = 0,156 L \left(\frac{\mu \rho^3 u^3}{D^5} \right)^{1/4} \quad (2.1)$$

Uma comparação semelhante, mas com foco na região de absorção de calor, é ilustrada na figura 2.6. Da mesma forma, percebe-se que a viscosidade do CO₂ é inferior à do R-134a, o que significa uma menor perda de carga também no evaporador e consequentemente a utilização de tubos de menor diâmetro.

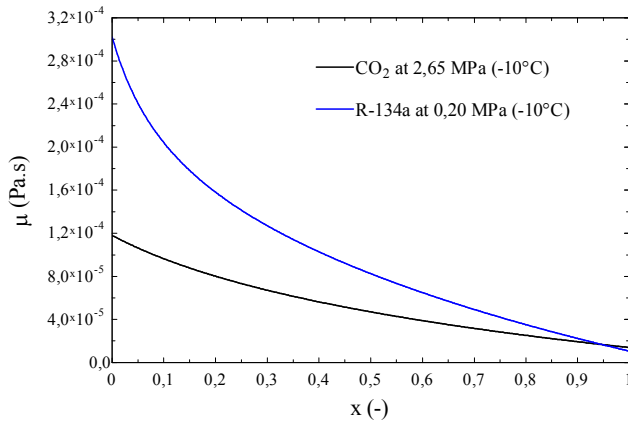


Figura 2.6 – Viscosidade vs. título para CO₂ e R-134a a -10°C de evaporação

Outra propriedade de transporte que também merece atenção é a condutividade térmica. No lado de alta pressão a condutividade térmica do CO₂ é igual ou superior a do R-134a, condensando a 50°. Na pressão de 8,0 Mpa (80 bar), no entanto, a condutividade é um pouco menor na faixa de 41,7°C a 66,6°C, com um pico em 34,5°C devido ao ponto pseudocrítico. O aumento da condutividade do CO₂ com a diminuição de temperatura deve-se à aproximação das propriedades do CO₂ supercrítico as de um líquido. Admitindo que o dióxido de carbono e o R-134a, rejeitam calor, respectivamente, entre 100°C e 30°C, e entre 0 e 100%, obtém-se os valores médios ponderados de condutividade térmica indicados na tabela 2.2.

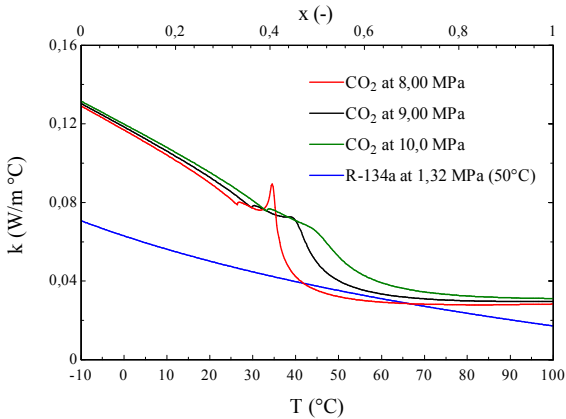


Figura 2.7 – Condutividade térmica vs. temperatura, pressão e título para o CO₂ e o R-134a

Tabela 2.2– Condutividade térmica média do CO₂ supercrítico e do R134a

Fluido	CO ₂	CO ₂	CO ₂	R-134a
Pressão (MPa)	8,00	9,00	10,0	1,3 MPa (50°C)
Condutividade térmica média ponderada (W/m °C)	0,035	0,041	0,045	0,039
Comparação com R-134a (%)	89,74	105,0	115,0	100

Os resultados na tabela 2.2 mostram que, apesar de a condutividade térmica média do CO₂ ser relativamente próxima à do R-134a, o comportamento dessa propriedade varia de maneira diferente para cada um dos fluidos. Enquanto que o R-134a apresenta um aumento suave com a redução da temperatura, o dióxido de carbono sofre um aumento considerável na condutividade térmica para temperaturas próximas ao ponto pseudocrítico. Essa característica do CO₂ pode resultar em uma mudança brusca em suas propriedades no momento em que a temperatura é reduzida abaixo do seu valor pseudocrítico.

Na temperatura de evaporação de -10°C, a condutividade térmica do CO₂ é superior à do R-134a, independentemente do título, como ilustrado na figura 2.8. Isso significa que esse fluido é tanto ou mais propício para transferência de calor que os fluidos sintéticos.

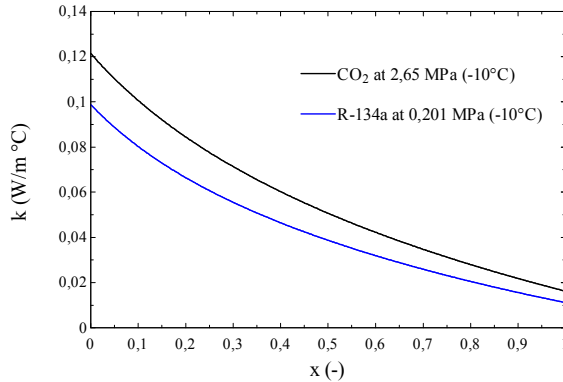


Figura 2.8 – Condutividade térmica vs. título para o CO_2 e o R134a a $-10^\circ C$ de evaporação

2.3 Ciclo transcítico de refrigeração por compressão mecânica de vapor

A figura 2.9 mostra o esquema de um sistema básico de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Nesse ciclo, o fluido a alta pressão e temperatura (2) rejeita calor para o ambiente externo em um *gas cooler*, mantendo a pressão e variando a temperatura. Na saída do *gas cooler* (3), ainda na condição crítica, o fluido passa por um dispositivo de expansão, onde sofre um abaixamento de pressão e temperatura. Da saída do dispositivo de expansão (4), já na condição bifásica, o fluido absorve calor no evaporador e atinge a condição (1), de onde é novamente comprimido pelo compressor.

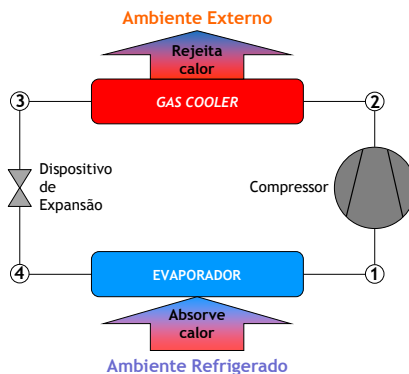


Figura 2.9 – Esquema de um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor convencional

A figura 2.10 compara o ciclo transcrito de CO_2 com um ciclo convencional de R-134a. Fica evidente que, além das maiores pressões envolvidas, o ciclo de CO_2 é penalizado por maiores perdas no processo de expansão, o que reduz o efeito refrigerante específico (ERE), e por um maior trabalho de compressão. No entanto, o CO_2 teoricamente apresenta algumas vantagens, como, por exemplo, as menores perdas no processo de compressão, menores perdas de carga nos trocadores e maiores coeficientes de transferência de calor (Kim et al., 2004). O balanço entre os aspectos positivos e negativos associado com a utilização do CO_2 exige consideráveis esforços de pesquisa e determina a maior ou menor participação dessa substância no mercado.

Deve-se ainda mencionar que a variação da temperatura do fluido durante o processo de rejeição de calor é particularmente importante para algumas aplicações, como, por exemplo, bombas de calor para aquecimento de água, por reduzir as irreversibilidades termodinâmicas associadas com a diferença de temperatura (Fronk e Garimella, 2011).

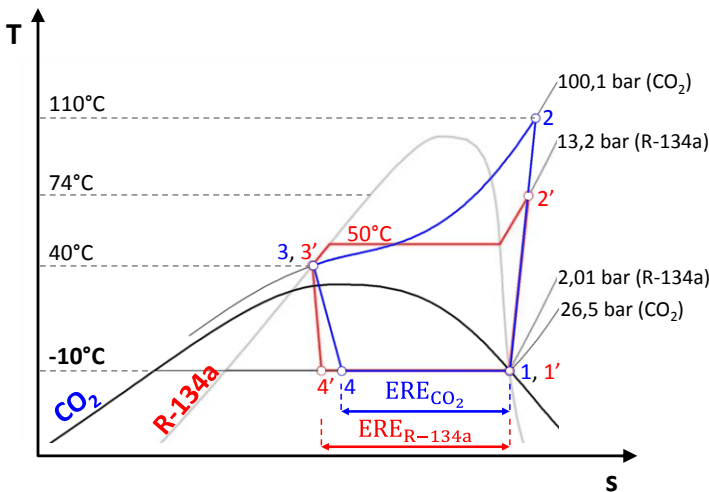


Figura 2.10 – Diagrama T x s comparando os ciclos do CO_2 (transcrito) e do R-134a (subcrítico)

2.3.1 Efeito da pressão de descarga em ciclos transcritos

Em ciclos transcritos, a temperatura não é acoplada à pressão de descarga, como ocorre em ciclos sub-críticos. Dessa forma, existe sempre uma pressão ótima que maximiza o desempenho do sistema, como ilustrado na figura 2.11. Nessa figura, em particular, a temperatura de

evaporação foi mantida em -30°C e a temperatura na saída do *gas cooler* em 40°C . Observando-se o formato em S da curva isotérmica para a entrada do dispositivo de expansão, em contraste com a curva isentrópica na descarga do compressor, fica evidente que o aumento de pressão de descarga, eleva tanto o efeito refrigerante específico como o trabalho de compressão, existindo, portanto, um valor ideal que maximiza o coeficiente de performance. Essa particularidade dos ciclos transcíticos com CO_2 foi relatada pela primeira vez por Inokuty (1928).

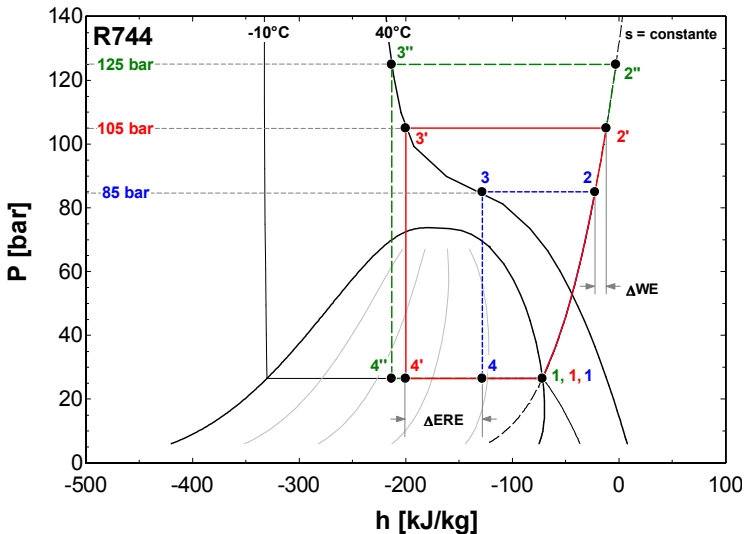


Figura 2.11 – Efeito da pressão de descarga sobre o COP de um ciclo transcítico

A pressão de descarga pode ser controlada mais eficazmente através do controle da massa de refrigerante contida na região de alta pressão do sistema. Montagner (2013), por exemplo, mostrou que sistemas com tubos capilares conseguem manter a pressão de descarga próxima do valor ideal, independentemente da temperatura ambiente, mas não conseguem controlar o grau de superaquecimento do evaporador. Ele mostrou também que sistemas com válvulas termostáticas são capazes de controlar o superaquecimento, mas incapazes de aproximar a pressão de descarga do valor ideal. Lorentzen (1990) patenteou algumas arquiteturas de ciclo que possibilitam o controle da pressão de descarga ilustradas na figura 2.12. Montagner (2013) realizou experimentos com a con-

figuração 2.12b, obtendo bons resultados tanto para a pressão como para o superaquecimento às custas de uma maior complexidade.

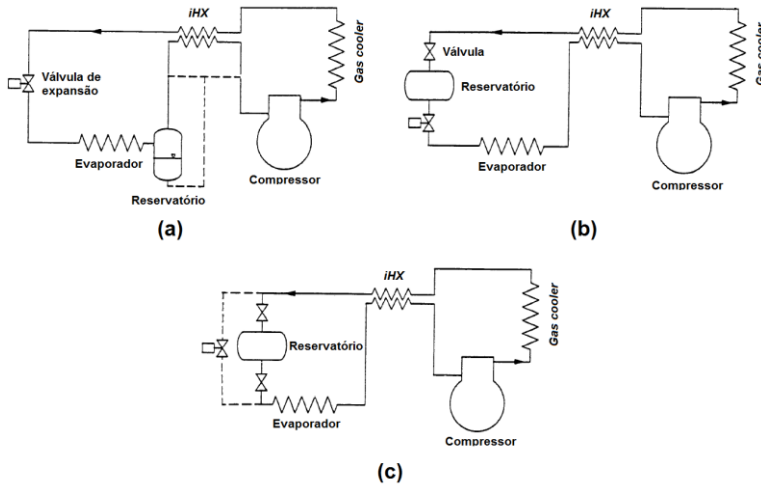


Figura 2.12 – Arquiteturas de ciclo com controle de pressão de alta: reservatório de pressão de baixa (a), reservatório intermediário (b) e reservatório intermediário paralelo (c) (Lorentzen, 1990)

O controle da pressão de descarga exige uma correlação matemática, relacionando o valor ideal com algumas condições de operação de sistema (Chen e Gu, 2005; Kauf, 1999; Liao et al., 2000; Sarkar, 2008). Dentre as correlações existentes, a de Sarkar (2008) é a que tem recebido maior atenção (Cabello et al., 2008). Em geral, partindo da figura 2.11, calcula-se o COP pela equação 2.2, sendo esta então derivada em relação à pressão de descarga, obtendo-se a equação 2.3. Igualando a derivada a zero é possível obter a condição para a pressão ideal de descarga teórica em função das derivadas das curvas isotérmica e isentrópica para a entrada do dispositivo de expansão e descarga do compressor, respectivamente.

$$COP = \frac{h_1 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.2)$$

$$\frac{\partial COP}{\partial P_2} = \frac{-\frac{\partial h_3}{\partial P_2}(h_2 - h_1) - \frac{\partial h_2}{\partial P_2}(h_1 - h_3)}{(h_2 - h_1)^2} = 0 \therefore \frac{-\left(\frac{\partial h_3}{\partial P_2}\right)_{T_3}}{(h_1 - h_3)} = \frac{\left(\frac{\partial h_2}{\partial P_2}\right)_{s_1}}{(h_2 - h_1)} \quad (2.3)$$

A figura 2.13 relaciona o COP com a pressão de descarga e com a temperatura na saída do *gas cooler* de um ciclo básico (compressor, *gas cooler*, dispositivo de expansão e evaporador), admitindo uma eficiência isentrópica de 70%, uma temperatura de evaporação de -10°C e saturação na sucção do compressor. Observa-se que o COP é bastante sensível à pressão de descarga quando essa é inferior ao valor ideal, o que não ocorre quando é superior. A melhor prática, portanto, é manter o sistema operando sempre acima do ponto ótimo para evitar eventuais perdas drásticas de performance.

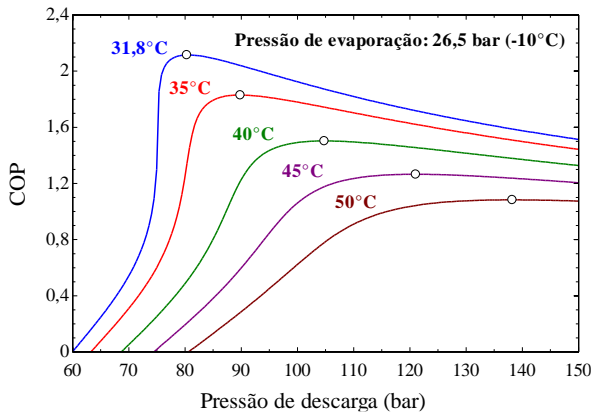


Figura 2.13 – COP vs. pressão de descarga e temperatura de saída do *gas cooler* para um ciclo transcrito

De uma forma geral, os principais fatores que afetam a pressão ótima de descarga são a temperatura de evaporação e a temperatura na saída do *gas cooler*. No entanto, em sistemas mais complexos, outros parâmetros podem vir a influenciar essa variável de grande importância para ciclos transcritos de CO_2 .

2.3.2 Dispositivo de expansão em sistemas transcritos

Na maioria dos sistemas de refrigeração comerciais leves, o dispositivo de expansão mais empregado é o tubo capilar, devido, principalmente, à simplicidade e ao baixo custo. O tubo capilar afeta fortemente o desempenho do sistema, devendo ser utilizado sempre próximo das condições nominais de operação (Da Silva, 2008).

A figura 2.14 ilustra o processo de expansão do CO_2 ao longo de um tubo capilar adiabático. É importante observar que existem três fases

distintas: supercrítico (1-2), líquido subresfriado (2-3) e bifásico (3-4). A redução de pressão se dá principalmente por efeitos viscosos, porém, na região bifásica, o padrão de escoamento também apresenta grande influência.

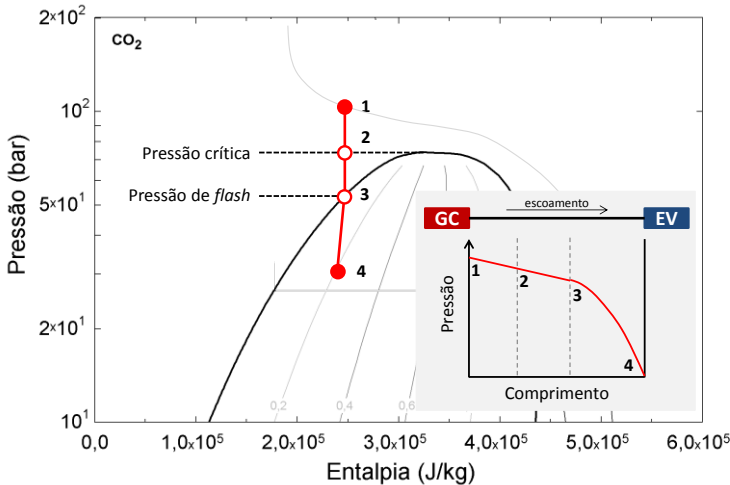


Figura 2.14 – Expansão do CO₂ ao longo de um tubo capilar adiabático (Montagner, 2013)

Apesar da complexidade do escoamento, existem algumas abordagens para dimensionar adequadamente tubos capilares para sistemas de CO₂, como, por exemplo, o modelo determinístico proposto por Da Silva et al. (2009) e o modelo algébrico proposto por Hermes et al. (2009). A expansão pode também ser realizada através de uma válvula de expansão. Tais válvulas podem ser manuais, termostáticas (TEV) ou eletrônicas (EEV). Em geral, esse tipo de dispositivo é aplicado em sistemas de grande porte, já que o custo é relativamente alto e a necessidade de um algoritmo de controle dificulta a otimização em sistemas de pequeno porte. Além disso, essas válvulas não são necessariamente estáveis, como observado por Chen et al. (2008), apresentando um fenômeno denominado de *hunting* (caçada), reportado por diversos autores como instabilidades no controle de parâmetros do ciclo através de válvulas termostáticas e eletrônicas.

2.3.3 Trocador de calor interno (iHX)

O trocador de calor interno é um componente usualmente empregado em sistemas de refrigeração para gerar subresfriamento na entrada do dispositivo de expansão e superaquecimento na saída do evaporador. Esse componente, ilustrado na figura 2.15, altera o estado termodinâmico do fluido na entrada do compressor, e, portanto, pode afetar, positiva ou negativamente, o COP do sistema, dependendo do fluido refrigerante (Domanski et al., 1994). Isso ocorre porque o trocador de calor interno aumenta o efeito refrigerante específico e também o trabalho específico de compressão (ver figura 2.16).

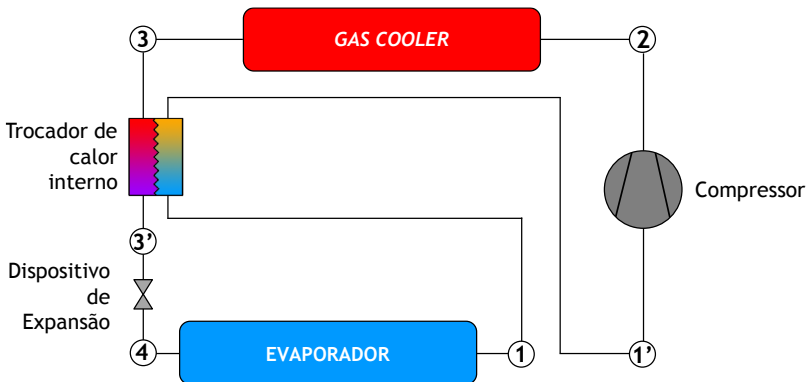


Figura 2.15 – Esquema de um ciclo de refrigeração com trocador de calor interno

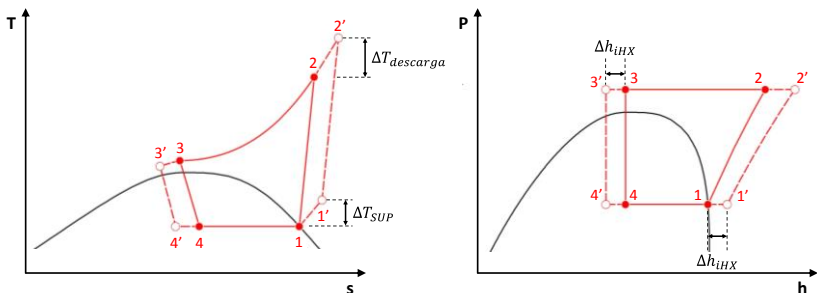


Figura 2.16 – Diagramas T x s e P x h do ciclo transcrito com trocador de calor interno

O dióxido de carbono se beneficia da utilização de um iHX, não apenas por causa das diferenças de entalpia mencionadas anteriormente, mas também pela redução da pressão ótima de descarga, o que diminui a

razão de pressões e aumenta a eficiência de compressão. Chen e Gu (2005) realizaram simulações que indicaram que o COP de sistemas transcíticos de CO₂ aumenta com a utilização de um iHX. Eles mostraram também que o trocador de calor interno afeta significativamente a temperatura de descarga do compressor, recomendando cuidados na seleção desse componente. Koyama et al. (2008) comprovaram experimentalmente que o iHX aumenta consideravelmente o COP de sistemas de CO₂ e reduz a pressão ótima de operação. Torrella et al. (2011) observaram que o trocador de calor interno aumenta a capacidade de refrigeração, com pouco ou nenhum efeito sobre a potência de compressão, pois a redução da vazão mássica compensa a elevação do trabalho específico de compressão.

Apesar dos benefícios proporcionados pelo trocador de calor interno em ciclos mais simples, a implementação desse componente em sistemas mais complexos pode reduzir o desempenho do ciclo, como mostrado por Robinson e Groll (1998).

2.3.4 Compressão em sistemas transcíticos

Sistemas que utilizam CO₂ como fluido refrigerante operam com pressões superiores às encontradas em sistemas com fluidos convencionais. O compressor é submetido a uma diferença de pressão da ordem de 60 a 80 bar, mas a razão de pressões é relativamente baixa, da ordem de 2,5 a 5. Um compressor de dióxido de carbono exige, portanto, paredes mais grossas para suportar as pressões elevadas, mas opera com mais eficiência. Deve-se mencionar que a elevada diferença de pressão provoca vazamentos internos no compressor degenerando assim a eficiência de compressão. No entanto, Süß e Kruse (1997) mostraram que esse efeito corresponde a menos de 1% das perdas em compressores alternativos.

Montagner (2013) mostrou que a relação de pressão do CO₂ é inferior à de outros fluidos considerados em todas as condições examinadas (figura 2.17). Menores razões de pressão, entre outros efeitos, proporcionam um melhor rendimento volumétrico e garantem um menor deslocamento volumétrico para uma mesma capacidade de refrigeração.

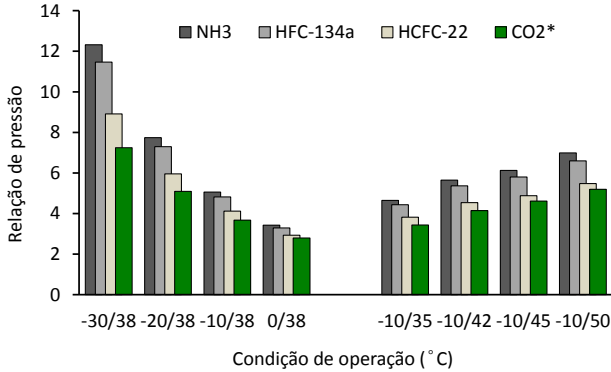


Figura 2.17 – Relação de pressão para diferentes fluidos e condições de operação (Montagner, 2013)

Isso é ilustrado na figura 2.18, construída com base em uma temperatura de evaporação de -10°C , temperatura na saída do *gas cooler* de 35°C (pressão ótima de 90 bar), superaquecimento e subresfriamento nulos e capacidade de refrigeração de 500 W. Para os fluidos convencionais admitiu-se uma temperatura de condensação de 40°C .

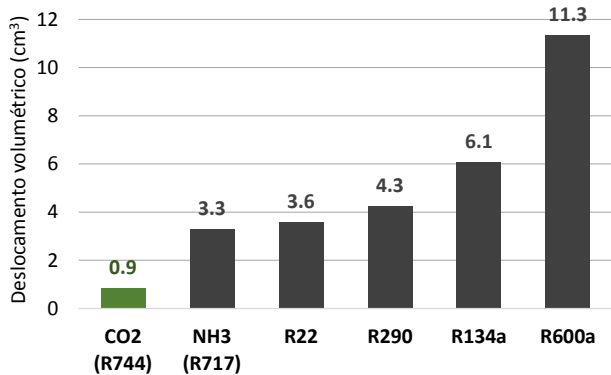


Figura 2.18 – Deslocamento volumétrico do compressor para diferentes fluidos

Kim et al. (2004) apresentaram um histórico no desenvolvimento de compressores de CO_2 para aplicações em refrigeração, condicionamento de ar e bombas de calor, indicando que, no princípio, apenas compressores recíprocos eram considerados viáveis para aplicações de pequeno porte. Fagerli (1997) apontou a necessidade de utilização de

óleos minerais três vezes mais viscosos que os de sistemas com R22 devido à redução de viscosidade causada pela difusão de CO₂.

Süss e Kruse (1998) indicaram que a construção de compressores rotativos compactos e eficientes para CO₂ seria inviável, devido aos vazamentos internos.

2.3.4.1 Compressor de dois estágios

Um compressor de dois estágios divide a diferença de pressão em duas, contribuindo assim para a melhoria do processo de compressão. Alguns desses compressores são, atualmente, do tipo rotativo, devido à introdução de novos óleos lubrificantes e de materiais mais resistentes ao desgaste (Dreiman et al., 2004; Maeyama et al., 2006; Ooi, 2008; Sato et al., 2012; Yokoyama et al., 2008). Na sua maioria, esses compressores destinam-se aos mercados de bomba de calor e de condicionamento de ar, embora possam também ser empregados no setor de refrigeração comercial leve (Deangelis e Hrnjak, 2005; Rohrer, 2006).

Um compressor de dois estágios introduz uma nova variável que deve também ser otimizada, a pressão intermediária. Partindo de um balanço de energia em torno do compressor e desprezando as variações de energia cinética e potencial, obtém-se a expressão geral para o trabalho de compressão (equação 2.4).

$$W = - \int_{in}^{out} v dP \quad (2.4)$$

Admitindo a compressão como isentrópica, considerando que a temperatura na entrada do segundo estágio é igual a temperatura na entrada do primeiro (figura 2.19) e derivando em relação a pressão intermediária P_{int} é possível obter seu valor (equação 2.5) que minimiza o trabalho de compressão. Obtém-se então a pressão intermediária ideal como a média geométrica das pressões de sucção e descarga do compressor. É importante notar que, para aplicações reais, ocorrerá um desvio deste valor, já que a compressão não é isentrópica, a temperatura de sucção do segundo estágio poderá ser diferente da sucção do primeiro, e diversas perdas relacionadas com o funcionamento do compressor e interação com o óleo lubrificante afetarão o comportamento da pressão intermediária.

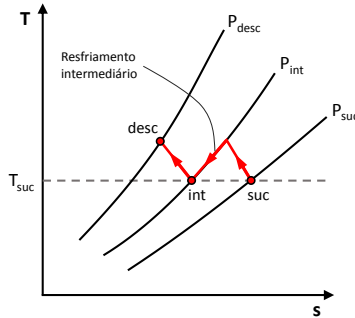


Figura 2.19 – Compressão isentrópica reversível em dois estágios

$$P_{int} = \sqrt{P_{suc}P_{desc}} \quad (2.5)$$

Agrawal et al. (2007) mostraram que a estimativa clássica da pressão intermediária ótima corrobora diversos estudos teóricos e experimentais. Eles mostraram ainda que a pressão intermediária ótima sofre um desvio do valor clássico à medida que a temperatura na saída do *gas cooler* aumenta.

Outro componente utilizado em sistemas com duplo estágio de compressão é o resfriador intermediário. Esse componente reduz a temperatura na sucção do segundo estágio, e, conseqüentemente, a temperatura de descarga do compressor. Agrawal et al. (2007) mostraram que a influência do resfriador intermediário sobre a pressão ótima de descarga é desprezível. Celik (2004) mostrou que a utilização do resfriador intermediário aumenta o COP sem alterar temperatura na saída do *gas cooler*. Ele indicou também que o principal propósito deste componente é reduzir a temperatura de descarga do compressor para evitar a deterioração do óleo lubrificante.

2.3.4.2 Compressor de capacidade variável

Os sistemas de refrigeração, em geral, precisam atender critérios de *pull-down*⁸ bem definidos. Em outras palavras, isso significa que o produto deve promover um determinado abaixamento de temperatura dentro de um tempo pré-especificado. Por essa razão, a capacidade de refrigeração do sistema é superior à carga térmica, o que exige a utilização de métodos de controle de capacidade. Dentre os critérios existentes,

⁸ É o processo de um refrigerador atingir uma condição pré-determinada quando inicialmente carregado de produtos em temperatura igual ou maior que a ambiente.

o mais comum de menor custo é o *on/off* (liga/desliga) que, entre outras coisas, gera perda de eficiência e diminui a vida útil do compressor (Tassou e Qureshi, 1998).

Uma outra possibilidade seria o uso de compressores de velocidade ou frequência variável, que regulam a capacidade de acordo com a demanda. Apesar de essa tecnologia ter sido introduzida na década de 80, os custos envolvidos atrasaram a sua popularização. No entanto, nos últimos 15 anos, diante da crescente preocupação com o impacto ambiental e o consumo energético, esses produtos estão recebendo uma aceitação cada vez maior do mercado.

A figura 2.20 ilustra o comportamento de um sistema de refrigeração doméstico operando com um compressor sujeito a um controle do tipo *on/off*. O consumo médio, calculado pela integração da potência ao longo do tempo, é de 0,762 kWh. Caso a capacidade do compressor do sistema fosse controlada através da frequência, o número de ciclos diminuiria, a temperatura média do gabinete ficaria mais estável, e o consumo de energia potencialmente seria reduzido.

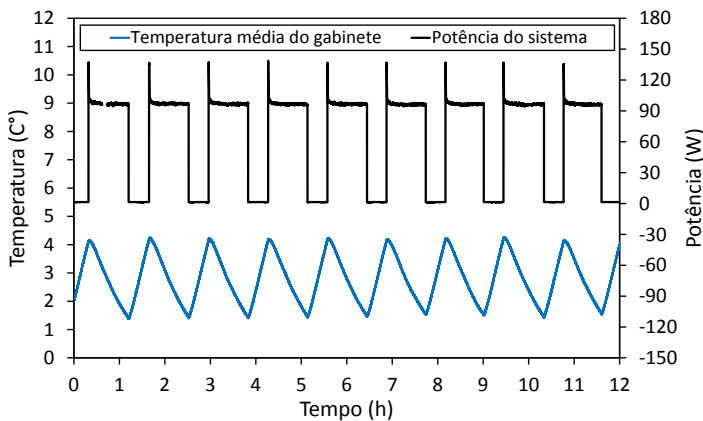


Figura 2.20 – Ciclos *on/off* de um sistema de refrigeração doméstico

Binneberg et al. (2002) mostraram que o controle da frequência de operação do compressor pode reduzir o consumo de energia em até 30%. Os autores também concluíram que não precisa ser contínuo, pois a operação com apenas duas frequências promove praticamente o mesmo consumo de energia com diferença máxima em relação ao controle contínuo de 3%, como ilustrado na figura 2.21.

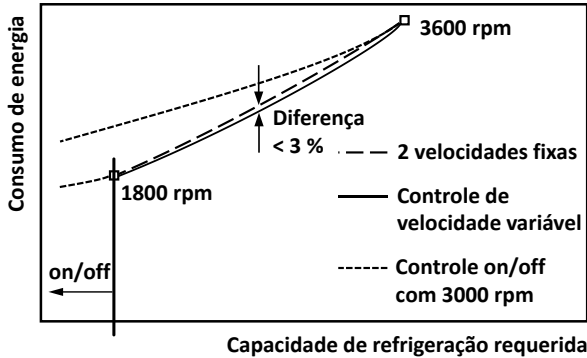


Figura 2.21 – Consumo de energia em toda a banda de capacidade (Binneberg et al., 2002)

Chen et al. (2008) avaliaram a estabilidade de sistemas de refrigeração dotados de compressores de velocidade variável. Eles perceberam que, em baixas frequências, os compressores tinham dificuldade de atingir um ponto de operação estável, com prejuízos para o sistema.

Cho et al. (2007) estudaram o desempenho de um sistema de condicionamento de ar de CO₂, com compressor *scroll* de único estágio e velocidade variável, válvula de expansão eletrônica e trocador de calor interno. Os autores observaram que o controle simultâneo da frequência e da abertura do dispositivo de expansão melhora o desempenho do sistema. Eles também observaram que o COP geralmente diminui com o aumento da frequência do compressor, mas apresenta um máximo quando a abertura da válvula é maior. Outro ponto que merece ser destacado é o fato de a carga ótima ser sempre a mesma em todas as frequências, como ilustrado na figura 2.22, ressaltando que os autores normalizaram a carga, através da equação 2.6, para eliminar a influência do volume interno do sistema. As massas de vapor e líquido são calculadas dividindo-se o volume interno do sistema pelos seus respectivos volumes específicos.

$$Carga\ normalizada = \frac{carga - massa\ de\ vapor}{massa\ de\ líquido - massa\ de\ vapor} \quad (2.6)$$

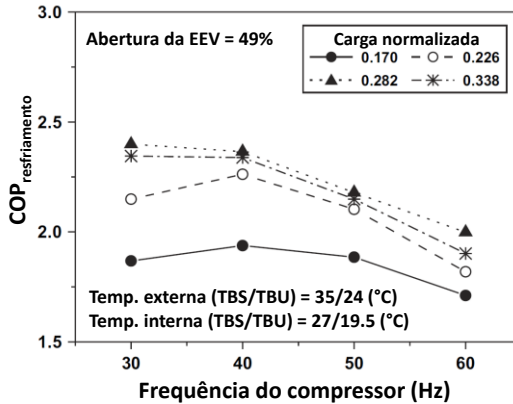


Figura 2.22 – Variação do COP de resfriamento com a frequência do compressor e carga de refrigerante (Cho et al., 2007)

O uso de compressores de capacidade variável em ciclos com CO_2 é mais restrito. No entanto, nos últimos anos, algumas empresas passaram a comercializar esse tipo de compressor para aplicações de condicionamento de ar e bombas de calor, com algumas adaptações para refrigeração (Panasonic, 2015). No início deste projeto, em 2013, existia apenas um modelo de compressor para CO_2 e de capacidade variável, específico para a aplicação pretendida. Ele era rotativo, de duplo estágio e fabricado pela Sanyo. Em 2015 a Sanyo lançou um compressor similar, mas de simples estágio, e a Sanden, um compressor alternativo, ambos de capacidade variável.

2.3.5 Novas arquiteturas de ciclos transcíticos

Os sistemas de refrigeração à base de CO_2 são inerentemente menos eficientes do que os sistemas que utilizam fluidos convencionais. É preciso, portanto, repensar o ciclo, o arranjo dos componentes, possibilitando assim a criação de novas arquiteturas que possam melhorar essa eficiência. A utilização do dióxido de carbono em sistemas de maior porte, com configurações mais complexas e mais eficientes, é relativamente menor, já que os elevados custos envolvidos permitem a introdução de novos componentes e sistemas de controle. Sawalha (2008) analisou o ciclo ilustrado na figura 2.23, concluindo que a utilização de um reservatório intermediário proporcionava um aumento de COP quando comparado a um ciclo convencional. O autor também observou que, em temperaturas ambientes inferiores a 16°C , o sistema estudado apresentava inclusive um desempenho superior a um arranjo em cascata NH_3 -

CO₂. A instalação de um reservatório de baixa pressão depois da expansão nos freezers e alimentação dos evaporadores através de uma bomba e válvulas eletrônicas aumenta ainda mais a eficiência, porém apresenta custo elevado e dificulta o retorno de óleo para os compressores.

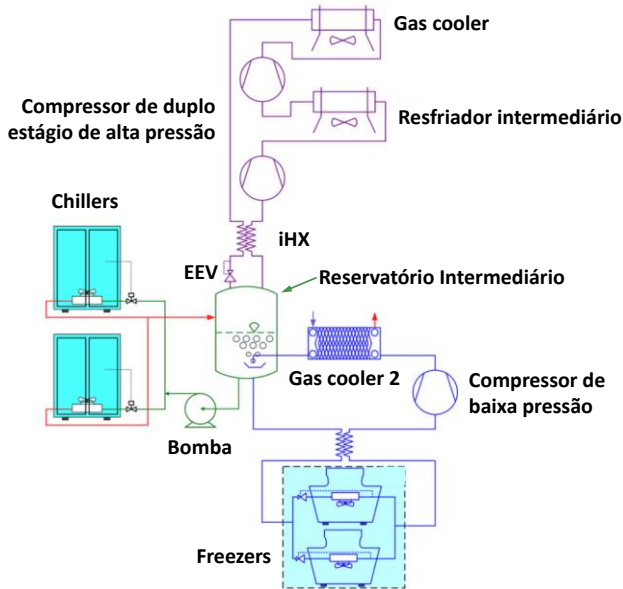


Figura 2.23 – Ciclo estudado por Sawalha (2008)

Sawalha et al. (2015) analisaram o desempenho de instalações de CO₂ em supermercados, concluindo que a arquitetura ilustrada na figura 2.24 apresentava maior eficiência energética. Esse fato foi associado com a remoção de vapor no reservatório intermediário, o que aumentava a vazão mássica, possibilitando a operação com temperaturas de evaporação mais elevadas e melhorando, desta forma, a eficiência dos compressores.

