

**MARCO TÚLIO GAMA DA SILVA**

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DO  
R-32 COMO SUBSTITUTO DO R-410A EM UM  
SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**2019**

**MARCO TÚLIO GAMA DA SILVA**

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DO R-32 COMO  
SUBSTITUTO DO R-410A EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO**

**Trabalho de conclusão de curso** apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de BACHAREL em **ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de concentração: Transferência de Calor.

Orientador: Prof. Dr. Daniel D. dos Santos

**UBERLÂNDIA - MG**

**2018**

# **AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DO DESEMPENHO DO R-32 COMO SUBSTITUTO DO R-410A EM UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO**

Projeto de conclusão de curso **APROVADO** pelo  
Colegiado do Curso de Graduação em Engenharia  
Mecânica da Faculdade de Engenharia Mecânica da  
Universidade Federal de Uberlândia.

## **BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Dr. Daniel Dall'Onder dos Santos  
Universidade Federal de Uberlândia

---

Prof. Dr. Alexandre Zuquete Guarato  
Universidade Federal de Uberlândia

---

Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes  
Universidade Federal de Uberlândia

**UBERLÂNDIA - MG**

**2019**

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de agradecer por todos aqueles que estiveram ao meu lado durante a realização deste trabalho. Primeiramente, a minha família por estar sempre me apoiando e provendo o devido suporte emocional e físico para que eu passasse por essa jornada. Além disso, quero agradecer aos meus amigos que foram essenciais para que eu nunca perdesse a minha motivação em meu projeto. Gostaria de agradecer todo o time do Laboratório de Energias, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia da Universidade Federal de Uberlândia por providenciar todo o ambiente e recursos necessários para a realização da minha pesquisa. Em especial, gostaria de agradecer o Professor Daniel Dall'Onder dos Santos por me providenciar a oportunidade de estar realizando esse trabalho e me auxiliar ao longo de todo processo e o aluno de doutorado David Fernando Marcucci Pico por me auxiliar na obtenção dos dados e estar sempre presente para tirar qualquer dúvida que surgiu ao longo do tempo de pesquisa.

SILVA, M.T.G **Avaliação Experimental do Desempenho do R-32 Como Substituto do R-410A Em Um Sistema de Refrigeração**. 2019. Projeto de Conclusão de Curso, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil.

## RESUMO

Este trabalho apresenta uma avaliação experimental de um sistema de refrigeração utilizando R410A, verificando se o fluido R32 é um possível substituto devido ao seu GWP consideravelmente menor. O que motivou essa pesquisa foi a necessidade atual de encontrar fluidos refrigerantes alternativos que apresentem o menor impacto possível ao meio ambiente. Para a realização desse trabalho, foi montada uma bancada experimental de refrigeração com capacidade nominal de 5 TR (~15,6 kW), de forma que foi possível avaliar parâmetros operacionais como: a capacidade de refrigeração, a potência consumida pelo compressor, o coeficiente de desempenho e a temperatura de descarga do compressor. A medição do impacto ambiental dos dois fluidos foi calculada através da metodologia TEWI. A partir dos dados obtidos, realizou-se uma análise de desempenho de ambos os fluidos refrigerantes. Foram realizados testes variando a temperatura de evaporação entre -7 e 7 °C, enquanto a temperatura de condensação foi mantida em 41 °C. Além da temperatura de evaporação, variou-se também a frequência de operação do compressor de 45 até 60 Hz. Os resultados obtidos mostraram que a potência consumida pelo compressor utilizando R32 aumentou de 3 a 5% quando comparada ao R410A. A capacidade de refrigeração do R32 apresentou-se, aproximadamente, de 3 a 7% maior do que para o R410A. O COP foi 2 a 8% maior utilizando R32. A temperatura de descarga do compressor operando com R32 foi de, aproximadamente, 20 a 30 °C mais alta do que para o R410A. Para todas as condições de teste avaliadas, observou-se que a capacidade de refrigeração e o coeficiente de desempenho apresentaram melhoras, concluindo que a performance do R32 foi superior à performance do R410A. Finalmente, ao calcular o TEWI para os dois fluidos refrigerantes analisados, observou-se que os impactos diretos do R32 foram reduzidos, principalmente devido à redução da quantidade de fluido refrigerante necessária e ao menor GWP que esse fluido refrigerante apresenta. Em contrapartida, devido ao aumento do consumo de energia do compressor, quando o R32 foi utilizado, os impactos indiretos do R32 foram maiores.

**Palavras-Chave:** R410A, R32, sistema de refrigeração, TEWI

SILVA, M.T.G **Experimental Evaluation of Performance of R-32 As A Substitute for R-410A in Cooling Systems**. 2019. Graduation Project, Federal University of Uberlandia, Uberlandia, Brazil.

### ABSTRACT

The following paper presents an experimental evaluation of a cooling system using R410A, verifying if the refrigerant R32 is a possible substitute due to its considerably lower GWP. This research was motivated by the current necessity to find alternative refrigerants that have the lowest impact possible to the environment. To make this work possible, an experimental cooling bench was setup, with nominal capacity of 5 TR (~15,6 kW) so that it was possible to obtain operational parameters such as: cooling capacity, compressor power consumption, coefficient of performance and compressor discharge temperature. The environmental impact was calculated by using the TEWI methodology. Tests were performed varying the evaporation temperature between -7 and 7 °C, while the condensing temperature was maintained in 41 °C. Besides the evaporation temperature, the compressor operation frequency was varied from 45 to 60 Hz. The results obtained showed that compressor power consumption using R32 increased from 3 to 5% when compared to R410A. The cooling capacity presented itself 3 to 7% higher when using R32. The Coefficient of Performance was 2 to 8 % better when using R32. The compressor discharge temperature was 20 to 30 °C lower when using R410A. To all evaluated test conditions, the Coefficient of Performance and cooling capacity were higher for R32, therefore concluding that R32 performance was superior than R410A performance. Finally, calculating the for both analysed refrigerants, it was noticed that direct impacts were reduced using R32, mostly due to its lower refrigerant mass in the system and its considerably lower GWP. On the other hand, due to higher power consumption, indirect impacts were higher for R32.

**Keywords:** R410A, R32, cooling system, TEWI

## LISTA DE TABELAS

TABELA 3.1 - RESUMO DOS MÓDULOS E INSTRUMENTOS DA BANCADA EXPERIMENTAL.....	27
TABELA 3.2 - CONDIÇÕES DE TESTE AVALIADAS.....	29
TABELA 4.1 - PARÂMETROS UTILIZADOS NO CÁLCULO DO TEWI PARA AMBOS OS FLUIDOS REFRIGERANTES.....	45

## LISTA DE FIGURAS

FIGURA 2.1 - CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR. ....	15
FIGURA 2.2 - DIAGRAMA PRESSÃO-ENTALPIA DO FLUIDO REFRIGERANTE R410A. FONTE: GERADO COM O SOFTWARE REFPROP. ....	16
FIGURA 2.3 - DIAGRAMA PRESSÃO-ENTALPIA DO FLUIDO REFRIGERANTE R32. FONTE: GERADO PELO SOFTWARE REFPROP.....	17
FIGURA 3.1 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA BANCADA EXPERIMENTAL DE AR CONDICIONADO UTILIZADA PARA A AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL. ....	22
FIGURA 3.2 - BANCADA EXPERIMENTAL DE REFRIGERAÇÃO UTILIZADA PARA A REALIZAÇÃO DA AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL.....	23
FIGURA 3.3 - COMPRESSOR SCROLL ZP49K5 (A) E INVERSOR DE FREQUÊNCIA YASKAWA (B) UTILIZADOS NA ANÁLISE EXPERIMENTAL. FONTE: CATÁLOGO DE FABRICANTE.....	24
FIGURA 3.4 - TROCADORES DE CALOR DE PLACAS BRASADAS APEMA. DO LADO ESQUERDO, O CONDENSADOR MODELO AEK 070-40. DO LADO DIREITO, O EVAPORADOR MODELO AEK 095-60. ....	24
FIGURA 3.5 - VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA MODELO E2V24SSF10 (A), DRIVER MODELO EVD0000T50 (B), SENSOR DE PRESSÃO RATIOMÉTRICO MODELO SPKT0013R0 (C) E SENSOR DE TEMPERATURA DE CONTATO NTC (D) UTILIZADOS NA BANCADA EXPERIMENTAL, FORMANDO O SISTEMA DE EXPANSÃO. FONTE: WWW.CAREL.COM.BR.....	25
FIGURA 3.6 - FILTRO SECADOR DE LÍQUIDO (A) E VISOR DE LÍQUIDO (B) UTILIZADOS NA BANCADA EXPERIMENTAL.....	26
FIGURA 3.7 - ANALISADOR DE ENERGIA UTILIZADO NA BANCADA EXPERIMENTAL. ....	28
FIGURA 4.1 - CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO, EM kW, PARA DIFERENTES TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO E DIFERENTES FREQUÊNCIAS DE OPERAÇÃO, UTILIZANDO R410A. ....	33
FIGURA 4.2 - CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO, EM kW, PARA DIFERENTES TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO E DIFERENTES FREQUÊNCIAS DE OPERAÇÃO, UTILIZANDO R32. ....	33
FIGURA 4.3 - CONSUMO DE POTÊNCIA DO COMPRESSOR, EM W, PARA DIFERENTES TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO E DIFERENTES FREQUÊNCIAS DE OPERAÇÃO, UTILIZANDO R410A. ....	34
FIGURA 4.4 - CONSUMO DE POTÊNCIA DO COMPRESSOR, EM W, PARA DIFERENTES TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO E DIFERENTES FREQUÊNCIAS DE OPERAÇÃO, UTILIZANDO R32.....	35
FIGURA 4.5 - COP DO SISTEMA PARA DIFERENTES TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO E DIFERENTES FREQUÊNCIAS DE OPERAÇÃO, UTILIZANDO R410A.....	36
FIGURA 4.6 - COP DO SISTEMA PARA DIFERENTES TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO E DIFERENTES FREQUÊNCIAS DE OPERAÇÃO, UTILIZANDO R32. ....	37



FIGURA 4.7 - TEMPERATURA DE DESCARGA DO COMPRESSOR PARA DIFERENTES TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO E DIFERENTES FREQUÊNCIAS DE OPERAÇÃO, UTILIZANDO R410A. ....	38
FIGURA 4.8 - TEMPERATURA DE DESCARGA DO COMPRESSOR PARA DIFERENTES TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO E DIFERENTES FREQUÊNCIAS DE OPERAÇÃO, UTILIZANDO R32.....	39
FIGURA 4.9 - RELAÇÃO ENTRE AS CAPACIDADES FRIGORÍFICAS UTILIZANDO R32 E R410A, RESPECTIVAMENTE, PARA DIFERENTES FREQUÊNCIAS DE OPERAÇÃO E DIFERENTES TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO.....	40
FIGURA 4.10 - RELAÇÃO ENTRE AS POTÊNCIAS CONSUMIDAS UTILIZANDO R32 E R410A, RESPECTIVAMENTE, PARA DIFERENTES FREQUÊNCIAS DE OPERAÇÃO E DIFERENTES TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO.....	40
FIGURA 4.11 - VALORES DE ENTALPIA [KJ/KG] E DE ENTROPIA [KJ/(KG*K)] PARA O R32 E PARA O R410A. FIGURA GERADA UTILIZANDO O SOFTWARE ENGINEERING EQUATION SOLVER® [EES]. .....	41
FIGURA 4.12 - RELAÇÃO ENTRE COP UTILIZANDO R32 E R410A, RESPECTIVAMENTE, PARA DIFERENTES FREQUÊNCIAS E DIFERENTES TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO. ....	42
FIGURA 4.13 - RELAÇÃO ENTRE AS TEMPERATURAS DE DESCARGA UTILIZANDO R32 E R410A, RESPECTIVAMENTE, PARA DIFERENTES TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO E DIFERENTES FREQUÊNCIAS DE OPERAÇÃO. ....	43
FIGURA 4.14 - VALORES DA RELAÇÃO DE COP E RELAÇÃO DE CAPACIDADE FRIGORÍFICA PARA TODAS AS CONDIÇÕES DE TESTE ANALISADAS.....	44
FIGURA 4. 15 - VALORES DE TEWI PARA O R410A E O R32.....	46