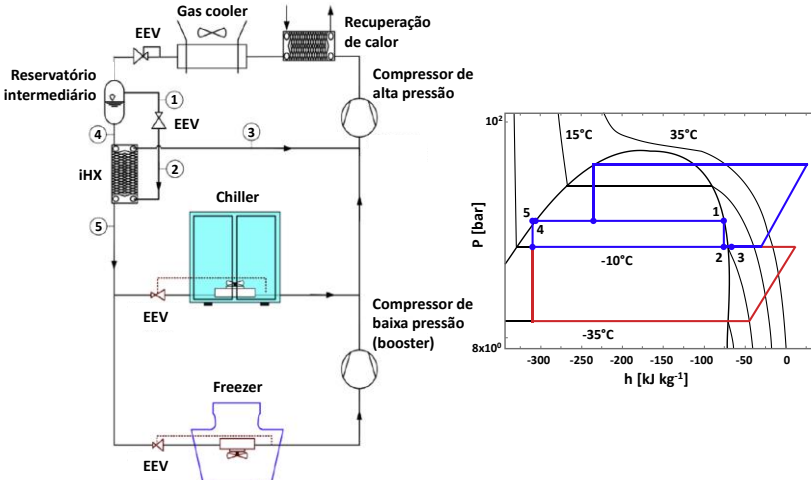


Figura 2.24 – Esquema e diagrama P-h do ciclo estudado por Sawalha et al. (2015)

Montagner e Melo (2014) investigaram experimentalmente 4 arquiteturas de ciclo, ilustradas na figura 2.25, todas com um compressor alternativo de único estágio. Os ciclos I, II e III são similares a um sistema convencional com trocador de calor interno, mas com diferentes dispositivos de expansão e de controle da pressão de descarga. A arquitetura IV é um pouco mais complexa, com a extração do vapor formado no reservatório intermediário. Os autores observaram que o ciclo III é o de melhor desempenho, e que o ciclo IV deve ser considerado quando a temperatura na descarga for um fator limitante. Eles mostraram que o ciclo IV apresenta um ganho de 15% no COP quando comparado a um ciclo básico sem trocador de calor interno, em que a temperatura máxima de descarga foi de 95°C. Resultados similares foram também observados por García-vacas et al. (2012) em um sistema industrial.

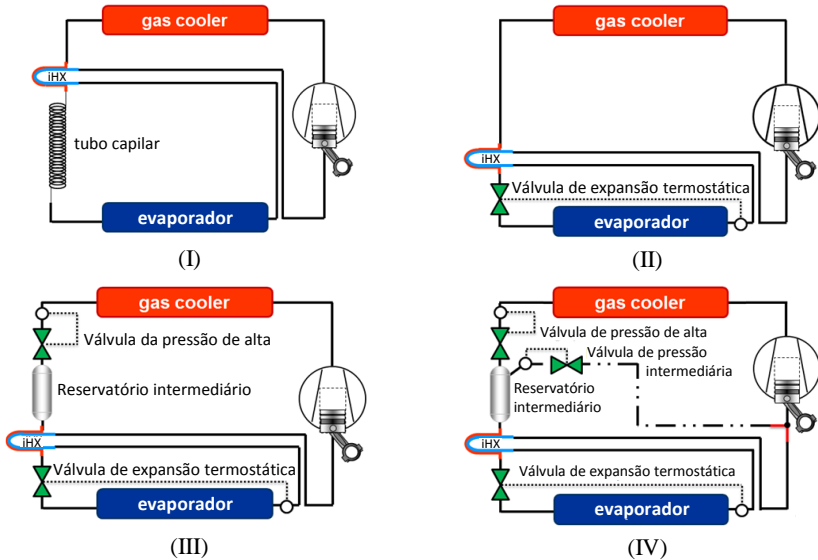


Figura 2.25 – Arquiteturas de ciclo: (I) tubo capilar, (II) válvula de expansão, (III) expansão em dois estágios, (IV) ciclo com extração de vapor

Celik (2004) estudou o desempenho de quatro ciclos de CO₂, utilizando um compressor rotativo de duplo estágio e velocidade fixa, considerando aplicações de refrigeração (evaporação de $-6,7^{\circ}\text{C}$ e $-23,3^{\circ}\text{C}$) e de condicionamento de ar (evaporação de $7,2^{\circ}\text{C}$). A figura 2.26^a mostra um ciclo básico, a figura 2.26^b um ciclo com trocador de calor interno, a figura 2.26^c um ciclo com resfriamento intermediário, e a figura 2.26^d um ciclo conhecido como *split cycle*, onde o trocador de calor interno é alimentado por fluido proveniente de um processo de expansão intermediária. O autor observou que os ciclos com trocador de calor interno (2.26^b), resfriador intermediário (2.26^c), e do tipo *split cycle* (2.26^d), proporcionaram, respectivamente, ganhos de COP de 18, 24 e 31% em relação ao ciclo de referência (2.26^a) para uma temperatura de evaporação de $7,2^{\circ}\text{C}$. Ele observou também que, com uma temperatura de evaporação de $-6,7^{\circ}\text{C}$, a utilização do resfriador intermediário gera ganho de COP de 10%, e o *split cycle* de 40%.

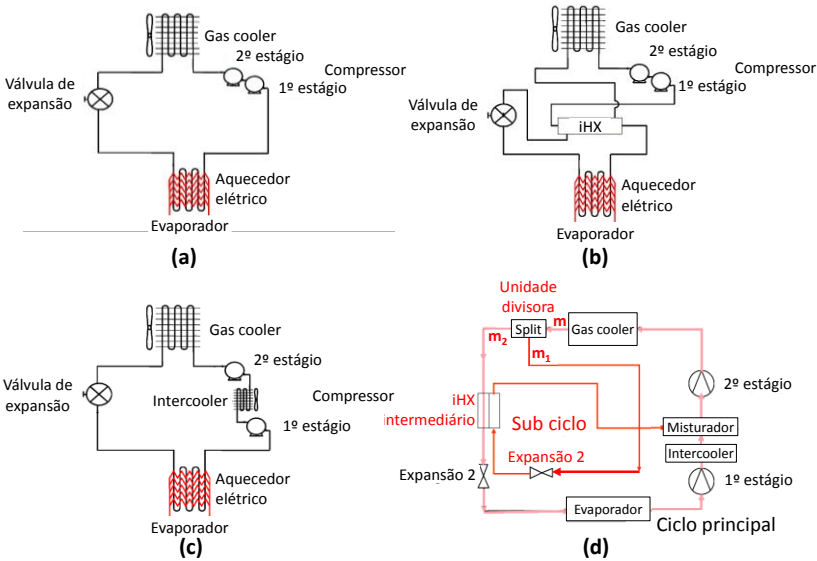


Figura 2.26 – Arquiteturas de ciclo estudadas por Celik (2004)

Cavallini et al. (2005) realizaram análise teórica e experimental de um sistema de condicionamento de ar com duplo estágio de compressão, resfriamento intermediário para duas arquiteturas diferentes, uma mais convencional com e sem trocador de calor interno, e a outra utilizando uma arquitetura do tipo *split cycle*. A figura 2.27 mostra o esquema das arquiteturas estudadas. Eles observaram que o COP do *split cycle* é 22,1% superior ao do ciclo básico sem trocador de calor interno. Verificaram ainda que o trocador de calor interno é pouco efetivo na arquitetura *split cycle*. O aumento da temperatura na saída do resfriador intermediário afeta tanto o ciclo básico com trocador de calor interno, que apresentou queda de 11% no COP, como aquele sem trocador calor interno, no qual se observou uma redução de 8,7% na performance do sistema.

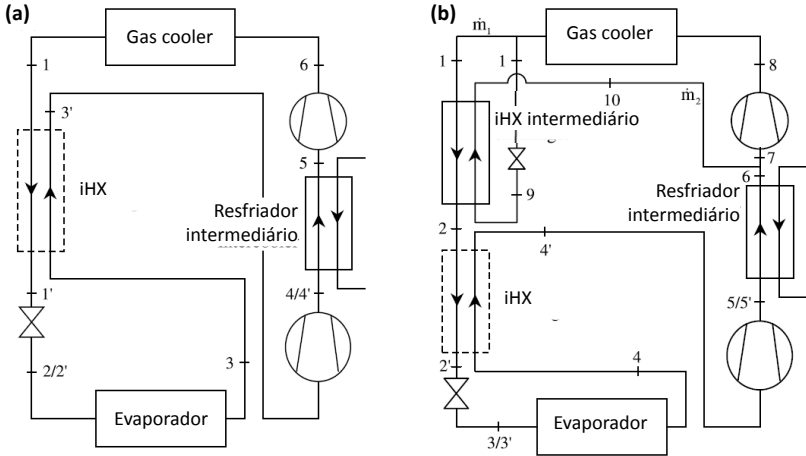


Figura 2.27 – Esquema do ciclo básico (a) e do *split cycle* (b) (Cavallini et al., 2005)

Agrawal et al. (2007) avaliaram ciclos transcíticos de dois estágios com o objetivo de desenvolver correlações para estimar pressões ótimas de descarga e intermediária. Os autores estudaram um ciclo com resfriador intermediário e trocador de calor interno, um ciclo com separador de líquido (figura 2.28a) e outro com separador de líquido e resfriamento intermediário (figura 2.28b). Nos ciclos analisados, o com separador de líquido foi o que apresentou o melhor desempenho.

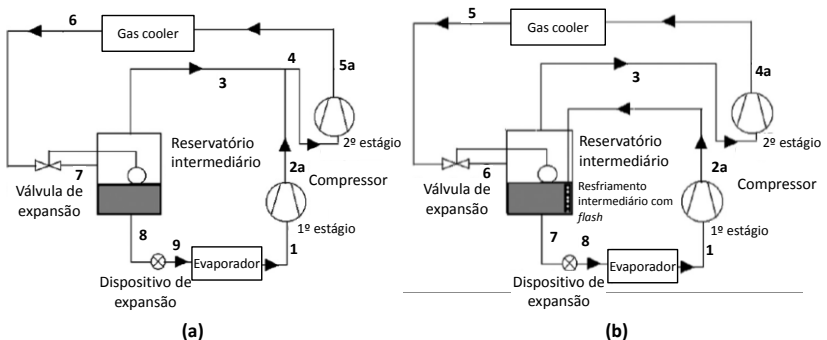


Figura 2.28 – Ciclo com separador de líquido (a) e com separador de líquido e resfriamento intermediário (b) (Agrawal et al., 2007)

Cecchinato et al. (2009) analisaram alguns ciclos transcíticos de duplo estágio de compressão para condicionamento de ar e refrigeração.

Os autores concluíram que o ciclo com separador de líquido, trocador de calor interno e resfriamento intermediário (figura 2.28a), bem como o *split cycle* (figura 2.27b), apresentam um COP 12,8% superior ao de um sistema convencional com trocador de calor interno e resfriamento intermediária (figura 2.27a).

Cho et al. (2009) investigaram experimentalmente um ciclo do tipo com separador de líquido, similar à figura 2.28a, para utilização em condicionamento de ar. Eles observaram que existe uma carga de refrigerante única, que pode ser utilizada com todas as frequências do compressor, independentemente da abertura de válvula. Constataram também que é possível obter um COP próximo do valor ótimo controlando apenas a abertura das válvulas de expansão antes do evaporador (figura 2.29). A ausência do ponto com aberturas de válvulas máximas não foi justificada, mas se deve, provavelmente, à incapacidade do sistema de satisfazer as condições do teste.

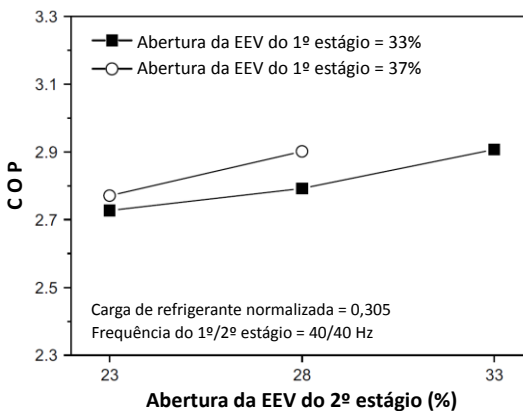


Figura 2.29 – Variação do COP com as aberturas das válvulas de expansão do 1º e 2º estágios (Cho et al., 2009)

2.4 Síntese do capítulo

O dióxido de carbono foi um dos primeiros fluidos utilizados em refrigeração, entre o final do século XIX e o início do século XX. A introdução dos fluidos sintéticos, em 1930, marcou o final da utilização de CO_2 , principalmente devido ao seu baixo desempenho termodinâmico. O impacto ambiental dos refrigerantes sintéticos colocou o dióxido de carbono de volta no mercado e estimulou pesquisas voltadas para o aumento do desempenho do ciclo.

A operação transcítica é relativamente comum em sistemas com CO₂ devido à sua baixa temperatura crítica. Apesar de menos eficiente do ponto de vista termodinâmico, o CO₂ possui algumas características e propriedades que, se bem exploradas, podem atenuar as perdas inerentes aos processos termodinâmicos.

Métodos de regulação da capacidade baseados no controle da frequência de operação do compressor são amplamente utilizados com certos fluidos. No entanto, são raros os trabalhos com foco em CO₂ que utilizam compressores com modulação de frequência, especialmente no setor de refrigeração comercial leve.

Diversos autores mostraram que a utilização de ciclos mais complexos pode gerar ganhos de performance para sistemas de CO₂. Contudo, a introdução de modificações mais complexas é ainda limitada pelo custo, embora isso dependa da pressão dos consumidores e dos agentes reguladores por sistemas ambientalmente amigáveis.

3 APARATO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA

Os experimentos foram realizados com um aparato experimental que permite o controle amplo de todas as variáveis do processo. Esse aparato, assim como a metodologia adotada para a realização de processamento dos testes, serão apresentados a seguir.

3.1 Aparato experimental

O aparato experimental, ilustrado na figura 3.1, é uma adaptação da bancada desenvolvida e construída por Montagner (2013). Trata-se, essencialmente, de um sistema de refrigeração com aproximadamente 1000W de capacidade, que permite o rearranjo dos componentes para dar forma a diferentes arquiteturas de ciclo. A figura 3.2 mostra um esquema detalhado da bancada indicando os componentes e a posição dos principais sensores de medição de pressão, temperatura e vazão. Observa-se que em algumas partes do ciclo existem linhas de *by-pass* que permitem, ou não, a inclusão de um determinado componente no ciclo.

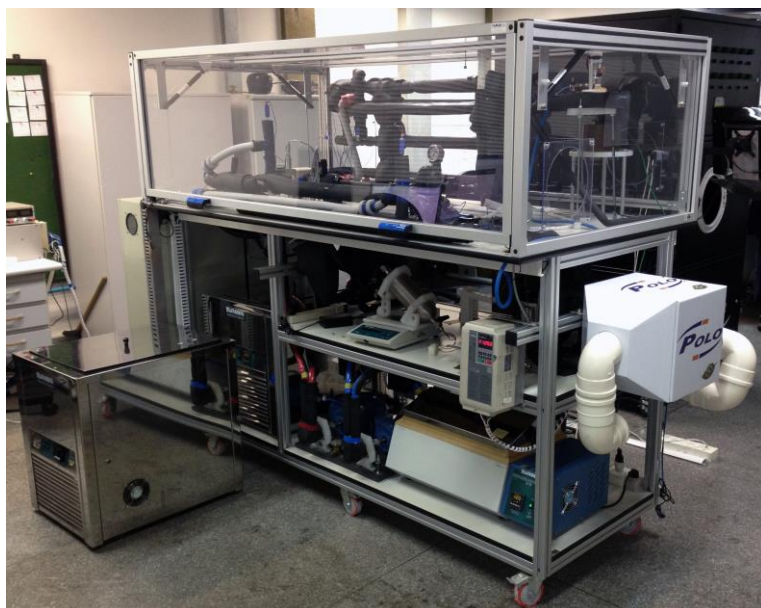


Figura 3.1 – Aparato experimental

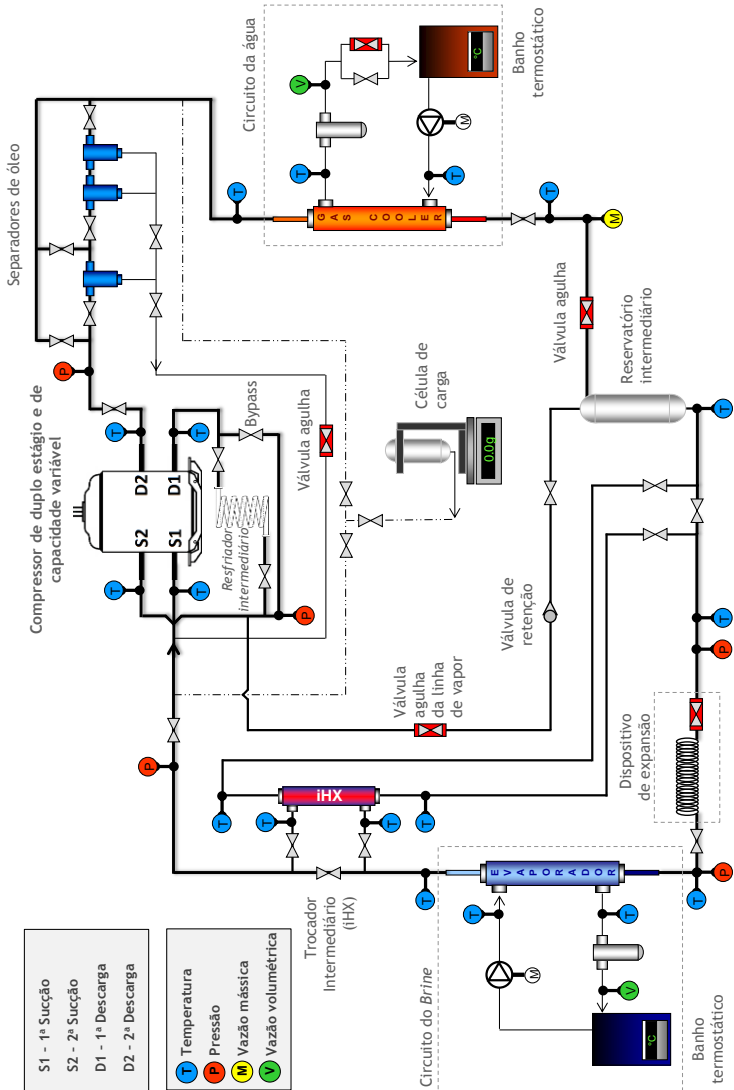


Figura 3.2– Esquema do aparato experimental

Nas seguintes subseções serão apresentados os principais componentes do sistema. Informações detalhadas dos componentes utilizados encontram-se disponíveis no Apêndice A.

3.1.1 Componente do sistema

3.1.1.1 Compressor

O compressor Sanyo C-CV43M empregado, ilustrado na figura 3.3, é hermético, rotativo, de duplo estágio, e de capacidade variável. Ele possui um deslocamento volumétrico de 1,28 e 0,84 cm³, respectivamente, no primeiro e no segundo estágio de compressão. O volume de óleo lubrificante é de 350 ml, valor esse bem superior aos 150 ml usualmente encontrado em compressores alternativos. A frequência é controlada por um inversor industrial da Yaskawa de modelo CIMR-AA2A0010FAA, ilustrado na figura 3.4, que permite a operação entre 35 e 80 Hz (2100 a 4800 rpm). Este compressor não apresenta uma entrada de serviço, logo o retorno de óleo deve ser realizado direto em uma das duas linhas de sucção.



Figura 3.3 – Compressor



Figura 3.4 – Inversor de frequência

3.1.1.2 Resfriador intermediário

O resfriador intermediário é essencialmente um trocador de calor a ar instalado em um mini túnel de vento, como ilustrado na figura 3.5. A vazão de ar em circulação é controlada por um ventilador de velocidade variável, e a temperatura do ar na entrada por resistor elétrico comandado por um controlador proporcional integral derivativo (PID). Esses controles permitem a variação da efetividade do trocador de calor.



Figura 3.5 – Resfriador intermediário

3.1.1.3 Separadores de óleo

Os separadores de óleo da Temprite de modelo 131, são do tipo coalescente, e herméticos impossibilitando a troca do filtro, mas apresentando a mesma eficiência de 98% que modelos maiores. O aparato permite a utilização de apenas um separador ou dos três em série, já que, dependendo da condição de funcionamento a perda de carga pode ser expressiva. O óleo pode retornar continuamente sob a ação de uma válvula agulha, ou periodicamente através de uma válvula solenóide.

3.1.1.4 Gas cooler

O *gas cooler* é um trocador de calor de cobre, contracorrente de tubos concêntricos, com 4m de comprimento. O dióxido de carbono escoo pelo tubo interno com 6,35mm de diâmetro, enquanto a água flui pelo tubo externo com 19,05mm de diâmetro. A temperatura da água na entrada do *gas cooler* é controlada por um banho termostático (ver figura 3.2). A vazão de água e de CO₂ são medidas, respectivamente, por transdutores do tipo turbina e coriolis.

3.1.1.5 Trocador de calor interno

Foram empregados dois trocadores de calor interno distintos. Um trocador de calor de alumínio e de microcanais (figura 3.6), e um trocador de calor de cobre e tubos concêntricos (figura 3.7).



Figura 3.6 – Trocaador de calor interno de alumínio e de microcanais



Figura 3.7 – Trocaador de calor interno de cobre de tubos concêntricos

3.1.1.6 Dispositivo de expansão

O dispositivo de expansão empregado é composto por uma válvula micrométrica com 22 voltas de abertura e um coeficiente de vazão de 0,024 GPM/psi (fator de vazão de 0,0208 m³/h.bar), que permite o controle da restrição, em série com um tubo capilar de 600 mm de comprimento e 0,83 mm de diâmetro interno, utilizado para atenuar flutuações no escoamento de CO₂. Tomou-se o cuidado de posicionar a válvula com uma inclinação de 45° para garantir uma alimentação de líquido adequada (Montagner, 2013).

3.1.1.7 Evaporador

O evaporador possui a mesma configuração do *gas cooler*, mas com apenas 3m de comprimento. Um banho termostático que circula uma solução de água e etileno-glicol com uma concentração de 25% em volume, através do evaporador (figura 3.2).

3.1.1.8 Célula de carga

A massa de refrigerante contida no circuito foi controlada através de uma célula de carga, ilustrada na figura 3.8. Essencialmente a célula consiste de um reservatório e de um conjunto de válvulas que permitem a adição ou remoção de refrigerante ao/do circuito pela sucção ou descarga do compressor, respectivamente. O cilindro de carga fica instalado sobre uma balança de precisão que registra as variações de massa de refrigerante.



Figura 3.8 – Célula de carga

3.1.2 Instrumentação e incerteza de medição

O sistema foi instrumentado com transdutores de temperatura, pressão e vazão mássica, além dos transdutores de grandezas elétricas (potência, corrente e tensão).

Termopares de imersão foram instalados nos pontos mais importantes do circuito, sempre com medições redundantes de termopares de superfície.

Transdutores de pressão foram instalados na sucção e descarga do compressor, na saída do resfriador intermediário, e na entrada e saída do dispositivo de expansão.

O sistema de aquisição empregado é fabricado pela National Instruments, modelo SCXI-1001, com placas de leitura de tensão e temperatura, e também placas de saída de tensão para controlar a operação da bancada. O software utilizado é o LABVIEW®, programado para monitorar todas as variáveis de interesse, aplicar as rotinas de controle e desligar o aparato caso algum parâmetro ultrapasse os limites de segurança.

A tabela 3.1 mostra os parâmetros medidos, seus respectivos sensores, faixas e incertezas de medição. Estes dados são importantes na determinação das incertezas de medição de variáveis de interesse, como as taxas de transferência de calor e COP. Um relatório mais detalhado deste procedimento pode ser encontrado no apêndice B.

Tabela 3.1 – Parâmetros medidos, sensores, faixas de atuação e incertezas de medição

Parâmetro	Transdutor	Faixa de atuação	Incerteza de medição
Temperatura (°C)	Termopar do tipo T	-30 – 130	±0,2
Pressão baixa (bar)	Transdutor de pressão <i>strain gage</i>	0 – 100	±0,3
Pressão intermediária (bar)	Transdutor de pressão <i>strain gage</i>	0 – 100	±0,3
Pressão alta (bar)	Transdutor de pressão <i>strain gage</i>	0 – 200	±0,5
Vazão mássica do CO ₂ (kg/h)	Sensor Coriolis	0,1 – 45	±0,01
Vazão volumétrica do <i>brine</i> (evaporador) (m ³ /h)	Sensor turbina	0,036 – 0,18	±2,0 x 10 ⁻⁵
Vazão volumétrica da água (<i>gas cooler</i>) (m ³ /h)	Sensor turbina	0,036 – 0,14	±3,0 x 10 ⁻⁵
Potência no compressor + inversor (W)	Transdutor de potência	0 – 1000	±3
Corrente no compressor e inversor (A)	Transdutor de corrente	0 – 5	±0,01
Tensão no compressor + inversor (V)	Transdutor de tensão	0 – 220	±0,6
Carga de refrigerante (g)	Balança de precisão	0 – 5000	±0,1

As massas específicas dos fluidos secundários foram calculadas com base em uma temperatura de referência medida próxima às turbinas. Os calores específicos foram calculados em função da temperatura média entre a entrada e saída dos trocadores. O cálculo da incerteza expandida das taxas de transferência de calor indicou valores de ±4,10% para o evaporador e de ±3,01% para o *gas cooler*.

O COP do sistema foi calculado com base na taxa de troca de calor no evaporador, medida pelo lado do *brine*, dividida pela potência medida do compressor e inversor. A incerteza expandida do coeficiente de performance obtida foi de ±4,2%.

3.2 Metodologia dos testes

Com o objetivo de investigar a aplicação de compressores de capacidade variável e duplo estágio de compressão em ciclos transcíticos de CO₂ é necessário determinar a influência das principais variáveis de processo na performance do sistema em diferentes arquiteturas de ciclo.

Como as arquiteturas investigadas apresentam, muitas vezes, componentes que alteram parâmetros do sistema, como, por exemplo, seu volume interno e as condições na entrada do dispositivo de expansão ou do compressor, é necessário determinar os valores ótimos para cada variável de operação envolvida. Sendo assim, cada arquitetura de ciclo exige a otimização da carga de refrigerante e da restrição do dispositivo de expansão, sob as mesmas condições externas, de modo a proporcionar seu ponto ótimo de performance para uma melhor análise comparativa.

A primeira arquitetura selecionada foi um ciclo de referência similar ao ciclo convencional de refrigeração, mas com duplo estágio de compressão e resfriamento intermediário. Esta arquitetura mais simplificada foi utilizada para avaliar também os regimes de retorno de óleo periódico e contínuo visando determinar se a aplicação de um compressor rotativo em sistemas de refrigeração comercial leve exigiria alguma alteração para evitar problemas de circulação de óleo.

Para a segunda arquitetura decidiu-se adicionar um trocador de calor interno ao sistema. Foram utilizados dois trocadores de calor interno diferentes para determinar a influência da efetividade do trocador de calor interno sobre a performance do sistema.

Um compressor de duplo estágio proporciona a possibilidade de utilizar diversos ciclos de refrigeração mais complexos, como apresentado na revisão bibliográfica. A terceira arquitetura de ciclo emprega uma válvula de expansão na saída do *gas cooler* e um separador de líquido. O vapor removido pelo separador é injetado na saída do resfriador intermediário, de modo a reduzir a temperatura na sucção do segundo estágio de compressão. O líquido proveniente do separador passa pelo trocador de calor interno e em seguida é admitido no dispositivo de expansão conectado à entrada do evaporador. Este ciclo exige a otimização da pressão de descarga, pois esta é controlada pela válvula de expansão.

Os pontos ótimos obtidos com cada arquitetura podem ser então comparados para avaliar os benefícios proporcionados pelas segunda e terceira arquiteturas em relação à referência e determinar sua viabilidade para aplicação em sistemas de refrigeração comercial leve.

As condições de referência utilizadas para o evaporador, o *gas cooler* e o resfriador intermediário são apresentadas na tabela 3.2. As temperaturas de entrada e saída do *brine* no evaporador são iguais às empregadas por Montagner (2013), mas a temperatura de entrada da água no *gas cooler* e o *approach*⁹ foram alterados para satisfazer as condições de teste. A temperatura de entrada do *brine* no evaporador é controlada pelo banho termostático e a temperatura de saída é regulada pela vazão. O *approach* do *gas cooler* é controlado pela vazão de água do circuito secundário.

Tabela 3.2 – Condições de referência para otimização da carga de refrigerante

Componente	Condição de referência utilizada
Gas cooler	Temperatura de entrada da água: 33°C (banho termostático) Temperatura de saída do CO ₂ : 37°C (vazão da água)
Evaporador	Temperatura de entrada do <i>brine</i> : 12°C (banho termostático) Temperatura de saída do <i>brine</i> : 5°C (vazão do <i>brine</i>)
Resfriador intermediário	Temperatura de entrada do ar: 32°C (Resistor elétrico) Efetividade do trocador: 70% (Vazão de ar)

3.3 Síntese do capítulo

Este capítulo descreveu o aparato experimental e seus principais componentes e apresentou o sistema de aquisição de dados e a incerteza de medição das principais variáveis envolvidas. A metodologia de testes também foi explicada, assim como algumas condições utilizadas nos testes.

⁹ Diferença de temperatura entre a saída do fluido de processo e a entrada do fluido secundário em um trocador de calor.

4 ANÁLISE EXPERIMENTAL DO CICLO DE REFERÊNCIA

O ciclo de referência é, na realidade, um ciclo básico de refrigeração com compressor de duplo estágio e resfriamento intermediário entre os estágios. As figuras 4.1, 4.2 e 4.3 mostram um esquema do ciclo de referência com os seus respectivos diagramas T x s e P x h.

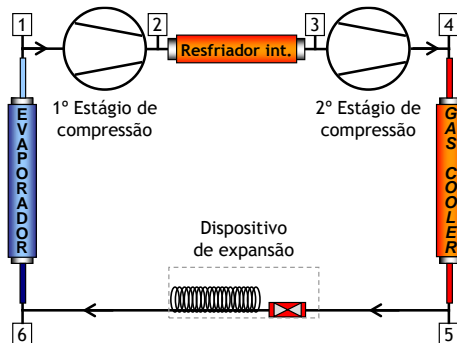


Figura 4.1 – Esquema do ciclo de referência

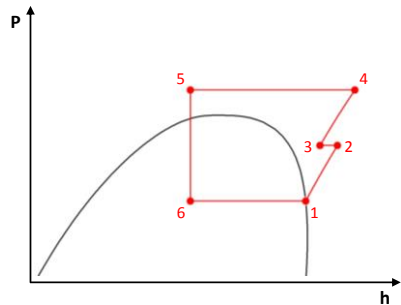
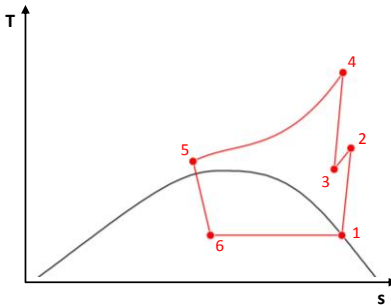


Figura 4.2 – Diagrama T x s do ciclo de referência

Figura 4.3 – Diagrama P x h do ciclo de referência

4.1 Ciclo de referência com retorno de óleo periódico

Inicialmente o sistema foi configurado com um retorno de óleo periódico, em que o óleo extraído pelos separadores de óleo na descarga do compressor era retornado à sucção do primeiro estágio de compres-

são a cada 40 minutos por um período de 6 segundos, de maneira similar aos testes realizados por Montagner (2013). Este regime de retorno de óleo tem como função melhor caracterizar o ciclo em condições similares às quais um sistema de refrigeração comercial leve é submetido.

Para o ciclo de referência dois parâmetros podem ser alterados para obter a melhor performance do sistema: a carga de refrigerante e a restrição do dispositivo de expansão. Após testes de caracterização do sistema, o ponto ótimo de operação do ciclo de referência foi encontrado utilizando-se três rotações do compressor e três restrições do dispositivo de expansão, com variações de carga de refrigerante em passos de 20 g. A tabela 4.1 mostra os valores desses parâmetros nessa primeira análise. A restrição do dispositivo de expansão é expressa em voltas de abertura, onde zero representa o fechamento completo e 22 a abertura máxima.

Tabela 4.1 – Parâmetros utilizados nos testes com o ciclo de referência

Parâmetro	Valores utilizados
Rotação do compressor	40, 60 e 75 Hz (2400, 3600 e 4500 RPM)
Restrição do dispositivo de expansão	4,5, 6,0 e 7,5 voltas (abertura da válvula)
Carga de refrigerante	500 – 800 g (16 pontos)

Como mencionado anteriormente, os testes foram realizados mantendo-se a temperatura do *brine* na entrada e saída do evaporador, respectivamente em 12°C e 5°C. A temperatura da água na entrada do *gas cooler* foi mantida em 33°C e o *approach* de temperatura na saída do *gas cooler* em 4°C. A temperatura do ar na entrada do resfriador intermediário foi mantida em 32°C e a efetividade em 70%.

A figura 4.4 mostra o efeito da carga de refrigerante sobre a pressão de sucção para três rotações e três aberturas do dispositivo de expansão. Observa-se que os testes em 40 Hz foram realizados apenas com a restrição de 4,5 voltas, pois restrições maiores originavam temperaturas de evaporação muito elevadas, e menores reduziam excessivamente a vazão mássica. Observa-se que a influência da carga sobre a pressão de sucção aumenta com a rotação do compressor notadamente para a restrição de 4,5 voltas.

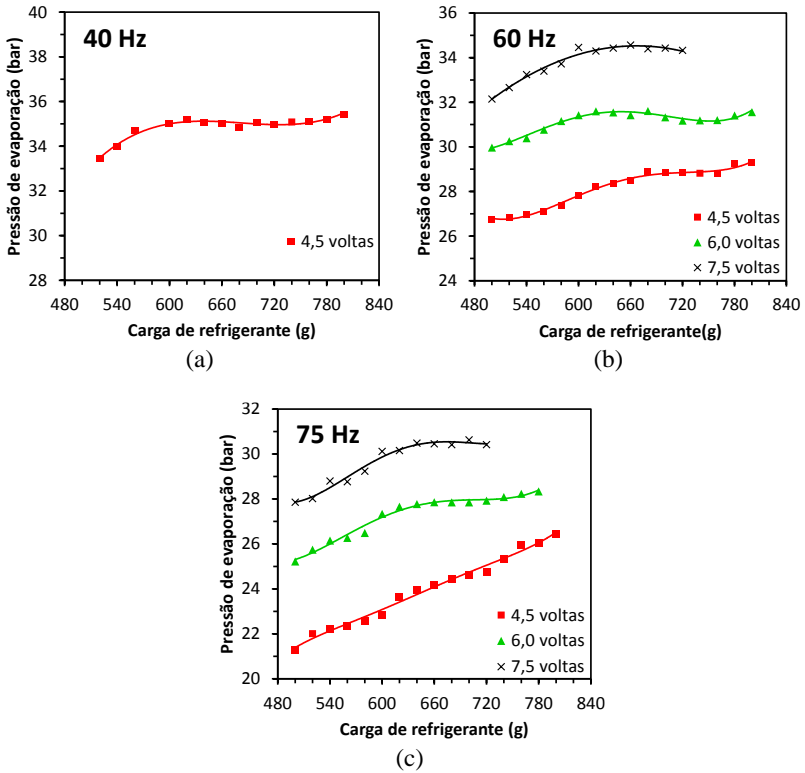


Figura 4.4 – Pressão de evaporação vs. carga de refrigerante para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz

Em geral, a carga de refrigerante não afeta significativamente a pressão de sucção, porém altera consideravelmente a temperatura na entrada do compressor, devido ao avanço da frente de líquido no evaporador, como ilustra a figura 4.5. Em 40 Hz e 4,5 volts de abertura o superaquecimento atinge um patamar de 2°C a partir de 740 g, o mesmo ocorrendo em 60 Hz e 6,0 volts. Os testes com 7,5 volts só foram realizados até 720 g, para evitar a penetração de líquido no compressor. Pode-se observar que, tanto em 60 Hz como em 75 Hz e com 4,5 volts, o superaquecimento decresce com a carga de refrigerante, com o evaporador sendo inundado, respectivamente, em 780 e 800 g.

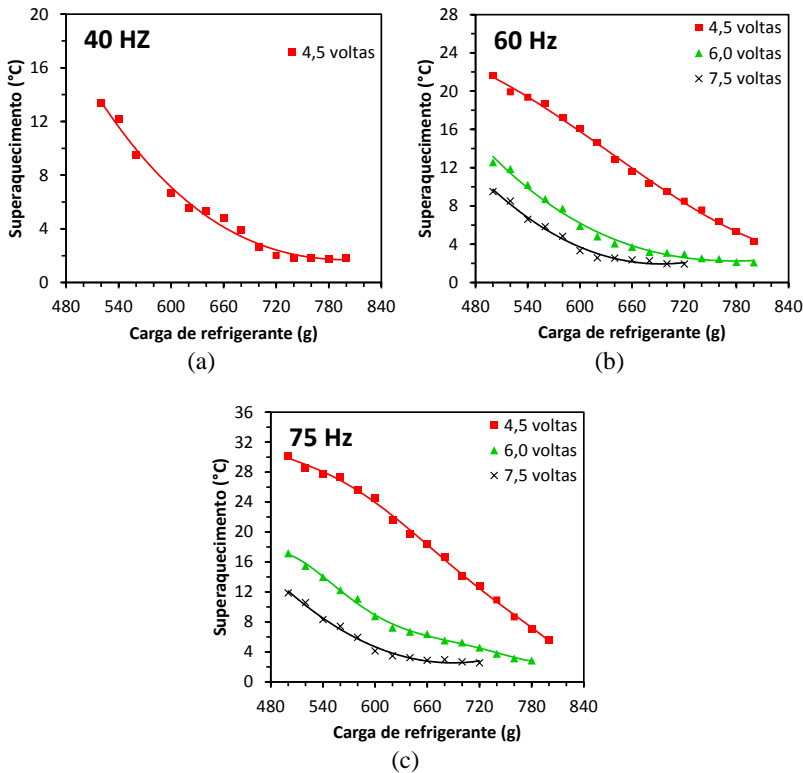


Figura 4.5 – Superaquecimento vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz

A figura 4.6 ilustra o efeito da carga de refrigerante sobre a pressão de descarga para cada frequência do compressor e abertura do dispositivo de expansão. Observa-se que a pressão de descarga apresenta um aumento contínuo com a carga de refrigerante na maioria dos casos, exceto em 75 Hz e 4,5 volts, quando aparece um ponto de inflexão em 660g, provavelmente em função da maior influência da carga sobre as propriedades do fluido na entrada do compressor para essa condição.

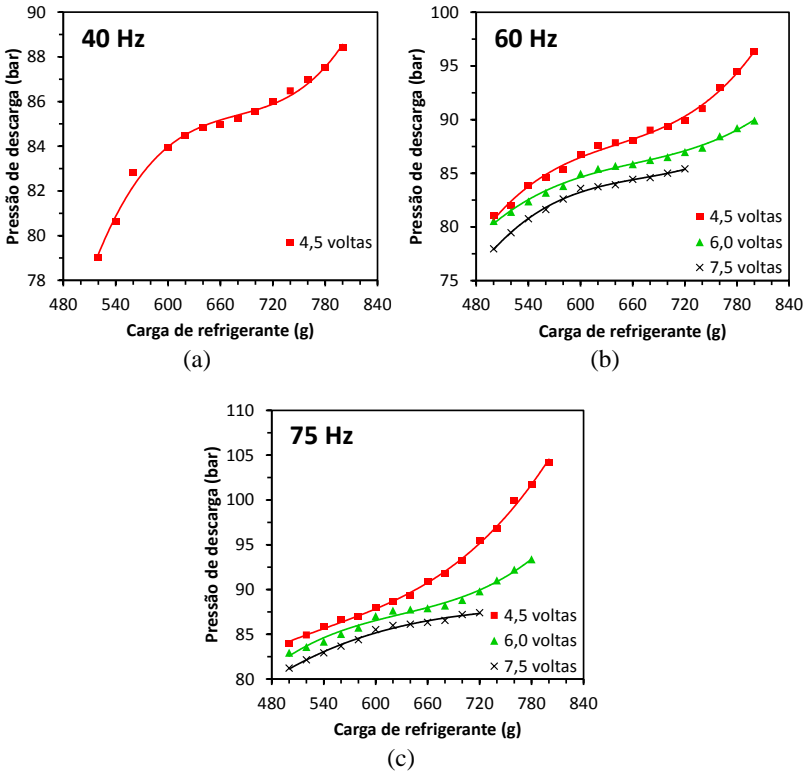


Figura 4.6 – Pressão de descarga vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz

A figura 4.7 ilustra o comportamento da pressão intermediária com a carga de refrigerante, também para diferentes frequências e restrições. Observa-se que a pressão aumenta com a carga de refrigerante, e diminui tanto com a frequência do compressor como com a restrição. A tabela 4.2 mostra as variações de pressão com o aumento de carga (520g a 800g) para a restrição de 4,5 volts.

Tabela 4.2– Variação das pressões com a carga de refrigerante para 4,5 voltas de abertura da válvula de expansão

Frequência do compressor (Hz)	Variação de pressão (bar)		
	Sucção	Intermediária	Descarga
45	2,4 (6,0%)	5,4 (10,1%)	7,8 (11,8%)
60	2,6 (10,1 %)	8,4 (15,4%)	14,3 (15,2 %)
75	4,4 (20,2%)	9,0 (20,9%)	19,3 (22,7%)

Fica evidente, portanto, que a carga de refrigerante afeta mais fortemente a pressão de descarga, seguida da pressão intermediária e de sucção.

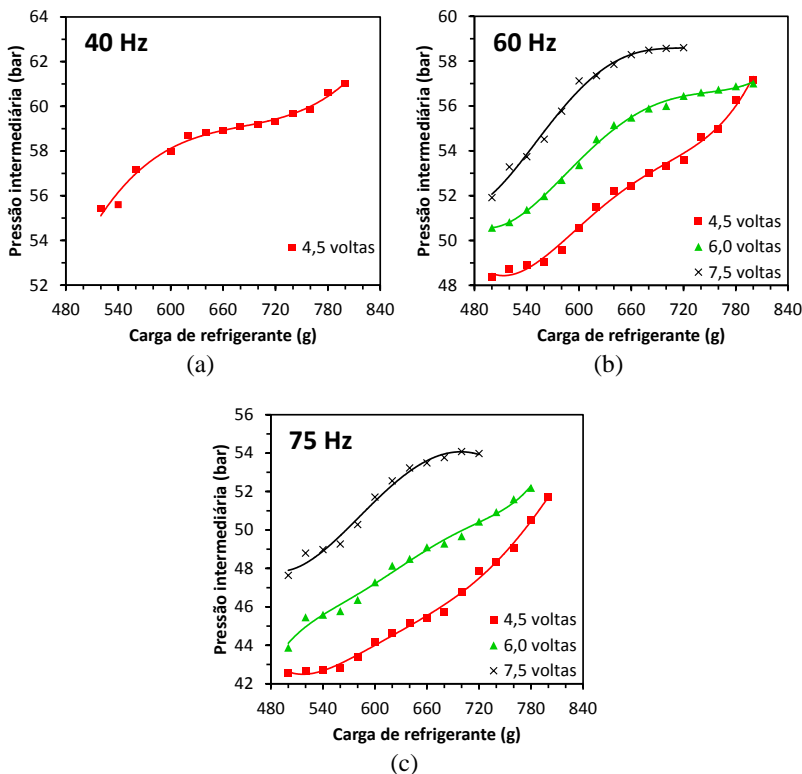


Figura 4.7 – Pressão intermediária vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz

Observa-se também que todas as pressões variam mais fortemente com a carga em frequências mais elevadas. Por outro lado, a relação de compressão é apenas levemente afetada pela carga de refrigerante, independentemente da frequência e da restrição, como ilustrado na figura 4.8.

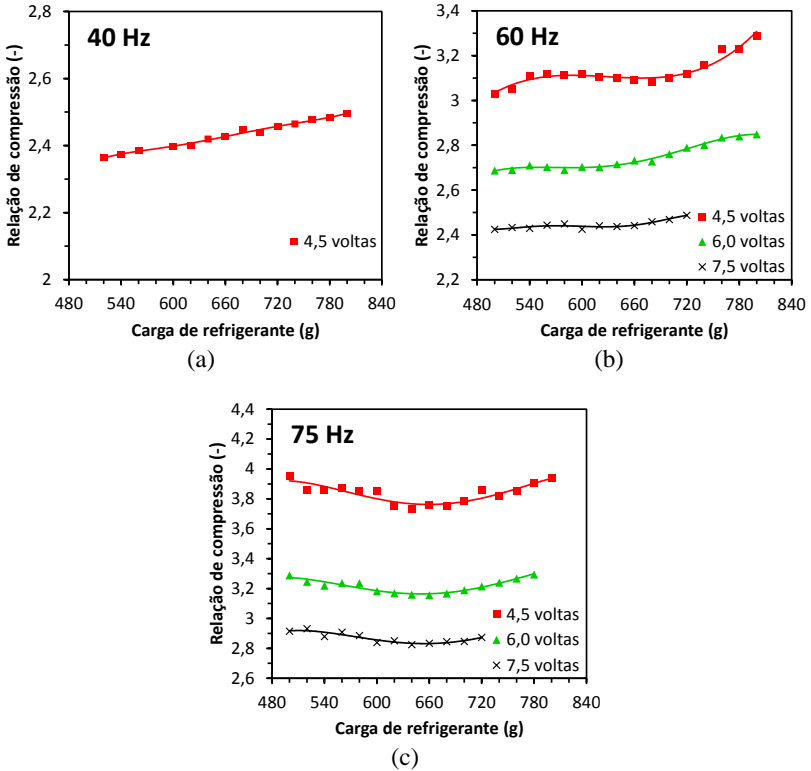


Figura 4.8 – Relação de compressão total vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz

A figura 4.9 ilustra a diferença de pressão, a que o compressor é submetido, em função da carga de refrigerante, parâmetro esse especialmente importante para compressores rotativos devido aos vazamentos internos. Observa-se que a diferença de pressão aumenta com a carga de refrigerante, principalmente em maiores restrições.

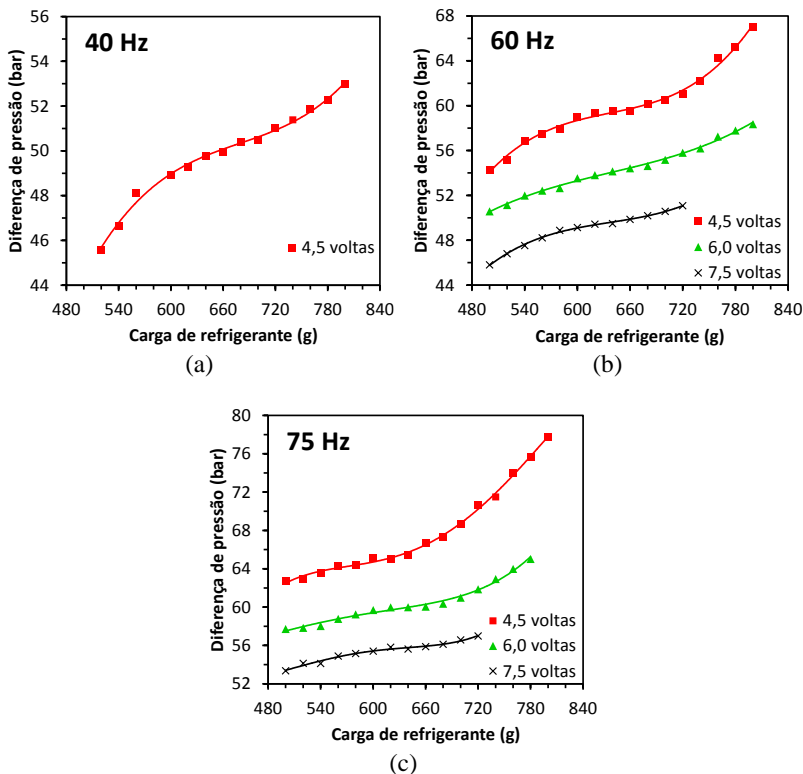


Figura 4.9 – Diferença de pressão vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz

A figura 4.10 mostra a razão entre as diferenças de pressão do segundo e do primeiro estágio de compressão. Observa-se que o segundo estágio é submetido a uma diferença de pressão maior do que o primeiro, indicando uma maior proximidade da pressão intermediária do seu valor ideal, dado pela média geométrica entre a sucção e a descarga. Observa-se também que, em geral, a razão tende a diminuir com a adição de carga, pois as pressões intermediária e de descarga apresentam um aumento percentual similar e maior que o da pressão de sucção.

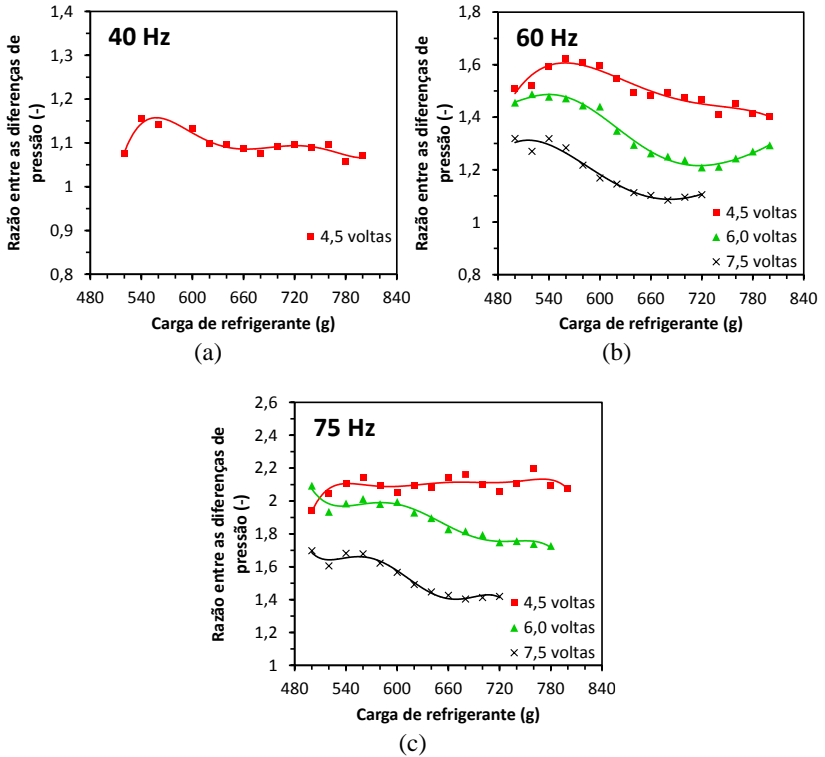


Figura 4.10 – Razão entre as diferenças de pressão vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz

A figura 4.11 ilustra o comportamento da vazão mássica em função da massa de refrigerante contida no sistema. Observa-se que, com 4,5 e 6,0 volts e em cargas baixas, a frequência do compressor praticamente não afeta a vazão mássica, pois o volume específico é consideravelmente maior em frequências elevadas. Verifica-se também que, em cargas mais elevadas, a frequência do compressor afeta a taxa de variação da vazão mássica. Com 7,5 volts esse comportamento não é observado, com taxas de variação similares para 75 Hz e 60 Hz.

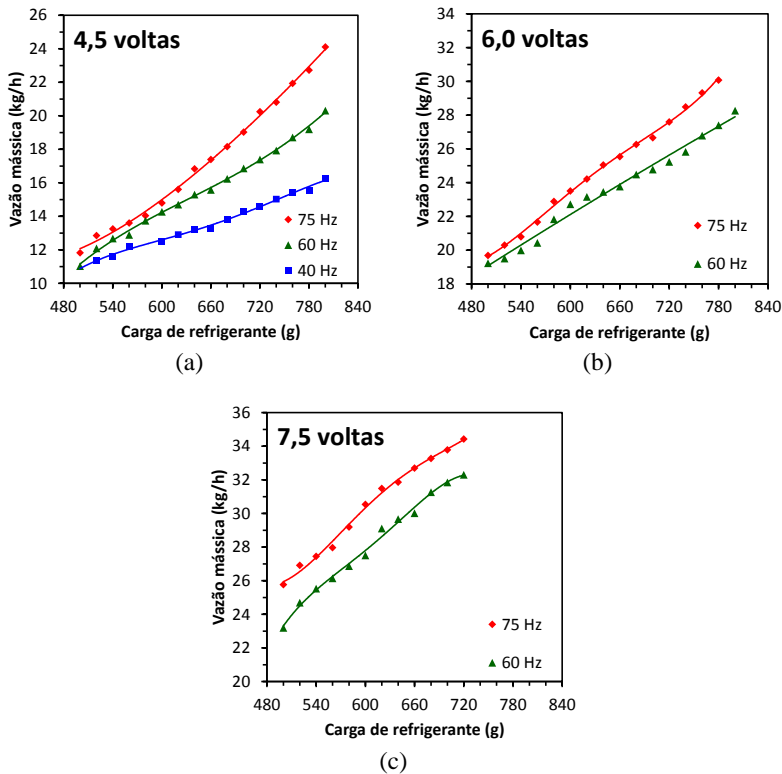


Figura 4.11 – Vazão mássica vs. carga de refrigerante e frequência para o ciclo de referência: a) 4,5 volts, b) 6,0 volts, c) 7,5 volts

A figura 4.12 mostra a taxa de transferência de calor no resfriador intermediário em função da carga de refrigerante. Percebe-se que, em geral, a taxa diminui com o aumento da carga devido ao avanço da frente de líquido no evaporador, que diminui a temperatura do refrigerante na entrada do primeiro estágio e, conseqüentemente, diminui a temperatura na descarga do primeiro estágio, o que reduz o gradiente de temperatura entre o CO₂ e o ar. Esse comportamento não é observado para 60 e 75 Hz com 4,5 volts pois, nesse caso, mesmo na maior carga, ainda persistiu um certo grau de superaquecimento no evaporador.

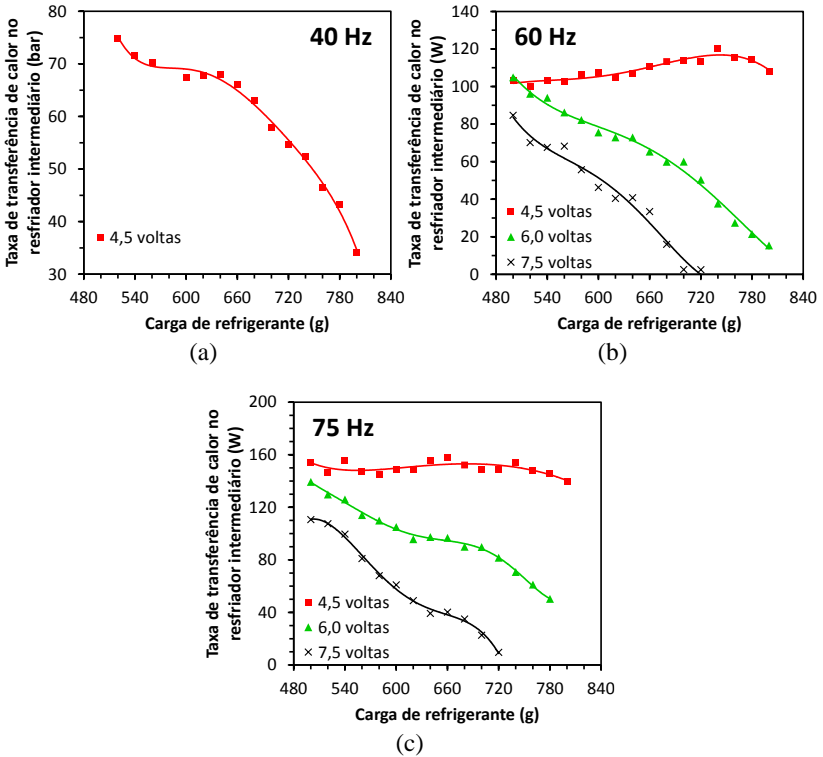


Figura 4.12 – Taxa de transferência de calor no resfriador intermediário vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz

A figura 4.13 mostra a variação da temperatura de descarga com a carga de refrigerante. Percebe-se que o aumento da carga de refrigerante diminui o superaquecimento (figura 4.5) e, conseqüentemente, a temperatura de descarga. A abertura da válvula de expansão ou redução da frequência do compressor também produziu um efeito similar.

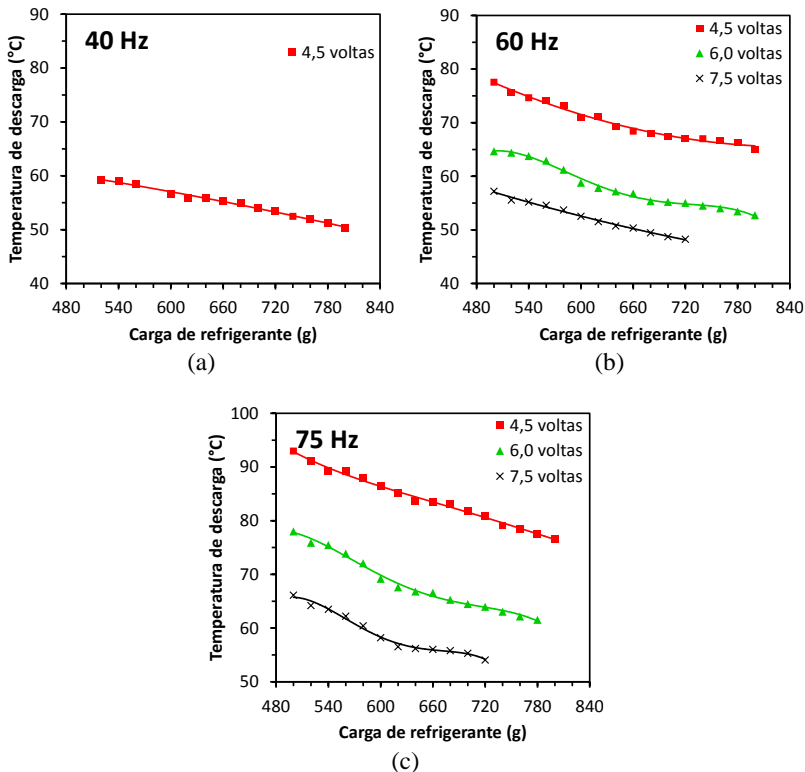


Figura 4.13 – Temperatura de descarga vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz

A taxa de transferência de calor no *gas cooler* acompanha a tendência da pressão de descarga, já que o aumento de pressão eleva a diferença de entalpia a que o trocador é submetido. A taxa de transferência de calor é maior com 6,0 voltas de abertura porque a vazão mássica, nesse caso, é também maior. A frequência do compressor também afeta a troca de calor no *gas cooler*, principalmente devido ao seu efeito sobre a temperatura de descarga.

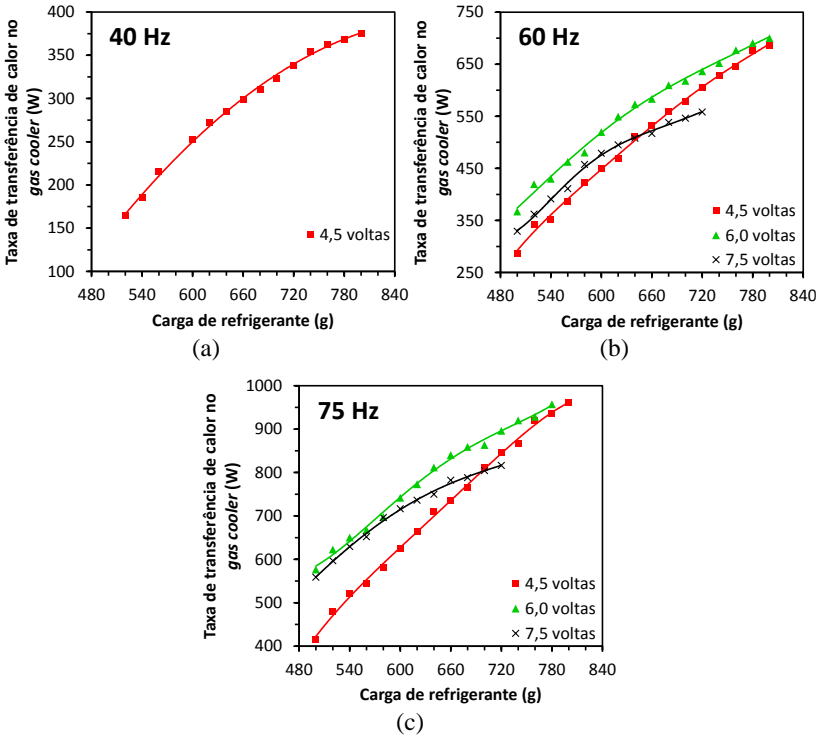


Figura 4.14 – Taxa de transferência de calor no *gas cooler* vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz

A figura 4.15 mostra que o título na entrada do evaporador diminui com o aumento da carga de refrigerante. Isso ocorre devido ao aumento continuado das pressões de descarga e de sucção, já que a temperatura na saída do *gas cooler* é mantida constante, como mostrado nas figuras 2.3 e 2.11. Títulos menores garantem uma melhor troca de calor no evaporador, uma menor temperatura na entrada do compressor e uma maior vazão mássica. Percebe-se que o título de maneira geral, decresce linearmente com a carga de refrigerante. Os títulos elevados na frequência de 40 Hz com 4,5 volts e na frequência de 60 Hz com 6,0 e 7,5 volts se devem à proximidade da pressão de descarga da pressão crítica, que resulta em entalpias elevadas na saída do *gas cooler*.

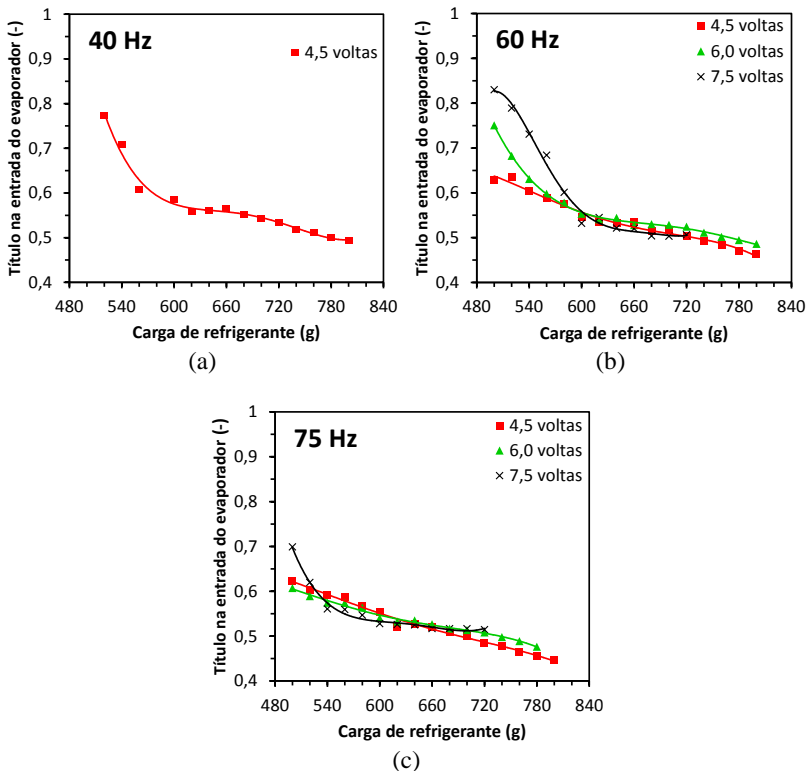


Figura 4.15 – Título na entrada do evaporador vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz

A figura 4.16 mostra que a capacidade de refrigeração aumenta com a carga de refrigerante até atingir um ponto de máximo, quando o evaporador é completamente inundado com líquido. A partir desse ponto, a capacidade de refrigeração passa a diminuir gradativamente devido ao aumento da pressão de evaporação com a adição de carga. Observa-se ainda que, em cargas baixas, a capacidade de refrigeração com 4,5 volts de abertura é inferior à fornecida com 6,0 volts, tanto na frequência de 60 Hz como de 75 Hz. Isso se deve à falta de líquido no evaporador, que aumenta à medida que refrigerante é adicionado ao sistema.

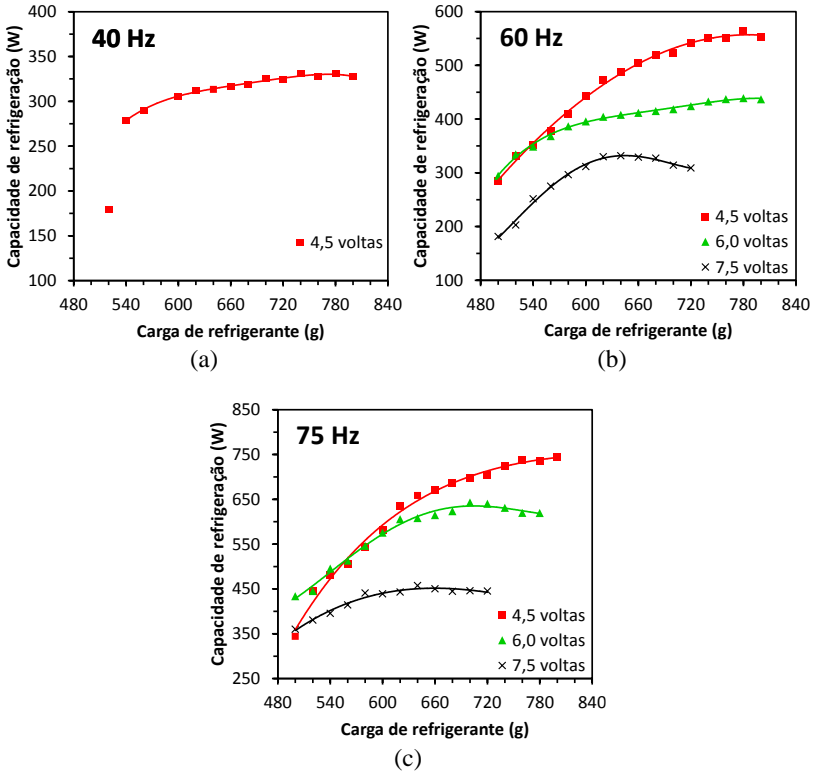


Figura 4.16 – Capacidade de refrigeração vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz

A variação da potência de compressão, incluindo a potência consumida pelo inversor de frequência, com a carga de refrigerante é mostrada na figura 4.17. Diversos parâmetros, como, por exemplo, a vazão mássica, o superaquecimento, e as pressões de sucção e descarga, contribuem para o aumento da potência de compressão com a carga de refrigerante. Observa-se que a frequência do compressor aumenta consideravelmente a potência, com uma variação de 40 Hz para 60 Hz (50%), originando um acréscimo de potência de 73%. Em geral, a potência aumenta continuamente, diferente do comportamento assintótico apresentado pela capacidade de refrigeração. A grande discrepância para diferentes restrições em 60 e 75 Hz se deve provavelmente à circulação de óleo lubrificante no circuito, que aumenta com a carga devido às maiores vazões mássicas e passa a restringir o dispositivo de expansão

para menores aberturas de válvula, resultando em um aumento da pressão de descarga e, conseqüentemente, da potência de compressão.

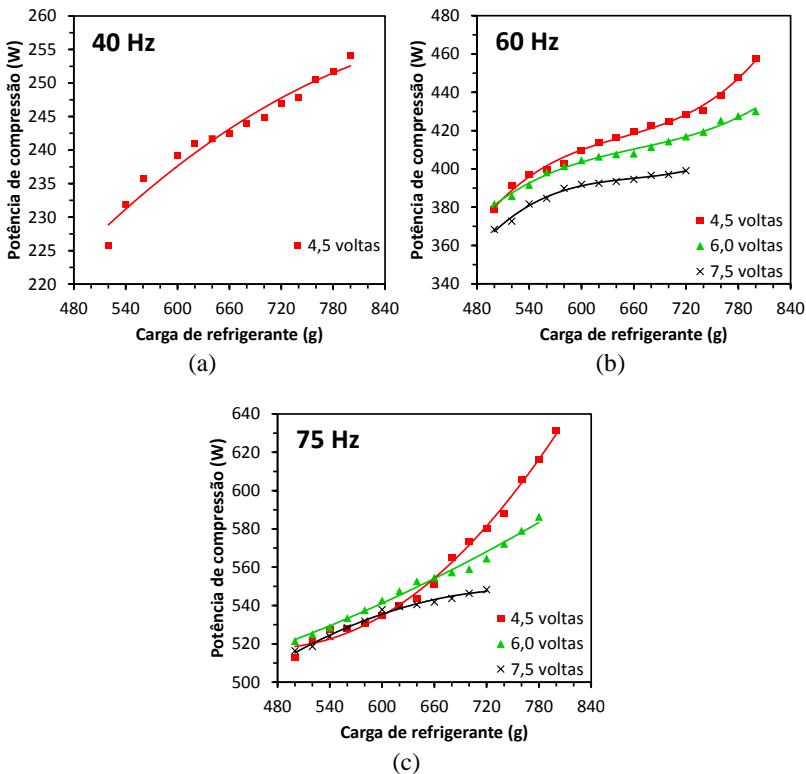


Figura 4.17 – Potência de compressão vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz

Os efeitos combinados da capacidade de refrigeração e da potência de compressão podem ser visualizados através do comportamento do COP, ilustrado na figura 4.18. O comportamento da capacidade de refrigeração associado ao aumento contínuo da potência de compressão conferem ao COP um ponto de máximo em uma determinada carga de refrigerante. Verifica-se, no entanto, que o sistema opera na condição ótima com a mesma carga (740g) e restrição (4,5 volts), independentemente da frequência do compressor.

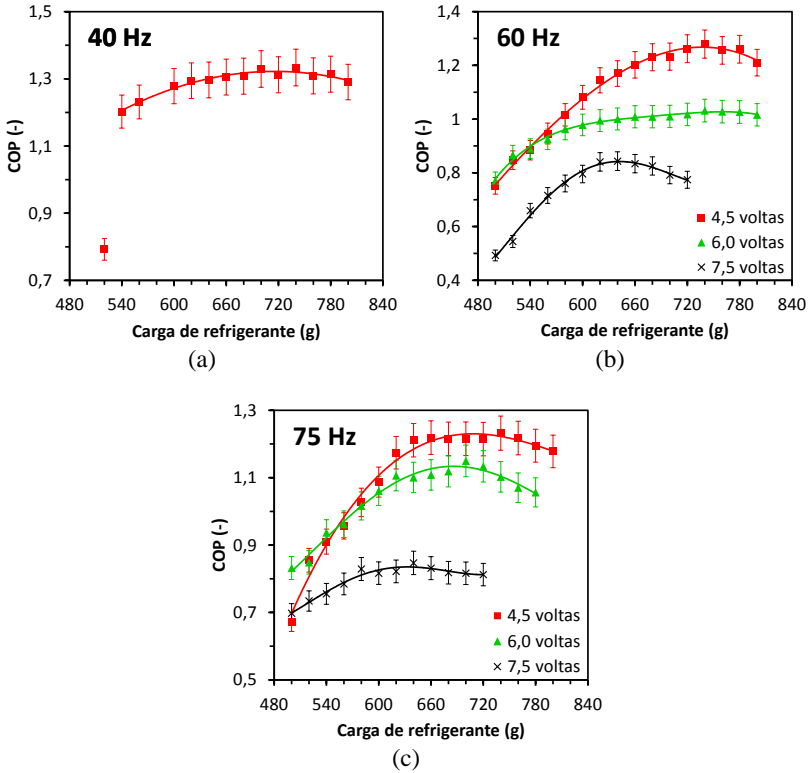


Figura 4.18 – COP vs. carga de refrigerante e restrição para o ciclo de referência: a) 40 Hz, b) 60 Hz, c) 75 Hz

A figura 4.19 ilustra a variação do COP com a pressão de descarga, obtida nesse trabalho. A figura 4.20 apresenta o mesmo tipo de análise, gerada através de uma avaliação teórica, realizada por Özgür (2008). Observa-se que o comportamento com 4,5 volts, especialmente nas frequências de 60 e 75 Hz, são bastante similares aos dados reportados por Özgür (2008). Infelizmente, o comportamento do COP em maiores aberturas não pode ser bem caracterizado para proteger a integridade do compressor.

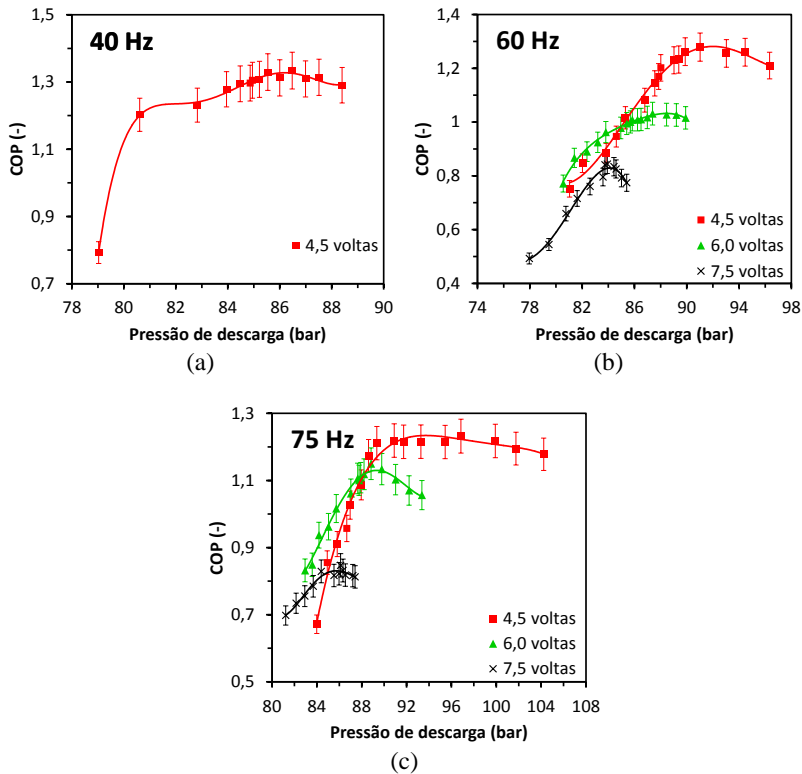


Figura 4.19 – COP vs. pressão de descarga e restrição para o ciclo de referência: a) 4,5 volts, b) 6,0 volts, c) 7,5 volts

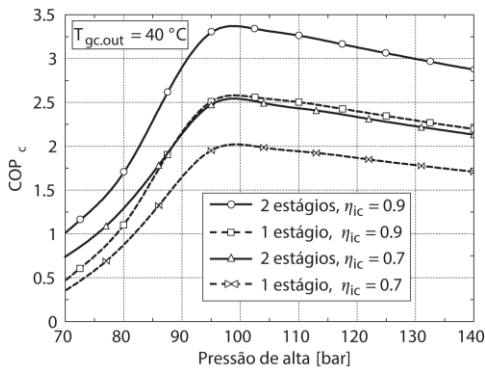


Figura 4.20 – COP para um ciclo transcrito de CO₂ com um e dois estágios de compressão e resfriador intermediário (Özgül, 2008)

A figura 4.21 mostra o diagrama T-s correspondente às três frequências utilizadas, com 740 g de carga de refrigerante e 4,5 voltas de abertura. Observa-se que o efeito do resfriador intermediário é mais pronunciado em frequências mais elevadas, em que a temperatura de descarga do primeiro estágio é maior. Observa-se também que a temperatura de evaporação diminui com o aumento da frequência do compressor, e que o título também apresenta uma pequena redução devido ao aumento da pressão de descarga. Nota-se também que em 60 e 75 Hz ainda existe um certo grau de superaquecimento, muito provavelmente porque o aumento de potência de compressão seria mais intenso do que o aumento da capacidade de refrigeração, caso mais massa fosse acrescida ao sistema. Adicionalmente, observa-se uma leve queda do COP com o aumento da frequência do compressor, em contraste com os dados informados pelo fabricante, em que as pressões de descarga e sucção são mantidas constantes.

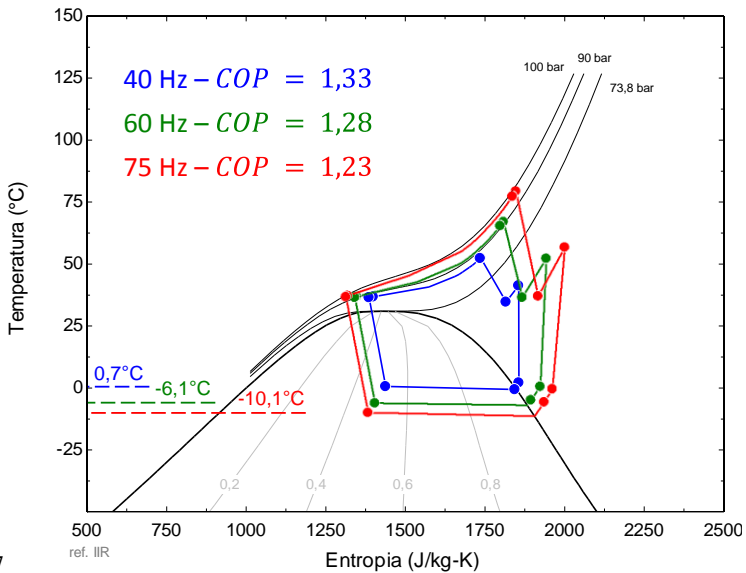


Figura 4.21 – Diagramas T-s para o ciclo de referência com 740g, 4,5 voltas de abertura e frequências de 40, 60 e 75 Hz

A tabela 4.3 mostra uma comparação entre os resultados obtidos com as três frequências adotadas nesse trabalho.

Tabela 4.3 – Comparação entre 40, 60 e 75 Hz com 740g e 4,5 voltas de abertura

Parâmetro		Frequência		
		40 Hz	60 Hz	75 Hz
Capacidade de refrigeração	(W)	330 (-40,1%)	551	724 (+31,4%)
Calor rejeitado no <i>gas cooler</i>	(W)	354 (-43,6 %)	628	867 (+38,1%)
Calor rejeitado no <i>intercooler</i>	(W)	52,3 (-56,4%)	120	154 (+28,3%)
Potência de compressão	(W)	248 (-42,3%)	430	587 (+36,5%)
COP	(-)	1,33 (+3,9%)	1,28	1,23 (-3,9%)
Vazão mássica	(kg/h)	15,0 (-16,2%)	17,9	20,8 (+16,2%)
Pressão de descarga	(bar)	86,5 (-4,9%)	91,0	96,8 (+6,4%)
Pressão intermediária	(bar)	59,7 (+9,3%)	54,6	48,4 (-11,4%)
Pressão de sucção	(bar)	35,1 (+21,9%)	28,8	25,4 (-11,8%)
Perda de carga no evaporador	(bar)	0,1 (-66,7%)	0,3	0,6 (+100,0%)
Perda de carga no <i>gas cooler</i>	(bar)	0,3 (-40,0%)	0,6	0,6
Temperatura de evaporação	(°C)	0,3 (+7,3°C)	-7,0	-11,5 (-4,5°C)
Temperatura de sucção	(°C)	2,1 (+1,5°C)	0,6	-0,6 (-1,2°C)
Temperatura de descarga	(°C)	52,5 (-14,5°C)	67,0	79,1 (+12,1°C)
Superaquecimento (evaporador)	(°C)	-0,9 (-2,2°C)	1,3	5,7 (+4,4°C)
Superaquecimento (sucção)	(°C)	1,8 (-5,8°C)	7,6	10,9 (+3,3°C)
Título na entrada do evaporador	(-)	0,52 (+6,1%)	0,49	0,48 (-2,0%)
Diferença de pressão	(bar)	51,4 (-17,4%)	62,2	71,5 (+15,0%)
Relação de compressão	(-)	2,46 (-22,2%)	3,16	3,82 (-20,9%)
Diferença de pressão (1° est.)	(bar)	24,6 (-4,7%)	25,8	23,0 (-10,9%)
Relação de compressão (1° est.)	(-)	1,70 (-10,1%)	1,89	1,91 (+1,1%)
Relação de compressão (2° est.)	(bar)	26,8 (-26,4%)	36,4	48,5 (+33,2%)
Relação de compressão (2° est.)	(-)	1,45 (-13,2%)	1,67	2,00 (+19,8%)

4.1.1 Influência da temperatura ambiente

O problema mais comum decorrente da utilização de CO₂ como fluido refrigerante é a influência da temperatura ambiente na performance do ciclo, o que dificulta consideravelmente a implementação desses sistemas em países com temperatura ambiente elevada. Girotto et al. (2004) mostraram o efeito da temperatura ambiente no desempenho de

sistemas comerciais de refrigeração com CO₂ e com R-404a. Os autores observaram que ciclos subcríticos ou transcíticos com dióxido de carbono apresentam uma queda de performance considerável para temperatura ambiente acima de 15°C, inviabilizando o dióxido de carbono. Matthiesen et al. (2010) compararam a performance de sistemas utilizando CO₂ em relação ao R404a em função da temperatura média anual para o norte europeu. Eles concluíram que países cuja temperatura ambiente mantém-se abaixo de 15°C se beneficiam da utilização de CO₂ como fluido refrigerante.