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Arábicos

$E$	Balanco de energia
$CO_2 equ_{DIRETO}$	Parcela dos impactos diretos do $CO_2$ sobre o meio-ambiente
$CO_2 equ_{INDIRETO}$	Parcela dos impactos indiretos do $CO_2$ sobre o meio-ambiente
$C_p$	Calor específico
$E_{anual}$	Consumo energético anual
$h_{entrada}$	Entalpia na entrada do evaporador
$h_{saida}$	Entalpia na saída do evaporador
$L_{anual}$	Taxa de vazamento anual de refrigerante
$m$	Carga de fluido refrigerante
$\dot{m}$	Vazão mássica
$\dot{m}_{H_2O}$	Vazão mássica de água
$n$	Vida útil do sistema
$P$	Pressão
$\dot{Q}_{evap}$	Capacidade frigorífica
$\dot{Q}_{evap, H_2O}$	Capacidade frigorífica do circuito de água gelada
$T$	Temperatura
$T_{entrada}$	Temperatura na entrada do evaporador
$T_m$	Temperatura média
$T_{saida}$	Temperatura na saída do evaporador
$\dot{W}_{comp}$	Potência consumida pelo compressor

### Gregos

$\alpha$	Fator de reciclagem de fluido refrigerante
$\beta$	Fator de emissões indiretas

## Siglas

<b>ASHRAE</b>	Sociedade americana de engenheiros do setor de aquecimento, refrigeração e ar condicionado
<b>CFC</b>	Clorofluorcarbono
<b>Chiller</b>	Sistema de refrigeração por resfriamento de fluido secundário
<b>COP</b>	Coeficiente de eficácia
<b>Drop-in</b>	Técnica de substituição de refrigerante em sistemas de refrigeração
<b>EEV</b>	Válvula de expansão eletrônica
<b>GWP</b>	Potencial de aquecimento global
<b>HC</b>	Hidrocarboneto
<b>HCFC</b>	Hidroclorofluorcarbono
<b>HFC</b>	Hidrofluorcarbono
<b>HVACR</b>	Setor de aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração
<b>LabView</b>	Software visual de laboratório e instrumentação
<b>LEST</b>	Laboratório de Energia e Sistemas Térmicos
<b>ODP</b>	Potencial de destruição de ozônio
<b>R32</b>	Refrigerante difluorometano
<b>R410A</b>	Refrigerante misto
<b>Scroll</b>	Tipo de compressor de refrigeração
<b>TEWI</b>	Impacto de aquecimento equivalente total

## SUMÁRIO

<b>AGRADECIMENTOS .....</b>	<b>2</b>
<b>RESUMO .....</b>	<b>4</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>5</b>
<b>LISTA DE TABELAS.....</b>	<b>6</b>
<b>LISTA DE FIGURAS .....</b>	<b>7</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS .....</b>	<b>9</b>
<b>CAPÍTULO I .....</b>	<b>12</b>
<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>12</b>
<b>CAPÍTULO II .....</b>	<b>15</b>
<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>15</b>
<b>CAPÍTULO III .....</b>	<b>21</b>
<b>METODOLOGIA EXPERIMENTAL.....</b>	<b>21</b>
<b>CAPÍTULO IV .....</b>	<b>32</b>
<b>RESULTADOS .....</b>	<b>32</b>
<b>CAPÍTULO V .....</b>	<b>47</b>
<b>CONCLUSÃO.....</b>	<b>47</b>
<b>REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>49</b>

# CAPÍTULO I

## Introdução

Com a descoberta do ciclo à vapor, no século XIX, a indústria de refrigeração e ar condicionado vêm apresentando uma evolução constante. A chegada e criação de novos sistemas, assim como a utilização de novos materiais e fluidos, tornou a refrigeração cada vez mais eficiente, diminuindo questões de custo e aumentando, assim, a sua aplicabilidade.

Devido à precariedade de conhecimento e recursos, fluidos naturais eram a única fonte de um sistema de refrigeração. No entanto, os fluidos utilizados apresentavam baixa eficiência energética, além de outros impasses, como alta toxicidade e inflamabilidade. Sendo assim, a necessidade de soluções alternativas era crescente e, assim, durante o século XX, pesquisadores começaram a desenvolver fluidos sintéticos clorofluorcarbonos (CFC) e hidroclorofluorcarbonos (HCFC) visando, principalmente, o aumento da eficiência energética dos sistemas. Como exemplo de fluido desenvolvido, tem-se o R-22.

Durante o século XX, o ganho de eficiência energética utilizando fluidos alternativos foi bastante significativa, porém crescentes preocupações com o meio ambiente nessa época obrigaram cientistas a buscarem alternativas cada vez mais sustentáveis. Em 1974, Rowland e Molina demonstraram que os fluidos sintéticos utilizados na indústria da refrigeração contribuíam para a destruição da camada de ozônio, iniciando, novamente, uma busca por fluidos refrigerantes alternativos.

Visando incentivar a procura por tecnologias mais sustentáveis, surgiram, ao longo do tempo, leis ambientais que limitam o uso de fluidos que impactam negativamente na camada de ozônio. As primeiras leis surgiram em 1987, sendo estabelecidas através do Protocolo de

Montreal e determinaram metas com o objetivo de eliminar a utilização dos fluidos CFC e HCFC.

Como primeira solução para os problemas ambientais, cientistas desenvolveram hidrofluorcarbonos (HFC). Dessa forma, fluidos refrigerantes não contribuiriam para a degradação da camada de ozônio. Por outro lado, foi comprovado que os HFC reagem com os gases responsáveis pelo efeito estufa e, conseqüentemente, ocasionavam o aumento do efeito estufa, colaborando, assim, com o aquecimento global. Assim sendo, uma reformulação das leis ambientais se tornou necessária e em 1997, durante o Protocolo de Quioto, novas diretrizes foram estabelecidas, visando a diminuição do impacto de fluidos refrigerantes no efeito estufa.

Desde 1987, o Protocolo de Montreal foi revisado oito vezes. Em sua última revisão, a Emenda de Kigali (2016) passou a entrar em vigor. De acordo com essa emenda, foi estabelecido um controle quanto à produção e consumo de HFCs a partir de um cronograma. Todos os países que assinaram a Emenda foram divididos em três categorias e, para cada uma dessas, estipulou-se uma meta diferente. O primeiro grupo é o de países chamados de “industrializados”. Esse grupo, em um período anterior à assinatura da Emenda, já havia começado o congelamento da produção de HFCs e possui como meta uma redução de consumo de 85% em relação à sua linha de base até 2036. O segundo grupo é o de países chamados “em desenvolvimento” e inclui o Brasil. Esse grupo deve realizar o congelamento da produção de HFCs até 2024 e possui como meta uma redução de consumo de 80% em relação à sua linha de base até 2045. O terceiro grupo inclui países como Índia, Iraque, Paquistão e alguns países que possuem a sua economia firmada no consumo de petróleo, como a Arábia Saudita. Esse grupo deve realizar o congelamento da produção de HFCs entre 2024 e 2026 e possui como meta uma redução de consumo de 85% em relação à sua linha de base até 2047.

Na busca por fluidos alternativos que poderiam substituir o R22 na indústria da refrigeração, passou-se a utilizar o fluido R410A. Esse fluido consiste de uma mistura quase azeotrópica de R32 (difluorometano) e R125 (pentafluoroetano) e apresenta ODP (Ozone Depletion Potential) nulo. O R410A, no entanto, possui uma pressão de operação muito elevada. Isso faz com que ele não possa ser um substituto direto do R22 e, portanto, seriam necessários a adoção e o projeto de novos sistemas que possam suportar tais pressões (Schultz, 2014).

Visando cumprir as metas estabelecidas no Protocolo de Montreal, os equipamentos de refrigeração passaram por modificações, de forma que o R410A pudesse ser utilizado de forma segura. Em países considerados desenvolvidos, a migração de R22 para R410A em seus sistemas de refrigeração já está em andamento. Portanto, atualmente, o R410A é o

principal fluido refrigerante utilizado para substituir o R22 em aplicações de ar condicionado residenciais. No Brasil, o R22 ainda é amplamente utilizado visto que a migração para o R410A deve ser feita até 2030, como estabelecido no Protocolo de Montreal.

De acordo com o Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas (IPCC), o R410A possui um GWP de 2088. Dessa forma, podemos afirmar que, mesmo não apresentando qualquer efeito quanto à degradação da camada de ozônio, o R410A é um fluido que apresenta considerável impacto quando ao aumento do efeito estufa. Partindo das metas estabelecidas pelo Protocolo de Quioto, antecipa-se que futuramente o R410A não poderá ser mais utilizado, gerando o início de uma nova procura por fluidos alternativos que possuam o GWP mais baixo que o R410A e possam ser potenciais substitutos.

Durante a nova procura por fluidos refrigerantes alternativos que possam ser substitutos diretos do R410A, alguns cientistas passaram a fazer testes com o R32 puro. Apresentando um GWP de 675, o R32 possui uma capacidade de afetar o efeito estufa cerca de três vezes menor, comparando-o ao R410A. De acordo com as normas de segurança da ASHRAE 34, o R32 pertence a uma classe de refrigerantes pouco inflamáveis, o que gera uma limitação quanto ao seu uso em sistemas de refrigeração. Por outro lado, a capacidade volumétrica do R32 é maior do que a do R410A fazendo com que, potencialmente, o COP de um sistema utilizando R32 seja maior (Barve et al, 2012).

O objetivo do presente trabalho é realizar uma avaliação do fluido refrigerante R32, visando a possibilidade deste ser utilizado como substituto do R410A em aplicações de sistemas de refrigeração, com a finalidade de gerar uma diminuição nos impactos ambientais gerados por tais sistemas de refrigeração e ar condicionado.

Alguns dos resultados obtidos nesse trabalho são compartilhados no estudo feito por Marcucci (2018) referente ao estudo de nanopartículas de diamante como aditivo lubrificante em um sistema de refrigeração. Parte da metodologia e do referencial teórico do trabalho foi baseado no estudo feito por Antunes (2015) referente ao processo de substituição de R22 em sistemas de refrigeração comerciais.

## CAPÍTULO II

### Revisão Bibliográfica

A maior parte dos sistemas de ar condicionado e refrigeração atuais utilizam o ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Em sua forma mais básica, esse ciclo apresenta quatro equipamentos, sendo eles, o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador. A figura abaixo ilustra o ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Nesse sistema, o fluido refrigerante possui a função de percorrer todo o ciclo, retirando energia do meio resfriado e entregando-a para o meio externo.

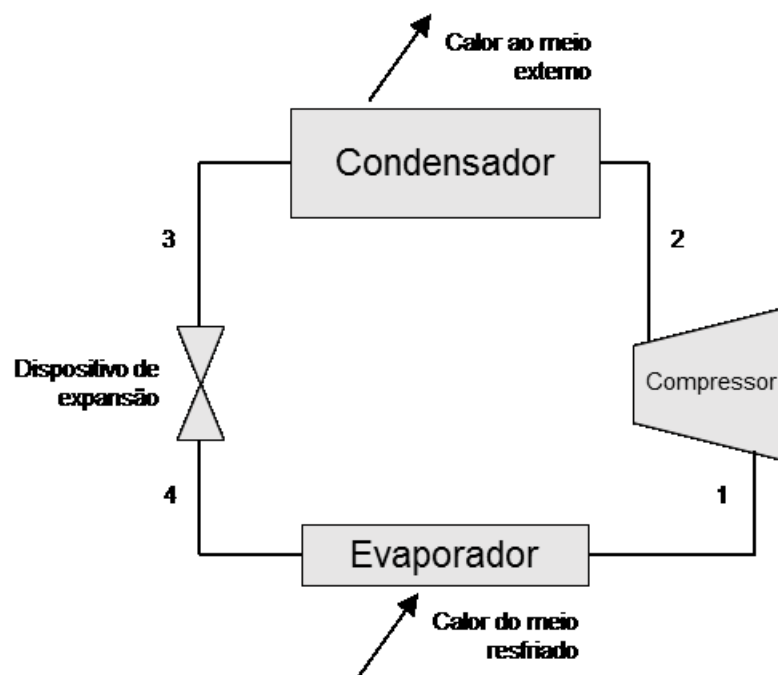


Figura 2.1 - Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.



Em um ciclo de refrigeração, o fluido refrigerante sai do evaporador no estado de vapor superaquecido e com baixa pressão, entrando no compressor. A partir daí o fluido recebe energia provinda do compressor para aumentar sua pressão e, conseqüentemente, sua temperatura. Ao sair do compressor, o fluido passa pelo condensador, realizando troca de calor com o meio externo até que atinja, no mínimo, o estado de líquido saturado. Já em estado líquido, o fluido refrigerante entra no dispositivo de expansão, onde ele sofrerá uma queda brusca de pressão, diminuindo sua temperatura e entrando em estado de saturação, parcialmente evaporado. Assim, ele entra no evaporador, realizando troca de calor com o meio resfriado até evaporar por completo e ser inserido no compressor, terminando o ciclo termodinâmico.

O R410A é um fluido refrigerante formado através de uma mistura quase azeotrópica de 50% de R32 (Difluorometano) e 50% de R125 (pentafluoroetano). Apesar de apresentar ODP (Potencial de Destruição da Camada de Ozônio) nulo, o R410 apresenta um GWP (Potencial de Aquecimento Global) elevado, de aproximadamente 2088 quilogramas de CO<sub>2</sub>. Atualmente, o R410A é o fluido refrigerante mais utilizado em aplicações de aquecimento e ar condicionado residenciais.

De acordo com a ASHRAE 34/2010, o R410A possui classificação de segurança A1. Isso quer dizer que ele apresenta baixo nível de toxicidade e baixa inflamabilidade. A Fig. 2.2 apresenta o diagrama pressão-entalpia do R410A.

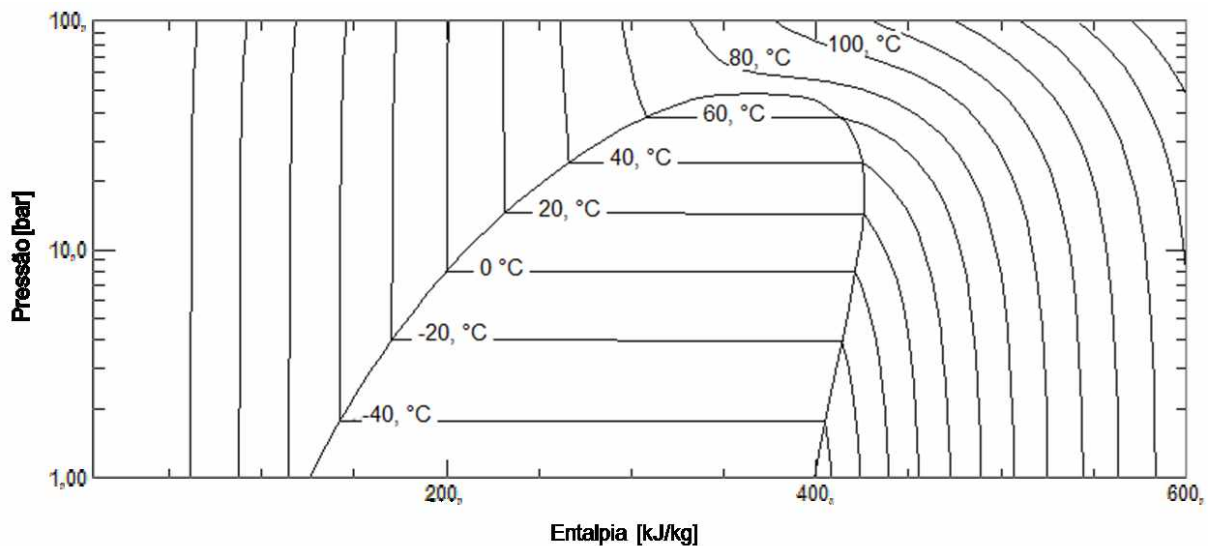


Figura 2.2 - Diagrama pressão-entalpia do fluido refrigerante R410A. Fonte: Software Refprop.

O R32, também conhecido como Difluorometano, é um fluido refrigerante puro que apresenta ODP (Potencial de Destruição da Camada de Ozônio) nulo e GWP (Potencial de Aquecimento Global) equivalente à 675 quilogramas de CO<sub>2</sub> (AR4). Correspondendo a 50% da massa do R410A, o R32 é amplamente utilizado em misturas visando fluidos refrigerantes alternativos que apresentam baixo GWP.

De acordo com a ASHRAE 34/2010, o R32 possui classificação de segurança A2L. Isso quer dizer que ele apresenta baixo nível de toxicidade e baixa inflamabilidade com pouca propagação de chama. A Fig. 2.3 apresenta o diagrama pressão-entalpia do R32.

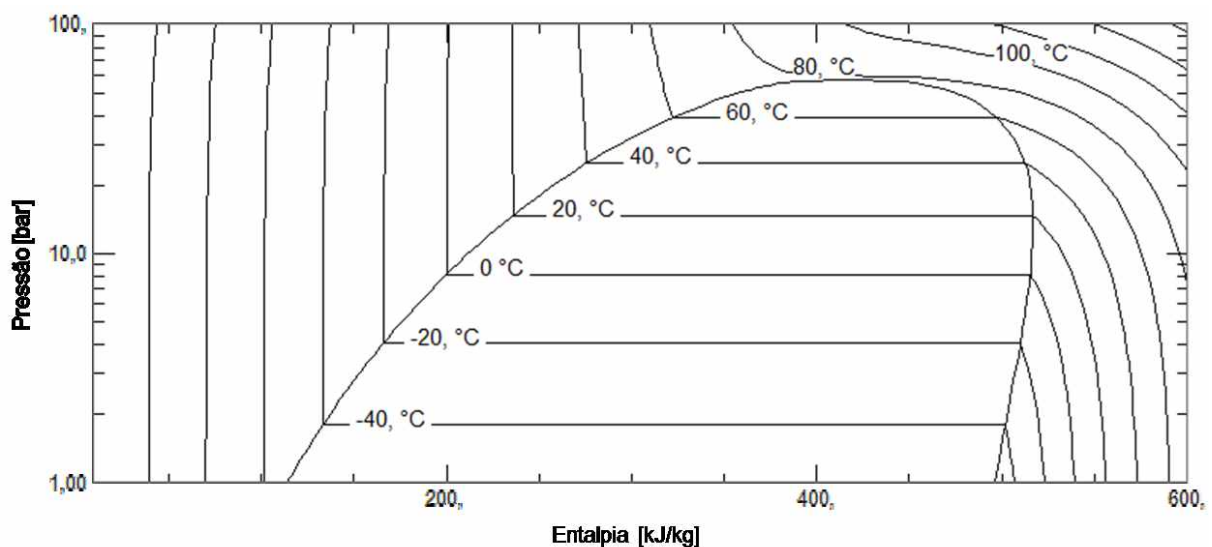


Figura 2.3 - Diagrama pressão-entalpia do fluido refrigerante R32. Fonte: Software Refprop.

Algumas características do R32 fazem com que os pesquisadores o vejam como um potencial substituto direto para o R410A em sistemas de refrigeração. O R32 possui maior temperatura crítica, menor massa específica no estado líquido, o que resulta em menor carga de fluido refrigerante, 26% menos massa específica no estado de vapor, conseqüentemente, menor vazão mássica com perdas de carga 50% mais baixas, elevada condutividade térmica, aumentando coeficientes de transferência de calor, e menor custo de produção.

Por outro lado, o R32 apresenta desvantagens em relação ao R410A que limitam a sua utilização em processos de drop-in. No processo de compressão, o R32 atinge temperaturas de descarga muito elevadas, fazendo com que as propriedades do óleo lubrificante do sistema sejam deterioradas caso essa temperatura supere 120 °C. Conseqüentemente, há risco de dano aos componentes do sistema. Além disso, o R32 apresenta uma baixa miscibilidade com o óleo lubrificante POE, utilizado para aplicações com R410A.

Guo et al. (2012), sugeriram alternativas para melhorar o desempenho e a confiabilidade de compressores projetados para operar com R410A operando com R32 a partir dos principais problemas encontrados decorrentes da substituição do refrigerante. Foi proposto que a aplicação de tecnologia por injeção de vapor no processo de compressão diminuiria a temperatura de descarga do compressor de 118 °C para 102 °C, aumentando a capacidade do compressor em 15% e aumentando a eficiência do ciclo em 7%. Além disso, foi proposto que uma redução na linha de sucção ligada ao mecanismo de compressão scroll reduziria o superaquecimento entre 20 e 30 K, conseqüentemente, diminuindo a temperatura de descarga em até 8 K. Essa proposição partiu do pressuposto que a vazão mássica mais baixa e o superaquecimento do motor seriam as principais causas da alta temperatura de descarga.

Phan e Rajendran (2012) testaram R32 em uma bomba de calor com capacidade de 3 TR (10.5 kW) projetada para operar com R410A nas condições AHRI 210/240. Houve um ganho de 3 a 4% na capacidade do compressor operando com R32. Encontraram um superaquecimento de 35,6 a 41 °F, devido à diminuição de 28% da vazão mássica e a maior temperatura de descarga do compressor. Utilizando a metodologia LCCP, encontrou-se que os impactos ambientais do R32 são 5% menores quando comparado ao R410A, concluindo-se que o R32 pode ser um substituto inicial em equipamentos na fase de eliminação de HFCs com elevado GWP.

Schultz e Kujak (2012) analisaram R32 como substituto direto do R410A em um sistema chiller, com capacidade nominal de 5 TR (15,6 kW) utilizando um condensador à ar. Para as condições nominais do equipamento e utilizando 20% menos de carga de fluido, encontraram uma capacidade de refrigeração aproximadamente igual, com queda pouco significativa na eficiência (~0.1%) e temperatura de descarga de 115 °C.

Sherstha et al. (2013) operaram um compressor do tipo scroll, de 1,5 TR (5,9 kW) projetado para trabalhar com R410A, utilizando R32, por meio de um teste calorimétrico em concordância com a norma ASHRAE 23/2010. Foi encontrado um aumento de 1% na capacidade frigorífica utilizando o R32. Por outro lado, houve uma queda de, aproximadamente, 3,7% na eficiência.

Tsujii e Imada (2013) realizaram o processo de drop-in do R410A por R32 em uma unidade de bomba de calor do tipo multi-split VRF (variable refrigerant flow) de 8 TR (28.1 kW) em modo de aquecimento. Em cargas parciais de 20% menos de massa de fluido refrigerante, foi encontrado um aumento de 9,5% na IEER (*Integrated Energy Efficiency Ratio*) e um aumento de 2.9% na capacidade do compressor utilizando R32. Para condições nominais, encontrou-se um aumento de 6,4% na IEER, além de um aumento máximo de 27 °C na temperatura de descarga do compressor.

Lim e Hern (2013) testaram R32 como substituto direto do R410A em uma bomba de calor água-água com compressor scroll de 3 TR (10,5 kW), projetada para operar nas condições determinadas pela ISSO 13256-2. Quando comparado ao R410A, foi observado um incremento de 14% na capacidade do sistema, devido à melhor capacidade volumétrica do R32. Além disso, houve um aumento de 18% no consumo energético do compressor, o que acarretou um COP cerca de 3% menor. Ao finalizar os testes, observou-se uma mudança na cor do óleo lubrificante juntamente com a formação de sulfetos devido à interação química entre o óleo POE e os componentes internos do compressor, resultado da elevação da temperatura de descarga utilizando o R32.

Burns et al. (2013) substituíram R410A por R32 em uma bomba de calor do tipo split de 3 TR (10,5 kW), operada por um compressor do tipo scroll e com óleo POE modificado para operar com R32. Em modo de resfriamento, foi observado um aumento de 3% na capacidade frigorífica juntamente com uma queda de, aproximadamente, 1% na SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio). No modo de aquecimento, constatou-se um aumento de 8% em sua capacidade juntamente com um incremento de 2% em sua HSPF (Heating Season Performance Factor)

Alabdulkarem et al. (2013) realizaram o drop-in do R410 por R32 em uma bomba de calor de 3 TR (10,5 kW) em condições de teste propostas pela norma ASHRAE 116/1995. Nessas condições, os testes revelaram uma capacidade maior de 4% utilizando o R32, exceto na condição C, em que os valores permaneceram dentro da faixa de incerteza. Por outro lado, em todas as condições, o COP do sistema utilizando R32 foi menor do que utilizando R410A devido à uma inclinação mais acentuada das linhas isentrópicas desse refrigerante. Ademais, a temperatura de descarga do compressor utilizando R32 foi aproximadamente 10 K maior quando comparada à temperatura utilizando R410A.

Rajendran e Nicholson (2014) utilizaram um compressor do tipo scroll, projetado para ser utilizado com R410A, de 2.5 TR (9 kW) para realizar teste calorimétrico operando-o com R32. Como resultado, concluiu-se que o R32 opera com uma capacidade de 3% a 5% maior, obtendo uma queda na EER de, aproximadamente 3% a 5% em todas as condições de teste quando comparado com os resultados obtidos com R410A.

Hanna et al. (2015) testaram R32 como substituto direto do R410A em um sistema de água gelada com capacidade nominal de 8,48 kW com e sem acumulador de sucção. Em todas as condições de teste submetidas, o coeficiente de desempenho foi aproximadamente 9% mais baixo. Por outro lado, a capacidade do sistema aumentou em cerca de 2% para as mesmas condições. Devido à elevada temperatura de descarga do compressor, testes para temperaturas exteriores superiores à 40 °C não foram viáveis. Para efeitos de comparação, o

desempenho do sistema apresentou quedas tanto utilizando o R410A quanto o R32 quando utilizando o acumulador de sucção.