Diante dessa constatação, buscou-se investigar o efeito da temperatura ambiente sobre o desempenho do sistema. Para tanto, manteve-se a capacidade de refrigeração constante, através da modulação da vazão do circuito secundário acoplado ao evaporador (vazão do *brine*). A vazão do circuito secundário do *gas cooler* foi mantida constante variando-se a temperatura de entrada da água para simular uma variação de temperatura ambiente. A temperatura do ar na entrada do resfriador intermediário foi mantida constante em todos os testes. Como referência utilizou-se o ponto ótimo em 60 Hz, com carga de 740 g e restrição de 4,5 voltas.

A figura 4.22 mostra a variação das pressões de descarga, intermediária e de sucção com a temperatura de entrada da água no *gas cooler*. Nota-se que o aumento da pressão de descarga é superior ao aumento da pressão de sucção, fazendo com que o compressor seja submetido a uma maior relação de compressão. Por outro lado, o aumento da pressão de descarga é vantajoso pela maior proximidade da pressão de operação ideal.

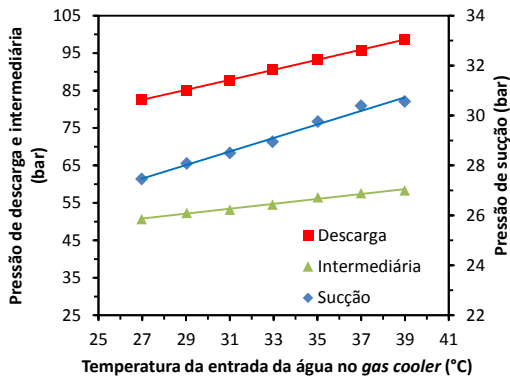


Figura 4.22 – Variações das pressões de operação com a temperatura de entrada da água no *gas cooler* para o ciclo de referência

As propriedades de transporte do CO₂ são também afetadas pela temperatura de entrada da água no *gas cooler*, fazendo com que o *approach* de temperatura se reduza com o aumento da temperatura da água, como mostrado na figura 4.23. Esse aspecto também ameniza as perdas associadas com aumento da temperatura ambiente em ciclos transcíticos de CO₂.

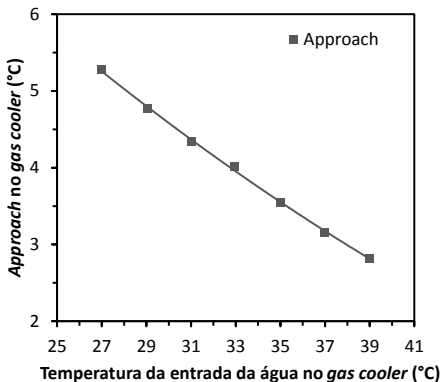


Figura 4.23 – Variação do *approach* no *gas cooler* vs. temperatura de entrada da água

A figura 4.24 mostra que, tanto o grau de superaquecimento na saída do evaporador, como o título na entrada do evaporador aumentam com o aumento da temperatura ambiente. Isso eleva a temperatura na sucção e na descarga do compressor e também na saída do *gas cooler*, como ilustrado na figura 4.25.

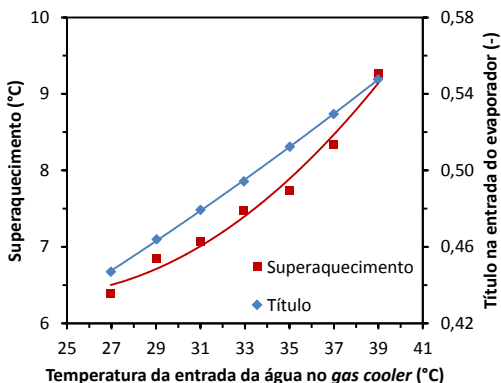


Figura 4.24 – Grau de superaquecimento na saída e título na entrada do evaporador vs. temperatura da entrada da água no *gas cooler*

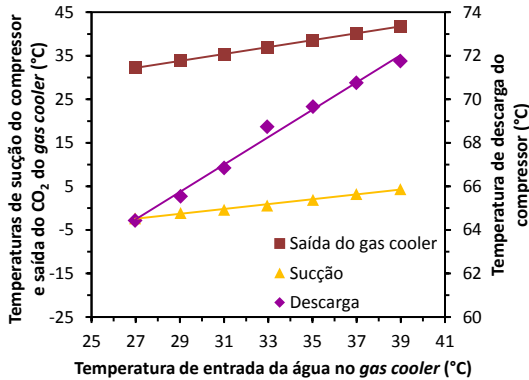


Figura 4.25 – Temperaturas de sucção, descarga e saída do *gas cooler* vs. temperatura de entrada da água no *gas cooler*

A figura 4.26 mostra a vazão, potência e capacidade de refrigeração em função da temperatura de entrada da água no *gas cooler*. Observa-se que, mesmo com o aumento do superaquecimento, a vazão mássica também se eleva devido à variação da pressão de sucção que resulta em uma redução total do volume específico na entrada do compressor de 8,9% entre a temperatura mínima e máxima de entrada da água no *gas cooler*. Percebe-se que o efeito combinado da vazão, temperatura de sucção e razão de compressão aumenta consideravelmente a potência de compressão. Como a capacidade de refrigeração foi mantida praticamente constante, percebe-se que o COP do sistema diminui com o aumento de temperatura da água na entrada do *gas cooler*, como indicado na figura 4.27. Um aumento de temperatura de 12°C, de 27°C para 39°C, provoca uma queda de COP de 18,8% que se manifesta de forma linear. Em outras palavras, isso significa que o sistema será negativamente impactado em performance por aumento na temperatura ambiente.

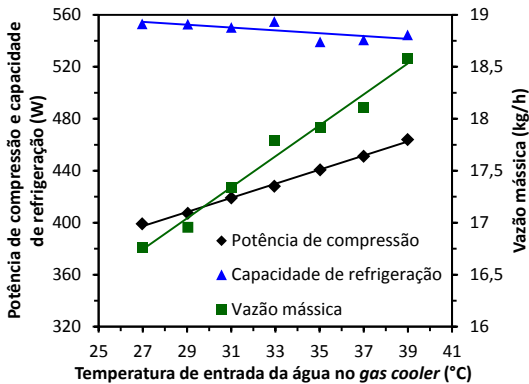


Figura 4.26 – Vazão mássica, potência e capacidade de refrigeração vs. temperatura de entrada da água no gas cooler

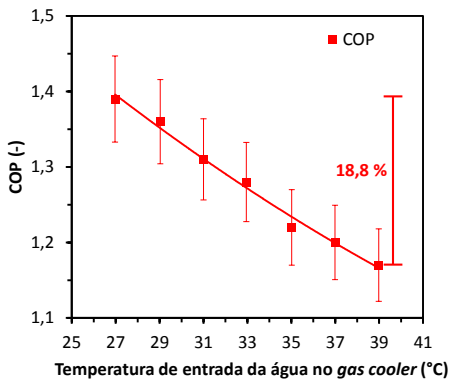


Figura 4.27 – COP vs. temperatura de entrada da água no gas cooler

A análise anterior considerou uma vazão constante de água para o resfriamento do gas cooler, porém, em aplicações reais, fabricantes têm buscado soluções que reduzam o consumo energético do sistema como um todo. Sistemas comerciais leves utilizam trocadores de calor ar-CO₂ e requerem o emprego de ventiladores para proporcionar uma taxa de transferência de calor satisfatória e garantir um desempenho aceitável do ciclo termodinâmico. Contudo, esses ventiladores aumentam o consumo energético do sistema, podendo ser potencialmente reduzido através do controle de sua frequência de acordo com as temperaturas ambiente e interna. O apêndice C apresenta uma análise simplificada da influência desse tipo de controle no ciclo de referência. Os resultados obtidos mostram que o controle não beneficia ciclos transcíticos de CO₂, pois maio-

res vazões de ar resultam em uma melhora da performance do ciclo termodinâmico que compensa as perdas resultantes da potência consumida pelos ventiladores.

4.1.2 Influência do resfriador intermediário

Esta análise foi realizada com os mesmos parâmetros utilizados na carga/restrrição ótima a 60 Hz. No entanto, a efetividade do resfriador intermediário foi variada de 70% a 30% em intervalos de 10%, regulando-se a vazão de ar em circulação. Um teste foi também realizado com a utilização de um *by-pass*, que eliminava o efeito desse trocador de calor.

Em geral, a efetividade do resfriador intermediário não afeta significativamente o comportamento do sistema. O efeito mais relevante ocorre sobre a temperatura de descarga, como ilustrado na figura 4.28. Esse efeito, contudo, não se propaga para o restante do sistema, como comprovado pela pequena variação da temperatura do refrigerante na saída do *gas cooler*.

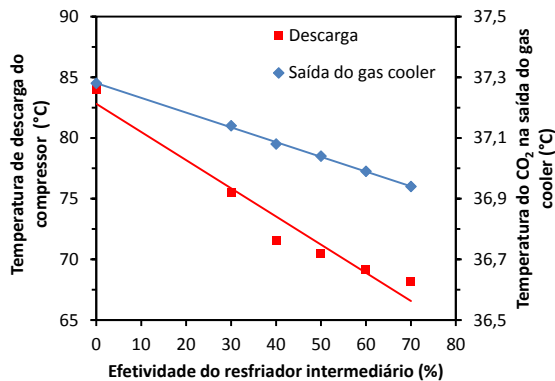


Figura 4.28 – Temperatura de descarga e temperatura na saída do *gas cooler* vs. efetividade do resfriador intermediário

A figura 4.29 mostra que o COP do sistema é pouco afetado pela efetividade do resfriador intermediário. Todavia, deve-se ressaltar que esse componente pode ser particularmente importante em condições críticas de funcionamento, em que o óleo lubrificante tende a ser degradado pelas altas temperaturas envolvidas.

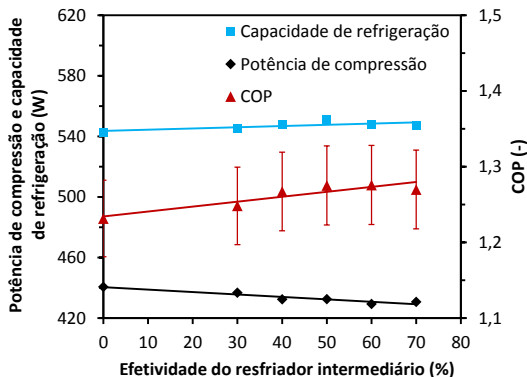


Figura 4.29 – Potência de compressão, capacidade de refrigeração e COP vs. efetividade

4.2 Influência da taxa circulação de óleo

Após 195 testes utilizando o retorno de óleo periódico, notou-se que o sistema começou a apresentar instabilidades e deixou de apresentar repetibilidade. Essa ocorrência, após algumas análises, foi associada à taxa de circulação de óleo no sistema. Resolveu-se, portanto, substituir o compressor e os separadores de óleo e realizar uma limpeza interna do sistema.

Para estimar a taxa de circulação de óleo (OCR – *oil circulation rate*) utilizou-se a equação 4.1 adaptada do trabalho de Deangelis e Hrnjak (2005), com a massa específica da mistura medida através de um coriolis.

$$OCR = 0,363 \times \frac{1,0205 \times \rho_{mistura} - \rho_{CO_2 \text{ puro}}}{1,16 \times \rho_{\acute{o}leo} - \rho_{CO_2 \text{ puro}}} \times 100 \quad (4.1)$$

O teste foi realizado com apenas um separador de óleo devido às elevadas perdas de carga envolvidas. Além disso, o retorno de óleo para o compressor passou a ser contínuo, o que atenua a contaminação do circuito com óleo, mas reduz o COP do sistema devido à passagem da região de alta para a região de baixa pressão.

A tabela 4.4 comprova os resultados obtidos na condição semelhante à obtida com 60 Hz / 4,5 voltas nos resultados com retorno de óleo periódicos em três situações distintas: i) início dos experimentos, ii) experimentos instáveis e iii) após modificações na bancada.

É importante destacar que antes das modificações da bancada havia uma grande discrepância entre a capacidade de refrigeração calculada pelo lado do *brine* e do CO₂, diferença essa também observada por Montagner (2013), que a associou com a dificuldade de se determinar as propriedades termodinâmicas do dióxido de carbono na saída do evaporador devido ao seu estado bifásico ao longo do trocador de calor. Porém, tal discrepância deve-se, na verdade, ao óleo em circulação que altera tanto a vazão mássica como as propriedades termofísicas do fluido, como mostra esta análise. Essa diferença é maior no evaporador, onde o processo de expansão provoca a separação do óleo do refrigerante. No *gas cooler* o CO₂ supercrítico apresenta um alto nível de solubilidade e algumas propriedades termodinâmicas mais próximas das do óleo, facilitando sua miscibilidade e atenuando erros relacionados ao cálculo da taxa de transferência de calor, considerando dióxido de carbono puro em relação ao balanço energético pelo lado da água. Fica evidente, portanto, que, os separadores, protótipos na época da instalação, e o regime de retorno de óleo não garantiam uma circulação de CO₂ isenta de óleo. A modificação realizada tornou a bancada estável e fechou os balanços de energia tanto no *gas cooler* como no evaporador.

Apesar da presença de uma elevada taxa de circulação de óleo nos testes apresentados anteriormente, os resultados não podem ser invalidados porque correspondem ao provável comportamento dos refrigeradores comerciais leves se utilizassem o compressor empregado neste trabalho. Isso porque, tais sistemas de refrigeração não utilizam separadores de óleo devido aos custos e manutenção associados a esse componente. No entanto, a simplicidade do ciclo desses sistemas pode permitir a operação com maiores taxas de circulação de óleo, pois apresenta poucos pontos de acúmulo garantindo que o óleo retorne à sucção do compressor, resultando em uma menor contaminação do circuito.

Por outro lado, a complexidade do aparato experimental deste estudo exige a utilização de um sistema de separação e retorno de óleo para evitar o problema descrito nesta seção.

Tabela 4.4 – Comparação entre o teste com o sistema contaminado, o teste inicial, e o teste com novos separadores de óleo

Teste		Contaminado	Inicial	Novo
OCR	(%)	2,7 (+2,6)	-	0,1
Capacidade de refrigeração (<i>brine</i>)	(W)	467 (-16,2%)	551	557
Capacidade de refrigeração (CO ₂)	(W)	663 (+14,1%)	650	581
Diferença entre CO ₂ e <i>brine</i>	(%)	+42,0 (+37,7)	+18,0	+4,3
Calor rejeitado no <i>gas cooler</i> (água)	(W)	683 (+1,2 %)	628	675
Calor rejeitado no <i>gas cooler</i> (CO ₂)	(W)	681 (+3,0%)	619	661
Diferença entre CO ₂ e água	(%)	-0,3 (+1,8)	-1,4	-2,1
Calor rejeitado no <i>intercooler</i>	(W)	114 (+10,7%)	120	103
Potência de compressão	(W)	442 (-1,6%)	430	449
COP	(-)	1,06 (-14,5%)	1,28	1,24
Vazão mássica	(kg/h)	17,7 (+15,7%)	17,9	15,3
Pressão de descarga	(bar)	92,2 (-3,8%)	91,0	95,8
Pressão intermediária	(bar)	52,7 (-1,1%)	54,6	53,3
Pressão de evaporação	(bar)	27,8 (-9,2%)	28,8	30,6
Perda de carga no evaporador	(bar)	0,5 (+150,0%)	0,3	0,2
Perda de carga no <i>gas cooler</i>	(bar)	1,2 (+100,0%)	0,6	0,6
Temperatura de evaporação	(°C)	-8,3 (-3,8°C)	-7,0	-4,5
Temperatura de sucção	(°C)	0,4 (-15,3°C)	0,6	15,7
Temperatura de descarga	(°C)	65,0 (-2,1°C)	67,0	67,1
Superaquecimento	(°C)	3,0 (-0,6°C)	1,3	3,6
Título na entrada do evaporador	(-)	0,48 (+4,4%)	0,49	0,46
Diferença de pressão	(bar)	64,4 (-1,2%)	62,2	65,2
Razão de compressão	(-)	3,32 (+6,1%)	3,16	3,13

4.3 Ciclo de referência com retorno de óleo contínuo

Após as modificações foi preciso determinar o novo ponto ótimo do sistema, prevendo retorno contínuo de óleo para o compressor. Para tanto, manteve-se primeiramente a frequência do compressor em 60 Hz

e a carga em 800 g e variou-se a abertura do dispositivo de expansão, encontrando-se um valor ótimo de 3,6 voltas, como ilustrado na 4.30.

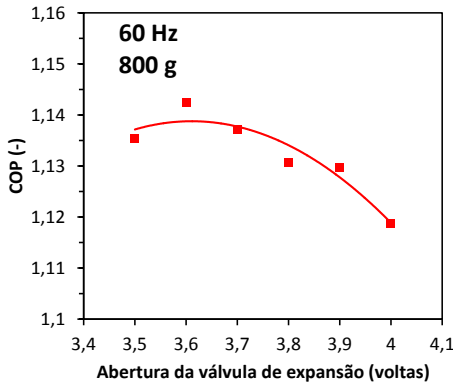


Figura 4.30 – COP vs. abertura de válvula de expansão

Em seguida, a abertura da válvula foi mantida em 3,6 voltas e a carga de refrigerante foi otimizada nas frequências de 45, 60 e 75 Hz. A figura 4.31 ilustra os resultados obtidos, onde se observa que existe uma carga ótima de 850 g para todas as frequências consideradas. Observa-se, ainda, que o compressor opera mais eficientemente na frequência de 60 Hz, o que corrobora as informações do fabricante. Muito provavelmente os resultados anteriores que mostravam melhor desempenho a 40 Hz foram afetados pela taxa de circulação de óleo, cujo efeito se manifesta mais intensamente a 60 Hz.

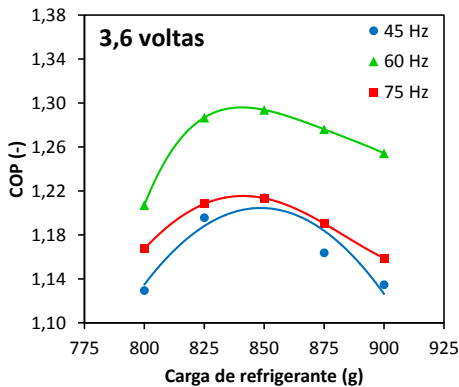


Figura 4.31 – COP vs. carga de refrigerante com retorno contínuo de óleo

O passo seguinte foi verificar se a abertura de 3,6 voltas fornecia o COP máximo, com a carga de 850 g, em todas as frequências. Para tanto, variou-se a restrição do dispositivo de expansão, obtendo-se a figura 4.32, que indica que a abertura de 3,6 voltas é indicada para todas as frequências. Isso significa que dispositivos de expansão de ação fixa, como tubos capilares, quando bem dimensionados, podem ser empregados em sistemas dotados de compressores de velocidade variável.

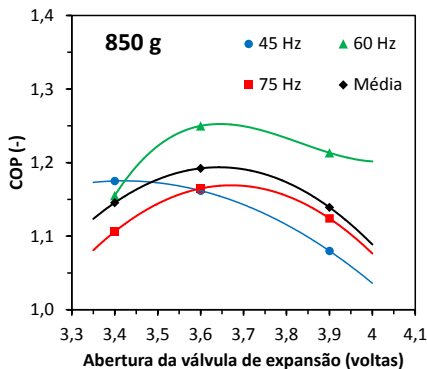


Figura 4.32 – COP vs. abertura do dispositivo de expansão em diferentes frequências

A figura 4.32, mais uma vez, indica que a frequência de 60 Hz é a de melhor desempenho. Nessa frequência, a pressão intermediária entre os estágios de compressão se aproxima do valor ideal, como ilustrado na figura 4.33, contribuindo assim para o ganho de desempenho (Agrawal et al., 2007).

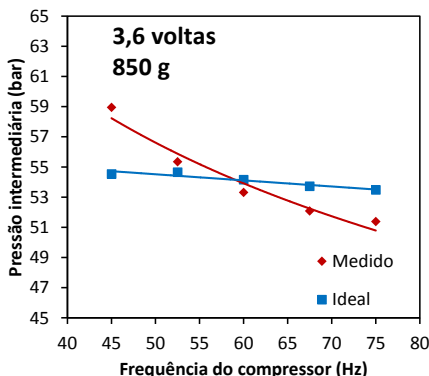


Figura 4.33 – Pressão intermediária vs. frequência do compressor

Além disso, próximo de 60 Hz a pressão de descarga é próxima do valor ideal. Na realidade, em 60 Hz, a pressão de descarga é um pouco superior ao valor ideal, mas isso afeta muito pouco o desempenho do sistema (Kim et al., 2004).

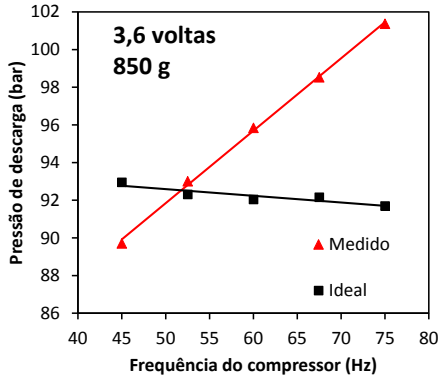


Figura 4.34 – Pressão de descarga vs. frequência do compressor

A pressão de evaporação e, conseqüentemente, a temperatura de evaporação diminuem quase que linearmente com o aumento da frequência do compressor, como ilustrado na figura 4.35. Deve-se mencionar que observou-se um aumento da pressão de evaporação com a introdução do retorno de óleo contínuo. Isso já era esperado porque esse tipo de retorno de óleo é, na realidade, um *by-pass*, ligando as regiões de alta e baixa pressão do sistema, como ilustrado na figura 4.36.

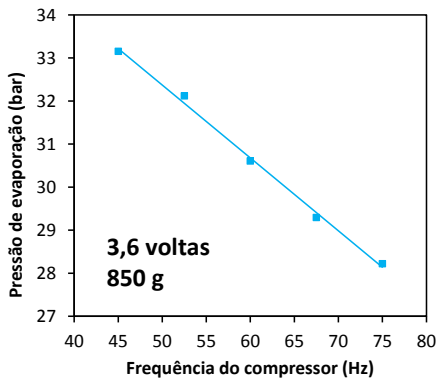


Figura 4.35 – Pressão de evaporação e temperatura de evaporação vs. frequência do compressor

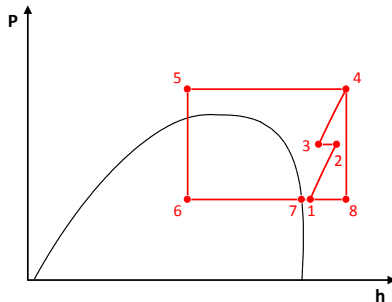


Figura 4.36 – Diagrama P x h para o ciclo de referência com retorno de óleo contínuo.

A vazão mássica e temperatura do refrigerante na sucção do compressor aumentam com o aumento da frequência de operação, como ilustrado na figura 4.37. Observa-se que a temperatura na entrada do compressor é maior do que a encontrada nos testes com retorno de óleo periódico. Esse fato, no entanto, não justifica, por si só, as menores vazões mássicas encontradas, que se deve, em grande parte, à menor taxa de circulação de óleo no sistema. Os valores de superaquecimento são maiores que para os testes com retorno periódico, porém apenas esse parâmetro não justifica as vazões mássicas menores. Com uma taxa de circulação de óleo menor, a vazão mássica medida pelo coriolis deve ser mais próxima do CO₂ com valores menores que os observados nos testes antigos. Esse é um dos principais fatores que corrigem o erro observado no cálculo da capacidade de refrigeração pelo lado do CO₂ quando comparado ao cálculo para o escoamento do *brine* no evaporador.

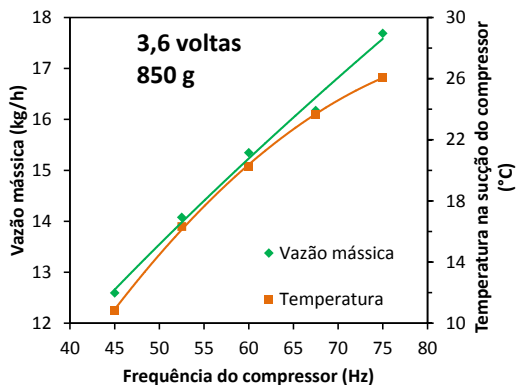


Figura 4.37 – Vazão mássica e temperatura na sucção vs. frequência do compressor

A figura 4.38 mostra que a relação de compressão do ciclo e a relação de compressão do segundo estágio aumentam com a frequência do compressor, enquanto que a do primeiro estágio se mantém constante. A figura 4.38 mostra também que a relação de compressão dos dois estágios coincide em aproximadamente 60 Hz, o que significa que, nessa frequência, o compressor trabalha com a pressão intermediária ideal.

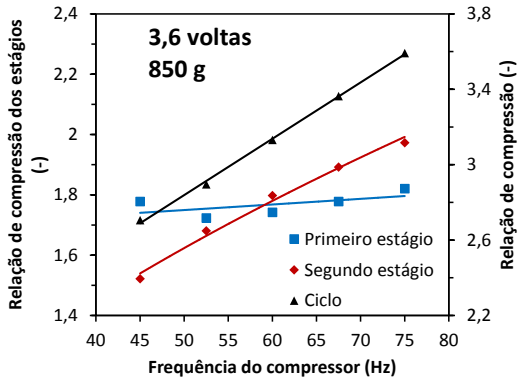


Figura 4.38 – Relações de compressão vs. frequência do compressor

A figura 4.39 mostra a capacidade de refrigeração e potência de compressão em função da frequência do compressor. Observa-se que a capacidade apresenta um comportamento peculiar com um abaulamento para cima na região de 52 a 67 Hz, enquanto que a potência de compressão aumenta quase que linearmente.

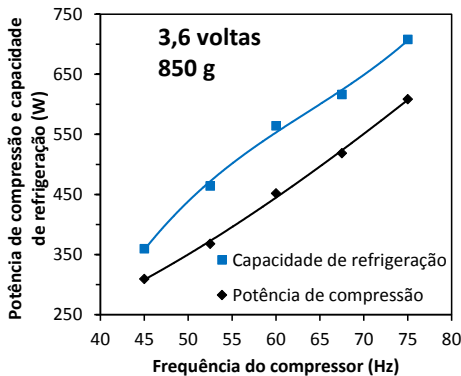


Figura 4.39 – Potência de compressão e capacidade de refrigeração vs. frequência do compressor

Combinando os efeitos da capacidade de refrigeração e da potência obtém-se a figura 4.40, que indica um COP máximo aproximadamente entre 50 e 60 Hz. O comportamento do COP pode ser melhor compreendido através do diagrama T x s, apresentado na figura 4.41, onde se observa a mesma pressão intermediária em 60 e 75 Hz, mas uma maior pressão de descarga em 75 Hz, o que degrada o COP nessa frequência.

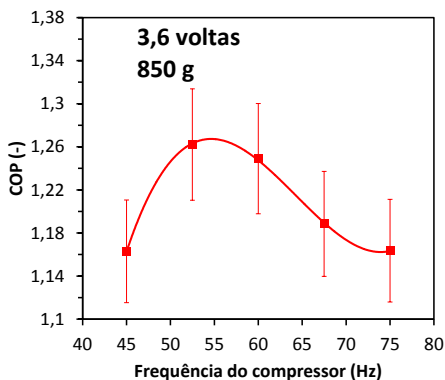


Figura 4.40 – COP vs. frequência do compressor

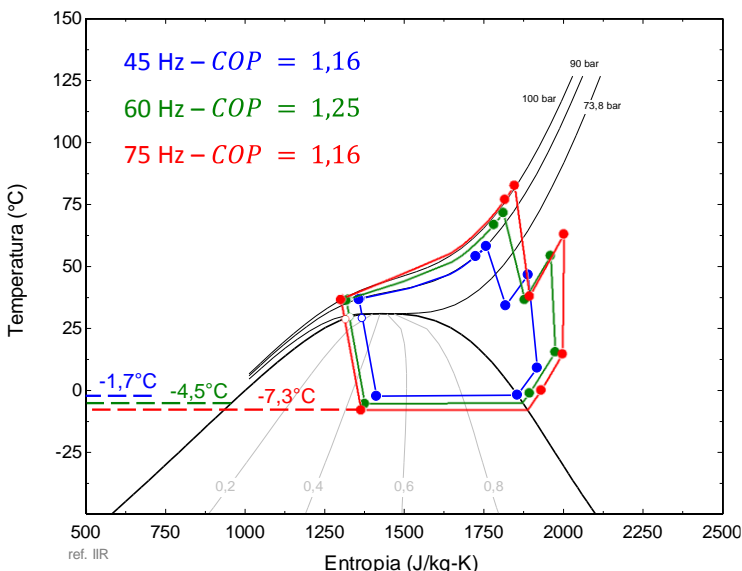


Figura 4.41 – Diagrama T x s para as frequências de 45, 60 e 75 Hz

A maior degradação do COP, em 45 Hz, deve-se ao afastamento da pressão intermediária do valor ideal e principalmente ao fato de a pressão de descarga ser inferior ao valor ideal. O baixo desempenho em baixas frequências, no entanto, não deve inibir a aplicação de compressores de velocidade variável em sistemas de CO₂, já que a diminuição dos ciclos *on/off* possibilita a redução do consumo de energia em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar, como mostrado por Tassou e Qureshi (1998). Em geral, os sistemas de refrigeração comerciais leves não utilizam separadores de óleo devido às restrições de custo. Sem esse componente, os referidos sistemas tendem a ficar progressivamente contaminados com óleo, e a apresentar desvios de comportamento em relação aos valores nominais.

As análises a seguir serão realizadas com o fluido isento de óleo, exatamente para evitar esse tipo de efeito. A tabela 4.5 compara os resultados obtidos nas frequências de 45, 60 e 75 Hz, com o circuito isento de óleo.

Tabela 4.5 – Parâmetros do ciclo em 45, 60 e 75 Hz com 740g

Frequência		45 Hz	60 Hz	75 Hz
Capacidade de refrigeração	(W)	360 (-36,2%)	564	708 (+25,5%)
Calor rejeitado no <i>gas cooler</i>	(W)	441 (-34,7%)	675	901 (+33,5%)
Calor rejeitado no <i>intercooler</i>	(W)	77 (-30,6%)	111	170 (+53,2%)
Potência de compressão	(W)	309 (-31,6%)	452	608 (+34,5%)
COP	(-)	1,16 (-7,2%)	1,25	1,16 (-7,2%)
Vazão mássica	(kg/h)	12,6 (-17,6%)	15,3	17,7 (+15,7%)
Pressão de descarga	(bar)	89,7 (-6,4%)	95,8	101,4 (+5,8%)
Pressão intermediária	(bar)	58,9 (+10,5%)	53,3	51,4 (-3,6%)
Pressão de evaporação	(bar)	33,2 (+8,5%)	30,6	28,2 (-7,8%)
Perda de carga no evaporador	(bar)	0,1 (-50,0%)	0,2	0,3 (+50,0%)
Perda de carga no <i>gas cooler</i>	(bar)	0,3 (-57,1%)	0,7	1,0 (+42,9%)
Temperatura de evaporação	(°C)	-1,7 (+2,8°C)	-4,5	-7,3 (-2,8°C)
Temperatura de sucção	(°C)	9,1 (-6,6°C)	15,7	18,8 (+3,1°C)
Temperatura de descarga	(°C)	54,2 (-12,9°C)	67,1	77,0 (+9,9°C)
Superaquecimento	(°C)	0,2 (-4,0°C)	4,2	8,0 (+3,8°C)
Título na entrada do evaporador	(-)	0,49 (+6,5%)	0,46	0,45 (-2,2%)
Diferença de pressão	(bar)	56,6 (-13,2%)	65,2	73,2 (+12,3%)
Relação de compressão	(-)	2,70 (-13,7%)	3,13	3,59 (+14,7%)
Diferença de pressão (1° est.)	(bar)	25,8 (+13,7%)	22,7	23,2 (+2,2%)
Relação de compressão (1° est.)	(-)	1,78 (+2,3%)	1,74	1,82 (+4,6%)
Diferença de pressão (2° est.)	(bar)	30,8 (-27,5%)	42,5	50,0 (+17,6%)
Relação de compressão (2° est.)	(-)	1,52 (-15,6%)	1,8	1,97 (+9,4%)

4.4 Síntese do capítulo

Este capítulo apresentou a análise experimental do ciclo de referência, cuja arquitetura utiliza um compressor de duplo estágio com resfriamento intermediário. Observou-se que uma única combinação de carga e restrição do dispositivo de expansão proporciona a melhor performance para todas as frequências do compressor.

Concluiu-se que o aparato experimental utilizado exige a adoção de um retorno de óleo contínuo, pois a complexidade do circuito apre-

senta um potencial para retenção do óleo e deterioração da performance do sistema.

Observou-se que a temperatura ambiente apresenta grande influência sobre a performance do sistema, elevando as pressões de operação, o superaquecimento e a temperatura de descarga, o que resulta em um aumento da potência de compressão. A análise da influência do resfriador intermediário mostrou que sua efetividade não afeta consideravelmente o sistema, pois o *gas cooler* compensa a rejeição de calor devido ao aumento do gradiente de temperatura em função do aumento da temperatura de descarga à medida que a efetividade do resfriador é reduzida. É importante notar que, apesar de este componente não influenciar significativamente o COP, sua utilização é essencial para garantir temperaturas reduzidas no compressor, visando evitar a deterioração do óleo lubrificante.

Por fim, a análise do ciclo de referência com retorno de óleo contínuo mostrou que a injeção do óleo na sucção do compressor resulta em uma redução na performance, mas torna o sistema mais estável e garante uma operação que atende aos dados de catálogo fornecidos pelo fabricante.

5 ANÁLISE EXPERIMENTAL DO CICLO COM TROCADOR DE CALOR INTERNO

As análises a seguir foram realizadas com a adição de um trocador de calor interno ao ciclo de referência, como ilustrado nas figuras 5.1 a 5.3. Foram considerados dois tipos de trocadores de calor, com diferentes efetividades, um do tipo microcanal (MC) e outro do tipo concêntrico (TC).

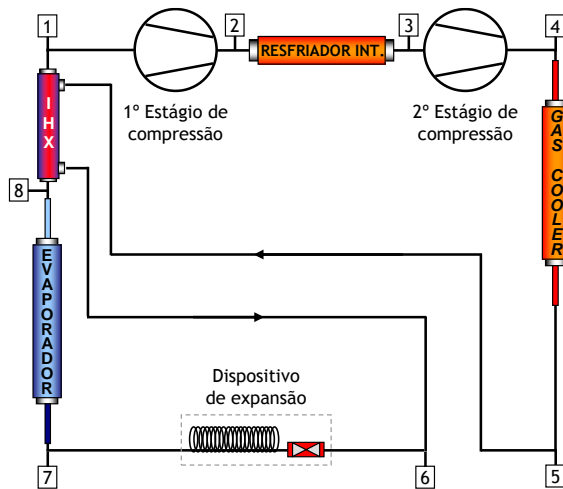


Figura 5.1 – Esquema simplificado do ciclo com trocador de calor interno

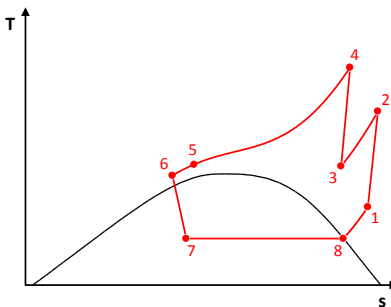


Figura 5.2 – Diagrama T x s do ciclo com trocador de calor interno

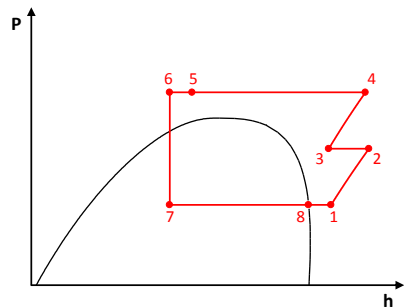


Figura 5.3 – Diagrama P x h do ciclo com trocador de calor interno

5.1 Interação entre o grau de superaquecimento e o trocador de calor interno

Diversos autores investigaram os efeitos de trocador de calor interno em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar que utilizam CO₂ como fluido refrigerante. Todos (Chen e Gu, 2005; Cho et al., 2007; Koyama et al., 2008; Rigola et al., 2010) identificaram aumentos de COP com a adição desse componente. No entanto, nenhum dos estudos disponíveis na literatura aborda com profundidade as possíveis interações entre o trocador de calor interno e a frequência do compressor em sistema com restrição fixa, em que o estado termodinâmico na saída do evaporador pode alterar significativamente o comportamento do ciclo.

Os testes realizados revelaram a dificuldade de operar o sistema com trocador de calor interno e com baixos níveis de superaquecimento na saída do evaporador. Quando isso ocorre, gotículas de líquido em suspensão no vapor atingem o trocador de calor, evaporam e aumentam a taxa de transferência de calor nesse componente. Isso provoca uma redução da temperatura do fluido na entrada do dispositivo de expansão e, conseqüentemente, uma diminuição do título na entrada do evaporador e um aumento da vazão mássica.

Dessa forma, a frente de líquido avança ainda mais no evaporador, criando um efeito cascata, que reduz a pressão de descarga, aumenta a temperatura de evaporação, diminui a capacidade de refrigeração e reduz o COP.

É importante ressaltar que a existência de um superaquecimento mínimo estável já foi reportada em diversos artigos (Chen et al., 2008), porém todos consideram o problema em sistemas sem trocador de calor interno, em que o fenômeno está relacionado à metaestabilidade na expansão, instabilidade do escoamento bifásico no evaporador, além da dificuldade de determinar a temperatura na saída do evaporador com precisão.