Usselton e Crawford (2015) operaram R32 em um sistema de condicionamento de ar de telhado de 5 TR (17,5 kW) projetado para R410A e encontraram perdas de 2,5% a 4,5% na capacidade frigorífica, juntamente com um aumento no consumo do compressor de até 8%, o que gerou uma redução de aproximadamente 10% no coeficiente de desempenho do sistema. Quanto à temperatura de descarga, o R32 obteve um aumento de até 20 K em relação ao R410A.

Stobën et al. (2015) realizaram drop-in de R410A por R32 em uma bomba de calor split de 2.5 TR (8,75 kW) operada com um compressor do tipo scroll. Quando operada em modo resfriamento, a bomba de calor apresentou acréscimos de 2% em sua capacidade e de 9% no trabalho do compressor, enquanto houve um decréscimo de 2% na eficiência energética do sistema. Ainda nesse modo, a bomba apresentou um coeficiente de degradação 27% menor e um SEER 1% maior. Já operando em modo aquecimento, a bomba apresentou uma queda de 1.2% em sua capacidade e de 10% em sua eficiência.

Lenz et al. (2015) compararam o desempenho de um compressor recíproco projetado para operar com R410A e operando com R32, utilizando óleo POE ISSO 64. O resultado obtido revelou um aumento de 15 °C na temperatura de descarga do compressor, juntamente com uma queda de 4% no desempenho do sistema e um sutil aumento na capacidade do sistema.

Schultz et al. (2016) utilizaram uma bomba de calor de 4 TR (14 kW) em modo aquecimento, com compressor do tipo scroll de rotação fixa e válvula de expansão hidrostática para testar experimentalmente processo de drop-in de R410A por R32. De acordo com os resultados obtidos, o R32 apresentou uma capacidade cerca de 2,4% menor, coeficiente de desempenho 3,2% maior e 20% menos carga de fluido em relação ao R410A na condição H1. Já para a condição H2, o R32 apresentou uma capacidade cerca de 19% maior em relação ao R410A, juntamente com um COP maior, enquanto o coeficiente de degradação do ciclo se manteve aproximadamente igual para os dois fluidos refrigerantes.

## CAPÍTULO III

### Metodologia Experimental

Para a realização da avaliação experimental, foi utilizada uma bancada de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor convencional. Neste ciclo, o fluido refrigerante entra no compressor na fase de vapor superaquecido, onde ele recebe energia suficiente para elevar a sua pressão e, conseqüentemente, sua temperatura. Dessa forma, ao passar por esse processo, o fluido refrigerante, ainda na fase de vapor superaquecido, possuindo elevadas temperatura e pressão, é direcionado para o condensador, onde ele irá sofrer uma diminuição em sua temperatura devido à troca de calor entre o fluido refrigerante e o meio externo, mantendo a pressão constante, até que ele chegue no estado de líquido saturado na saída do equipamento.

Ao sair do condensador, o fluido é direcionado para o dispositivo de expansão, o qual estrangula o escoamento, e conseqüentemente, reduz a pressão drasticamente. Como resultado, o fluido entra em estado de evaporação parcial. Ao sair do dispositivo de expansão, o fluido refrigerante, em baixa temperatura e baixa pressão, entra no evaporador, onde ele irá realizar troca de calor com o meio que será resfriado e, dessa forma, mudando para o estado de vapor superaquecido. Após passar pelo evaporador, o fluido refrigerante é direcionado novamente para o compressor, fechando o ciclo de termodinâmico de refrigeração. Um desenho esquemático da bancada experimental utilizada, com todos os seus elementos, está apresentado na Fig. 3.1. Como pode ser observado, o sistema de arrefecimento da bancada é composto pela torre de resfriamento, bombas de circulação e o condensador. Já o sistema de água gelada é composto pelo evaporador, a bomba de circulação, o reservatório de água gelada e as resistências. Tais resistências são responsáveis por manter a temperatura de

entrada do evaporador constante, simulando a carga térmica do sistema, por meio de um controle liga-desliga.

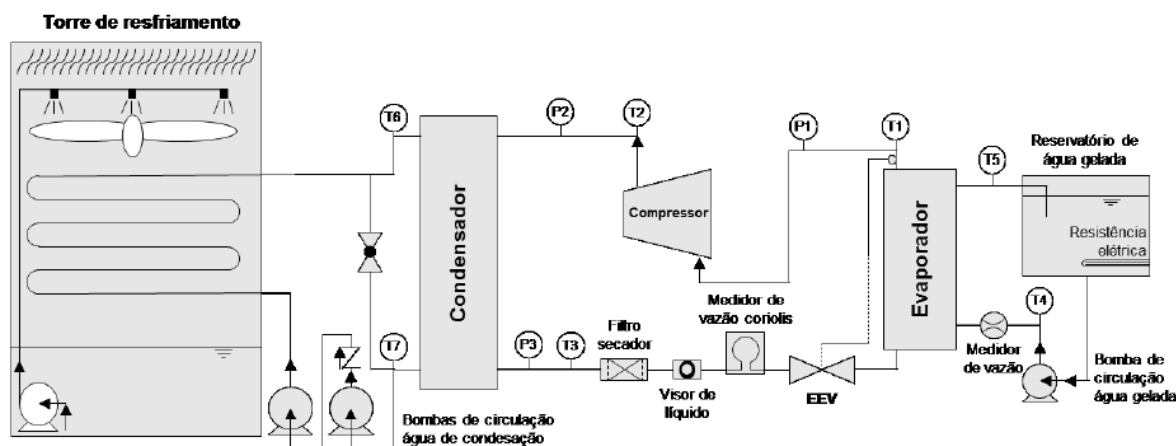


Figura 3.1 - Representação esquemática da bancada experimental de ar condicionado utilizada para a avaliação experimental.

A bancada experimental, inicialmente, foi projetada e construída por Garcia (2010) e era utilizada para o estudo de técnicas de controle adaptativo (Fuzzy) em sistemas de refrigeração. Posteriormente, a bancada foi reconstruída em 2015 por Antunes (2015) para avaliar o processo de substituição do R22, sendo testada operando com diferentes fluidos refrigerantes alternativos com menor impacto ambiental em compressores tipo alternativos e scroll herméticos.

Após os testes realizados em 2015, a bancada experimental precisou ser completamente reconstruída por Marcucci (2018) devido aos seguintes fatores:

- os equipamentos da bancada experimental foram operados em condições extremas quando feitos testes de avaliação de fluidos refrigerantes substitutos do R22;
- os trocadores de calor eram do tipo tubos concêntricos e apresentavam um grande tamanho, sendo necessária a aplicação de grandes cargas de fluido refrigerante;
- não havia sistema de aquisição de dados – a coleta de informações era feita manualmente;
- o compressor era projetado para trabalhar apenas em baixas temperaturas de evaporação e com R22.

Assim sendo, para a realizar a avaliação experimental do drop-in de R410A por R32, houve uma troca do compressor de R22 por um compressor projetado para operar com R410A, substituição dos trocadores de calor para o tipo placas brasadas, troca de todos os sensores de temperatura, atualização do sistema de aquisição de dados, desenvolvendo uma

interface gráfica através do software LABview, sendo possível o monitoramento das variáveis medidas, controle da carga térmica no reservatório de água gelada e gerenciamento da aquisição de dados. Além disso, foram montadas duas bombas centrífugas em série na linha de água de condensação devido à perda de carga relativa ao trocador de placas juntamente com a elevada capacidade de refrigeração do compressor scroll. A Fig. 3.2 mostra a bancada experimental utilizada.



Figura 3.2 - Bancada experimental de refrigeração utilizada para a realização da avaliação experimental

Para a realização do experimento, foi utilizado um compressor hermético do tipo scroll e de rotação fixa da empresa Emerson. O modelo do compressor é o ZP49K5-TF5, e possui uma capacidade nominal de 5 TR (~15 kW), projetado para trabalhar com R410A em aplicações de ar condicionado. Para que a bancada funcionasse em diferentes condições, foi utilizado um inversor de frequência, responsável por mudar a velocidade de rotação do compressor. O inversor em questão é do tipo vetorial trifásico, fabricado pela empresa Yaskawa, modelo V-1000-CIMR-VU2A0030F. O compressor e o inversor de frequência utilizados estão mostrados na Fig. 3.3.

Os trocadores de calor da bancada foram do tipo placas brasadas da empresa Apema. Como evaporador, foi utilizado um trocador de calor de 40 placas, modelo AEK 070-40. Já para a condensação foi utilizado um de 60 placas, modelo AEK 095-60. Ambos os trocadores



possuíam pressão máxima de operação de 30 bar. A substituição de trocadores do tipo tubos concêntricos, que eram utilizados anteriormente na bancada, por trocadores do tipo placas brasadas possibilitou a redução da quantidade de fluido refrigerante utilizado no sistema devido ao seu menor volume. A Fig. 3.4 apresenta os trocadores utilizados na bancada experimental.



Figura 3.3 - Compressor scroll ZP49K5 (a) e inversor de frequência YASKAWA (b) utilizados na análise experimental. Fonte: catálogo de fabricante.

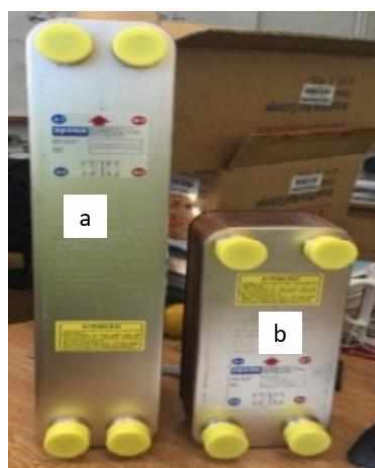


Figura 3.4 - Trocadores de calor de placas brasadas Apema. Condensador modelo AEK 070-40 e evaporador modelo AEK 095-60 (b).

A válvula de expansão utilizada na bancada é do fabricante CAREL, do modelo E2V24SSF10, possuindo capacidade nominal de 23,4 kW operando com R410A, evaporando

a 4,4 °C e condensando a 38 °C, com um grau de superaquecimento e zero graus de subresfriamento. O controle da vazão mássica do sistema foi realizado por meio do driver EVD0000T50 fornecido pelo fabricante.

Com o auxílio de um controle PID, foi predefinido na saída do evaporador um superaquecimento mantido em um grau. As entradas do controle foram a pressão de evaporação e a temperatura de saída do evaporador medidos, respectivamente, por um sensor de pressão ratiométrico modelo SPKT0013R0 e um sensor de temperatura de contato NTC modelo NTC030HF01. A partir dos valores de pressão e temperatura obtidos, o driver conseguia estimar, nesta ordem, a temperatura de evaporação e o grau de superaquecimento do sistema. Adquiridos esses valores estimados, o driver envia uma resposta para ajustar a posição axial de um êmbolo cônico concêntrico a um orifício calibrado através de um motor de passo, localizados no interior da válvula de expansão. O controle desse deslocamento permite com que o grau de superaquecimento na saída do evaporador se mantenha fixo graças à queda de pressão gerada. Assim, evita-se o retorno de líquido ao compressor, o aumento do grau de superaquecimento na sucção e, por consequência, o aumento da temperatura de descarga e do consumo de energia. A Fig. 3.5 apresenta a válvula de expansão, o driver, o sensor de pressão ratiométrico e o sensor de contato NTC utilizados na bancada experimental.



Figura 3.5 – Sistema de expansão: Válvula de expansão eletrônica modelo E2V24SSF10 (a), driver modelo EVD0000T50 (b), sensor de pressão ratiométrico modelo SPKT0013R0 (c) e sensor de temperatura de contato NTC (d). Fonte: [www.carel.com.br](http://www.carel.com.br)

Como sistema de arrefecimento da linha de água de condensação, foi utilizada uma torre de resfriamento do tipo evaporativa fabricada pela Semco modelo VXI-9-1. Juntamente à torre de resfriamento, o sistema de arrefecimento é composto por duas bombas centrífugas da marca KSB modelo CN570, com capacidade máxima de  $8 \text{ m}^3/\text{h}$ , montadas em série e um reservatório de água.

Um evaporador, uma bomba centrífuga e um reservatório de água acoplado a um banco de resistências com capacidade de 15 kW compõem a linha de água gelada, responsável por realizar a simulação de carga térmica no sistema. A simulação de carga térmica foi feita por meio do controle da vazão e a temperatura de entrada do evaporador.