O problema observado neste trabalho é de característica transiente, pois a redução do superaquecimento gera um processo iterativo entre o trocador de calor interno, o dispositivo de expansão e o evaporador, que resulta na estabilização do sistema em uma condição de performance reduzida. A figura 5.4 mostra um fluxograma que ilustra o fenômeno em questão.

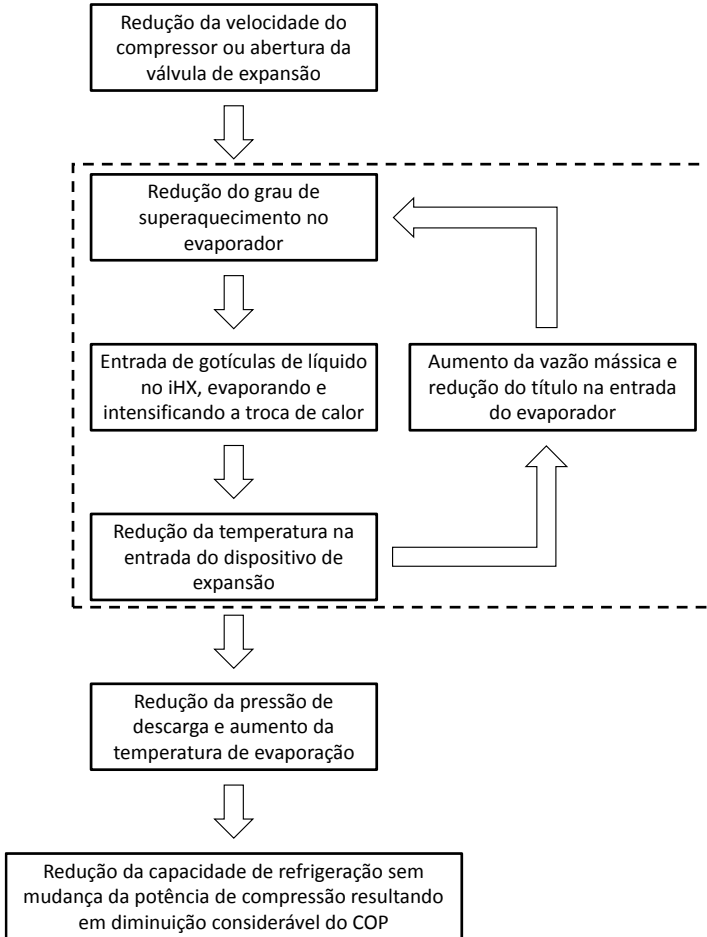


Figura 5.4 – Fluxograma indicando a instabilidade em sistemas com trocador de calor interno e variação de frequência

As figuras 5.5 a 5.7 mostram os resultados fornecidos por um teste em que a abertura do dispositivo de expansão foi de 3,3 para 3,4 voltas e a frequência do compressor foi mantida em 60 Hz. A linha tracejada indica o momento de abertura da válvula. Um comportamento foi também observado com a redução da frequência do compressor. Fica evidente que a abertura da válvula, mesmo que muito pequena, instabilizou o ciclo e produziu quedas consideráveis de desempenho.

A figura 5.5 mostra que, logo após a abertura da válvula, a temperatura na saída do trocador (T_6) começa a diminuir devido ao aumento da taxa de transferência de calor neste componente. Isso muda o estado do CO_2 na entrada do dispositivo de expansão, de uma condição próxima do ponto pseudocrítico para líquido subresfriado, quando então a restrição do dispositivo de expansão deixa de ser suficiente para manter o sistema em uma condição ótima, o que ocorre após o instante de 4,5 minutos, como evidenciado nas figuras 5.7 e 5.6. A partir desse ponto, nota-se que a temperatura do fluido na entrada do trocador (T_8) aumenta, como reflexo do aumento da pressão de evaporação. O aumento da vazão mássica mantém a potência de compressão praticamente constante, mas a capacidade de refrigeração sofre uma redução drástica devido à menor diferença de temperatura entre o CO_2 e o *brine* no evaporador.

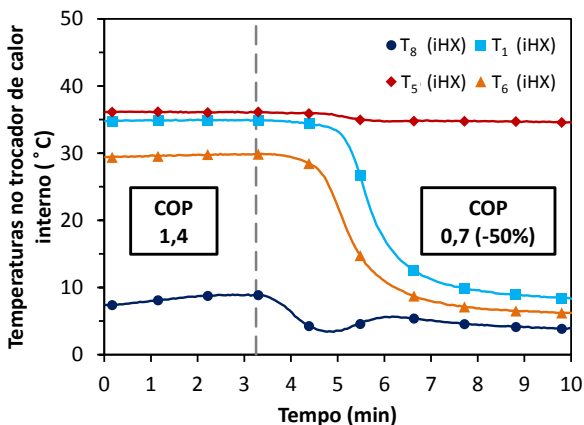


Figura 5.5 - – Temperaturas no trocador de calor interno durante operação em regime instável

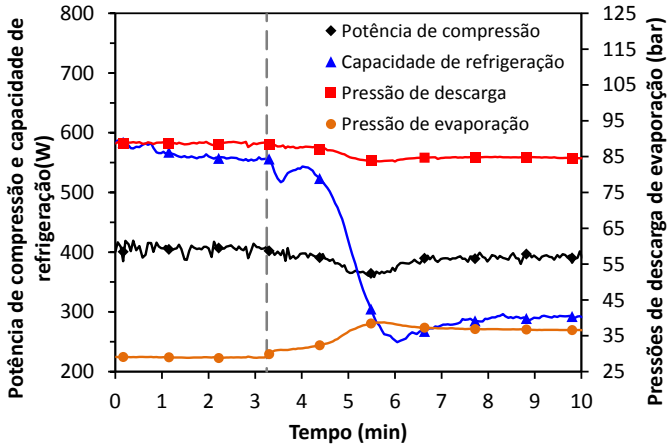


Figura 5.6 – Potência de compressão, capacidade de refrigeração e pressões de descarga durante operação em regime instável

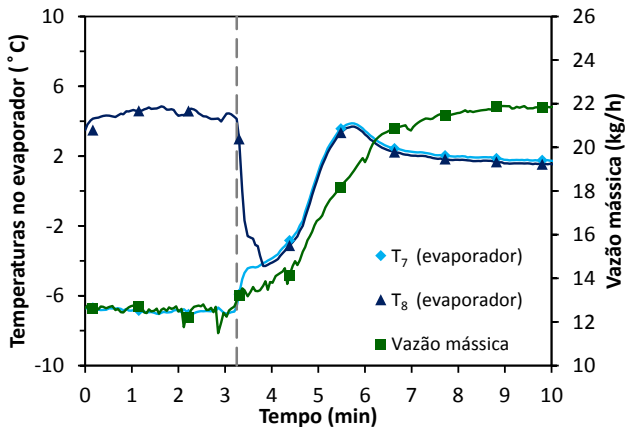


Figura 5.7 – Temperaturas no evaporador e vazão mássica durante operação em regime instável

A figura 5.8 mostra o diagrama $T \times s$ do ciclo com trocador de calor interno com 3,3 e 3,4 voltas do dispositivo de expansão. Fica evidente que, com uma pequena abertura da válvula de expansão, o calor rejeitado pela carcaça do compressor, resfriador intermediário e *gas cooler* é reduzido consideravelmente, enquanto que a taxa de transferência de calor no trocador de calor interno aumenta. Observa-se também que grande parte da evaporação do fluido passa a ocorrer no trocador de calor interno ao invés de ocorrer no evaporador, e esse efeito, combina-

do com o aumento da temperatura de evaporação, provoca uma redução significativa da capacidade de refrigeração do sistema.

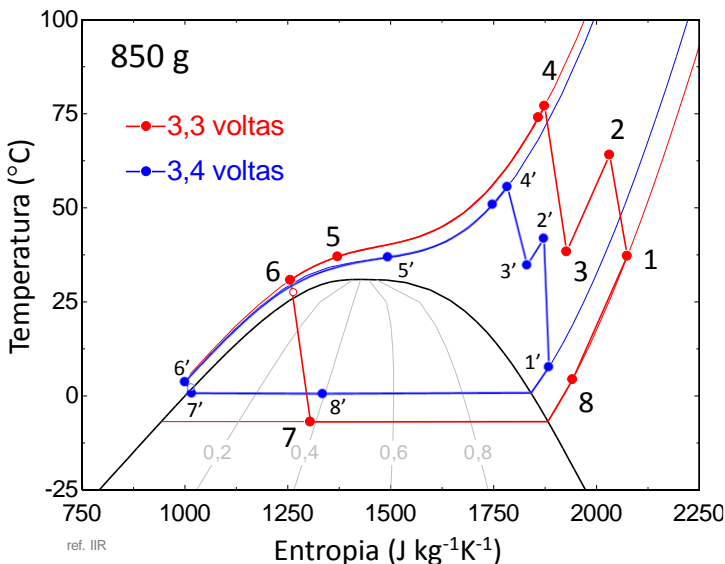


Figura 5.8 – Diagramas T x s para o ciclo com trocador de calor interno com 3,3 e 3,4 voltas de abertura do dispositivo de expansão

5.2 Otimização do ciclo com trocador de calor interno de microcanais

Devido ao problema relacionado à interação entre o grau de superaquecimento e o trocador de calor interno, relatado anteriormente, decidiu-se realizar testes controlando o grau de superaquecimento na saída do evaporador, primeiramente com um trocador de calor interno de alumínio e de microcanais. Durante esses testes, observou-se que, com superaquecimentos da ordem de 10°C, o sistema operava de maneira estável, independentemente da frequência do compressor. Dessa forma, manteve-se o grau de superaquecimento em 10°C, variando a abertura do dispositivo de expansão, e alterou-se a carga de refrigeração e a frequência de refrigeração do compressor, como ilustrado na figura 5.9. Observa-se que a pressão de descarga varia gradativamente com a carga em todas as frequências analisadas. Isso deve-se em parte ao aumento da carga e em parte à restrição do dispositivo de expansão para manter o superaquecimento constante. Por outro lado, o aumento de carga tende

também a aumentar a pressão de evaporação, mas a queda de pressão imposta pelo fechamento da válvula para manter o superaquecimento constante é predominante, como ilustrado na figura 5.10.

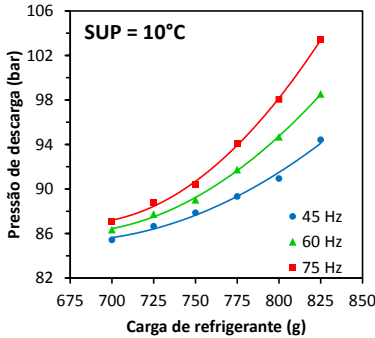


Figura 5.9 – Pressão de descarga vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC

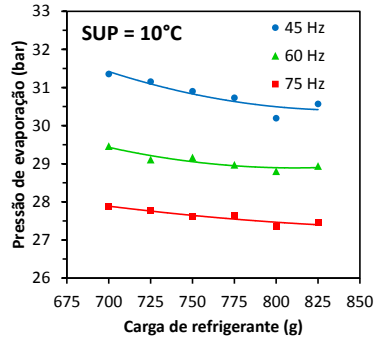


Figura 5.10 – Pressão de evaporação e temperatura de evaporação vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC

As figuras 5.11 e 5.12 mostram a variação da temperatura na entrada do dispositivo de expansão e a taxa de transferência de calor no trocador de calor interno em função da carga de refrigerante. Como esperado, a taxa de transferência de calor aumenta com a elevação da frequência do compressor devido ao incremento da vazão mássica. A temperatura na entrada do dispositivo de expansão, por outro lado, apresenta um comportamento mais peculiar porque o calor específico aumenta com a diminuição da frequência, devido à redução da pressão de descarga. A influência do ponto pseudocrítico reflete também na redução da temperatura de entrada no dispositivo de expansão com a adição de carga. Além disso, o aumento da frequência de operação do compressor diminui a temperatura de evaporação, o que contribui para a queda de temperatura do refrigerante na entrada do dispositivo de expansão.

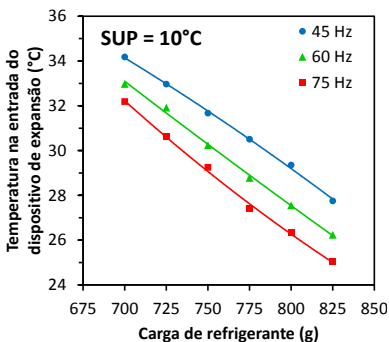


Figura 5.11 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC

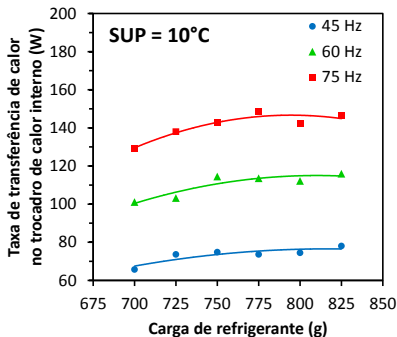


Figura 5.12 – Taxa de transferência de calor no trocador de calor interno vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC

A temperatura do refrigerante na sucção do compressor é bastante elevada, como ilustrado na figura 5.13. Isso deve-se em parte ao trocador de calor interno e em parte ao *by-pass* utilizado para o retorno do óleo. O leve aumento observado com o aumento da carga deve-se à diminuição da pressão de evaporação (figura 5.10).

A temperatura de descarga também aumenta com a carga de refrigerante, como ilustrado na figura 5.14. Em particular, na frequência de 75 Hz, o resfriador intermediário passa a ser um componente essencial para evitar a elevação exagerada da temperatura do óleo e para manter a integridade do sistema.

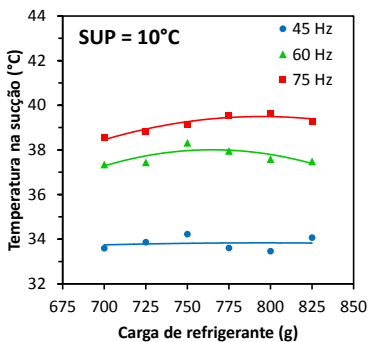


Figura 5.13 – Temperatura na sucção do compressor vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC

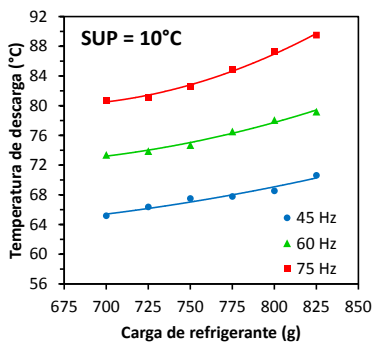


Figura 5.14 – Temperatura de descarga vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC

A figura 5.15 mostra que o calor rejeitado no resfriador intermediário aumenta levemente com a carga de refrigerante, acompanhando o comportamento da temperatura na sucção do compressor. Variações mais expressivas são provocadas pela alteração da frequência do compressor.

A figura 5.16 ilustra o comportamento da pressão intermediária com a carga de refrigerante e com a frequência do compressor. Observa-se que, em 75 Hz, a pressão intermediária é similar àquela encontrada no ciclo sem trocador de calor interno, mas inferior em 60 Hz e 45 Hz. As variações das pressões de evaporação e de descarga atenuam as variações de pressão intermediária.

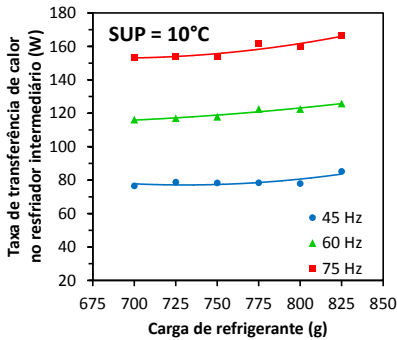


Figura 5.15 – Taxa de transferência de calor no resfriador intermediário vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC

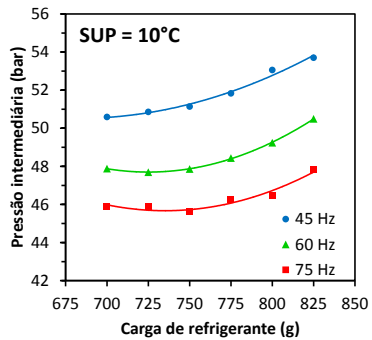


Figura 5.16 – Pressão intermediária vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC

A figura 5.17 mostra o comportamento da taxa de transferência de calor no *gas cooler* em função da carga de refrigerante e da frequência do compressor, o qual é amplamente influenciado pelo comportamento da temperatura de descarga, ilustrado na figura 5.14.

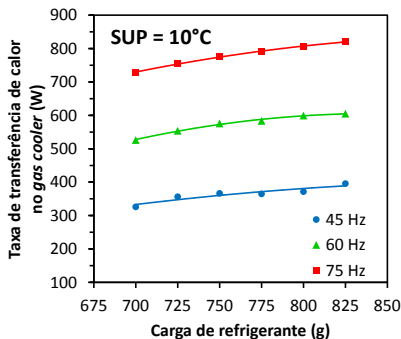


Figura 5.17 – Taxa de transferência de calor no *gas cooler* vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC (SUP=10°C)

A vazão mássica sofre uma pequena redução com o aumento da carga devido ao fechamento da válvula de expansão para manter o grau de superaquecimento constante, como ilustrado nas figuras 5.18 e 5.19.

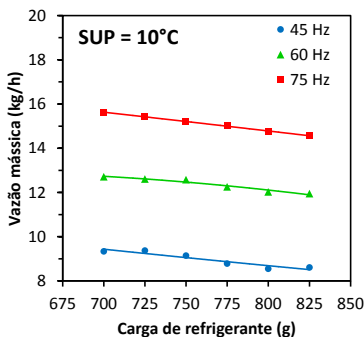


Figura 5.18 – Vazão mássica vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC

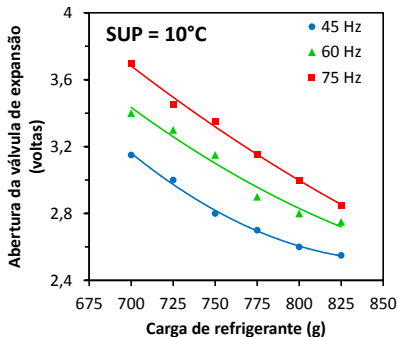


Figura 5.19 – Abertura da válvula de expansão vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC

A figura 5.20 mostra que a carga de refrigerante diminui o título do refrigerante na entrada do evaporador. Embora exista uma redução da vazão mássica com o aumento de carga (figura 5.18), o efeito do título é predominante, o que dá origem ao comportamento da capacidade de refrigeração, ilustrado na figura 5.21.

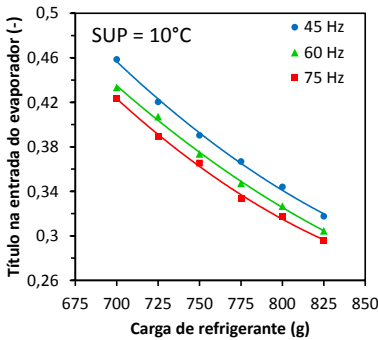


Figura 5.20 – Título na entrada do evaporador vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC

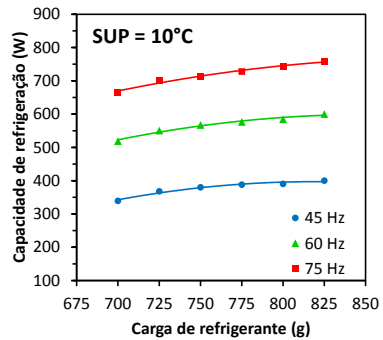


Figura 5.21 – Capacidade de refrigeração vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC

O efeito combinado da temperatura e da pressão na entrada do compressor e da relação de compressão leva ao comportamento da potência de compressão, ilustrado na figura 5.22. Combinando o comportamento da potência com o da capacidade de refrigeração, obtém-se a figura 5.23, que indica uma carga ótima de 750 g para todas as frequências.

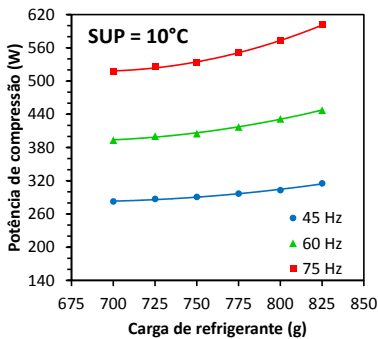


Figura 5.22 – Potência de compressão vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC

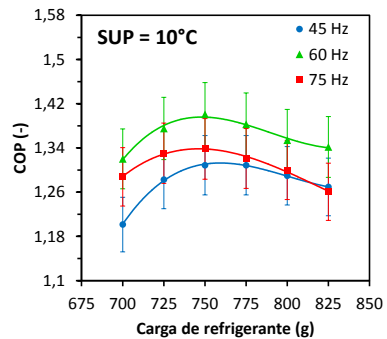


Figura 5.23 – COP vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX MC

A figura 5.24 mostra um diagrama T x s comparando o ciclo com trocador de calor interno com três frequências e com a carga ótima de 750 g. Observa-se que os ciclos são muito similares e que o COP, nas

três rotações, é consideravelmente superior ao obtido com o ciclo de referência.

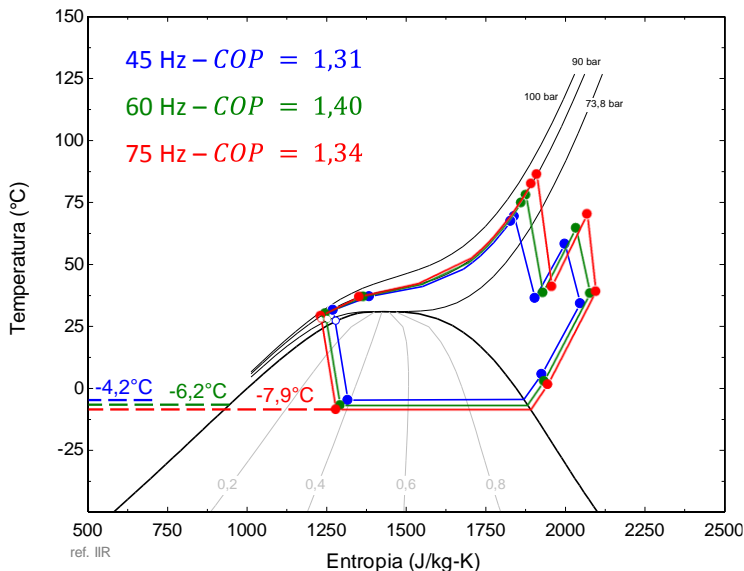


Figura 5.24 – Diagrama T x s para as frequências de 45, 60 e 75 Hz em um ciclo com iHX MC

A tabela 5.1 compara os parâmetros mais relevantes do ciclo em três frequências analisadas. Observa-se que a efetividade do trocador de calor interno se manteve praticamente constante e que o controle do superaquecimento aproximou diversas variáveis, como, por exemplo, as pressões e o título na entrada do evaporador. A desvantagem desse tipo de ciclo é a válvula de expansão que, além dos custos adicionais, gera problemas de manutenção num setor que prima pela ausência de falhas.

É importante notar também que a válvula de expansão exigiria um controle bastante fino da abertura para manter o grau de superaquecimento no valor mínimo estável de 10°C, em face das pequenas variações envolvidas.

Tabela 5.1 – Desempenho do ciclo com trocador de calor interno de microcanais nas frequências de 40, 60 e 75 Hz e com 750g de refrigerante

Frequência		45 Hz	60 Hz	75 Hz
Capacidade de refrigeração	(W)	380 (-33,0%)	567	714 (+25,9%)
Calor rejeitado no <i>gas cooler</i>	(W)	367 (-36,3%)	576	777 (+34,9%)
Calor rejeitado no <i>intercooler</i>	(W)	78 (-33,9%)	118	154 (+30,5%)
Calor trocado no iHX	(W)	75 (-34,2%)	114	143 (+25,4%)
Efetividade do iHX	(%)	88,8 (-0,8)	89,6	90,3 (+0,7)
Potência de compressão	(W)	291 (-28,1%)	405	534 (+31,9%)
COP	(-)	1,31 (-6,4%)	1,40	1,34 (-4,3%)
Abertura da válvula de expansão	(volta)	2,80 (-11,1%)	3,15	3,35 (+6,3%)
Vazão mássica	(kg/h)	9,1 (-27,8%)	12,6	15,2 (+20,6%)
Pressão de descarga	(bar)	87,9 (-1,2%)	89,0	90,4 (+1,6%)
Pressão intermediária	(bar)	51,1 (+6,7%)	47,9	45,6 (-4,8%)
Pressão de evaporação	(bar)	30,9 (+5,8%)	29,2	27,6 (-5,5%)
Perda de carga no evaporador	(bar)	0,2 (-33,3%)	0,3	0,5 (+66,7%)
Perda de carga no <i>gas cooler</i>	(bar)	0,2 (-66,7%)	0,6	0,9 (+50,0%)
Temperatura de evaporação	(°C)	-4,2 (+2,0°C)	-6,2	-7,9 (-1,7°C)
Temperatura de sucção	(°C)	34,2 (-4,1°C)	38,3	39,1 (+0,8°C)
Temperatura de descarga	(°C)	67,5 (-7,2°C)	74,7	82,5 (+7,8°C)
Superaquecimento (evaporador)	(°C)	10,3 (+0,6°C)	9,7	10 (+0,3°C)
Temperatura na entrada da válvula	(°C)	31,7 (+1,5°C)	30,2	29,2 (-1,0°C)
Título na entrada do evaporador	(-)	0,39 (+5,4%)	0,37	0,36 (-2,7%)
Diferença de pressão	(bar)	57,0 (-4,8%)	59,9	62,8 (+4,8%)
Relação de compressão	(-)	2,84 (-6,9%)	3,05	3,27 (+7,2%)
Diferença de pressão (1° est.)	(bar)	20,2 (+8,0%)	18,7	18 (-3,7%)
Relação de compressão (1° est.)	(-)	1,65 (+0,6%)	1,64	1,65 (+0,6%)
Diferença de pressão (2° est.)	(bar)	36,7 (-10,9%)	41,2	44,8 (+8,7%)
Relação de compressão (2° est.)	(-)	1,72 (+4,2%)	1,65	1,98 (+20,0%)

5.2.1 Ciclo com trocador de calor interno de microcanais e restrição fixa

Na seção anterior concluiu-se que o ciclo com trocador de calor interno e compressor de velocidade variável exige o controle do grau de superaquecimento na saída do evaporador. No entanto, o custo envolvido com a utilização de dispositivos de expansão de ação variável impede o seu uso em sistema de refrigeração do setor comercial leve.

Uma solução seria determinar a carga e a restrição ótimas na menor frequência e utilizá-las nas demais. Dessa forma, partiu-se da condição ótima de operação em 45 Hz e variou-se a frequência em passos de 5 Hz para observar o comportamento do sistema. Um teste na frequência de 40 Hz também foi realizado para mostrar a instabilidade provocada pelo trocador de calor interno em baixos graus de superaquecimento.

A figura 5.25 mostra as variações das pressões de evaporação e descarga com a frequência do compressor. Como esperado, o aumento da frequência eleva a relação de compressão do ciclo através do aumento da pressão de descarga e diminuição da pressão de evaporação. Convém notar, ainda, o comportamento anômalo do sistema em 40 Hz devido aos problemas relacionados ao grau de superaquecimento e ao trocador de calor interno, reportados anteriormente.

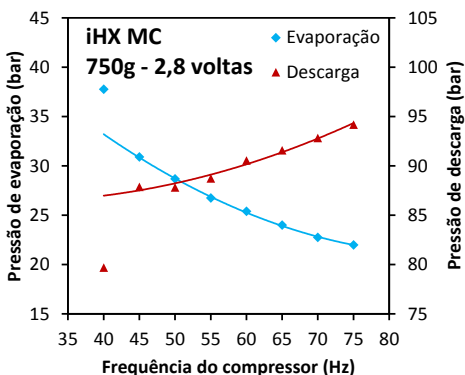


Figura 5.25 – Pressões de evaporação e descarga para o ciclo com iHX MC e restrição fixa

A relação de compressão e a pressão intermediária são mostradas na figura 5.26 como uma função da frequência do compressor. Observa-se que a relação de compressão aumenta consideravelmente com o aumento da frequência, com impactos negativos sobre o rendimento global do compressor e o desempenho do sistema. Consta-se também que a

pressão intermediária diminui com a frequência do compressor, em uma tendência similar aos testes com controle de superaquecimento.

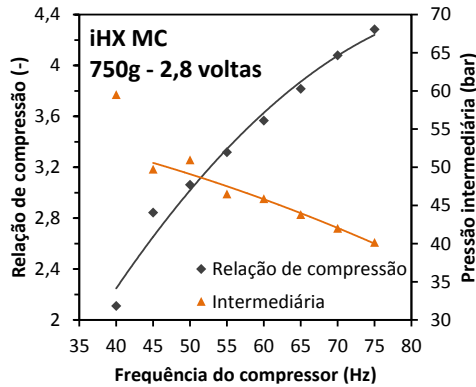


Figura 5.26 – Relação de compressão e pressão intermediária vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX MC e restrição fixa

A figura 5.27 ilustra o grau de superaquecimento e a vazão mássica em função da frequência do compressor. Observa-se, como esperado, que o grau de superaquecimento aumenta consideravelmente com o aumento da frequência de operação do compressor. Por outro lado, nota-se que o aumento da vazão mássica é menor. Deve-se ressaltar que, em 40 Hz, a vazão mássica torna-se muito maior devido à instabilidade associada com a utilização do trocador de calor interno.

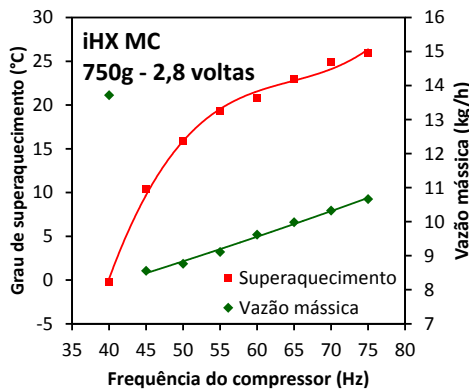


Figura 5.27 – Grau de superaquecimento e vazão mássica vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX MC e restrição fixa

As taxas de transferência de calor no *gas cooler* e no trocador de calor interno são mostradas na figura 5.28. Observa-se que a taxa de transferência de calor no trocador de calor interno se mantém praticamente constante, exceto na frequência de 40 Hz. Observa-se também que o calor rejeitado no *gas cooler* varia quase que linearmente com a frequência do compressor, inclusive com a de 40 Hz.

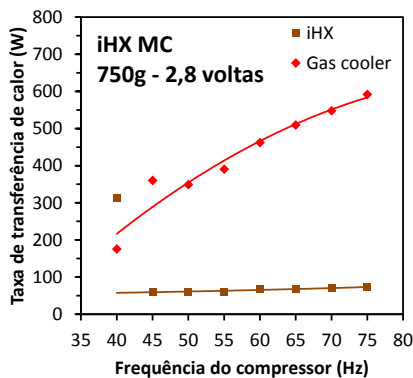


Figura 5.28 – Taxas de transferência de calor no *gas cooler* e trocador de calor interno vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX MC e restrição fixa

A temperatura na entrada do dispositivo de expansão e o título na entrada do evaporador são mostrados como função da frequência do compressor na figura 5.29. Percebe-se que esses parâmetros variam relativamente pouco com a frequência de compressão, a temperatura apresenta uma pequena queda pelas mesmas razões apresentadas nos testes com controle de superaquecimento, enquanto que o título aumenta aproximadamente 6,3% na faixa de 45 a 75 Hz. Observa-se, ainda, que, na frequência de 40 Hz, a temperatura do fluido na entrada do dispositivo de expansão é extremamente baixa devido à intensificação das trocas de calor no trocador de calor interno.

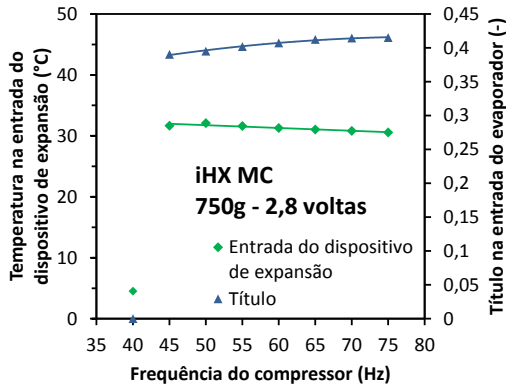


Figura 5.29 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão e título na entrada do evaporador vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX MC e restrição fixa

A figura 5.30 ilustra a variação da potência de compressão e da capacidade de refrigeração com a frequência do compressor. O aumento da potência de compressão deve-se ao efeito combinado da temperatura do fluido na sucção do compressor e da relação de compressão. A capacidade de refrigeração apresenta um aumento bem menos acentuado devido à incapacidade do sistema de suprir uma quantidade suficiente de líquido ao evaporador. Mais uma vez, em 40 Hz, observa-se uma queda drástica de capacidade de refrigeração, devido ao baixo potencial para troca de calor no evaporador.

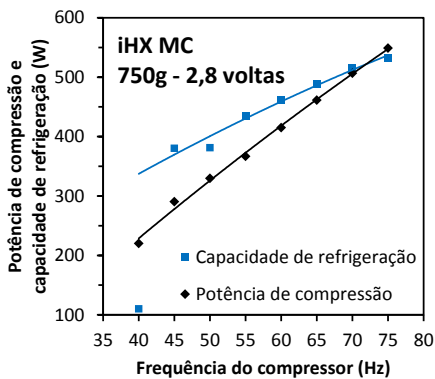


Figura 5.30 – Potência de compressão e capacidade de refrigeração vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX MC e restrição fixa

O balanço entre a potência de compressão e a capacidade de refrigeração do sistema otimizado para 45 Hz gera um COP que se reduz linearmente com o aumento da frequência do compressor, como ilustra a figura 5.31. Essa figura mostra que a efetividade do trocador de calor interno também aumenta levemente com a frequência do compressor. Na frequência de 40 Hz, observa-se um COP extremamente baixo, mas uma efetividade muito elevada.

Apesar de o COP sofrer uma redução considerável com o aumento da frequência do compressor, esse tipo de ciclo não é completamente inviável. Em sistemas que operam predominantemente em regime permanente, a utilização de um dispositivo de expansão fixo e otimizado para a mesma frequência pode ser uma alternativa interessante.

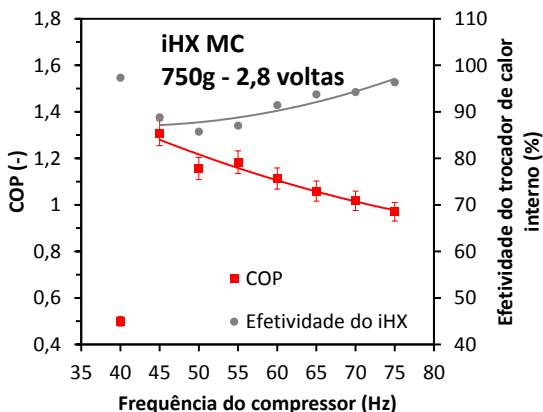


Figura 5.31 – COP e efetividade do trocador de calor interno vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX MC e restrição fixa

5.3 Ciclo com trocador de calor interno de tubos concêntricos

O ciclo com um trocador de calor interno de microcanais permite que o sistema opere de maneira estável com superaquecimentos superiores a 10°C. Porém, esse tipo de trocador não é utilizado em sistema comerciais devido ao seu elevado custo. A prática usual é simplesmente criar um trocador de calor interno através do contato entre um tubo capilar e a linha de sucção. Por essa razão, resolveu-se testar o sistema com um trocador de calor interno de cobre e de tubos concêntricos cuja efetividade é semelhante à encontrada na prática.

Devido ao aumento do volume interno provocado pela substituição do trocador de calor interno, um novo processo de otimização

precisou ser realizado. Além disso, testes preliminares realizados com o trocador menos efetivo indicaram operação estável com superaquecimentos da ordem de 2 a 3°C.

A efetividade do trocador de calor de tubos concêntricos foi medida, obtendo-se um valor de 59,7%, valor esse inferior ao referente ao trocador de microcanais, de 89,6%. A menor efetividade é compatível com a encontrada na prática e, portanto, esse trocador de calor representa mais realisticamente o sistema.

As figuras 5.32 e 5.33 mostram as variações das pressões de descarga e de evaporação com a carga de refrigerante. Como o sistema foi otimizado inicialmente para a frequência de 45 Hz, optou-se por utilizar os mesmos pontos experimentais nas frequências de 60 e 75 Hz, de modo a confirmar a carga ótima de refrigerante. O comportamento da pressão de evaporação é bem similar ao obtido com trocador de calor interno de microcanais. Por outro lado, a pressão de descarga apresenta um comportamento distinto que se deve à abertura da válvula em frequência elevadas para manter o superaquecimento sob controle.

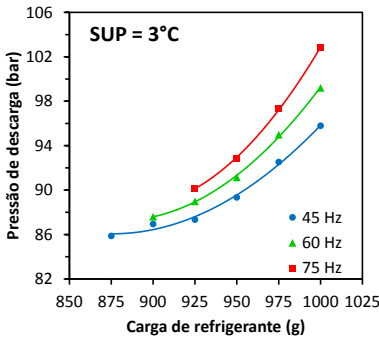


Figura 5.32 – Pressão de descarga vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC

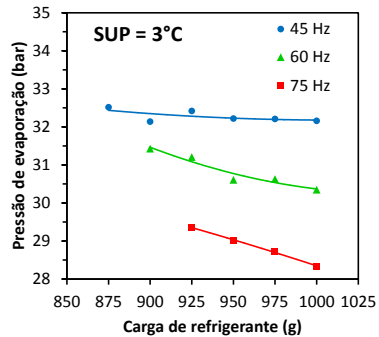


Figura 5.33 – Pressão e temperatura de evaporação e temperatura de evaporação vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC

As figuras 5.34 e 5.35 mostram a temperatura na entrada do dispositivo de expansão e a taxa de transferência de calor no trocador de calor interno em função da carga de refrigerante e da frequência do compressor. A temperatura na entrada do dispositivo de expansão apresenta um comportamento distinto do observado com o trocador de microcanais devido ao menor superaquecimento, que beneficia as menores frequências.

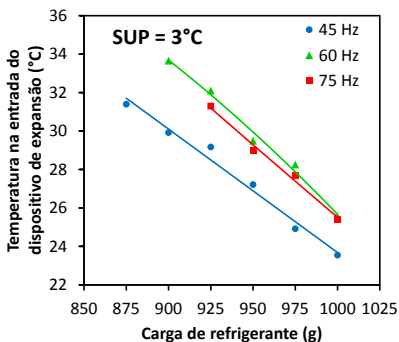


Figura 5.34 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC

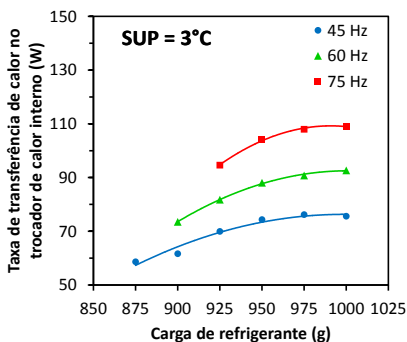


Figura 5.35 – Taxa de transferência de calor no trocador de calor interno vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC

A temperatura na sucção do compressor e a temperatura de descarga apresentam comportamentos muito similares aos testes com o trocador de microcanais.

A taxa de transferência de calor no resfriador intermediário e a pressão intermediária apresentam valores levemente inferiores aos observados com o trocador de microcanais (figuras 5.36 e 5.37), porém o comportamento em função da carga de refrigerante é análogo.

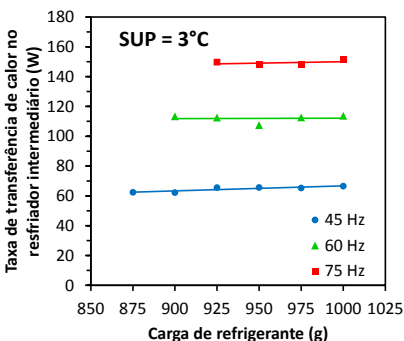


Figura 5.36 – Taxa de transferência de calor no resfriador intermediário vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC

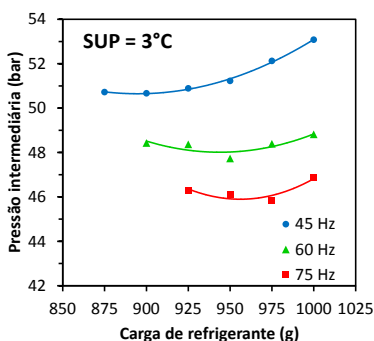


Figura 5.37 – Pressão intermediária vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC

A taxa de transferência de calor no *gas cooler* também é muito parecida com a obtida com o trocador de calor de microcanais.

A vazão mássica apresenta um comportamento similar ao observado com o trocador de microcanais. No entanto, é importante notar que a válvula trabalha com aberturas menores, mesmo considerando que o superaquecimento e a efetividade desse trocador de calor são também menores (figuras 5.38 e 5.39).

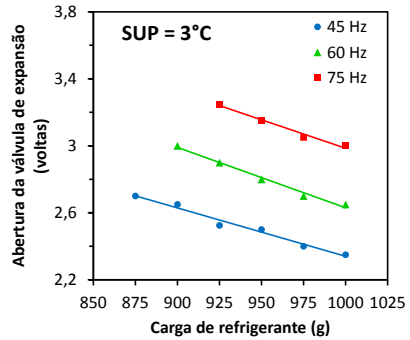
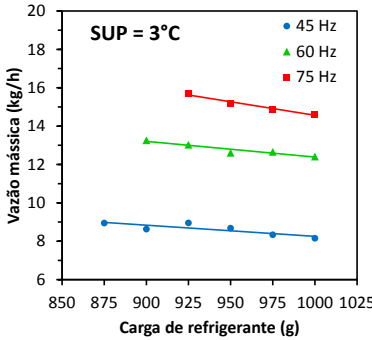


Figura 5.38 – Vazão mássica vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC

Figura 5.39 – Abertura da válvula de expansão vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC

Observa-se que o título na entrada do evaporador reflete o comportamento da temperatura na entrada do dispositivo de expansão, como ilustrado na figura 5.40. Observa-se, ainda, que os valores médios são inferiores aos obtidos com o trocador de microcanais. Por outro lado, a capacidade de refrigeração praticamente não é afetada pela efetividade do trocador de calor interno, apresentando valores similares aos obtidos com o trocador de microcanais, como indicado na figura 5.41.

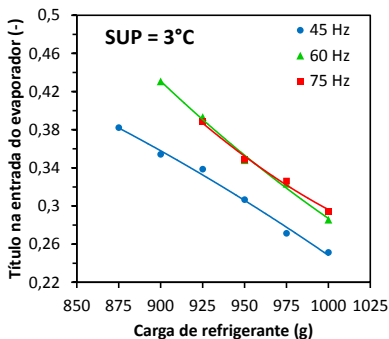


Figura 5.40 – Título na entrada do evaporador vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC

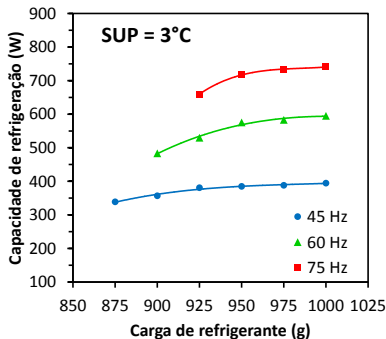


Figura 5.41 – Capacidade de refrigeração vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC

A potência de compressão também não varia com a alteração da efetividade do trocador de calor interno, como indicado na figura 5.42, apresentando comportamento muito similar ao obtido com o iHX MC. Pequenas diferenças nos valores de capacidade de refrigeração e de potência de compressão deram origem ao comportamento do COP, ilustrado na figura 5.43. Observa-se que o sistema opera próximo da condição ótima com 950 g de refrigerante.

Conclui-se então que a utilização de um trocador de calor interno de menos efetividade pode garantir o mesmo desempenho por permitir a operação do sistema com menor grau de superaquecimento na saída do evaporador.

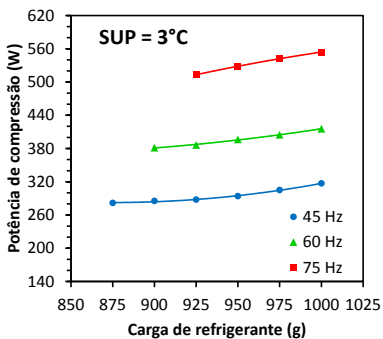


Figura 5.42 – Potência de compressão vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC

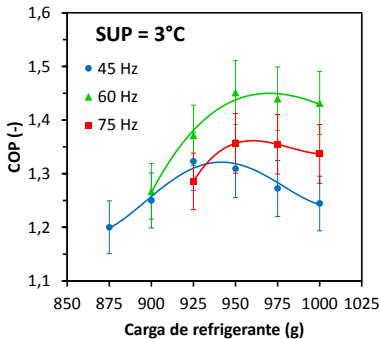


Figura 5.43 – COP vs. carga de refrigerante para o ciclo com iHX TC

A tabela 5.2 mostra uma comparação entre os parâmetros mais relevantes do ciclo nas três frequências consideradas. Em geral, os resultados são bastante similares aos obtidos com o trocador de microcanais, pois o menor superaquecimento compensa a perda de efetividade do trocador de tubos concêntricos.

Tabela 5.2– Desempenho do ciclo com trocador de calor interno de tubos concêntricos nas frequências de 40, 60 e 75 Hz

Frequência		45 Hz	60 Hz	75 Hz
Capacidade de refrigeração	(W)	384 (-33,1%)	575	716 (+24,6%)
Calor rejeitado no <i>gas cooler</i>	(W)	373 (-35,3%)	577	762 (+32,2%)
Calor rejeitado no <i>intercooler</i>	(W)	65 (-39,0%)	107	148 (+37,7%)
Calor trocado no iHX	(W)	74 (-15,6%)	88	104 (+18,2%)
Efetividade do iHX	(%)	93,4 (+1,5)	91,9	90,9 (-1,0)
Potência de compressão	(W)	293 (-25,9%)	396	528 (+33,3%)
COP	(-)	1,31 (-9,7%)	1,45	1,36 (-6,2%)
Abertura da válvula de expansão	(volta)	2,5 (-10,7%)	2,8	3,15 (+12,5%)
Vazão mássica	(kg/h)	8,7 (-31,0%)	12,6	15,2 (+20,6%)
Pressão de descarga	(bar)	89,4 (-2,0%)	91,2	92,9 (+1,9%)
Pressão intermediária	(bar)	51,2 (+7,3%)	47,7	46,1 (-3,4%)
Pressão de sucção	(bar)	32,2 (+5,2%)	30,6	29 (-5,2%)
Perda de carga no evaporador	(bar)	0,1 (-50,0%)	0,2	0,3 (+50,0%)
Perda de carga no <i>gas cooler</i>	(bar)	0,2 (-50,0%)	0,4	0,9 (+125,0%)
Temperatura de evaporação	(°C)	-2,8 (1,8°C)	-4,6	-6,4 (-1,8°C)
Temperatura de sucção	(°C)	34,8 (-5,9°C)	40,7	42,8 (+2,1°C)
Temperatura de descarga	(°C)	69,8 (-5,7°C)	75,5	83,7 (+8,2°C)
Superaquecimento (evaporador)	(°C)	2,7	2,7	2,8 (+0,1°C)
Temperatura na entrada da válvula	(°C)	27,2 (-2,3°C)	29,5	29 (-0,5°C)
Título na entrada do evaporador	(-)	0,31 (-11,4%)	0,35	0,35 (0,0%)
Diferença de pressão	(bar)	57,1 (-5,6%)	60,5	63,9 (+5,6%)
Razão de pressão total	(-)	2,77 (-7,0%)	2,98	3,2 (+7,4%)
Diferença de pressão (1° est.)	(bar)	19 (+11,1%)	17,1	17,1 (0,0%)
Relação de compressão (1° est.)	(-)	1,59 (+1,9%)	1,56	1,59 (+1,9%)
Diferença de pressão (2° est.)	(bar)	38,1 (-12,2%)	43,4	46,7 (+7,6%)
Relação de compressão (2° est.)	(-)	1,74 (-8,9%)	1,91	2,01 (+5,2%)

5.3.1 Ciclo com trocador de calor interno de tubos concêntricos e restrição fixa

O ciclo com trocador de calor interno de tubos concêntricos foi analisado da mesma maneira que o ciclo com trocador de microcanais. Como referência, utilizou-se a carga ótima para 45 Hz, de 925 g, e uma restrição de 2,5 voltas.

As pressões de evaporação e descarga variam com a frequência do compressor de modo similar ao identificado com o trocador de microcanais. Da mesma forma, a relação de compressão e pressão intermediária também apresentaram comportamento análogo ao obtido com o trocador de microcanais.

A exemplo do trocador de microcanais, o superaquecimento também aumenta com a frequência do compressor, entretanto, os valores são da ordem de 5°C menores. Comportamento similar ocorre em relação à variação da vazão mássica, com valores menores devido à maior restrição do dispositivo de expansão empregado com esse trocador de calor interno.

As taxas de transferência de calor no *gas cooler* e no trocador de calor interno de tubos concêntricos também não diferem daqueles resultados obtidos com o trocador de microcanais.

O título na entrada do evaporador apresentou uma variação superior à identificada com o trocador de microcanais, devido ao menor grau de superaquecimento na frequência de 45 Hz, como ilustrado na figura 5.44. A temperatura na entrada do dispositivo de expansão se situou em valores um pouco menores, exceto em 45 Hz, em que se observou uma diferença de aproximadamente 2°C.

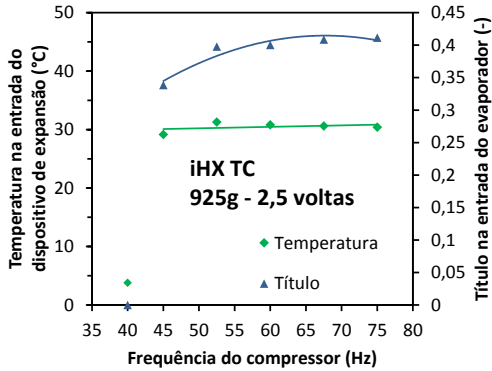


Figura 5.44 - Temperatura na entrada do dispositivo de expansão e título na entrada do evaporador vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX TC e restrição fixa

A potência de compressão e a capacidade de refrigeração também apresentaram comportamento similar ao observado com o trocador de microcanais, como ilustrado na figura 5.45.

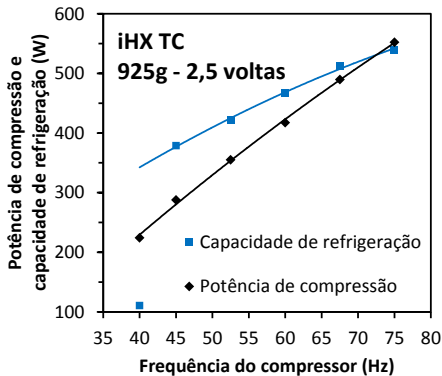


Figura 5.45 - Potência de compressão e capacidade de refrigeração vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX TC e restrição fixa

A figura 5.46 mostra a variação do COP e da efetividade do trocador de calor interno de tubos concêntricos com a frequência do compressor. A razão entre a capacidade de refrigeração e a potência de compressão gera COPs muito similares aos observados com trocador de calor interno de microcanais. Isso comprova que a maior efetividade do trocador de microcanais, em razão da sua geometria, consegue compen-

sar as perdas geradas pelo maior grau de superaquecimento no evaporador.

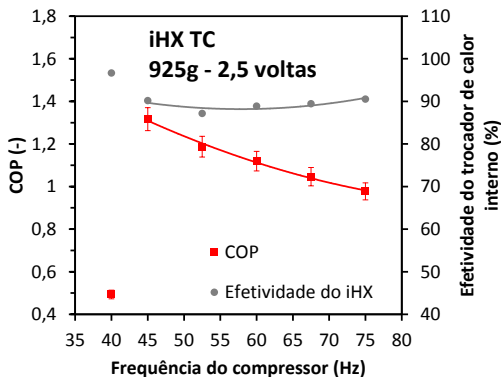


Figura 5.46 - COP e efetividade do trocador de calor interno de tubos concêntricos vs. frequência do compressor para o ciclo com iHX TC e restrição fixa

5.4 Influência da temperatura ambiente no ciclo com trocador de calor interno

A influência da temperatura ambiente sobre o desempenho do sistema com o trocador de calor interno de microcanais foi também investigada com o objetivo de comparar com os resultados com obtidos para o ciclo de referência. Para tanto, o grau de superaquecimento foi mantido em 10°C, a frequência do compressor em 60 Hz e adotou-se o mesmo procedimento empregado no mesmo tipo de análise, mas com o ciclo de referência.

A figura 5.47 mostra as variações das pressões de operação do ciclo com o aumento da temperatura da água na entrada do *gas cooler*. É importante notar que as variações de pressão de descarga e intermediária são muito similares às encontradas no ciclo de referência, porém a pressão de evaporação apresenta uma variação consideravelmente maior em função da redução da restrição do dispositivo de expansão para manter o superaquecimento constante com o aumento da temperatura ambiente. Convém destacar, que a pressão intermediária se situa em valores inferiores ao ideal, ocorrendo o contrário no ciclo de referência.

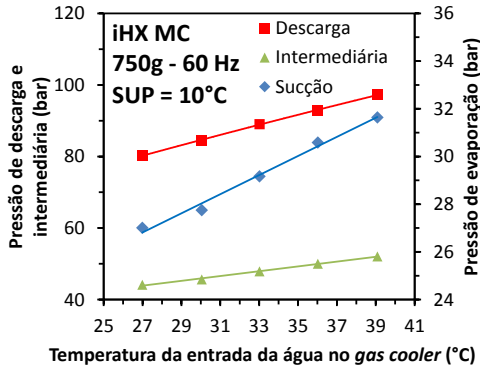


Figura 5.47 - Variações das pressões de operação com a temperatura de entrada da água no gas cooler para o ciclo com iHX MC

A exemplo de análises anteriores, a variação do *approach* no gas cooler com a temperatura de entrada da água no trocador é similar ao observado com o ciclo de referência.

A figura 5.48 mostra a temperatura na entrada do dispositivo de expansão e o título na entrada do evaporador em função da temperatura da água na entrada do gas cooler. Como esperado, um aumento na temperatura ambiente provoca uma elevação da temperatura na entrada do dispositivo de expansão e do título na entrada do evaporador. Porém, devido ao trocador de calor interno, os títulos são consideravelmente menores que os do ciclo de referência, garantindo assim uma troca de calor mais efetiva no evaporador.

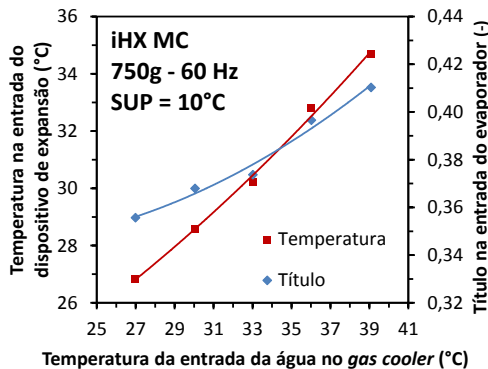


Figura 5.48 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão e título na entrada do evaporador vs. temperatura da entrada da água no gas cooler para o ciclo com iHX MC

A capacidade de refrigeração, potência de compressão e vazão mássica em função da temperatura da água na entrada do *gas cooler* são mostradas na figura 5.49. Como mencionado anteriormente, as trocas mais efetivas de calor no evaporador garantem uma capacidade de refrigeração levemente superior à do ciclo de referência. Por outro lado, a potência de compressão, além de menor, sofre uma elevação mais atenuada com a “temperatura ambiente” devido ao trocador de calor interno. O aumento de vazão deve-se à abertura do dispositivo de expansão para manter o superaquecimento constante com a elevação da “temperatura ambiente”.

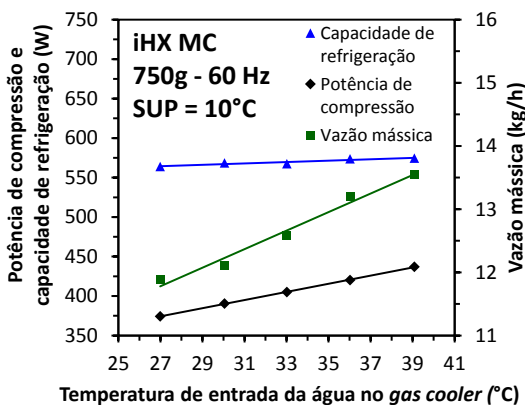


Figura 5.49 - Vazão mássica, potência de compressão e capacidade de refrigeração vs. temperatura de entrada da água no *gas cooler* para o ciclo com iHX MC

O controle do superaquecimento e o trocador de calor interno atenuam as perdas relacionadas com o aumento da “temperatura ambiente”, ao garantirem títulos relativamente baixos na entrada do evaporador, mesmo em temperaturas elevadas. Tudo isso se traduz no comportamento do COP, ilustrado na figura 5.50. Observa-se que essa variação de 12°C na “temperatura ambiente” provoca uma queda de 12,8% no COP, em contraste com o valor de 18,8% identificado no ciclo de referência.

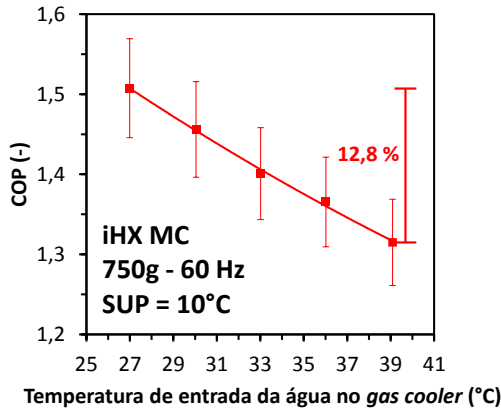


Figura 5.50 - COP do sistema vs. temperatura de entrada da água no *gas cooler* para o ciclo com iHX MC

5.5 Síntese do capítulo

Este capítulo analisou a arquitetura de ciclo com trocador de calor interno. Inicialmente, a influência da interação entre o grau de superaquecimento no evaporador e o trocador de calor interno sobre a performance do ciclo foi investigada. Observou-se que existe um valor mínimo de superaquecimento que garante uma operação estável em condições ótimas do sistema, porém, quando o superaquecimento é reduzido para valores abaixo desse limite, o sistema tende a condições desfavoráveis com quedas drásticas no coeficiente de performance. Para solucionar esse problema, foi empregado um controle de superaquecimento através da variação da abertura da válvula de expansão.

Dois trocadores de calor interno foram analisados:

1. Um de alumínio e microcanais considerado um trocador de alta efetividade
2. E outro de cobre e tubos concêntricos de construção mais simplificada e menor efetividade, quando submetido a condições similares a do trocador de microcanais

Observou-se que esses trocadores apresentam performance bem similares, porém o trocador de tubos concêntricos permite a operação do sistema com um grau de superaquecimento de 3°C, enquanto que o trocador de microcanais necessita de um superaquecimento mínimo de 10°C. Essa conclusão é interessante, pois mostra que um trocador de calor interno mais simples é capaz de proporcionar uma performance

similar à de um trocador mais complexo, já que permite a operação com um grau de superaquecimento menor.

A influência da temperatura ambiente também foi investigada e observou-se que a utilização do trocador de calor interno atenua a queda na performance com o aumento da temperatura ambiente.

À comparação com o ciclo de referência, verifica-se que o trocador de calor interno proporciona ganhos significativos em COP, pois reduz a pressão ideal de descarga, a vazão mássica, e, conseqüentemente, a potência de compressão.

6 ANÁLISE EXPERIMENTAL DO CICLO COM SEPARADOR DE LÍQUIDO (SL)

A utilização de um compressor de duplo estágio permite a implementação de diversos ciclos alternativos, como amplamente divulgado na literatura (Agrawal et al., 2007; Cavallini et al., 2005; Cecchinato et al., 2009; Celik, 2004; Cho et al., 2009).

Dessa forma, optou-se por estudar a arquitetura de ciclo indicada nas figuras 6.1 a 6.3. A seleção desse circuito considerou o aparato experimental disponível e o trabalho realizado por Cecchinato et al. (2009), que reportou ganhos de desempenho com tal tipo de ciclo.

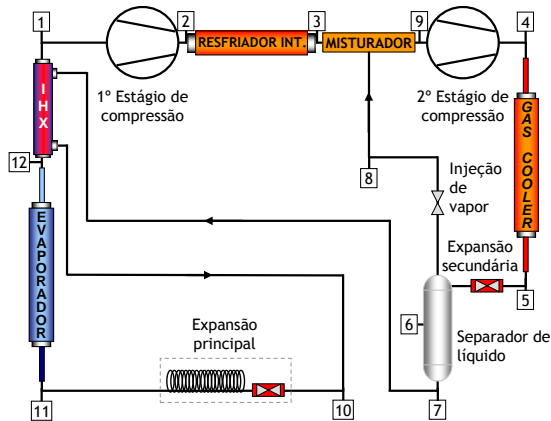


Figura 6.1 – Esquema simplificado do ciclo com separador de líquido

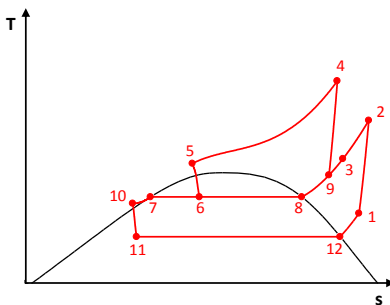


Figura 6.2 – Diagrama T x s do ciclo com separador de líquido

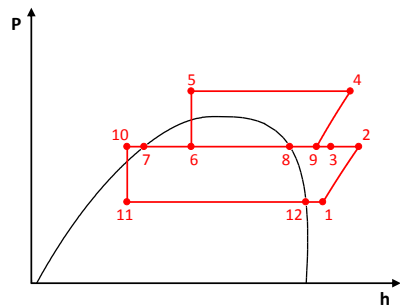


Figura 6.3 – Diagrama P x h do ciclo com separador de líquido

No ciclo investigado, o fluido sofre uma expansão secundária na saída do *gas cooler* e o vapor proveniente dessa expansão é removido no separador de líquido e injetado na saída do resfriador intermediário. Desta maneira, o vapor saturado que proporcionaria perdas no processo de expansão principal é removido e utilizado para resfriar a entrada do segundo estágio de compressão, diminuindo assim parte das irreversibilidades no sistema. Esse mecanismo visa a aumentar o efeito refrigerante específico no evaporador para uma dada vazão volumétrica no primeiro estágio de compressão e, ao mesmo tempo, reduzir a potência de compressão no segundo estágio. Análises teóricas simples mostram que esse tipo de ciclo é vantajoso para o CO₂, pois a razão entre a diferença de entalpia nos pontos 12 e 11, e nos pontos 12 e 5, é consideravelmente maior que para a maioria dos outros fluidos refrigerantes, ou seja, existe um grande ganho de efeito refrigerante específico.

Como essa arquitetura de ciclo apresenta um número maior de variáveis que podem ser controladas, optou-se por dividir a análise para facilitar o entendimento da influência de cada fator sobre o desempenho do sistema. Foram controladas e analisadas a frequência do compressor, a pressão de descarga e a restrição da válvula de *by-pass*. Nesse caso, utilizou-se o trocador de calor interno de tubo concêntrico e manteve-se o superaquecimento em 3°C através da regulagem da abertura do dispositivo de expansão.

6.1 Otimização do ciclo SL

Essa arquitetura utiliza um separador de líquido para separar as fases líquido e vapor, após o primeiro estágio de expansão. Esse componente também atua como um *buffer*, armazenando o excesso de carga de refrigerante contida no sistema. A presença desse componente reduz consideravelmente a influência da carga de refrigerante sobre o desempenho do sistema. Testes foram então realizados, mantendo-se a frequência do compressor em 60 Hz, a pressão de descarga em 90 bar e o superaquecimento em 3°C, e variando-se a carga de refrigerante. Adições ou remoções de refrigerante apenas alteram o nível de líquido no separador, sem afetar o desempenho do ciclo. Desta maneira, a variável mais importante passa a ser a pressão de descarga que pode ser controlada através da variação da abertura da válvula de expansão secundária, localizada na saída do *gas cooler*.

As figuras 6.4 e 6.5 mostram as variações das pressões de descarga, intermediária e de evaporação com a carga de refrigerante. Como mencionado, observa-se que as pressões de evaporação e intermediária

mantêm-se quase que constantes devido ao efeito do separador de líquido.

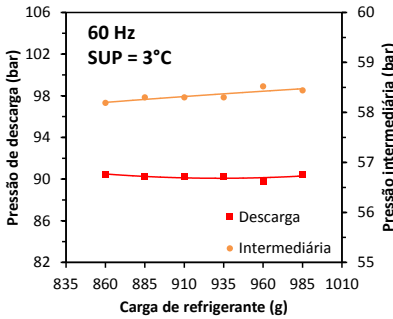


Figura 6.4 – Pressão de descarga e intermediária vs. carga de refrigerante para o ciclo SL

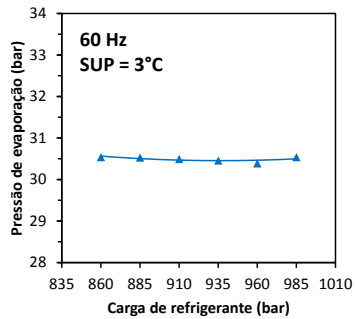


Figura 6.5 – Pressão de evaporação vs. carga de refrigerante para o ciclo SL

A figura 6.6 mostra a temperatura na entrada do dispositivo de expansão e a vazão mássica em função da carga de refrigerante. Observa-se um leve aumento da temperatura que se deve à variação da pressão intermediária. Por outro lado, a vazão permanece praticamente constante, em razão do controle simultâneo da pressão de descarga e do superaquecimento no evaporador. A figura 6.7 mostra a potência e capacidade de refrigeração em função da carga de refrigerante contida no sistema. Como esperado, a carga de refrigerante não afeta essas variáveis devido à presença do separador de líquido.

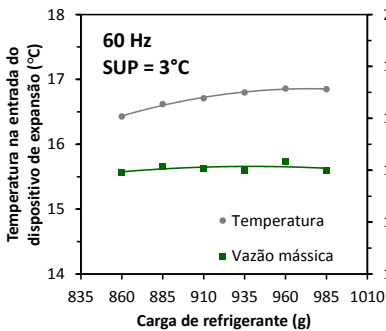


Figura 6.6 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão e vazão mássica vs. carga de refrigerante para o ciclo SL

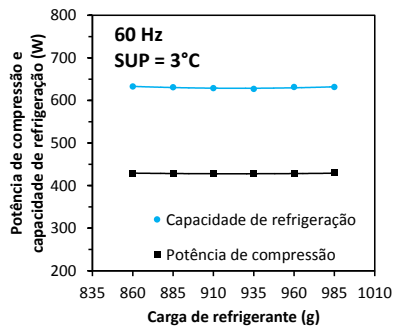


Figura 6.7 – Potência de compressão e capacidade de refrigeração vs. carga de refrigerante para o ciclo SL

Como a potência de compressão e a capacidade de refrigeração se mantêm praticamente constantes, o mesmo é esperado do COP, como indicado na figura 6.8. Essa análise comprova que o controle da pressão de descarga passa a ser essencial para a obtenção do COP máximo nesse tipo de ciclo.

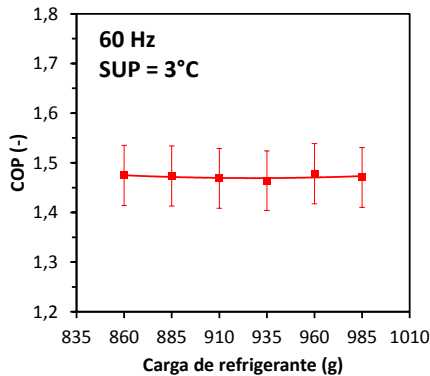


Figura 6.8 – COP vs. carga de refrigerante para o ciclo SL

A pressão ótima de descarga foi então determinada, mantendo-se a carga em 960 g – valor que assegura um nível de líquido no separador em todas as condições, o superaquecimento em 3°C e três valores de frequência, 45, 60 e 75 Hz. Em cada frequência, a pressão da descarga foi variada para mapear o desempenho do ciclo. A figura 6.9 mostra a variação da pressão de evaporação em função da pressão de descarga. Como pode ser observado, o separador de líquido e a abertura da válvula de expansão principal atenuam o efeito da pressão de descarga sobre a pressão de evaporação. A figura 6.10 ilustra o comportamento da temperatura na entrada do dispositivo de expansão em função da pressão de descarga.

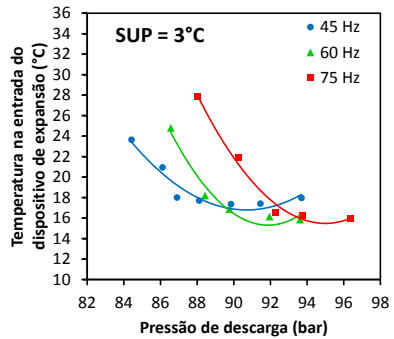
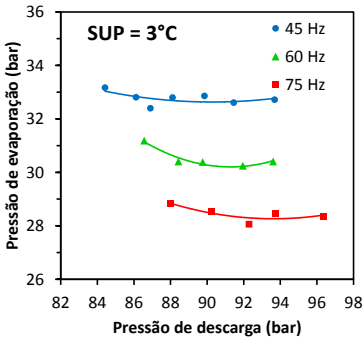


Figura 6.9 – Pressão de evaporação vs. pressão de descarga para o ciclo SL

Figura 6.10 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão vs. pressão de descarga para o ciclo SL

Observa-se que, independentemente da frequência, a temperatura na entrada do dispositivo de expansão tende para um valor mínimo, com o aumento da pressão de descarga. Isso deve-se à redução da temperatura na entrada do trocador de calor interno, diminuindo o gradiente de temperatura à medida que a pressão de descarga é aumentada pelo fechamento da válvula de expansão secundária.

As figuras 6.11 e 6.12 mostram, respectivamente, a temperatura na sucção do primeiro estágio de compressão e a temperatura de descarga em função da pressão de descarga. Observa-se que a temperatura na entrada do compressor é bem menor do que a encontrada nos ciclos com trocador de calor interno. Isso deve-se à menor temperatura do fluido na entrada do trocador de calor interno, fluido esse proveniente do separador de líquido. A injeção de vapor saturado entre os estágios de compressão e as menores temperaturas na entrada do compressor fazem com que a temperatura de descarga seja inferior às obtidas com o ciclo com trocador de calor interno. É importante notar que, em 75 Hz e 88 bar, a temperatura de descarga atinge um limite inferior, quando o estado do fluido na sucção do segundo estágio se aproxima da saturação.

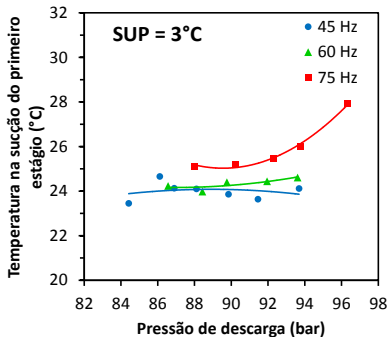


Figura 6.11 – Temperatura na sucção do primeiro estágio vs. pressão de descarga para o ciclo SL

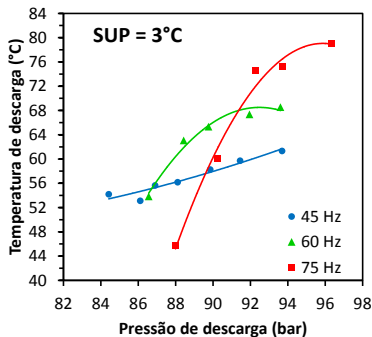


Figura 6.12 – Temperatura de descarga vs. pressão de descarga para o ciclo SL

O comportamento da temperatura de descarga está relacionado com a pressão intermediária e com a temperatura na sucção do segundo estágio de compressão, ilustrados nas figuras 6.13 e 6.14. Observa-se que o comportamento da pressão intermediária na frequência de 45 Hz é distinto dos demais, pois a pressão intermediária já atingiu seu valor mínimo na pressão de descarga de 84 bar, porém a operação do sistema se torna instável para pressões abaixo desse valor. Outros fatores que contribuem para o comportamento observado em 45 HZ são as prováveis perdas por vazamentos internos comuns em compressores rotativos operando em baixa frequência, pois a folga radial do pistão rolante é maior (Wu 2000) e a lubrificação interna é menos eficiente que em frequências mais elevadas.

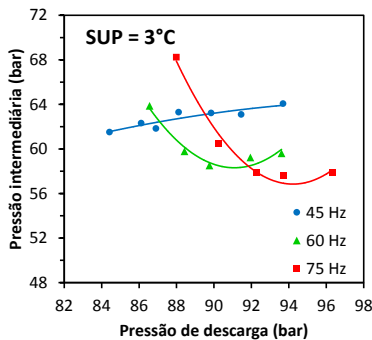


Figura 6.13 – Pressão intermediária vs. pressão de descarga para o ciclo SL

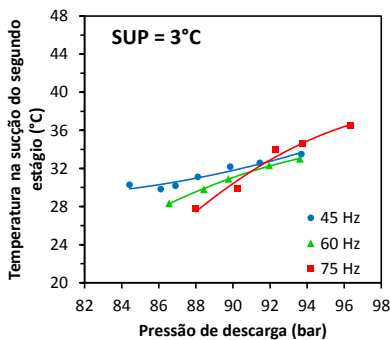


Figura 6.14 – Temperatura na sucção do segundo estágio vs. pressão de descarga para o ciclo SL

A vazão mássica deslocada pelo compressor e a vazão mássica em circulação no evaporador são mostradas, respectivamente, nas figuras 6.15 e 6.16. Percebe-se que a vazão mássica deslocada pelo compressor é reduzida pelo aumento da restrição imposta pela válvula de expansão secundária, e que isso afeta a vazão no evaporador, porém de maneira atenuada, já que o aumento da pressão de descarga causa uma diminuição do título na entrada do separador de líquido. Deve-se mencionar que a vazão mássica através do evaporador foi calculada por meio de um balanço de energia, já que havia apenas um medidor de vazão na bancada.

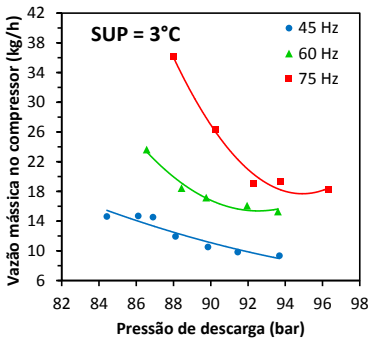


Figura 6.15 – Vazão mássica no compressor vs. pressão de descarga para o ciclo

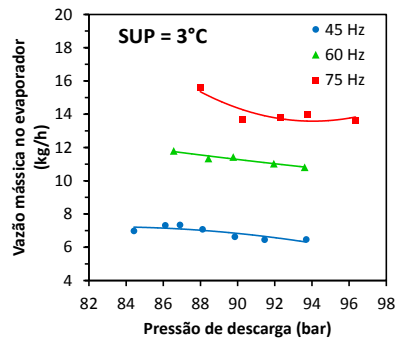


Figura 6.16 – Vazão mássica no evaporador vs. pressão de descarga para o ciclo

As figuras 6.17 e 6.18 mostram que a razão entre a vazão mássica de vapor injetada entre os estágios de compressão e a vazão total e o título na entrada do separador de líquido possuem a mesma ordem de grandeza, exceto na frequência de 75 Hz. O título reduzido em 88 bar para 75 Hz ocorre porque a abertura da válvula de expansão secundária é consideravelmente maior para controlar a pressão de descarga. Esses resultados indicam que o processo de separação de fases é eficaz na maioria dos casos, ou seja, com poucas gotículas de líquido em suspensão no vapor, bem como poucas bolhas de vapor sendo arrastadas pelo líquido.

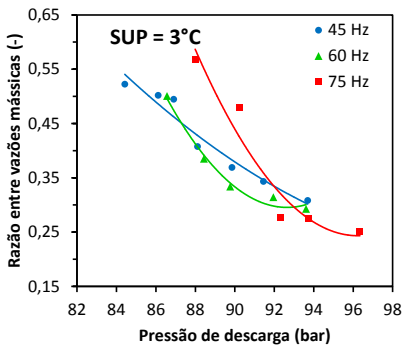


Figura 6.17 – Razão entre vazões mássicas vs. pressão de descarga para o ciclo SL

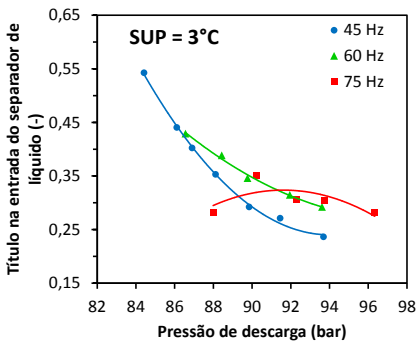


Figura 6.18 – Título na entrada do separador de líquido vs. pressão de descarga para o ciclo SL

A figura 6.19 mostra que o título na entrada do evaporador, como esperado, é consideravelmente menor do que os encontrados no ciclo com trocador de calor interno. Isso deve-se à menor temperatura na entrada do dispositivo de expansão para essa arquitetura de ciclo.

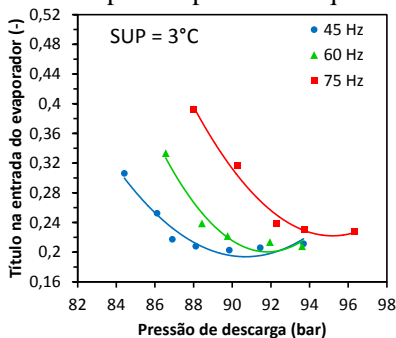


Figura 6.19 – Título na entrada do evaporador vs. pressão de descarga para o ciclo SL

As variações da potência de compressão e da capacidade de refrigeração são mostradas, respectivamente, nas figuras 6.20 e 6.21. A redução do título na entrada em conjunto com a queda da vazão mássica no evaporador provocam um aumento atenuado da capacidade de refrigeração. A potência de compressão, por sua vez, apresenta um aumento linear e monotônico em relação à pressão de descarga devido aos efeitos

combinados da temperatura na sucção do compressor e da relação de compressão.