Adicionados aos componentes citados previamente, a bancada também possui um filtro secador e um visor de líquido. O filtro secador possui a finalidade de eliminar qualquer particulado que seja transportado com o fluido refrigerante, retirar a umidade contida no sistema através da peneira molecular e eliminar a presença de ácidos do sistema através de alumina ativada. O filtro secador utilizado na bancada é o DML – 084, fabricado pela Danfoss, apresentado na Fig 3.6a. Já o visor de líquido possibilita observar o estado do escoamento na saída do condensador, proporcionando a visualização da passagem de bolhas. Ademais, o visor de líquido possibilita verificar a existência de umidade dentro do sistema através da presença de um sensor químico, validando a condição do filtro secador. O visor de líquido utilizado é o SGP – 12sN, fabricado pela Danfoss e está apresentado na Figura 3.6.

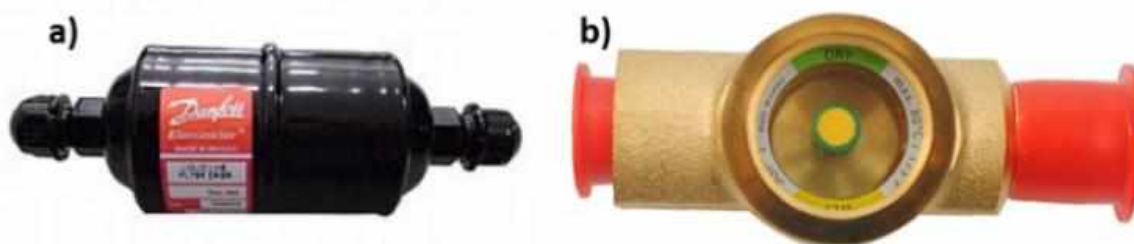


Figura 3.6 - Filtro secador de líquido (a) e visor de líquido (b)

Buscando determinar a temperatura do fluido refrigerante em todos os pontos apresentados na Fig. 3.1, sensores de temperatura RTD (*Resistance Temperature Detector*) do tipo PT-100 foram instalados em contato direto com o fluido nas linhas de condensação e de água gelada.

As medidas de pressão foram obtidas na entrada e na saída do condensador e na saída do evaporador, como observado na Fig. 3.5., através de transdutores de pressão do tipo piezo resistivos do fabricante IFM, modelo PA – 3023 com faixa de medição de 0 a 25 bar para a condensação e modelo PA – 3024 com faixa de medição de 0 a 10 bar para a evaporação.

Por meio de um medidor de vazão do tipo coriolis do fabricante Metroval, modelo RMH06-4FS1PN, com faixa de medição de 0,0098 a 0,1686 kg/s, foi possível medir a vazão mássica do sistema de refrigeração. Integrado a esse componente, há um transmissor modelo CMM01-290DACDCB, do mesmo fabricante, responsável por converter o valor de vazão

mássica obtido em um sinal proporcional entre 4-20 mA, permitindo a comunicação com o sistema de aquisição de dados.

Como observado na Fig. 3.1, um sensor de vazão foi instalado entre o visor de líquido e a válvula de expansão, de forma que possibilitasse a visualização do estado do fluido ao passar pelo sensor. Objetivando verificar se a linha de fluido refrigerante recebe a mesma quantidade de calor cedida pela água, foi instalado um sensor de vazão volumétrica, modelo 8512 GF do fabricante Signet, na descarga da bomba de circulação da linha de água gelada, validando os testes.

Um sistema de aquisição de dados do fabricante National Instruments foi usado para monitorar e obter os dados fornecidos pelos sensores instalados na bancada. Esse sistema foi integrado por um chassi Ni CompactDAQ, modelo Ni cDAQ-9178, agrupado com cinco módulos de entrada e saída, fornecidos pelo mesmo fabricante, e uma interface desenvolvida no software LABview®, que possibilita monitorar, controlar e gerenciar o armazenamento de dados. Os módulos utilizados para a aquisição de dados e monitorar o sistema estão listados na Tabela 3.1

Tabela 3.1 - Resumo dos módulos e instrumentos da bancada experimental.

<b>Instrumento</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Tipo de Módulo</b>	<b>Modelo</b>
<b>PT-100</b>	7	Resistência	NI 9216
<b>Transdutor de pressão</b>	3	Corrente (mA)	NI 9203
<b>Medidor de vazão coriolis</b>	1	Corrente (mA)	NI 9203
<b>Medidor de vazão volumétrico</b>	1	Corrente (mA)	NI 9203
<b>Controle</b>	3	E/S Digital	NI 9401

A potência ativa do compressor foi medida com o auxílio de um analisador de energia trifásico MEDCAL ST do fabricante Cesinel. Montado na configuração delta, o equipamento foi posicionado antes do inversor de frequência, objetivando a redução da influência de harmônicos gerados pelo inversor durante a medição. O analisador de energia utilizado possui faixa de medição de 10 a 100 A para corrente e de 110 a 480 V para tensão. A Fig. 3.7 apresenta o equipamento utilizado.

O software EES® (Engineering Equation Solver) foi utilizado para avaliar as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante durante o experimento. Durante as avaliações, a queda de pressão e a troca de calor com o ambiente externo nos trocadores de calor foram consideradas desprezíveis, a expansão do fluido na válvula de expansão foi considerada um processo isoentálpico e a condição de regime permanente.



Figura 3.7 - Analisador de energia utilizado na bancada experimental.

Por meio do balanço de energia entre a entrada e a saída do evaporador na linha de fluido refrigerante, foi possível determinar a capacidade frigorífica do sistema. Visto que os valores de vazão mássica e as temperaturas do fluido refrigerante na entrada e na saída do evaporador foram obtidos por meio dos equipamentos utilizados, a capacidade frigorífica do sistema pôde ser calculada por meio da Eq. 3.1.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} * [h_{saída}(T, P) - h_{entrada}(T, x)] \quad (3.1)$$

onde  $\dot{Q}_{evap}$  representa a capacidade frigorífica do sistema,  $\dot{m}$  representa a vazão mássica e  $h$  representa a entalpia do fluido refrigerante, obtida através dos valores de temperatura e pressão coletados na saída e na entrada do evaporador, nessa ordem. Vale ressaltar que na entrada do evaporador, o refrigerante está em estado saturado, ou seja, pressão e temperatura não são dependentes. Assim sendo, para determinar a entalpia na entrada, utilizasse o valor de entalpia na saída do condensador, já que o processo de expansão é isoentálpico.

A eficiência de um ciclo de refrigeração é medida através do coeficiente de desempenho global (COP). Em um ciclo por compressão de vapor convencional, o COP é definido como a razão (Eq. 3.2) entre a capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{evap}$ ), calculada através da Eq. 3.1, e a potência consumida pelo compressor ( $\dot{W}_{comp}$ ), obtida através do analisador de energia.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (3.2)$$

Além de determinar a capacidade frigorífica do sistema pelo circuito de fluido refrigerante, também foi realizado o cálculo da capacidade frigorífica do sistema através do circuito de água gelada ( $\dot{Q}_{evap,H_2O}$ ), utilizando a Eq. 3.3. Esse cálculo foi realizado visando verificar o balanço de energia no evaporador e determinar a qualidade dos testes realizados.

$$\dot{Q}_{evap,H_2O} = \dot{m}_{H_2O} * Cp(T_m) * (T_{saída} - T_{entrada}) \quad (3.3)$$

onde  $\dot{m}_{H_2O}$  representa a vazão mássica da linha de água gelada,  $Cp$  representa o calor específico da água, obtido através do valor médio de temperatura entre a entrada e a saída do evaporador, representadas por  $T_{entrada}$  e  $T_{saída}$ , respectivamente.

Determinado o valor da capacidade frigorífica em ambos os circuitos, foi possível realizar o cálculo do erro no balanço de energia ( $\mathcal{E}$ ), através da Eq. 3.4.

$$\mathcal{E} = \left( \frac{\dot{Q}_{exp} - \dot{Q}_{exp,H_2O}}{\dot{Q}_{exp}} \right) * 100 [\%] \quad (3.4)$$

Para estudar a viabilidade de utilizar o R32 como substituto direto do R410A, foram feitos testes em regime permanente para ambos os fluidos, variando a temperatura de evaporação e a velocidade da rotação do compressor, mantendo constantes a temperatura de condensação, a vazão volumétrica de água gelada e o grau de superaquecimento do fluido refrigerante na saída do evaporador.

Para as condições nas quais os fluidos refrigerantes foram submetidos, foram realizados três testes, garantindo a repetibilidade dos resultados. Assim que a condição de regime permanente era atingida, os dados começavam a ser coletados, à uma taxa de uma amostra por segundo, durante o período de 15 minutos. As condições de teste avaliadas estão apresentadas na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 - Condições de teste avaliadas

<b>Condições de Teste</b>	
<b>Frequência</b>	45 a 60 Hz em incrementos de 5 Hz
<b>Temperatura de Evaporação</b>	-7 a 7 °C em incrementos de 2 °C
<b>Temperatura de Condensação</b>	41 °C
<b>Superaquecimento</b>	10 K
<b>Vazão de água gelada</b>	1,01 l/s

A possibilidade de realizar os testes em regime permanente reflete a estabilidade do sistema. Isso faz com que as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho sejam independentes do tempo de teste. Como referência, adotou-se como regime permanente a condição em que as variáveis medidas variam em um regime de oscilação de mais ou menos 3 vezes o seu desvio padrão, calculado durante, aproximadamente, 10 minutos (Antunes, 2015). Assim que essa condição fosse atingida, começava-se a aquisição dos dados.

Para verificar a compatibilidade de um fluido quanto à substituição de outro já em uso, há a necessidade de efetuar uma análise quanto ao impacto ambiental do uso de cada um desses fluidos refrigerantes. Objetivando mensurar esse impacto, adotou-se o método TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*).

O impacto de um fluido quanto ao efeito estufa, que é o fator mensurado no TEWI, pode ser dividido em duas partes. A primeira dessas partes é classificada como o impacto direto do fluido, sendo calculada a partir da quantidade de fluido que é liberada para a atmosfera. Os principais fatores que influenciam o impacto direto são o GWP do fluido refrigerante, o tipo de sistema de refrigeração que está sendo utilizado e a manutenção das operações e componentes. Já a segunda parte é classificada como impacto indireto do fluido, calculada a partir da quantidade de energia elétrica consumida pelo sistema e os impactos causados para a geração dessa energia. O principal fator que influencia no impacto indireto é a localização desse sistema, visto que, cada país possui sua própria matriz de geração de energia.

A Eq. 3.5 mostra como é calculado o TEWI:

$$TEWI = CO_2equ_{DIRETO} + CO_2equ_{INDIRETO} \quad (3.5)$$

onde  $CO_2equ_{DIRETO}$  e  $CO_2equ_{INDIRETO}$  representam o impacto direto e indireto do fluido refrigerante quanto ao efeito estufa, respectivamente. A Eq. 3.6 mostra como é calculada a parcela do TEWI associada ao impacto direto.

$$CO_2equ_{DIRETO} = (GWP * m * L_{anual} * n) + m * (1 - \alpha) * GWP \quad (3.6)$$

onde o  $GWP$  é o *Global Warming Impact* do fluido refrigerante (valor específico para cada fluido),  $m$  representa a carga de fluido refrigerante no sistema, medida em kg,  $L_{anual}$  e  $\alpha$  representam a taxa de vazamento anual e o fator de reciclagem/recuperação de 0 a 100, respectivamente, em %. A vida útil do sistema é representada por  $n$ . Já a parcela do TEWI associada ao impacto indireto é calculada a partir da Eq. 3.7.

$$CO_2 equ_{INDIRETO} = \beta * E_{anual} * n \quad (3.7)$$

Na Eq. 3.7,  $\beta$  representa o fator de emissões indiretas, medidas em kgCO<sub>2</sub> por kWh, e  $E_{anual}$  representa o consumo energético anual, medido em kWh por ano.



## CAPÍTULO IV

### Resultados

Primeiramente, após a coleta dos dados com o sistema operando com R410A e com R32, separadamente, foi realizada uma análise individual para cada um dos fluidos refrigerantes. A partir da variação das condições de teste, foram realizados um total de trinta e dois testes para cada fluido.

A Fig. 4.1 apresenta os valores de capacidade de refrigeração, em kW, para cada uma das temperaturas de evaporação, variando a frequência de operação do compressor, utilizando o R410A. Observa-se que quanto maior a temperatura de evaporação, maior a capacidade de refrigeração do sistema. Como a temperatura de condensação foi mantida constante para todos os testes, para maiores temperaturas de evaporação, a diferença entre as temperaturas de evaporação e condensação é menor.