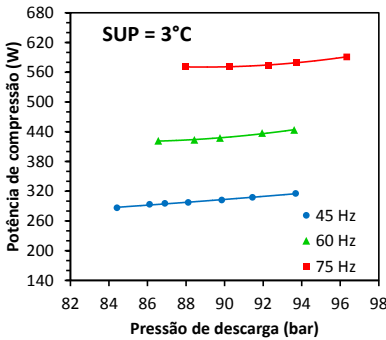


Figura 6.20 – Potência de compressão vs. pressão de descarga para o ciclo SL

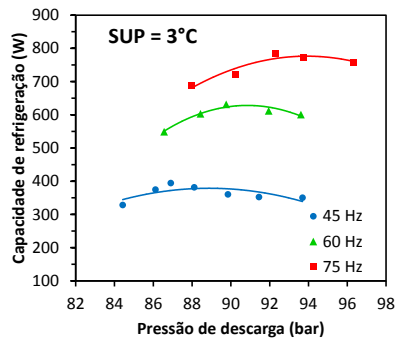


Figura 6.21 – Capacidade de refrigeração vs. pressão de descarga para o ciclo SL

Combinando o comportamento dessas duas variáveis, obtém-se o comportamento do COP, ilustrado na figura 6.22, que é similar ao identificado anteriormente com base na variação da carga de refrigerante.

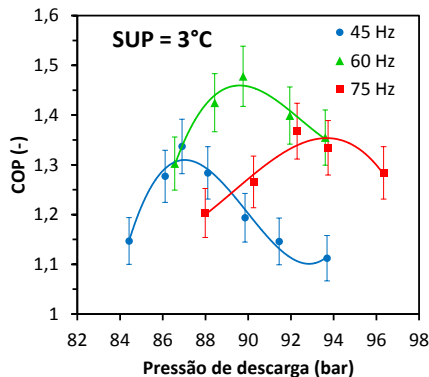


Figura 6.22 – COP vs. pressão de descarga para o ciclo SL

A figura 6.23 mostra o diagrama T x s para o ponto ótimo de cada uma das frequências consideradas. É importante notar que as pressões intermediárias são próximas nas frequências de 60 e 75 Hz, mas distintas na frequência de 45 Hz, muito provavelmente devido a vazamentos internos no compressor.

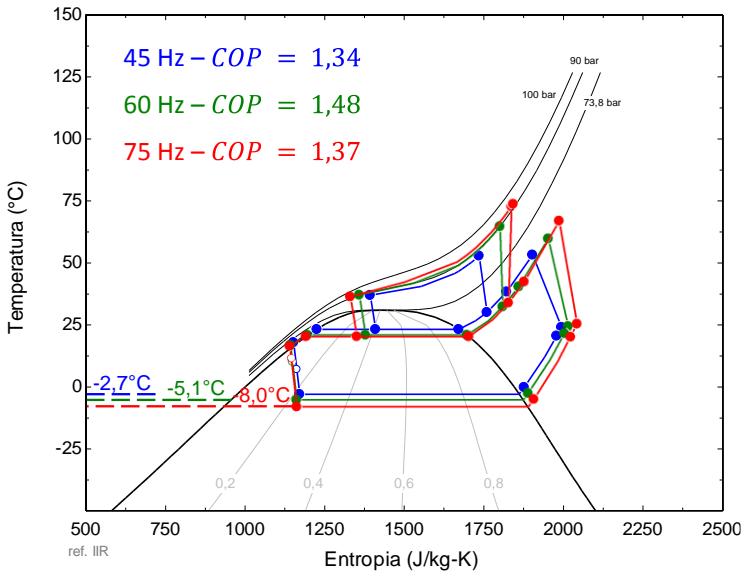


Figura 6.23 – Diagrama T x s para as frequências de 45, 60 e 75 Hz no ciclo SL

Para verificar o desempenho do sistema em função da frequência do compressor foram realizados testes em velocidades intermediárias (52 e 67 Hz), com pressões de descarga controladas em valores proporcionais aos obtidos nos testes anteriores. A figura 6.24 mostra a variação do COP com a frequência do compressor em pressões de descarga ótimas.

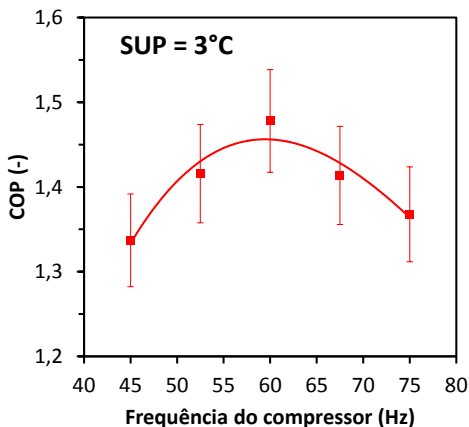


Figura 6.24 – COP vs. frequência do compressor para o ciclo SL

A tabela 6.1 compara alguns parâmetros do ciclo SL nas frequências de 45, 60 e 75 Hz.

Tabela 6.1 – Parâmetros do ciclo SL, nas frequências de 45, 60 e 75 Hz

Frequência		45 Hz	60 Hz	75 Hz
Capacidade de refrigeração	(W)	395 (-37,5%)	632	785 (+24,2%)
Calor rejeitado no gas cooler	(W)	444 (-35,3%)	686	910 (+32,7%)
Calor rejeitado no intercooler	(W)	53 (-44,2%)	95	137 (+44,2%)
Calor trocado no iHX	(W)	55 (-16,7%)	66	64 (-3,0%)
Efetividade do iHX	(%)	70,0 (-24,5)	94,5	94,7 (+0,2)
Potência de compressão	(W)	295 (-30,9%)	427	574 (+34,4%)
COP	(-)	1,34 (-9,5%)	1,48	1,37 (-7,4%)
Vazão mássica total	(kg/h)	14,5 (-15,7%)	17,2	19,1 (+11,0%)
Vazão mássica no evaporador	(kg/h)	7,3 (-36,0%)	11,4	13,8 (+21,1%)
Pressão de descarga	(bar)	86,9 (-3,2%)	89,8	92,2 (+2,7%)
Pressão intermediária	(bar)	61,8 (+5,6%)	58,5	57,9 (+-1,0%)
Pressão de sucção	(bar)	32,4 (+6,6%)	30,4	28,1 (+-7,6%)
Perda de carga no evaporador	(bar)	0,11 (-45,0%)	0,20	0,32 (+60,0%)
Temperatura de evaporação	(°C)	-2,7 (+2,4°C)	-5,1	-8,0 (-2,9°C)
Temperatura de sucção	(°C)	24,1 (-0,3°C)	24,4	25,5 (+1,1°C)
Temperatura de descarga	(°C)	55,6 (-9,7°C)	65,3	74,6 (+9,3°C)
Superaquecimento (evaporador)	(°C)	2,9 (+0,2°C)	2,7	3,0 (+0,3°C)
Título na entrada do separador	(-)	0,40 (+14,3%)	0,35	0,31 (-11,4%)
Temperatura na entrada da válvula	(°C)	18,0 (+1,1°C)	16,9	16,5 (-0,4°C)
Título na entrada do evaporador	(-)	0,22	0,22	0,24 (+9,1%)
Diferença de pressão	(bar)	54,5 (-8,2%)	59,4	64,2 (+8,1%)
Relação de compressão	(-)	2,68 (-9,2%)	2,95	3,29 (+11,5%)
Diferença de pressão (1° est.)	(bar)	29,4 (+4,5%)	28,1	29,8 (+5,9%)
Relação de compressão (1° est.)	(-)	1,91 (-0,5%)	1,92	2,06 (+7,3%)
Diferença de pressão (2° est.)	(bar)	25,1 (-19,6%)	31,2	34,4 (+10,3%)
Relação de compressão (2° est.)	(-)	1,41 (-7,8%)	1,53	1,59 (+3,9%)

6.2 Controle de pressão intermediária para o ciclo SL

Após a determinação do ponto ótimo na frequência de 60 Hz, a pressão intermediária foi variada através do fechamento gradativo da válvula de injeção de vapor entre os estágios de compressão, mantendo-se a pressão de descarga em 90 bar e o superaquecimento em 3°C. A ideia era verificar o efeito da pressão intermediária sobre a potência de compressão.

As figuras 6.25 e 6.26 mostram, respectivamente, as variações das pressões de evaporação e intermediária em função da abertura da válvula de injeção de vapor. Verifica-se que o efeito da válvula só se manifesta sobre a pressão intermediária após 10 voltas. Observa-se também que a abertura da válvula de injeção de vapor provoca uma leve queda na pressão de evaporação.

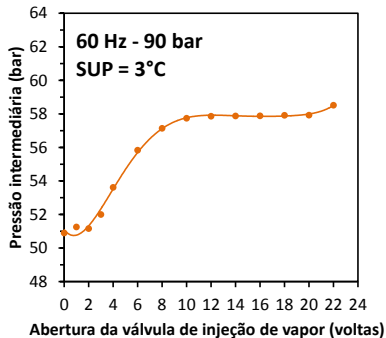
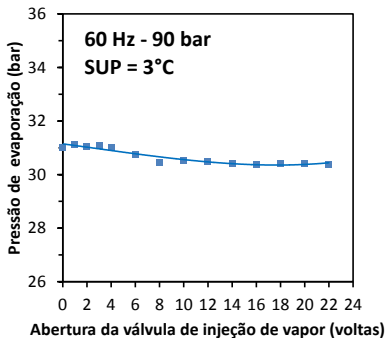


Figura 6.25 – Pressão de evaporação vs. abertura da válvula de injeção de vapor. Figura 6.26 – Pressão intermediária vs. abertura da válvula de injeção de vapor.

Como esperado, a pressão no separador de líquido apresenta um comportamento inverso ao da pressão intermediária, como ilustrado na figura 6.27. O comportamento da temperatura de descarga, ilustrado na figura 6.28, reflete a variação da pressão intermediária.

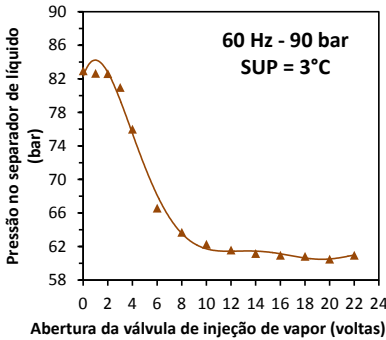


Figura 6.27 – Pressão no separador de líquido vs. abertura da válvula de injeção de vapor

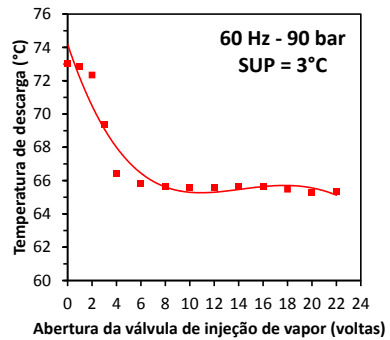


Figura 6.28 – Temperatura de descarga vs. abertura da válvula de injeção de vapor

Observa-se que a temperatura na sucção do primeiro estágio aumenta com o fechamento da válvula de injeção, como ilustrado na figura 6.29. Por outro lado, a figura 6.30 mostra que a temperatura na entrada do segundo estágio apresenta uma redução a partir de 10 voltas de abertura devido à expansão do vapor injetado nesse ponto do ciclo. Pode-se concluir que a diferença de pressões no segundo estágio apresenta uma influência maior sobre a temperatura de descarga do que as temperaturas de entrada do compressor.

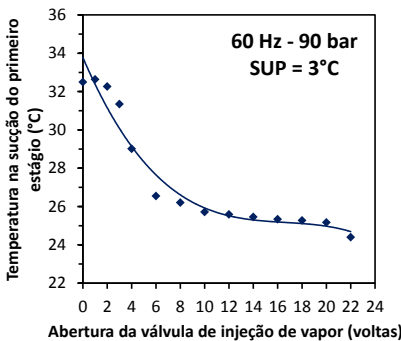


Figura 6.29 – Temperatura na sucção do primeiro estágio vs. abertura da válvula de injeção de vapor

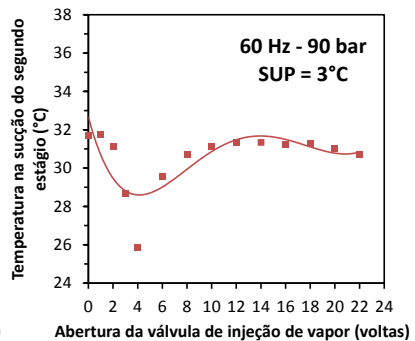


Figura 6.30 – Temperatura na sucção do segundo estágio vs. abertura da válvula de injeção de vapor

A figura 6.31 mostra o comportamento do título na entrada do separador de líquido em função da abertura da válvula de injeção de va-

por. Deve-se mencionar que, até com 4 voltas de abertura, a pressão de descarga situa-se acima do valor crítico, condição na qual não existe estado de saturação. A temperatura na entrada do dispositivo de expansão se estabiliza nas aberturas acima de 10 voltas, pois o fluido encontra-se em estado líquido (figura 6.32), e o título na entrada do evaporador acompanha esse comportamento (figura 6.33).

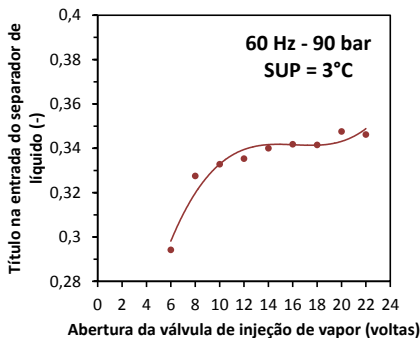


Figura 6.31 – Título na entrada do separador de líquido vs. abertura da válvula de injeção de vapor

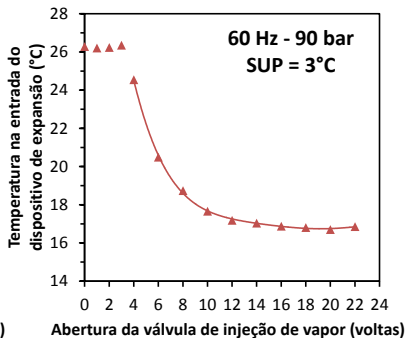


Figura 6.32 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão vs. abertura da válvula de injeção de vapor

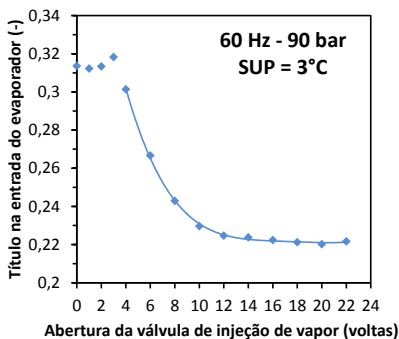


Figura 6.33 - Título na entrada do evaporador vs. abertura da válvula de injeção de vapor

A figura 6.34 mostra que a vazão mássica deslocada pelo compressor cai drasticamente com o fechamento da válvula de injeção de vapor, devido ao aumento da temperatura na entrada dos dois estágios de compressão e pela ausência de remoção do vapor no separador de líquido. Observa-se também que a vazão mássica no evaporador se man-

tém praticamente constante e se iguala à vazão deslocada pelo compressor em aberturas inferiores a 4 voltas, como indicado na figura 6.35.

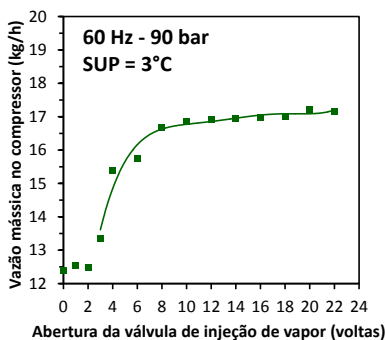


Figura 6.34 – Vazão mássica no compressor vs. abertura da válvula de injeção de vapor

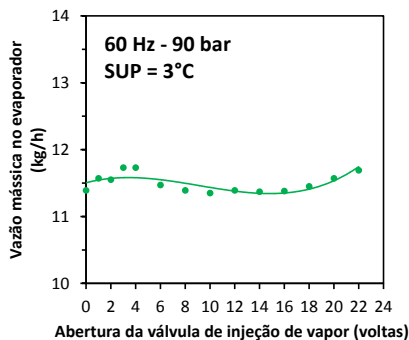


Figura 6.35 – Vazão mássica no evaporador vs. abertura da válvula de injeção de vapor

As figuras 6.36 e 6.37 mostram, respectivamente, a potência de compressão e a capacidade de refrigeração em função da abertura da válvula de injeção de vapor. Observa-se que a abertura da válvula aumenta a potência de compressão com um máximo em torno de 14 voltas. A elevação da potência deve-se ao aumento da vazão mássica no compressor com a abertura da válvula secundária. Contudo, em 14 voltas, o processo de expansão do vapor entre o separador de líquido e a saída do resfriador intermediário, que reduz a temperatura na entrada do segundo estágio de compressão, não compensa a vazão do mesmo. A partir de 14 voltas o aumento da vazão de vapor injetado novamente consegue reduzir a temperatura na entrada da sucção do segundo estágio. A capacidade de refrigeração, por outro lado, aumenta quase que linearmente com a abertura da válvula, devido a maior quantidade de líquido que entra no evaporador. Os comportamentos da potência de compressão e da capacidade de refrigeração originam o comportamento do COP, ilustrado na figura 6.38. Observa-se que o balanço natural das pressões, sem o auxílio de válvulas, é o mecanismo ideal para obtenção da máxima eficiência.

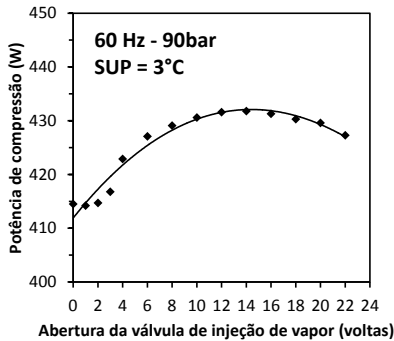


Figura 6.36 – Potência de compressão vs. abertura da válvula de injeção de vapor

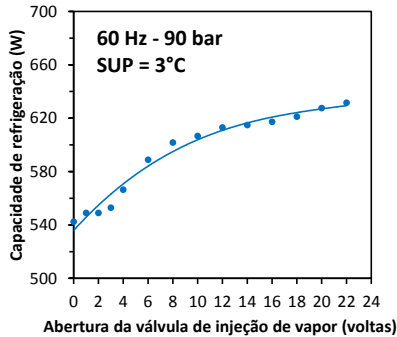


Figura 6.37 – Capacidade de refrigeração vs. abertura da válvula de injeção de vapor

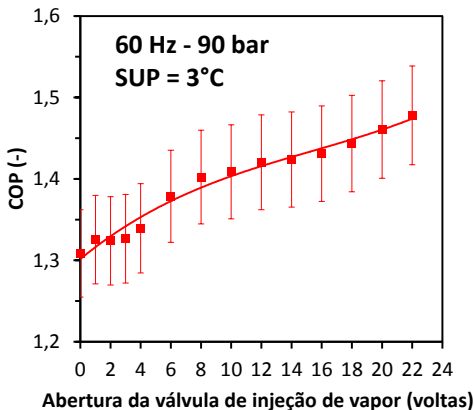


Figura 6.38 – COP vs. abertura da válvula de injeção de vapor

6.3 Síntese do capítulo

Este capítulo analisou o ciclo com trocador de calor interno, separador de líquido e injeção de vapor entre estágios de compressão. Observou-se que a separação de líquido reduz o título na entrada do evaporador aumentando a capacidade. Por outro lado, a vazão mássica no segundo estágio de compressão é aumentada consideravelmente o que resulta em um aumento da potência de compressão. Também se observou que cada frequência do compressor apresenta uma pressão de descarga ótima, de modo que, para se obter a máxima performance deste tipo de ciclo, é necessário controlar a pressão de descarga.

Existe um desvio no comportamento da pressão intermediária para a frequência de 45 Hz, muito provavelmente em função do menor valor de pressão ideal de descarga e das perdas associadas à vazamentos internos e lubrificação interna menos eficiente de compressores rotativos quando operam em frequência menores.

Também foi analisada a influência do controle da pressão intermediária através da regulagem do vapor injetado na entrada do segundo estágio de compressão realizado por meio de uma válvula agulha entre o separador de líquido e a saída do resfriado intermediário. Observou-se que esse tipo de controle não proporciona uma melhora da performance, pois o balanço natural entre a pressão intermediária no separador e entre os estágios de compressão já garante uma operação ótima para o sistema.

7 COMPARAÇÃO ENTRE AS ARQUITETURAS DE CICLO INVESTIGADAS

A tabela Tabela 7.1 mostra uma comparação entre os resultados obtidos com os três ciclos analisados.

Observa-se que o ciclo com injeção de vapor proporciona o maior ganho de COP devido a um maior aumento na capacidade de refrigeração e também a uma leve redução da potência de compressão. O ciclo com trocador de calor interno, por sua vez, consegue atingir desempenho semelhante ao do ciclo com injeção de vapor, com uma contribuição mais significativa da redução da potência de compressão, principalmente nas frequências de 60 e 75 Hz.

As vazões mássicas no ciclo com trocador de calor interno são menores devido ao aumento da temperatura do refrigerante na entrada do primeiro estágio de compressão e a diminuição da pressão de descarga.

As pressões ideais de descarga são menores nos ciclos com trocador de calor interno e com injeção de vapor. No primeiro, isso deve-se às menores temperaturas no lado quente do trocador e, no segundo, ao controle da pressão de descarga através da válvula de expansão colocada na saída do *gas cooler*. As pressões intermediárias no ciclo com trocador de calor interno são menores do que as encontradas no ciclo de referência devido à diminuição da pressão de descarga. Por outro lado, no ciclo com injeção de vapor, as pressões intermediárias são maiores devido ao acoplamento do resfriador intermediário com o separador de líquido.

As pressões de evaporação dos três ciclos são próximas, com uma pequena redução em 45 Hz para os ciclos com trocador de calor interno e injeção de vapor. A temperatura de descarga para o ciclo com trocador de calor interno é consideravelmente maior, já que o trocador de calor aquece a linha de sucção do compressor. O ciclo com injeção de vapor consegue atenuar a temperatura de descarga, com temperaturas próximas às do ciclo de referência e até menores nas frequências de 60 e 75 Hz.

A temperatura elevada na sucção do compressor, como mencionado anteriormente, é uma consequência da utilização de um trocador de calor interno. Percebe-se que o ciclo com injeção de vapor consegue atenuar esse aumento.

Tabela 7.1 – Comparação entre as três arquiteturas de ciclo analisadas

Arquiteturas de ciclo	COP (-)	Capacidade de refrigeração (W)	Potência de compressão (W)	Vazão mássica (kg/h)	Pressão de descarga (bar)	Pressão intermediária (bar)	Pressão de evaporação (bar)	Temperatura de descarga (°C)	SUP na sucção do 1º estágio (°C)
45 Hz	1,16	360	309	12,6	89,7	58,9	33,2	54,2	9,1
Referência 60 Hz	1,25	564	452	15,3	95,8	53,3	30,6	67,1	15,7
75 Hz	1,16	708	608	17,7	101,4	51,4	28,2	77,0	18,8
45 Hz	1,31 (+12,9%)	384 (+6,7%)	293 (-5,2%)	8,7 (-31,0%)	89,4 (-0,3%)	51,2 (-13,0%)	32,2 (-3,0%)	69,8 (+15,6°C)	34,8 (+25,7°C)
iHX TC 60 Hz	1,45 (+16,0%)	575 (+2,0%)	396 (-12,4%)	12,6 (-17,6%)	91,2 (-4,8%)	47,7 (-10,5%)	30,6	75,5 (+8,4°C)	40,7 (+25,0°C)
75 Hz	1,36 (+17,2%)	716 (+1,1%)	528 (-13,2%)	15,2 (-14,1%)	92,9 (-8,4%)	46,1 (-10,3%)	29 (+2,8%)	83,7 (+6,7°C)	42,8 (+24,0°C)
45 Hz	1,34 (+15,5%)	395 (+9,7%)	295 (-4,5%)	14,5 (+15,1%)	86,9 (-3,1%)	61,8 (+4,9%)	32,4 (-2,4%)	55,6 (+1,4°C)	24,1 (+15,0°C)
SL 60 Hz	1,48 (+18,4%)	632 (+12,1%)	427 (-5,5%)	17,2 (+12,4%)	89,8 (-6,3%)	58,5 (+9,8%)	30,4 (-0,6%)	65,3 (-1,8°C)	24,4 (+8,7°C)
75 Hz	1,37 (+18,1%)	785 (+10,9%)	574 (-5,6%)	19,1 (+7,9%)	92,2 (-9,1%)	57,9 (+12,6%)	28,1 (-0,4%)	74,6 (-2,4°C)	25,5 (+6,7°C)

As figuras 7.2 a 7.5 mostram, respectivamente, uma comparação entre a temperatura na entrada do primeiro estágio de compressão, as pressões intermediária e de descarga, e a temperatura de descarga em função da frequência do compressor para os ciclos: de referência, com trocador de calor interno e com injeção de vapor.

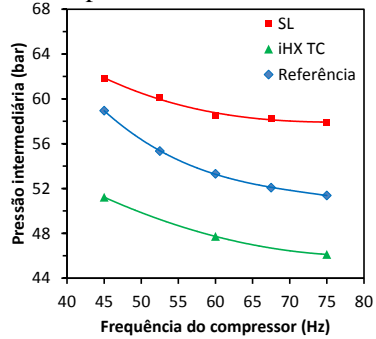
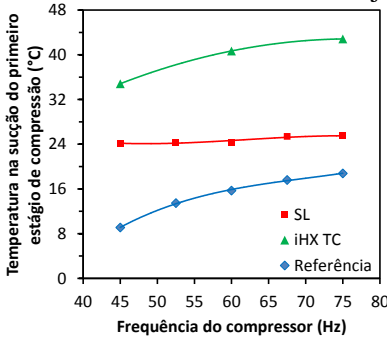


Figura 7.2 – Temperatura na entrada do primeiro estágio de compressão para as três arquiteturas de ciclo

Figura 7.3 – Pressão intermediária para as três arquiteturas de ciclo

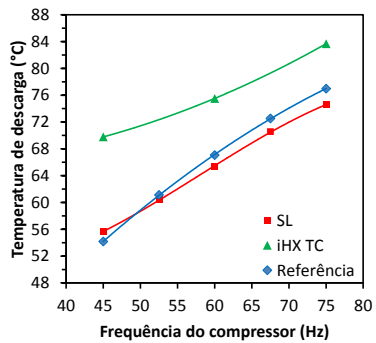
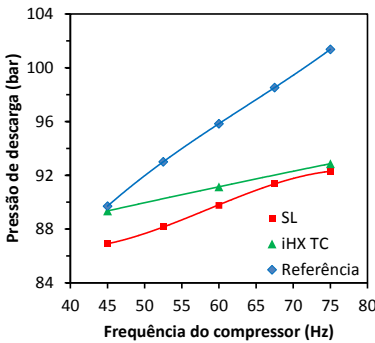


Figura 7.4 – Pressão de descarga para as três arquiteturas de ciclo

Figura 7.5 – Temperatura de descarga para as três arquiteturas de ciclo

Em geral, as curvas apresentadas possuem tendências similares, exceto para a pressão de descarga, em que o aumento é mais acentuado para o ciclo de referência.

As figuras 7.6 a 7.9 mostram, respectivamente, uma comparação entre a temperatura na entrada do dispositivo de expansão, vazão mássica, potência de compressão e capacidade de refrigeração para os três

ciclos auditados. Percebe-se que o ciclo com injeção de vapor apresenta temperaturas consideravelmente menores na entrada do dispositivo de expansão devido aos efeitos combinados do separador de líquido e do trocador de calor interno.

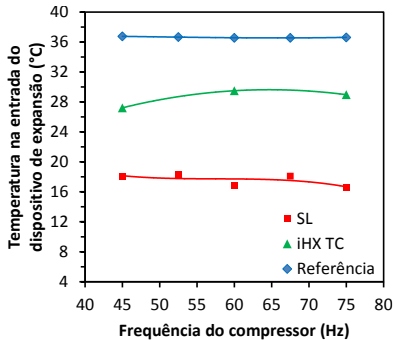


Figura 7.6 – Temperatura na entrada do dispositivo de expansão para as três arquiteturas de ciclo

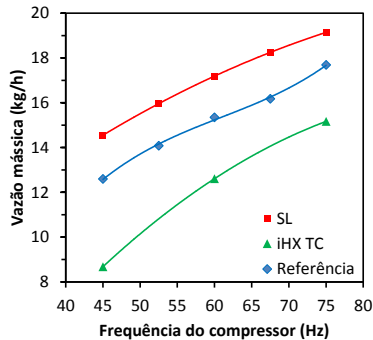


Figura 7.7 – Vazão mássica para as três arquiteturas de ciclo

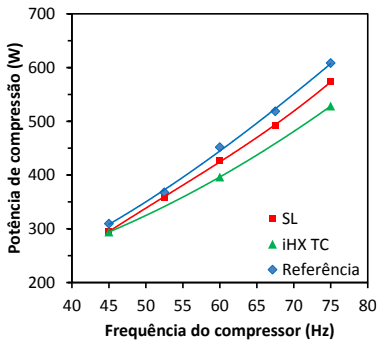


Figura 7.8 – Potência de compressão para as três arquiteturas de ciclo

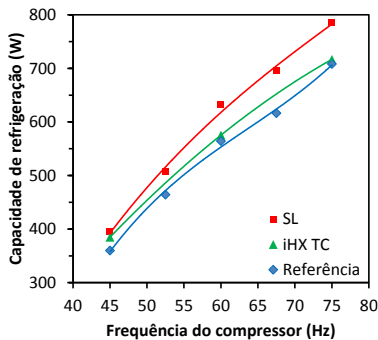


Figura 7.9 – Capacidade de refrigeração para as três arquiteturas de ciclo

Percebe-se que, apesar das vazões mássicas serem distintas, esse fato não se reflete nitidamente sobre a potência de compressão e sobre a capacidade de refrigeração. Um cálculo teórico utilizando as pressões e temperaturas e vazões mássicas como entrada e considerando uma eficiência global de 60% mostra que a implementação do ciclo com separador de líquido deveria reduzir a potência de compressão em 5%, quando comparada ao ciclo com trocador de calor interno, porém uma provável

redução do rendimento do compressor em função da injeção de vapor entre estágios resulta em uma potência maior para esta arquitetura de ciclo. A figura 7.10 deixa evidente que o ciclo com separação de líquido e injeção de vapor não proporciona um ganho de COP significativo quando comparado ao ciclo com trocador de calor interno. Esses resultados permitem concluir que o ciclo com injeção de vapor é inviável para a aplicação em sistemas de refrigeração do setor comercial leve, pelo simples fato de os ganhos de COP serem modestos e não justificarem os custos e complexidades envolvidos. Apesar de a utilização de uma arquitetura de ciclo com separador de líquido mostrar ganhos consideráveis em análises teóricas e experimentais de ciclos de refrigeração de grande porte e condicionamento de ar, relatados na literatura, o presente trabalho não obteve resultados promissores para esse tipo de ciclo.

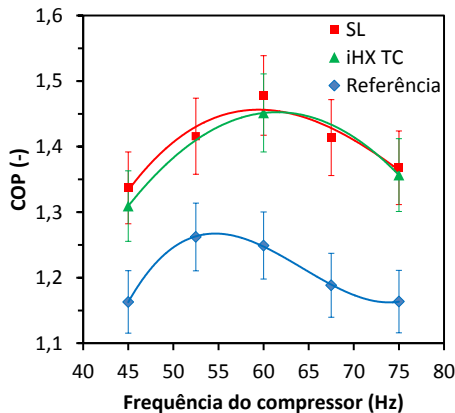


Figura 7.10 - Comparação do COP para as três arquiteturas de ciclo

Diversas razões podem justificar o desempenho insatisfatório desta arquitetura, como, por exemplo, a interação entre os estágios de compressão, o separador de líquido e a injeção de vapor devido à utilização de um compressor de duplo estágio ao invés de dois compressores separados. Um melhor dimensionamento dos estágios de compressão para esse tipo de ciclo, provavelmente resultaria em ganhos mais expressivos em COP. Deve-se ainda mencionar que a taxa de circulação de óleo em sistemas que utilizam compressores rotativos de duplo estágio é relativamente alta. Isso obrigou a utilização de um sistema de retorno de óleo, sem o qual os resultados ficariam comprometidos. Tal sistema, no entanto, provoca uma queda no desempenho, dependente do tipo de ciclo e

das condições de operação. É provável que os ciclos com trocador de calor interno e com injeção de vapor sejam mais penalizados pelo mecanismo de retorno de óleo adotado.

7.2 Síntese do capítulo

Este capítulo comparou as três arquiteturas de ciclo investigadas:

1. Ciclo de referência com resfriador intermediário entre os estágios de compressão.
2. Ciclo com resfriador intermediário e trocador de calor interno de cobre e tubos concêntricos
3. Ciclo com resfriador intermediário, trocador de calor interno de tubos concêntricos, e separador de líquido.

O ciclo com trocador de calor interno de tubos concêntricos e controle do superaquecimento proporcionou ganhos de COP, respectivamente, de 12,9%, 16,0% e 17,2% nas frequências de 45, 60 e 75 Hz. Essa melhora da performance ocorre principalmente devido à redução da potência de compressor, pois o trocador de calor interno é capaz de reduzir a pressão ótima de descarga e a vazão mássica no sistema e, ao mesmo tempo, aumentar o efeito refrigerante específico, resultando em capacidades de refrigeração próximas às obtidas com o ciclo de referência.

O ciclo com injeção de vapor apresenta os maiores ganhos de COP, quando comparado ao ciclo de referência, atingindo, respectivamente, 15,5%, 18,4%, e 18,1% nas frequências de 45, 60 e 75 Hz. Esta arquitetura proporciona um aumento na potência de compressão e capacidade de refrigeração, pois a vazão mássica no segundo estágio de compressão sofre uma elevação devido à injeção de vapor e a separação do líquido resulta em títulos na entrada do evaporador consideravelmente menores. Contudo, os resultados obtidos são menores que os esperados para uma arquitetura que se mostra promissora, segundo análises teóricas e experimentais de ciclos de refrigeração de grande porte e de condicionamento de ar encontrados na literatura.

8 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

8.1 Conclusões

O aumento da pressão advinda de agências reguladoras e dos consumidores por produtos mais sustentáveis coloca os fabricantes de refrigeradores diante de um dilema difícil de superar: garantir um baixo consumo energético sem utilizar fluidos com elevado impacto ambiental. No ramo da refrigeração comercial, dois outros requisitos devem ser obedecidos: o custo e a segurança.

O uso de refrigerantes naturais tem se mostrado uma solução promissora para os problemas mencionados anteriormente. Dentre as opções existentes, o dióxido de carbono apresenta um conjunto de características termofísicas que despertam o interesse de pesquisadores e empresas que atuam nessa área: um baixo GWP, não tóxico e não inflamável. Porém, este refrigerante não possui um desempenho comparável aos fluidos convencionais, principalmente quando submetido a temperaturas ambientes elevadas. Para contornar essa desvantagem é necessário implementar modificações no ciclo que se beneficiem das propriedades do CO₂. O foco do trabalho reside na investigação da aplicação de compressores de duplo estágio e de capacidade variável em diferentes arquiteturas de ciclo, específicas para o setor de refrigeração comercial leve.

Nos últimos 30 anos, diversos estudos foram realizados com foco na utilização de CO₂ em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar. Uma breve revisão bibliográfica foi apresentada e, com base nela, três ciclos foram selecionados para essa investigação. Um aparato experimental, específico para esse tipo de estudo, foi devidamente adaptado.

Os testes indicaram que o ciclo de referência com resfriador intermediário opera eficientemente com um único par de carga/restrrição, independentemente da frequência do compressor. Como mostrado por Montagner (2013), uma restrição fixa é capaz de manter o sistema operando em pressões de descarga próximas ao valor ideal, porém, sem controle do superaquecimento. Observou-se também que o ciclo livre de contaminação de óleo apresenta uma frequência ótima de operação, comportamento esse que difere do encontrado em compressores alternativos, e pode ser justificado por um projeto de compressor que visa a uma frequência ótima de operação.

A análise do efeito da efetividade do resfriador intermediário no desempenho do sistema mostrou que esse componente não altera significativamente o COP, mas, ainda assim, se faz necessário para prevenir problemas relacionados a temperaturas de descarga elevadas.

Testes realizados com a adição de trocadores de calor interno ao circuito indicaram que para cada trocador de calor existe um grau de superaquecimento mínimo, que garante a operação estável do sistema. Esse problema foi contornado empregando-se um dispositivo de expansão de ação variável.

Um trocador de calor interno de cobre e tubos concêntricos proporcionou um ganho em COP, quando comparado ao ciclo de referência com resfriador intermediário, respectivamente, de 12,9%, 16,0% e 17,2% nas frequências de 45, 60 e 75 Hz. Esse aumento de desempenho deve-se à redução da pressão ideal de descarga e da vazão mássica e, consequentemente, da potência de compressão. Como o resfriamento do fluido na entrada do dispositivo de expansão garante um menor título após o processo de expansão, a capacidade de refrigeração se mantém em valores muito próximos aos obtidos com o ciclo de referência.

É importante destacar também que a implementação do trocador de calor interno atenuou as perdas de COP em função do aumento da temperatura ambiente, simulada através do controle da temperatura de entrada da água no *gas cooler*. A presença de um trocador de calor interno resultou em uma queda de performance de 12,8%, enquanto que o ciclo de referência apresentou perdas de 18,8%, para uma variação de 27°C a 39°C na temperatura da água. Esse resultado está relacionado à capacidade do trocador de calor interno de manter a temperatura na entrada do dispositivo de expansão em valores menores.

Também foram investigados ciclos com trocadores de calor interno e dispositivos de expansão de ação fixa, dimensionados para a menor frequência de operação do compressor. Apesar de o ciclo evitar os problemas de instabilidade, ele gera queda de COP de 10,4% e 15,5%, respectivamente, nas frequências de 60 e 75 Hz.

Arquitetura de ciclo com trocador de calor interno e separador de líquido também foi objeto de investigação. Nesse ciclo, a pressão de descarga era controlada através da válvula de expansão secundária e, o superaquecimento, pela válvula de expansão principal.

Observou-se ganhos de COP, respectivamente, de 15,5%, 18,4%, e 18,1% nas frequências de 45, 60 e 75 Hz. A melhoria no desempenho é fruto de um aumento da capacidade de refrigeração devido à separação das fases, e a leve redução da potência de compressão, em razão da injeção de vapor e controle da pressão de descarga. O controle da pressão

intermediária foi também estudado através de uma válvula instalada na linha de remoção de vapor. Concluiu-se que o sistema opera mais eficientemente quando as pressões do sistema são balanceadas naturalmente, sem a ação de uma válvula regulando a injeção de vapor na entrada do segundo estágio de compressão.

A melhoria em COP proporcionada pelo ciclo com separação de líquido e injeção de vapor entre estágios foi relativamente pequena, quando comparada ao ciclo com trocador de calor interno, apesar de esta arquitetura apresentar capacidades de refrigeração 7,5% maiores. Esse comportamento difere dos resultados observados na literatura em estudos sobre esse tipo de ciclo para refrigeração de grande porte e condicionamento de ar. Algumas razões apontadas para esse resultado divergente são: a provável interação entre os estágios de compressão e o processo de separação de líquido e injeção de vapor, que resulta em potências de compressão maiores que as esperadas; o mal dimensionamento dos volumes deslocados de cada estágio para este tipo de aplicação; e a utilização de um único compressor com duplo estágio, ao invés de dois compressores em série, comumente utilizados em sistemas de refrigeração de grande porte. Desta maneira, a investigação dessa arquitetura de ciclo no presente trabalho mostra que o ganho em performance obtido para condições de refrigeração comercial leve não justifica o seu uso devido ao custo e complexidade envolvidos.