Como pode ser observado na Fig. 2.2, a diminuição da temperatura de evaporação faz com que o fluido entre no evaporador com maior título e, conseqüentemente, a diferença de entalpia na entrada e na saída será menor. Assim sendo, o aumento da capacidade de refrigeração para temperaturas de evaporação mais elevadas era o esperado. O aumento da frequência de operação faz com que a vazão mássica do sistema seja elevada. Dessa forma, analisando a Eq. 3.1, espera-se que a capacidade frigorífica do sistema seja maior para frequências mais elevadas. O resultado obtido está de acordo com o predito, e é apresentado na Fig. 4.1. Observa-se também que os valores mais altos de capacidade frigorífica do sistema foram em torno 15 kW.

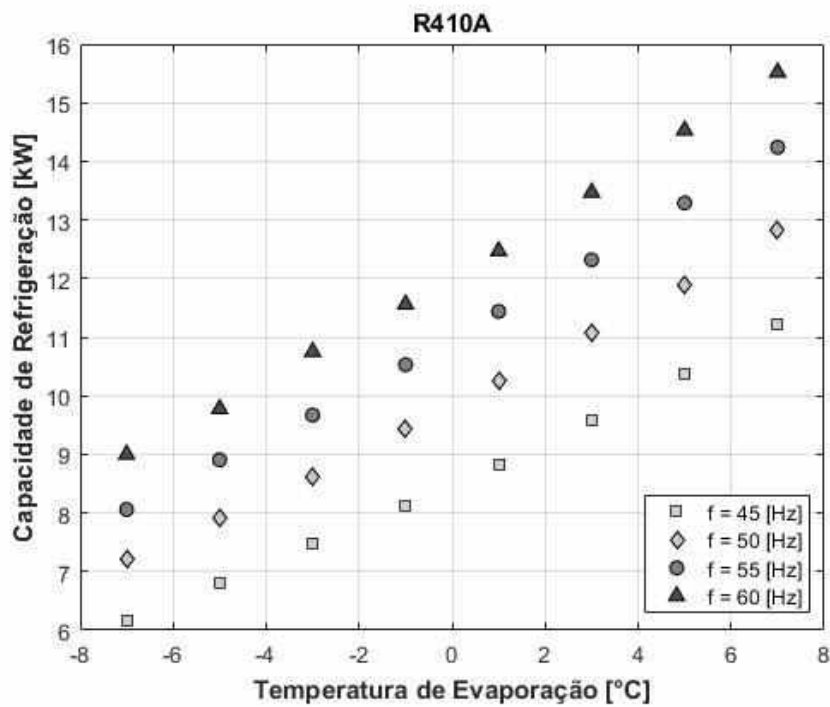


Figura 4.1 - Capacidade de refrigeração, em kW, para diferentes temperaturas de evaporação e diferentes frequências de operação, utilizando R410A.

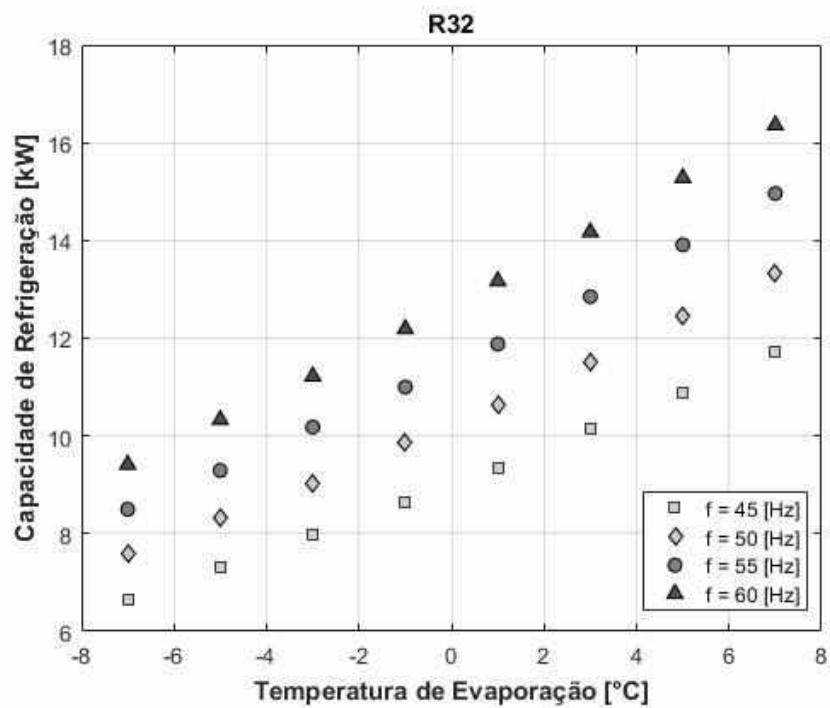


Figura 4.2 - Capacidade de refrigeração, em kW, para diferentes temperaturas de evaporação e diferentes frequências de operação, utilizando R32.

Semelhante à Fig. 4.1, estão apresentados na Fig. 4.2 os valores de capacidade de refrigeração para as diferentes condições de teste, porém utilizando o R32. Pode ser observado que, mesmo modificando o fluido de trabalho, os valores do gráfico apresentam uma mesma tendência quando comparados aos valores do R410A. Pode-se observar que os valores mais altos de capacidade frigorífica utilizando o R32 foram de, aproximadamente, 17 kW.

A Fig. 4.3 apresenta os valores de potência consumida pelo compressor, em W, para cada uma das temperaturas de evaporação, variando a sua frequência de rotação, utilizando o R410A como fluido refrigerante de trabalho.

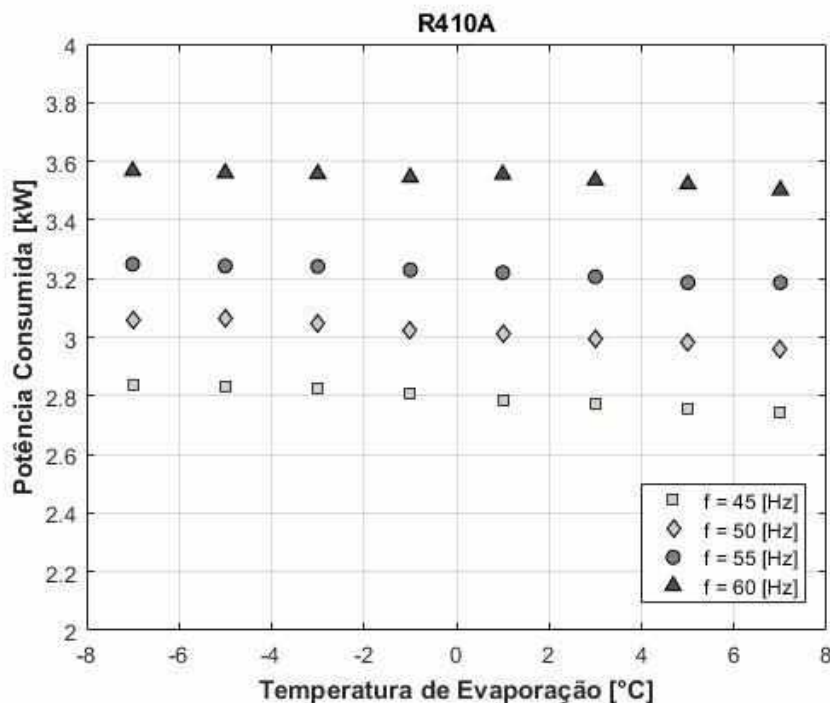


Figura 4.3 - Consumo de potência do compressor, em W, para diferentes temperaturas de evaporação e diferentes frequências de operação, utilizando R410A.

Observando a Fig. 2.2, podemos afirmar que quanto maior a temperatura de evaporação de um ciclo de refrigeração, mantendo-se a temperatura de condensação constante, menor será a variação de pressão durante a fase de compressão. Assim sendo, a diferença de entalpia na entrada e na saída do compressor será menor para maiores temperaturas de evaporação e, conseqüentemente, espera-se que a potência consumida nessas temperaturas seja menor. Além disso, a potência consumida por um compressor é linearmente proporcional à sua frequência de operação. Dessa forma, espera-se que para frequências mais altas, os valores de potência sejam maiores. Considerando ambas a

temperatura de evaporação e a frequência do compressor, os resultados obtidos foram condizentes com o que era esperado.

Assim como na Fig. 4.3, a Fig. 4.4 apresenta valores obtidos de consumo de potência do compressor, porém utilizando o R32 como fluido de trabalho. Comparando os dois resultados obtidos, pode-se observar que os valores apresentaram tendências semelhantes, sendo maiores para frequências mais altas e temperaturas de evaporação mais baixas. No entanto, ao comparar os valores individualmente, constata-se que o consumo de potência foi maior utilizando o R32. Utilizando esse fluido, os valores mais altos de potência consumida foram em torno de 3,7 kW, enquanto os valores mais baixos foram de, aproximadamente, 2,9 kW. Já para o R410A, os valores mais altos foram em torno de 3,57 kW, enquanto os valores mais baixos foram cerca de 2,75 kW.

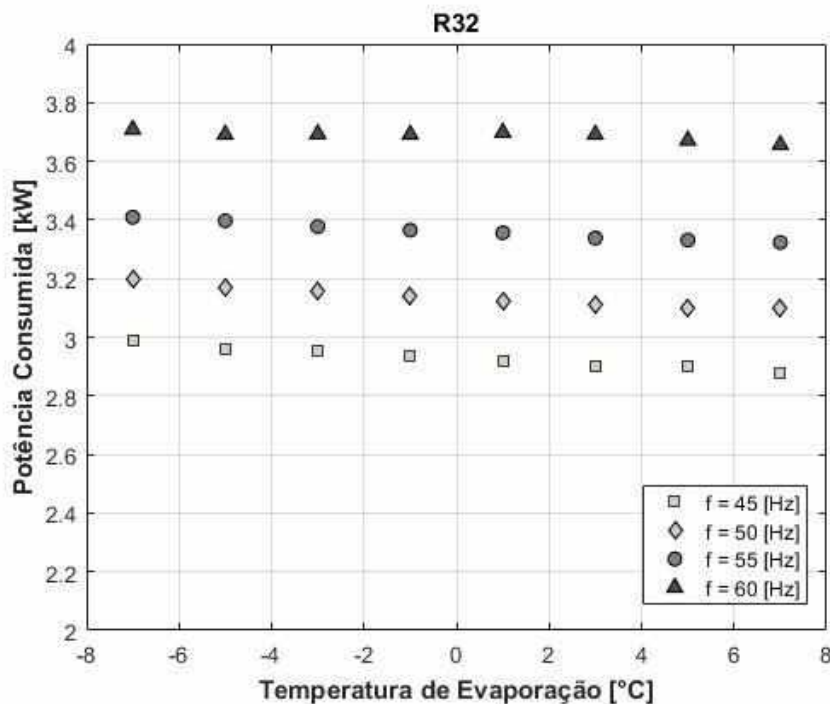


Figura 4.4 - Consumo de potência do compressor, em W, para diferentes temperaturas de evaporação e diferentes frequências de operação, utilizando R32.

Com os valores de capacidade frigorífica do sistema e de potência consumida pelo compressor, foi possível realizar o cálculo do COP para cada uma das condições de teste avaliadas, por meio da Eq. 3.2. Os valores de COP encontrados para o sistema utilizando R410A e R32 estão apresentados na Figs. 4.5 e 4.6, respectivamente. É possível observar que para as temperaturas de evaporação mais elevadas, os valores de COP foram maiores.

Como mostrado na Eq. 3.2, o COP é uma relação da capacidade frigorífica do sistema com o seu consumo de potência. Analisando esses fatores, podemos observar que para temperaturas de evaporação maiores, a capacidade frigorífica é maior e a potência consumida é menor. Assim sendo, espera-se que para essas temperaturas o COP seja maior, que foi o resultado obtido experimentalmente.

A partir das Figs. 4.5 e 4.6 é possível observar também que os valores de COP quando operando com R32 foram mais elevados do que quando operando com R410A, quando em mesmas condições. Isso se enfatiza quando o compressor opera em frequências mais baixas. Isso ocorre, pois, a capacidade frigorífica do sistema operando com R32 é maior do que quando operando com R410A para todas as condições de teste, como observado nas Figs. 4.1 e 4.2. Por outro lado, os valores de consumo de potência do compressor para R32 são maiores do que os valores quando operando com R410A, como observa-se nas Figs. 4.3 e 4.4, o que ocasionaria em um COP menor para o R32. No entanto, a diferença de capacidade frigorífica foi, proporcionalmente, maior do que a diferença do consumo de potência. Dessa forma, houve um crescimento no COP do sistema.