8.2 Recomendações para trabalhos futuros

Um assunto extremamente importante, mas abordado apenas superficialmente neste trabalho, é o efeito do óleo lubrificante sobre o desempenho do ciclo. Recomenda-se a realização de análises teóricas e experimentais com foco nas interações termodinâmicas entre óleo e refrigerante, com o objetivo de amenizar as perdas relacionadas à taxa de circulação de óleo no circuito. A elaboração de equações de estado da mistura óleo-CO₂ poderia auxiliar na melhor compreensão do comportamento de um sistema real de refrigeração, assim como no desenvolvimento de componentes e soluções que garantam uma melhor performance do sistema.

Este trabalho investigou o desempenho de um sistema de refrigeração com um compressor rotativo de pistões rolantes, porém, no último ano, compressores alternativos de CO₂ com capacidade variável foram introduzidos no mercado. Sugere-se, portanto, um estudo adicional sobre a aplicação desse tipo de compressor em sistemas comerciais leves, já que os problemas relacionados à circulação de óleo serão minimiza-

dos, e por se apresentar mais atrativo para este setor da refrigeração devido ao seu menor custo.

Outro ponto que pode ser investigado é a performance de um ciclo com duplo estágio de compressão utilizando dois compressores simples em série, visando desacoplar a influência mecânica de um estágio de compressão sobre o outro. Os resultados obtidos com o ciclo com separação de líquido e injeção de vapor entre estágios indicaram um ganho de performance muito menor que o apresentado na literatura para esta arquitetura. Esse comportamento pode ter ocorrido devido à utilização de um compressor de duplo estágio, que possivelmente acarretou uma redução na potência de compressão menos significativa.

Neste estudo utilizou-se uma válvula micrométrica como dispositivo de expansão e um trocador de calor interno separado. Na prática, no entanto, são utilizados tubos capilares em contato com a linha de sucção, formando assim um trocador de calor interno. Recomenda-se, portanto, estudo com essa geometria para verificar se as interações entre o grau de superaquecimento e trocador de calor interno observadas neste trabalho irão, ou não, se manifestar.

9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACHRNEWS. **Transcritical CO₂ Refrigeration Market Worth \$30.7 Billion by 2020**. Disponível em:

<<http://www.achrnews.com/articles/130595-transcritical-co2-refrigeration-market-worth-307-billion-by-2020>>. Acesso em: 10/1/2016.

AGRAWAL, N.; BHATTACHARYYA, S.; SARKAR, J. **Optimization of two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycles**. International Journal of Thermal Sciences, v. 46, n. 2, p. 180–187, 2007.

ANDEREGG, W. R. L.; PRALL, J. W.; HAROLD, J.; SCHNEIDER, S. H. **Expert credibility in climate change**. Proceedings of the National Academy of Sciences of the United States of America, v. 107, p. 12107–12109, 2010.

BINNEBERG, P.; KRAUS, E.; QUACK, H. **Reduction In Power Consumption Of Household Refrigerators By Using Variable Speed Compressors**. International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Anais... . p.9, 2002. West Lafayette.

BODINUS, W. S. **Rise and fall of carbon dioxide systems**. ASHRAE Journal, v. 41, n. 4, p. 41–42, 1999.

BREDESEN, A. M.; HAFNER, A.; PETTERSEN, J.; NEKSA, P.; AFLEKT, K. **Heat transfer and pressure drop for in-tube evaporation of CO₂**. International Conference on Heat Transfer Issues in Natural Refrigerants. Anais... . p.35–49, 1997. College Park, MD: Institut international du froid.

CABELLO, R.; SÁNCHEZ, D.; LLOPIS, R.; TORRELLA, E. **Experimental evaluation of the energy efficiency of a CO₂ refrigerating plant working in transcritical conditions**. Applied Thermal Engineering, v. 28, n. 13, p. 1596–1604, 2008.

CAVALLINI, A.; CECCHINATO, L.; CORRADI, M.; FORNASIERI, E.; ZILIO, C. **Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis**. International Journal of Refrigeration, v. 28, n. 8, p. 1274–1283, 2005.

CECCHINATO, L.; CHIARELLO, M.; CORRADI, M.; et al. **Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles**. International Journal of Refrigeration, v. 32, n. 5, p. 1058–1067, 2009. Elsevier Ltd and IIR.

CELIK, A. **Performance of Two-Stage CO₂ Refrigeration Cycles**, 2004. University of Maryland.

CHEN, Y.; DENG, S.; XU, X.; CHAN, M. **A study on the operational stability of a refrigeration system having a variable speed compressor**. International Journal of Refrigeration, v. 31, n. 8, p. 1368–1374, 2008. Elsevier Ltd and IIR.

CHEN, Y.; GU, J. **The optimum high pressure for CO₂ transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers**. International Journal of Refrigeration, v. 28, n. 8, p. 1238–1249, 2005.

CHO, H.; BAEK, C.; PARK, C.; KIM, Y. **Performance evaluation of a two-stage CO₂ cycle with gas injection in the cooling mode operation**. International Journal of Refrigeration, v. 32, n. 1, p. 40–46, 2009. Elsevier Ltd and IIR.

CHO, H.; RYU, C.; KIM, Y. **Cooling performance of a variable speed CO₂ cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger**. International Journal of Refrigeration, v. 30, n. 4, p. 664–671, 2007.

CULLEN, W. **Of the Cold produced by Evaporating Fluids, and of some other Means of producing Cold**. Essays and Observations, Physical and Literary, v. 2, p. 145–156, 1756.

DEANGELIS, J. M.; HRNJAK, P. S. **Experimental Study of System Performance Improvements in Transcritical R744 Systems with Applications to Bottle Coolers**. , v. 61801, n. 217, 2005.

DOMANSKI, P. .; DIDION, D. .; DOYLE, J. . **Evaluation of suction-line/liquid-line heat exchange in the refrigeration cycle**. International Journal of Refrigeration, v. 17, n. 7, p. 487–493, 1994.

DREIMAN, N.; BUNCH, R.; RADERMACHER, R. **Two-Stage Rolling Piston Carbon Dioxide Compressor**. International Compressor Engineering Conference. Anais... . p.8, 2004. West Lafayette.

ETHERIDGE, D. M.; STEELE, L. P.; LANGENFELDS, R. L.; et al. **Natural and anthropogenic changes in atmospheric CO₂ over the last 1000 years from air in Antarctic ice and firn**. Journal Of Geophysical Research-Atmospheres, v. 101, n. D2, p. 4115–4128, 1996.

FAGERLI, B. **On the feasibility of compressing CO₂ as working fluid in hermetic reciprocating compressors**, 1997. Norwegian University of Science and Technology.

FRONK, B. M.; GARIMELLA, S. **Water-coupled carbon dioxide microchannel gas cooler for heat pump water heaters: Part I - Experiments**. International Journal of Refrigeration, v. 34, n. 1, p. 7–16, 2011. Elsevier Ltd and IIR.

GARCÍA-VACAS, D. S.; LÓPEZ, R. C.; PÉREZ, J. P.; LLOPIS, R. **Experimental analysis of the energy performance of a CO₂ transcritical vapour compression cycles based on refrigerant vapour injection in suction line**. VI Congreso Ibérico i IV Congreso Iberoamericano de Ciencias y Técnicas del Frío. Anais... . p.1–8, 2012. Madrid.

GIROTTO, S.; MINETTO, S.; NEKSA, P. **Commercial refrigeration system using CO₂ as the refrigerant**. International Journal of Refrigeration, v. 27, n. 7, p. 717–723, 2004. Disponível em: <<http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S014070070400132X>>. Acesso em: 24/9/2013.

GNIELINSKI, V. **New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow.pdf**. International chemical engineering, v. 16, n. 2, p. 359–368, 1976.

HERMES, C. J. L.; DA SILVA, D. L.; MELO, C.; GONÇALVES, J. M.; WEBER, G. C. **Algebraic solution of transcritical carbon dioxide flow through adiabatic capillary tubes**. International Journal of Refrigeration, v. 32, n. 5, p. 973–977, 2009.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A. S. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer**. 2007.

INMETRO. **Guia para Expressão da Incerteza de Medição**. 2a ed. Inmetro, 1998.

INOKUTY, H. **Graphical Method of finding compression pressure of CO₂ refrigerating machine for maximum coefficient of performance**. Proceedings of the 5th IIR International Congress of Refrigeration. Anais... . p.185–192, 1928. Rome, Italy.

JAHN, K. **Carbon dioxide - The History of an Interesting Substance**. Eurammon Information, , n. 15, p. 8, jan. 2002. Frankfurt: Eurammon.

KAUF, F. **Determination of the optimum high pressure for transcritical CO₂-refrigeration cycles**. International Journal of Thermal Sciences, 1999.

KIM, M.; PETERSEN, J.; BULLARD, C. W. **Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems**. Progress in Energy and Combustion Science, v. 30, p. 119–174, 2004.

- KOYAMA, S.; XUE, J.; TAKATA, N.; KUWAHARA, K. **An Experimental Study on the Cooling Performance of a CO₂ Cycle with an Internal Heat Exchanger**. 8th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids. Anais... . p.8, 2008. Copenhagen: IIR.
- LIAO, S. M.; ZHAO, T. S.; JAKOBSEN, A. **A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles**. Applied Thermal Engineering, v. 20, p. 831–841, 2000.
- LORENTZEN, G. **Trans-critical vapour compression cycle device**. , 1990. Norway: International Patent Publication.
- LORENTZEN, G. **Revival of carbon dioxide as a refrigerant**. International Journal of Refrigeration, v. 17, n. 5, p. 292–301, 1994.
- MAEYAMA, H.; YOKOYAMA, T.; NAKAO, H. **Development of the Compressor for CO₂ Heat Pump with the Single Rotary Mechanism**. International Compressor Engineering Conference. Anais... . p.C056 1–8, 2006. West Lafayette.
- MASSON, N.; LIRA, J. T.; JIA, H.; CHASSEROT, M.; MARATOU, A. **Natural Refrigerant Market Growth for North America**. 2013.
- MATTHIESEN, H. O.; MADSEN, K. B.; MIKHAILOV, A. **EVOLUTION OF CO₂ SYSTEMS DESIGN BASED ON PRACTICAL EXPERIENCES FROM SUPERMARKET INSTALLATIONS IN NORTHERN**. , , n. c, 2010.
- MOLINA, M. J.; ROWLAND, F. S. **Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone**. Nature, v. 249, n. 5460, p. 810–812, 1974. Disponível em: <<http://www.nature.com/doi/finder/10.1038/249810a0>>. .
- MONTAGNER, G. P. **Um Estudo da Aplicação de Ciclos Transcríticos de CO₂ em Sistemas Comerciais de Refrigeração**, 2013. Universidade Federal de Santa Catarina.
- MONTAGNER, G. P.; MELO, C. **A study on carbon dioxide cycle architectures for light-commercial refrigeration systems**. International Journal of Refrigeration, v. 42, p. 90–96, 2014.
- MORICE, C. P.; KENNEDY, J. J.; RAYNER, N. A.; JONES, P. D. **Quantifying uncertainties in global and regional temperature change using an ensemble of observational estimates: The HadCRUT4 data set**. Journal of Geophysical Research: Atmospheres, v. 117, n. 8, 2012.
- NOAA/ESRL. **Trends in Atmospheric Carbon Dioxide**. Disponível em:

<<http://www.esrl.noaa.gov/gmd/ccgg/trends/>>. Acesso em: 17/5/2015.

OOI, K. T. **Assessment of a rotary compressor performance operating at transcritical carbon dioxide cycles**. Applied Thermal Engineering, v. 28, n. 10, p. 1160–1167, 2008.

ÖZGÜR, A. E. **The performance analysis of a two-stage transcritical CO₂ cooling cycle with various gas cooler pressures**. International Journal of Energy Research, v. 32, n. June 2008, p. 1309–1315, 2008.

PANASONIC. **What is a CO₂ compressor?**. Disponível em: <<http://industrial.panasonic.com/ww/products-mt/ADC6000/ADC6000-co2-d02>>. Acesso em: 28/6/2015.

RIGOLA, J.; ABLANQUE, N.; PÉREZ-SEGARRA, C. D.; OLIVA, A. **Numerical simulation and experimental validation of internal heat exchanger influence on CO₂ trans-critical cycle performance**. International Journal of Refrigeration, v. 33, n. 4, p. 664–674, 2010.

ROBINSON, D. M.; GROLL, E. A. **Efficiencies of transcritical CO₂ cycles with and without an expansion turbine**. International Journal of Refrigeration, v. 21, n. 7, p. 577–589, 1998.

ROHRER, C. **Transcritical CO₂ Bottle Cooler Development**. 7th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids. Anais... , 2006. Trondheim, Noruega.

SARKAR, J. **Optimization of Transcritical CO₂ Refrigeration Cycle with Parallel Compression Economization**. 15th ISME International Conference on Advances in Mechanical Engineering. Anais... . p.1–6, 2008. Bhopal.

SATO, H.; KIMATA, Y.; HOTTA, Y.; et al. **Development of Two-Stage Compressor for CO₂ Heat-Pump Water Heaters**. Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, v. 49, n. 1, p. 92–97, 2012.

SAWALHA, S. **Theoretical evaluation of trans-critical CO₂ systems in supermarket refrigeration. Part II - System modifications and comparisons of different solutions**. International Journal of Refrigeration, v. 31, n. 3, p. 525–534, 2008.

SAWALHA, S.; KARAMPOUR, M.; ROGSTAM, J. **Field measurements of supermarket refrigeration systems. Part I: Analysis of CO₂ trans-critical refrigeration systems**. Applied Thermal Engineering, v. 87, p. 633–647, 2015.

SILVA, D. L. DA. **Análise Teórico-Experimental da Expansão**

Transcrítica de Dióxido de Carbono em Tubos Capilares Adiabáticos, 2008. Universidade Federal de Santa Catarina.

DA SILVA, D. L.; HERMES, C. J. L.; MELO, C.; GONÇALVES, J. M.; WEBER, G. C. **A study of transcritical carbon dioxide flow through adiabatic capillary tubes**. International Journal of Refrigeration, v. 32, n. 5, p. 978–987, 2009.

SUN, Z.; GROLL, E. A. **CO₂ Flow Boiling in Horizontal Tubes**. West Lafayette, Indiana, EUA, 2001.

SÜSS, J.; KRUSE, H. **Efficiency of the indicated process of CO₂ compressors**. International Journal of Refrigeration, v. 21, n. 3, p. 194–205, 1998.

SÜB, J.; KRUSE, H. **Einfluß von Leckage auf die Effizienz von Verdichtern für Kohlendioxid**. KI Luft- und Kältetechnik, v. 4, p. 173–176, 1997.

TASSOU, S. A.; QURESHI, T. Q. **Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications**. International Journal of Refrigeration, v. 21, n. 1, p. 29–41, 1998.

TORRELLA, E.; SÁNCHEZ, D.; LLOPIS, R.; CABELLO, R. **Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data**. International Journal of Refrigeration, v. 34, n. 1, p. 40–49, 2011.

UNFCCC. **Kyoto Protocol to the United Nations Framework Convention on Climate Change**. Disponível em: <http://unfccc.int/essential_background/kyoto_protocol/items/1678.php>. Acesso em: 13/11/2015.

YOKOYAMA, T.; SASAKI, K.; SEKIYA, S.; MAEYAMA, H. **Developing a Two-Stage Rotary Compressor for CO₂ Heat Pump Systems with Refrigerant Injection**. International Compressor Engineering Conference. Anais... . p.1–8, 2008. West Lafayette.

APENDICES

APÊNDICE A – COMPONENTES DO APARATO EXPERIMENTAL

Tabela A.1 – Lista de componentes do aparato experimental (continua)

	<i>Descrição do equipamento</i>	<i>Modelo</i>	<i>Fabricante</i>
Aquisição de dados	Placa de aquisição 333 kS/s, 16-Bit, 16-Analog-Input Multi-function DAQ	PCI-6052E - 2 canais de saída analógica 0-10V	National Instruments
	Chassi para interligação dos módulos de medição e controle	SCXI-1001, 12 baias	
	Módulo para medição de temperatura com compensação de junta fria por canal	SCXI-1112 8ch entrada de termopares	
	Módulo para medição de tensão (temperatura e sinais de pressão e vazão)	SCXI-1102 32ch entrada de tensão e/ou termopares	
	Bloco de terminais isotérmicos para conexão de termopares e sensores	SCXI-1303 32ch	
	Placa de relé	SCXI-1161 8relés, 3ciclos/s, 6A@250Vac	
	Módulo de conexão direta com placa de aquisição (feed through panel)	SCXI-1180	
	Bloco de terminais para comunicação com SCXI-1180	SCXI-1302	
Sensores	Analizador portátil de densidade	DMA-35	Anton Paar
	Transdutor de pressão	1-P3MBP / 100BAR	HBM
	Transdutor de pressão	1-P3MBP / 200BAR	
	Cabos de conexão dos transdutores de pressão P3MBP, 3m	1-KAB405.30A-3	
	Pressostato de segurança (sobre pressão lado de alta)	120bar / rearme em 93bar	-
	Sonda de temperatura termopar T 1,5mmX150mm M+F (MINI)	TMQSS-062U-6 (0,062" diam X 6")	Omega
	Adaptador para sonda de temperatura	SS-FER-1/16 Stainless Steel Ferrule, 1/16" X 1/8"NPT	

Tabela A.1 - Lista de componentes do aparato experimental (continua)

	<i>Descrição do equipamento</i>	<i>Modelo</i>	<i>Fabricante</i>
Sensores	Medidor de vazão volumétrica tipo Turbina	MF100-CB-PH-A-4X-V	Sponsler
	Medidor de vazão volumétrica tipo Turbina	MF125-CB-PH-A-4X-V	
	Condicionador de Sinal Frequência / Corrente 4-20mA	SP-712-2	
	Kit de reparo para medidor tipo Turbina modelo MF100-CB	SPART-PART-KIT-MF100-CB	
	Kit de reparo para medidor tipo Turbina modelo MF125-CB	SPART-PART-KIT-MF125-CB	
	Medidor de vazão mássica tipo Coriolis	MASS 2100 DII.5 7 ME4100-1BL10-2AC1	Siemens
Conversor de Sinal para MASS 2100	MASS6000, IP67, 115-230VCA, 50/60Hz 7ME4110-2AA10-1AA0		
Componentes gerais dos circuitos de refrigeração e secundários	Estrutura da bancada	Perfil alumínio & proteção em policarbonato	Famak
	Compressor CO2 Rotativo de pistões rolantes, duplo estágio e de capacidade variável	C-CV43M* 400W	Sanyo
	Inversor de frequência para controle do compressor	CIMR-AA2A0010FAA (200V) Saída de 35-80 Hz	Yaskawa
	Separador coalescente de óleo	Model 131: Hermetic, 130bar, ~4.5" length, 2.9" dia, ¼NPT	Temprite (EUA)
	Unidade de refrigeração	MA-083 1200W@10°C	Marconi
	Banho termostático	MA-159 1600W (aquecimento)	
	Bomba Procon (3,78L/min)	113E060F31BA	Procon
	Bomba Procon (5,04L/min)	113E080F31BA	
	Acoplamento motor-bomba	3045	-
	Motores elétricos para acionamento das bombas	00562-0,5cv-3f -380V 4P 1750rpm IP55	WEG
	Inversores de frequência para controle da rotação dos motores das bombas	CFW08 0016T3848PSZ	

Tabela A.1 - Lista de componentes do aparato experimental (continua)

	<i>Descrição do equipamento</i>	<i>Modelo</i>	<i>Fabricante</i>
Componentes gerais dos circuitos de refrigeração e secundários	Filtros circuito secundário - carcaça policarbonato 8kg/cm ²	AP055T	Cuno - 3M
	Elemento filtrante circuito evaporador (etileno glicol)	Micro Wynd DPPPY1 1micron	
	Elemento filtrante circuito <i>gas cooler</i> (água)	Micro Klean G78Y2-1T 1micron	
	Fonte de alimentação estabilizada	MCE 8140 - 110/220V 12VCC - 3A	MCE
	Fonte de alimentação estabilizada	MCE 856 - 110/220V 24VCC - 3A	
	Fonte de alimentação variável 0-30 VCC e 0-5 A		
	Fonte de alimentação não estabilizada	220Vac > 12Vdc	-
	Transformador de tensão variável	M-2407 0-220V	Auje
	Ventilador (cooler quadros de comando)	90mm	-
	Ventilador (cooler compressor)	120mm	-
	Balança de precisão	AS-5000 (5000g - 0,01g)	Marconi
	C3Driver 2,5A, 230V, Digital Interface+ eletronic cam+IEC61131-3	C3S025V2F10 i11 T40 M00	Parker
	Servo motor 230VAC 6000rpm 0,21Nm 0,8 Aeff conector 0V	SMH40600.35590V64230	
	Cabo potência aplicação fixa p/ SMH & MH 5m	MOK55/03	
	Cabo resolver aplicação fixa SMH, MH, HDY, HJ, 5m	REK42/03	
	Kit para conexão p/ C3 S025,S063	ZBH02/01	
	PID para controle do Driver Parker	2416/VC/VH/R2/R2/V5/X X/ENG	Eurotherm
	Acessório de Controlador 2416 – comunicação Modbus RS485	SUB24/YM	
	Conversor de sinal PID	RS232/485	Contemp
	Material elétrico diverso (contadoras, fusíveis, botoeiras, fiação, fita isolante, etc.)	-	-
Material estrutural diverso (parafusos, placa de nylon, fita adesiva, etc.)	-	-	

Tabela A.1 - Lista de componentes do aparato experimental (continua)

	<i>Descrição do equipamento</i>	<i>Modelo</i>	<i>Fabricante</i>
Válvulas, conexões, vasos de expansão, manômetros e tubulações	Válvula solenoide (orifício de passagem 1mm, alta pressão de serviço)	HPV-122D	Saginomiya (Japão)
	Bobina válvula solenoide	HPV-MOAG335A1	
	Válvulas esfera Valmicro	Aço inox A 351 GR CF8M, passagem plena, vedação Teflon + carbono, NPT 1/4" Classe 800 (138 bar)	Valmicro
	Válvula agulha Hoke	1315G4Y	Hoke
	Conector fêmea aço inox 1/4" OD x 1/8"NPT	4CF2-316	
	Válvula esfera em aço inox 316, 3 vias, série 40G, vedação em teflon, 93°C - 193 bar, conexão 1/4" OD	SS-43GXS4	Swagelok
	Válvula esfera em aço inox 316, 2 vias, série 40G, vedação em teflon, 93°C - 193 bar, conexão 1/4" OD	SS-43GS4	
	Válvula esfera em aço inox 316, 2 vias, série 40G, vedação em teflon, 93°C - 193 bar, conexão 1/4" NPT macho x 1/4" OD	SS-43GM4-S4	
	Válvula de retenção com regulador de pressão em aço inox 316, vedação em neoprene, 121°C - 338 bar, conexão 1/4" OD, abertura com 0,03 bar	SS-CHS4-NE-1/3	
	Kit de vedação para válvula da série 14D, material etileno-propileno	EP70-91K-OD	
	Kit de vedação para válvula da série 14D, material Kalrez	KZ70-91K-OD	
	Porca em aço inox 316, 1/4" OD	SS-402-1	
	Jogo anilha (traseira + dianteira) em inox 316, 1/4" OD	SS-400-SET	
	União em aço inox 316, 1/4" OD	SS-400-6	
Plug em aço inox 316, 1/4" OD	SS-400-P		

Tabela A.1 - Lista de componentes do aparato experimental (continua)

	<i>Descrição do equipamento</i>	<i>Modelo</i>	<i>Fabricante</i>
Válvulas, conexões, vasos de expansão e manômetros, e tubulações	Tampão em aço inox 316, ¼” OD	SS-400-C	Swagelok
	Tee união em aço inox 316, ¼”OD	SS-400-3	
	Tee lateral aço inox 316, lateral 1/8” NPT fêmea, lateral e ramificado ¼” OD	SS-400-3TFT	
	União cruz em aço inox 316, ¼” OD	SS-400-4	
	Conector macho inox 316 ¼” NPT macho x ¼” OD	SS-400-1-4	
	Conector fêmea inox 316 ¼” BSP fêmea paralela x ¼” OD	SS-400-7-4RJ	
	Conector macho inox 316 ¼” BSP macho paralela x ¼” OD	SS-400-1-4RP	
	Arruela de vedação (gasket) em cobre para conexão ¼” BSP macho paralela	CU-4-RP-2	
	Cilindro de amostragem aço inox 316L, 93°C – 272 bar, duas conexões ¼”NPT fêmea, 500 cm3	316L-50DF4-500	
	Cilindro de amostragem em aço inox 304L, 93°C – 93,7 bar, duas conexões ¼” NPT fêmea, 1000 cm3	304L-HDF4-1000	
	Manômetro aço inox 316, dial 63 mm, escala de 0-100 bar, escala primária bar, secundária psi, conexão fundo ¼” OD Tube com glicerina	PGI-63B-BG100-L-AQ1	
	Manômetro aço inox 316, dial 63 mm, escala de 0-160 bar, escala primária bar, secundária psi, conexão fundo ¼” OD Tube com glicerina	PGI-63B-BG160-L-AQ1	
	Filtro tipo linha série F, 93C – 177 bar, elemento filtrante tipo tela de 140 microns, conexão ¼” OD	SS-4F-140	
	Tubo em aço inox 316L, ¼” OD, parede de 0.89 mm, sem costura	Tubo 316L 1/4”x 0.88	
	Tubo em cobre, ¼” OD, parede de 1,02 mm	Tubo cobre 1/4”x 1,02	
Tubo em cobre, ⅜” OD, parede de 1,02 mm	Tubo cobre 3/8”x 1,02		

APÊNDICE B – ANÁLISE DE INCERTEZAS

A análise de incerteza foi realizada com base no trabalho de Montagner (2013), que desenvolveu o aparato utilizado no presente estudo e do qual foram obtidas as incertezas expandidas de medição (Tabela 3.1) com fator de abrangência $k=2$. As incertezas combinadas (u_c) foram calculadas para uma variável Y como função $f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ seguindo as normas do INMETRO (1998) através das equações C.1 e C.2.

$$Y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (C.1)$$

$$u_c^2(Y) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i) u(x_j) r(x_i x_j) \quad (C.2)$$

Para propriedades termodinâmicas, a incerteza é dada pelas equações C.3 e C.4, de modo que a incerteza combinada é calculada para as incertezas separadas da variação de cada parâmetro independente, mantendo os outros constantes.

$$u(Y)_{x_n} = \frac{|f(x_n + u(x_n)) - f(x_n)| + |f(x_n - u(x_n)) - f(x_n)|}{2} \quad (C.3)$$

$$u_c^2(Y) = \sum_{i=1}^n u^2(Y)_{x_i}^2 \quad (C.4)$$

A incerteza foi calculada para as variáveis apresentadas na tabela C.3 com suas respectivas equações. Observa-se que as propriedades termodinâmicas utilizadas em cada variável apresentam seus parâmetros independentes entre parênteses. Uma amostra de 137 testes foi utilizada para o cálculo da incerteza da maioria das variáveis, exceto pelas taxas de transferência nos trocadores de calor interno, que utilizaram uma amostra menor de 96 testes. Os testes com o ciclo IVEEC não foram utilizados nessas análises, pois as modificações nesta arquitetura alteram os valores médios de diversos parâmetros e dificultam o processamento

dos dados devido à operação em condições de saturação, que impossibilitam a determinação de algumas propriedades termodinâmicas.

Tabela C.3 – Parâmetros calculados para análise de incerteza e suas respectivas equações

Parâmetro	Equação
COP pelo lado do <i>brine</i>	$COP_b = \frac{\dot{Q}_{e.b}}{\dot{W}}$
COP pelo lado do CO ₂	$COP_b = \frac{\dot{Q}_{e.CO_2}}{\dot{W}}$
Taxa de transferência de calor no evaporador pelo lado do <i>brine</i>	$\dot{Q}_{e.b} = \dot{V}_b \cdot \rho(T_{ref.b}) \cdot C_p \left(\frac{T_{b.in} + T_{b.out}}{2} \right) \cdot (T_{b.in} - T_{b.out})$
Taxa de transferência de calor no evaporador pelo lado do CO ₂	$\dot{Q}_{e.CO_2} = \dot{m} \cdot (h(T_{e.out}; P_{low}) - h(T_{exp.in}; P_{high}))$
Taxa de transferência de calor no <i>gas cooler</i> pelo lado da água	$\dot{Q}_{gc.a} = \dot{V}_a \cdot \rho(T_{ref.a}) \cdot C_p \left(\frac{T_{a.in} + T_{a.out}}{2} \right) \cdot (T_{a.out} - T_{a.in})$
Taxa de transferência de calor no <i>gas cooler</i> pelo lado do CO ₂	$\dot{Q}_{gc.CO_2} = \dot{m} \cdot (h(T_{gc.in}; P_{desc}) - h(T_{gc.out}; P_{desc}))$
Taxa de transferência de calor no <i>intercooler</i> pelo lado do CO ₂	$\dot{Q}_{ic.CO_2} = \dot{m} \cdot (h(T_{int.disc}; P_{int}) - h(T_{int.suc}; P_{int}))$
Taxa de transferência de calor no iHX antes da expansão	$\dot{Q}_{ihx.exp} = \dot{m} \cdot (h(T_{ihx.exp.in}; P_{high}) - h(T_{ihx.exp.out}; P_{high}))$
Taxa de transferência de calor no iHX antes da sucção	$\dot{Q}_{ihx.suc} = \dot{m} \cdot (h(T_{ihx.suc.out}; P_{suc}) - h(T_{ihx.suc.in}; P_{suc}))$
Título na entrada do evaporador	$x_{e.in} = x(h(T_{exp.in}; P_{high}); P_{low})$

A tabela C.4 mostra as incertezas expandidas com fator de abrangência de $k=2$ para os parâmetros calculados. Apesar de as incertezas pelo lado do CO_2 serem menores, a presença de fluido bifásico no evaporador e supercrítico no *gas cooler* torna mais adequado trabalhar com os parâmetros baseados nos fluidos secundários, quando possível.

Tabela C.4 – Incertezas absolutas e relativas para os parâmetros calculados

Parâmetro	$U(Y)$	$U(Y)\%$
COP pelo lado do brine (COP_b)	$\pm 0,052$	$\pm 4,2 \%$
COP pelo lado do CO_2 (COP_b)	$\pm 0,016$	$\pm 1,3 \%$
Taxa de transferência de calor no evaporador pelo lado do brine $(\dot{Q}_{e.b})$	$\pm 21 \text{ W}$	$\pm 4,1 \%$
Taxa de transferência de calor no evaporador pelo lado do CO_2 $(\dot{Q}_{e.CO_2})$	$\pm 5 \text{ W}$	$\pm 1,0 \%$
Taxa de transferência de calor no gas cooler pelo lado da água $(\dot{Q}_{g.c.a})$	$\pm 17 \text{ W}$	$\pm 3,0 \%$
Taxa de transferência de calor no gas cooler pelo lado do CO_2 $(\dot{Q}_{g.c.CO_2})$	$\pm 8 \text{ W}$	$\pm 1,5 \%$
Taxa de transferência de calor no intercooler pelo lado do CO_2 $(\dot{Q}_{ic.CO_2})$	$\pm 2,4 \text{ W}$	$\pm 2,3 \%$
Taxa de transferência de calor no iHX antes da expansão $(\dot{Q}_{ihx.exp})$	$\pm 6,0 \text{ W}$	$\pm 6,0 \%$
Taxa de transferência de calor no iHX antes da sucção $(\dot{Q}_{ihx.suc})$	$\pm 2,1 \text{ W}$	$\pm 2,5 \%$
Título na entrada do evaporador $(x_{e.in})$	$\pm 0,004$	$\pm 1,1 \%$

APÊNDICE C – INFLUÊNCIA DA FREQUÊNCIA DOS VENTILADORES

Uma breve análise foi realizada para determinar se ventiladores de velocidades variável para o evaporador e *gas cooler* são capazes de proporcionar ganhos significativos na eficiência do sistema. Como o aparato experimental utiliza circuitos com *brine* e água para o evaporador e o *gas cooler*, respectivamente, a potência dos ventiladores foi calculada baseada na vazão volumétrica dos fluidos secundários. Através de contatos com fabricantes, obteve-se a informação de que a potência média dos ventiladores utilizados em refrigeradores comerciais leves é de 16 W. Esse valor foi então atribuído à vazão para um teste do sistema sem trocador de calor interno com frequência do compressor de 75 Hz. A partir desta definição, a potência para frequências menores foi obtida proporcionalmente à vazão volumétrica de *brine* e água nos trocadores pelas equações A.1 e A.2.

$$\dot{W}_{vent.e} = 16 \cdot \frac{\dot{V}_b}{\dot{V}_b (75 \text{ Hz})} \quad (\text{C.5})$$

$$\dot{W}_{vent.gc} = 16 \cdot \frac{\dot{V}_a}{\dot{V}_a (75 \text{ Hz})} \quad (\text{C.6})$$

A partir destes valores de potência, o COP pode ser recalculado através da equação A.3.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W} + \dot{W}_{vent.e} + \dot{W}_{vent.gc}} \quad (\text{C.7})$$

A figura C.1 mostra a variação das potências dos ventiladores calculadas para os testes do ciclo de referências com retorno de óleo contínuo. A comparação entre o COP considerando o controle de frequência dos ventiladores e o COP para ventiladores de frequência fixa considerando a potência máxima de 16 W é ilustrada na figura C.2. Essa análise mostra uma queda em COP de até 3,5%, que é atenuada com o aumento da frequência do compressor.

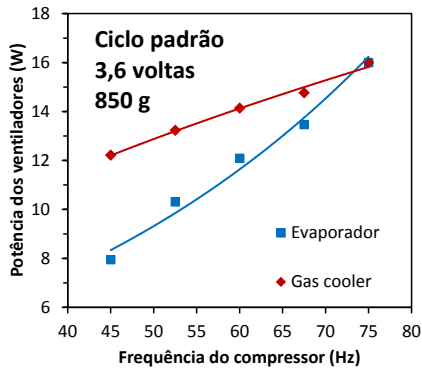


Figura C.1 – Potência simulada dos ventiladores em função da frequência do compressor para o ciclo de referência

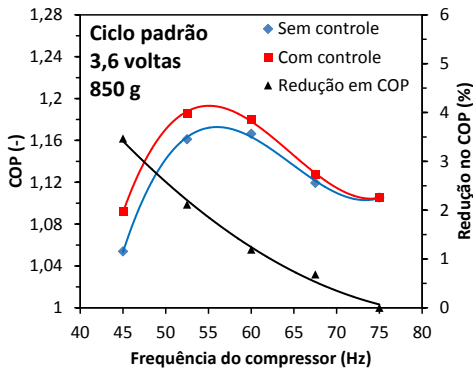


Figura C.2 – COP em função da frequência do compressor para o ciclo de referência com e sem controle de velocidade dos ventiladores

A utilização de uma frequência fixa e máxima para os ventiladores significa que, em frequências abaixo de 75 Hz, as taxas de transferência de calor nos trocadores serão maiores que as obtidas para um sistema com controle. Esse ponto é importante pois significa que as temperaturas na saída do *gas cooler* serão menores, resultando em uma redução do título na entrada do evaporador e, conseqüentemente, um aumento da capacidade de refrigeração.

Para considerar esse aspecto da utilização de ventiladores de frequência fixa um programa desenvolvido por Montagner (2013) que simula e calcula a taxa de transferência de calor nos trocadores contracorrente pelo método ϵ -NUT (Incropera et al., 2007) através da discreti-

zação em volumes de controle menores visando compreender a variação das propriedades e mudança de estado do CO₂ ao longo do trocador. Os coeficientes de transferência de calor convectivos utilizados são relacionados na tabela C.1.

Tabela C.1 – Correlações utilizadas para o cálculo do coeficiente de transferência de calor convectivo nos trocadores de calor

Fluido e estado	Correlação
CO ₂ subresfriado, superaquecido e supercrítico	Gnielinski (1976)
CO ₂ bifásico	(Sun e Groll, 2001)
Água e <i>brine</i>	Dittus e Boelter (1930)

Inicialmente, as temperaturas de saída do CO₂ no *gas cooler* foram calculadas para os testes com as vazões volumétricas variável e com a vazão máxima. As diferenças entre as temperaturas de saída foram utilizadas para atualizar a temperatura na entrada do dispositivo de expansão. As taxas de transferência de calor no evaporador foram calculadas com vazão do *brine* máxima e comparadas ao cálculo com os dados originais. A diferença percentual encontrada entre as taxas de transferência de calor foi então aplicada sobre a taxa medida pelo lado do *brine*. A figura C.3 mostra um diagrama do procedimento mencionado acima.

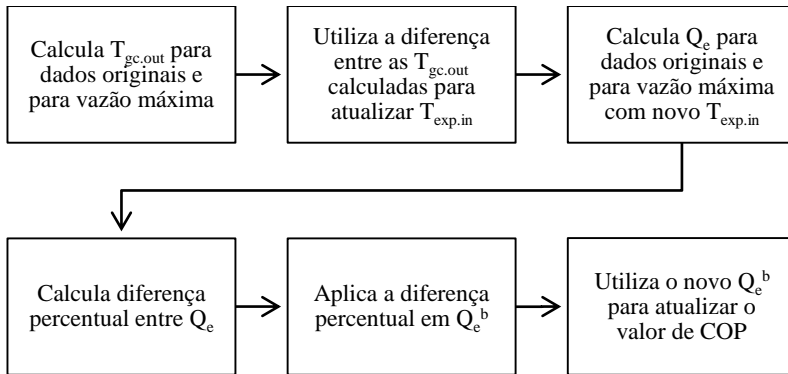


Figura C.3 – Cálculo da influência da velocidade máxima dos ventiladores no COP do sistema

O efeito das vazões maiores nos trocadores resulta em um aumento em COP. A figura C.4 mostra uma comparação do sistema com e sem controle dos ventiladores considerando as mudanças termodinâmicas advinda da velocidade fixa. Observa-se que menores velocidades do compressor apresentam um ganho mais significativo devido à maior diferença entre a frequência original e a frequência máxima do ventilador.

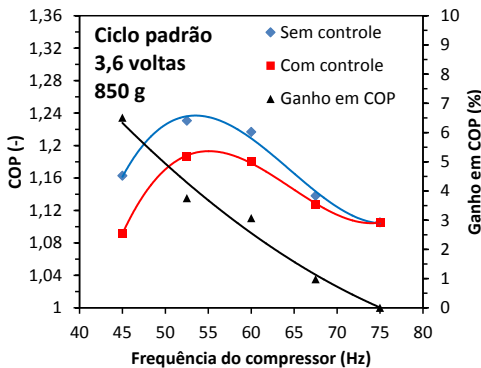


Figura C.4 – COP em função da frequência do compressor para o ciclo de referência com e sem controle de velocidade dos ventiladores considerando efeito termodinâmico nos trocadores de calor

Idealmente a análise seguinte levaria em conta o aumento da potência de compressão e redução da vazão mássica devido ao superaque-

cimento no evaporador, porém o cálculo teórico do compressor encontra-se fora do escopo do presente trabalho. A simulação de um compressor rotativo de pistões rolantes, duplo estágio e capacidade variável exige um equacionamento complexo capaz de levar em conta as interações entre os estágios e as condições de operação do sistema.

É possível concluir que, provavelmente, a utilização de um sistema com ventiladores de frequência fixa não penalizará a performance do sistema o suficiente para justificar a implementação de um controle para estes componentes. Algumas propriedades termodinâmicas do dióxido de carbono se beneficiam de maiores vazões de ar e atenuam as perdas em função da potência dos ventiladores.