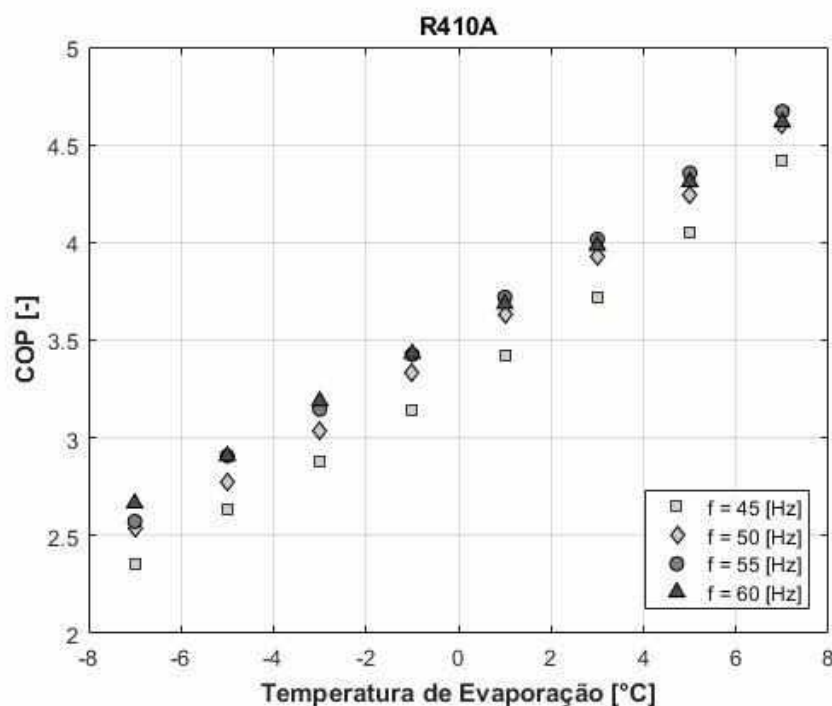


Figura 4. 5 - COP do sistema para diferentes temperaturas de evaporação e diferentes frequências de operação, utilizando R410A.

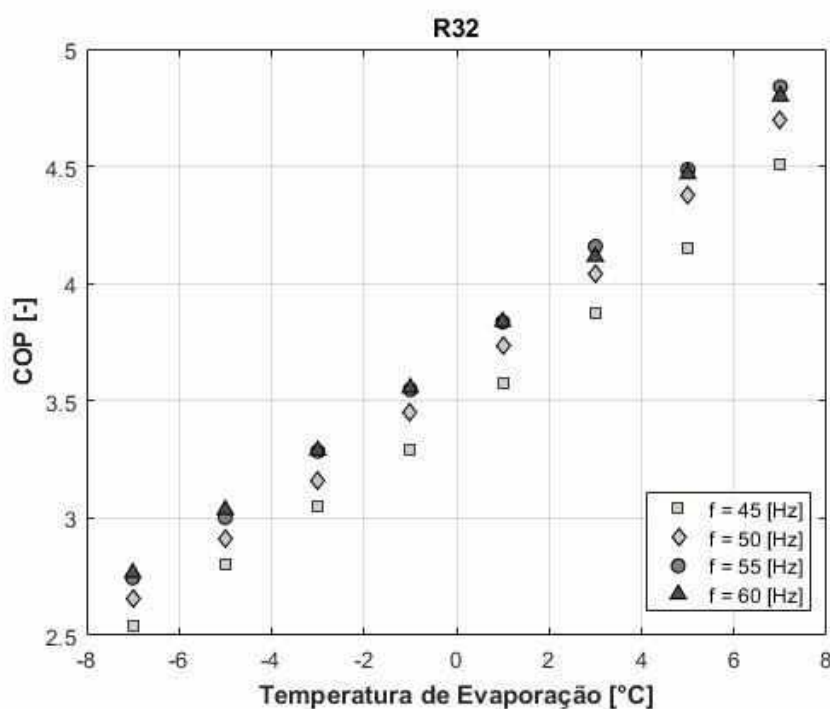


Figura 4.6 - COP do sistema para diferentes temperaturas de evaporação e diferentes frequências de operação, utilizando R32.

Os valores mais altos de COP quando utilizando o R410A foram de, aproximadamente, 4,7, enquanto que, para o R32 foram de, aproximadamente, 4,9. Já os valores mais baixos de COP utilizando R410A foram de, aproximadamente 2,5 enquanto que, para o R32, foram de cerca de 2,7.

Nas Figs. 4.7 e 4.8 estão apresentados os valores da temperatura de descarga do compressor para as condições de teste avaliadas utilizando R410A e R32, respectivamente. É possível observar que para temperaturas de evaporação mais baixas, há um aumento no valor obtido de temperatura de descarga do compressor.

Pode-se verificar, através das Figs. 2.2 e 2.3, que quanto menor a temperatura de evaporação em um sistema de refrigeração, mantendo-se a temperatura de condensação constante, maior será a diferença de pressão do fluido de trabalho na entrada e na saída do compressor durante a sua fase de compressão.

De acordo com a teoria, em um ciclo termodinâmico, pressão e temperatura são correlacionadas, ou seja, quanto maior a pressão em que um fluido é submetido, maior a sua temperatura. Dessa forma, quanto menor a temperatura de evaporação e maior a diferença de pressão na fase de compressão, mais alta será a temperatura do fluido na saída do compressor, devido à compressão ser um processo isoentrópico. Além disso, na frequência de 45 Hz observou-se um aumento de temperatura consideravelmente maior. Isso pode ser

explicado devido ao aumento dos vazamentos internos de gás durante a fase de compressão nessa frequência (Cho e Kim, 2000).

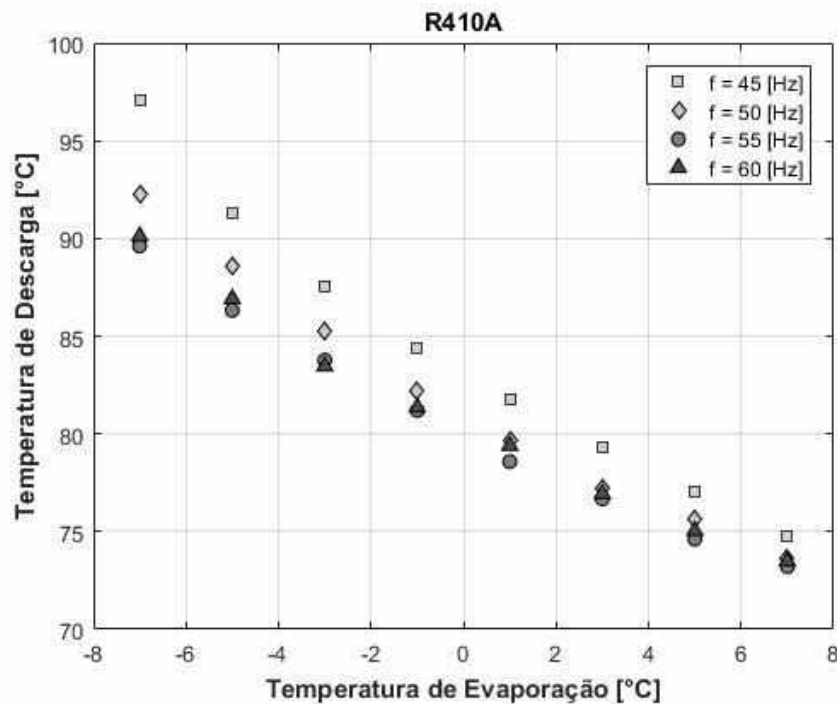


Figura 4.7 - Temperatura de descarga do compressor para diferentes temperaturas de evaporação e diferentes frequências de operação, utilizando R410A.

Quando utilizado o R410A, observou-se um incremento de pouco menos de 25 °C entre as temperaturas de descarga mais baixas e mais elevadas, enquanto que, utilizando o R32, é possível observar um incremento de, aproximadamente 35 °C na temperatura de descarga do compressor.

Assim que obtidos os resultados para todas as condições considerando o sistema operando com R410A e R32 separadamente, foi possível realizar uma análise comparativa para os dois fluidos.

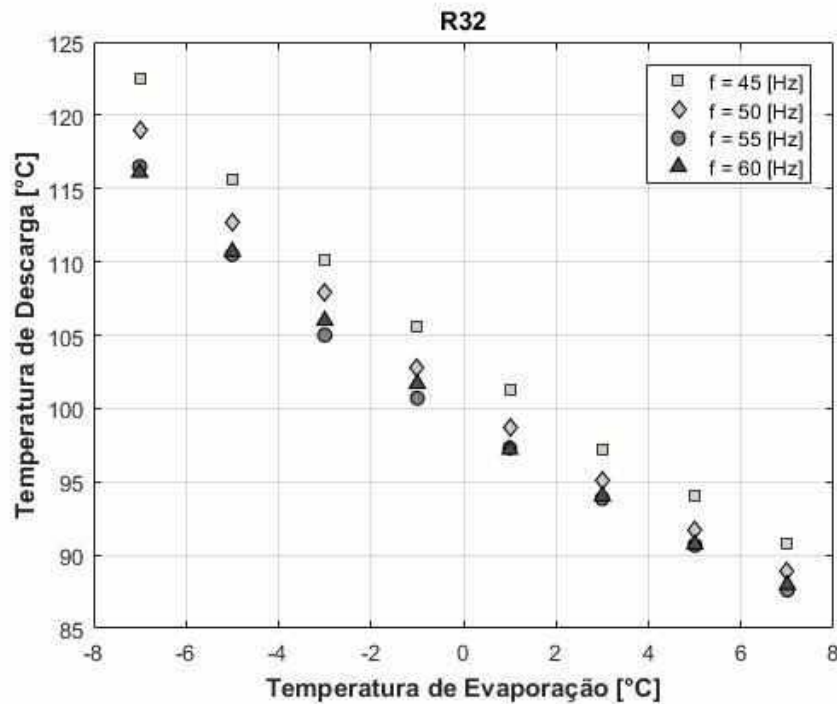


Figura 4.8 - Temperatura de descarga do compressor para diferentes temperaturas de evaporação e diferentes frequências de operação, utilizando R32.

Na Fig. 4.9 estão apresentados os valores da relação entre a capacidade frigorífica do sistema quando operando com R32 e R410A, respectivamente, para cada frequência de operação e para cada temperatura de evaporação considerada no experimento. Por meio dessa figura observa-se que, para todas as condições de teste analisadas, os valores de capacidade frigorífica quando operando com R32 foram maiores do que os valores obtidos operando com R410A.

Analisando as Figs. 2.2 e 2.3, podemos observar que, para uma mesma temperatura de evaporação, as diferenças de entalpia entre o início e o final do processo de evaporação para o R32 são maiores do que para o R410A. Assim sendo, calculando a capacidade frigorífica a partir da Eq. 3.2, espera-se que a capacidade frigorífica do R32 seja maior. Os valores obtidos mostram que a capacidade frigorífica do sistema utilizando R32 foi de, aproximadamente, 3,8% a 7,8% maiores.



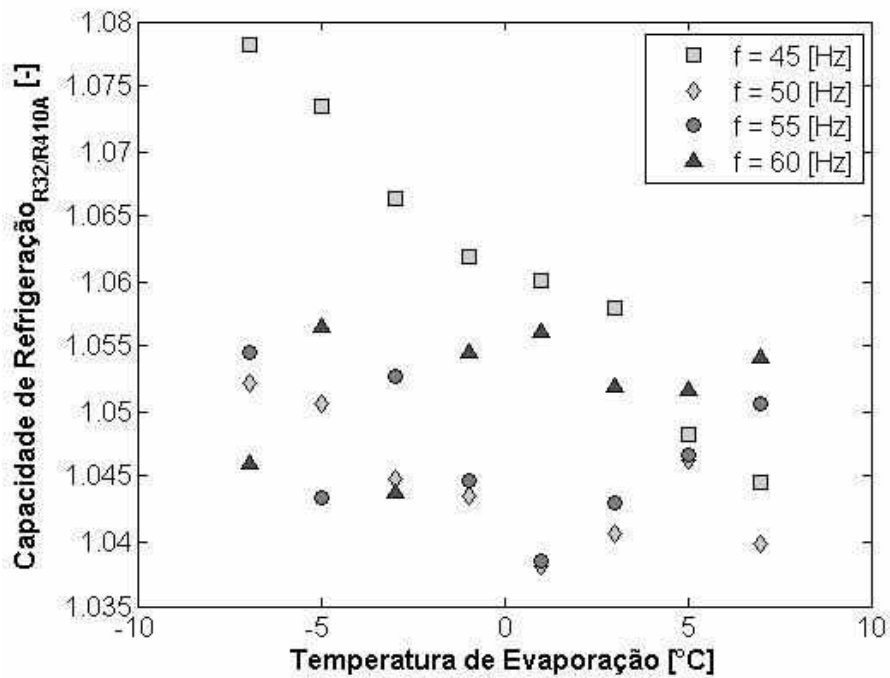


Figura 4.9 - Relação entre as capacidades frigoríficas utilizando R32 e R410A, respectivamente, para diferentes frequências de operação e diferentes temperaturas de evaporação.

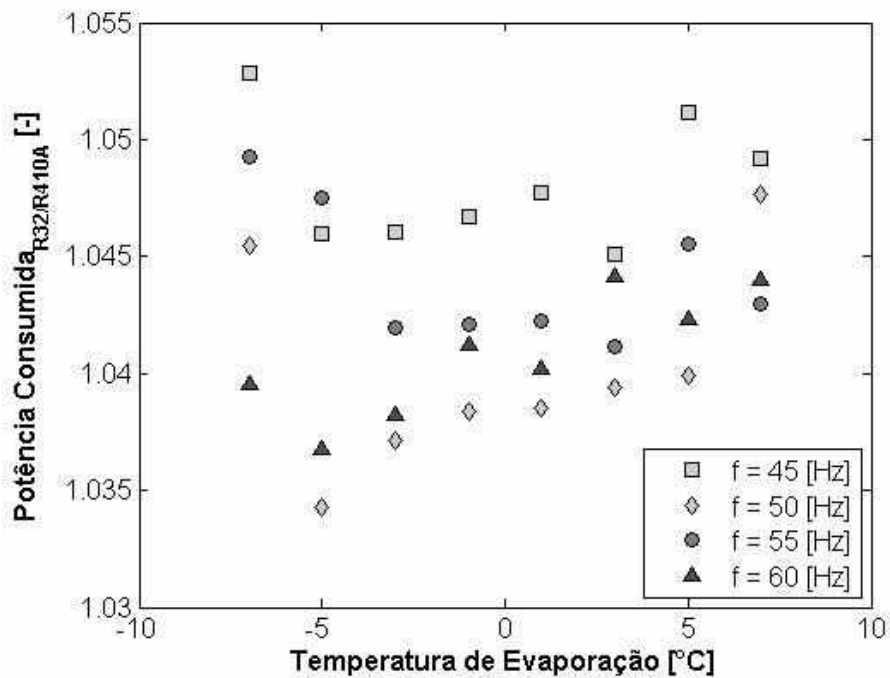


Figura 4.10 - Relação entre as potências consumidas utilizando R32 e R410A, respectivamente, para diferentes frequências de operação e diferentes temperaturas de evaporação.

Na Fig. 4.10 estão apresentados os valores da relação entre a potência consumida pelo compressor operando com R32 e operando com R410A, respectivamente, para diferentes temperaturas de evaporação e diferentes frequências de operação.

Como mostrado na Fig. 4.10, a potência consumida quando o sistema estava operando com R32 foi cerca de 3,3% a 5,3% maior do que quando operando com o R410A, para todas as condições de teste analisadas.

Ainda que o R32 possua um volume específico maior do que o R410A e, assim sendo, apresente menores valores de vazão mássica, as diferenças de entalpia do R32 na entrada e na saída do compressor são maiores do que para o R410A. Na Fig. 4.11 fica nítido que o R32 possui curvas isentrópicas mais acentuadas na região de vapor superaquecido quando comparadas com o R410A nessa mesma região. Como o processo de compressão é assumido isentrópico, ou seja, que não apresenta variação de entropia durante a sua ocorrência, podemos afirmar que a diferença de entalpia será maior quando o sistema está operando com R32, o que, além de compensar o menor volume específico, ocasionou um aumento na potência consumida.

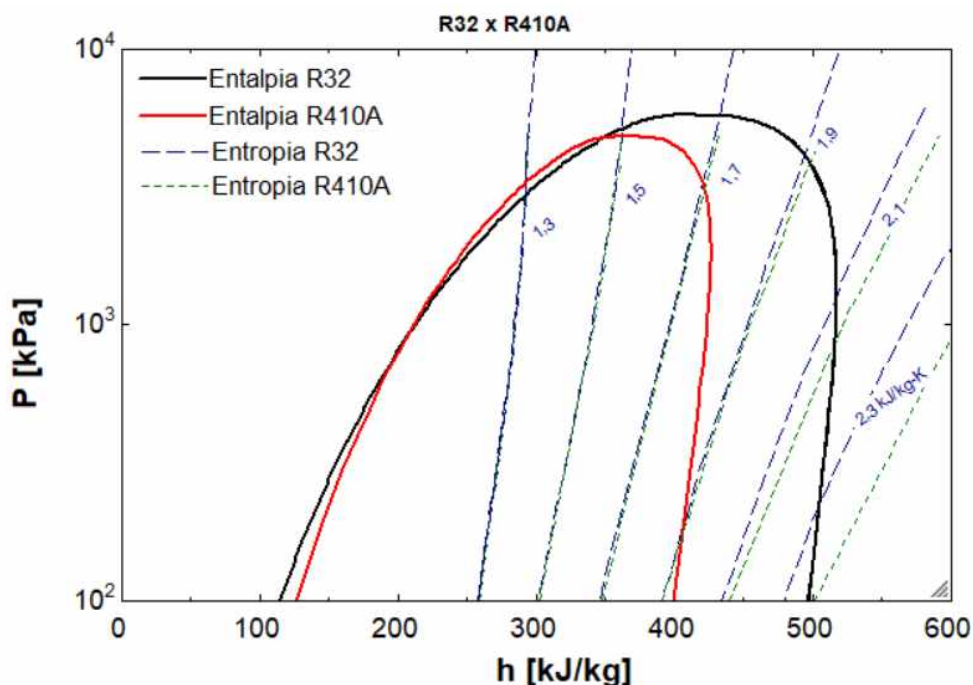


Figura 4.11 - Valores de entalpia  $[\text{kJ/kg}]$  e de entropia  $[\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{k})]$  para o R32 e para o R410A. Figura gerada utilizando o software Engineering Equation Solver® [EES].

Na Fig. 4.12, estão apresentados os valores da relação entre o COP do sistema obtido quando operando com R32 e com R410A, respectivamente. A partir desses resultados, podemos observar que, para todas as condições de teste analisadas, o COP alcançado com o sistema utilizando R32 foi maior do que quando utilizando o R410A, sendo esse valor entre 2% até 8,1% maior quando utilizando o fluido refrigerante alternativo.

Como descrito na Eq. 3.2, o COP de um sistema é dado pela relação entre a capacidade frigorífica e o seu consumo de potência. Dessa forma, os valores maiores para o R32 estão de acordo com o que era esperado, visto que, analisando as Figs. 4.9 e 4.10, conclui-se que o acréscimo de capacidade frigorífica ao utilizar o R32 é maior do que o acréscimo do consumo de potência para todas as condições de teste. Assim sendo, haverá um aumento do COP para todos os casos.

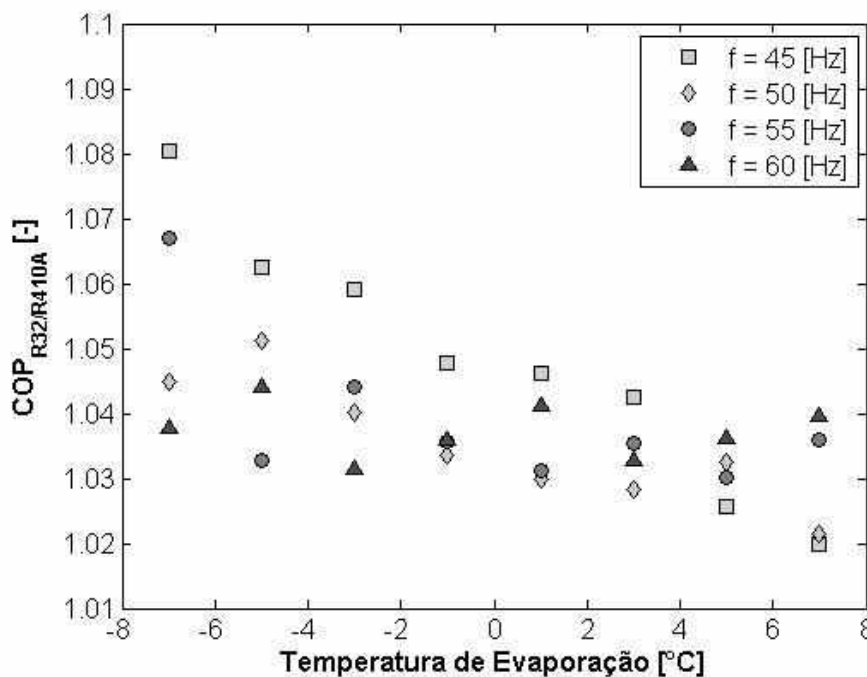


Figura 4.12 - Relação entre COP utilizando R32 e R410A, respectivamente, para diferentes frequências e diferentes temperaturas de evaporação.

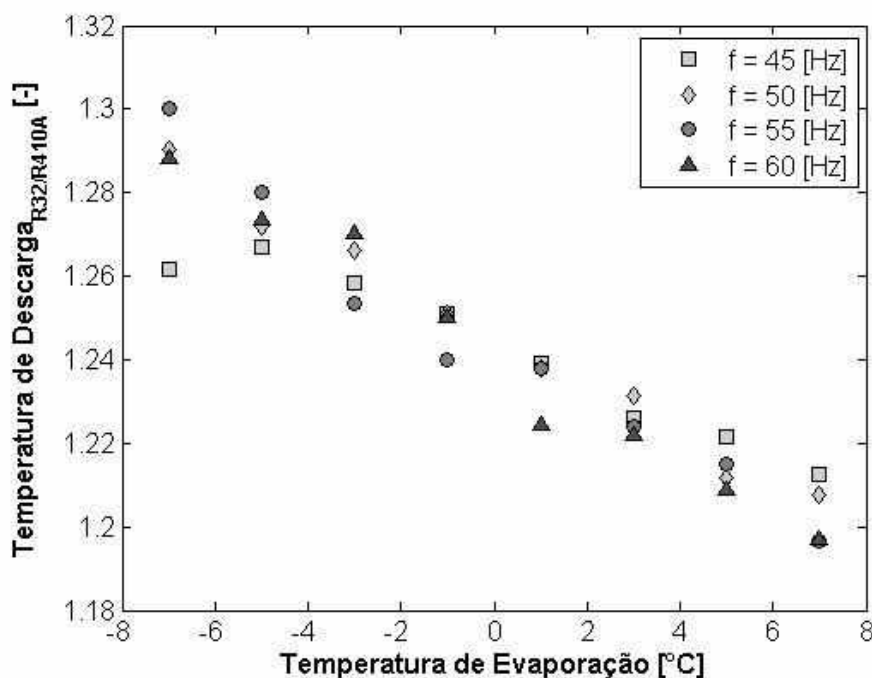


Figura 4.13 - Relação entre as temperaturas de descarga utilizando R32 e R410A, respectivamente, para diferentes temperaturas de evaporação e diferentes frequências de operação.

Na Fig. 4.13 estão apresentados os valores da relação entre a temperatura de descarga do compressor operando com R32 e com R410A, respectivamente, para diferentes temperaturas de evaporação e diferentes frequências de operação. Como pode ser observado na Figura 4.13, para todas as condições de teste, houve um aumento de 20% a 30% na temperatura de descarga do compressor ao substituir o fluido de operação do sistema de R410A para R32. Esse aumento na temperatura de descarga era esperado quando analisadas as curvas de entropia dos dois fluidos. Ao analisar a Figura 4.11, observamos que as curvas de entropia do R32 são claramente mais inclinadas do que as curvas para o R410A na região de vapor superaquecido, onde ocorre a fase de compressão do ciclo. Assim sendo, a temperatura ao final da fase de compressão quando o sistema é operado com R32 é esperada que seja maior, que foi o obtido.

Buscando avaliar qual fluido refrigerante utilizado apresentou a melhor performance nas condições de teste realizadas, foi realizada uma análise relacionando o valor do COP e da capacidade de refrigeração para os dois fluidos em todas as condições medidas. Esses parâmetros foram escolhidos pois são os principais parâmetros utilizados para avaliar a eficiência de um sistema de refrigeração. Como pode ser observado na Fig. 4.14, todos os valores obtidos estão posicionados no primeiro quadrante do gráfico capacidade de

refrigeração – COP. Isso significa que, para todas as condições de teste analisadas, ocorreu um aumento do COP e da capacidade frigorífica ao substituir o R410A pelo R32 no sistema de refrigeração. Assim sendo, pode-se afirmar que houve uma melhora na performance do sistema quando utilizado o fluido refrigerante alternativo.

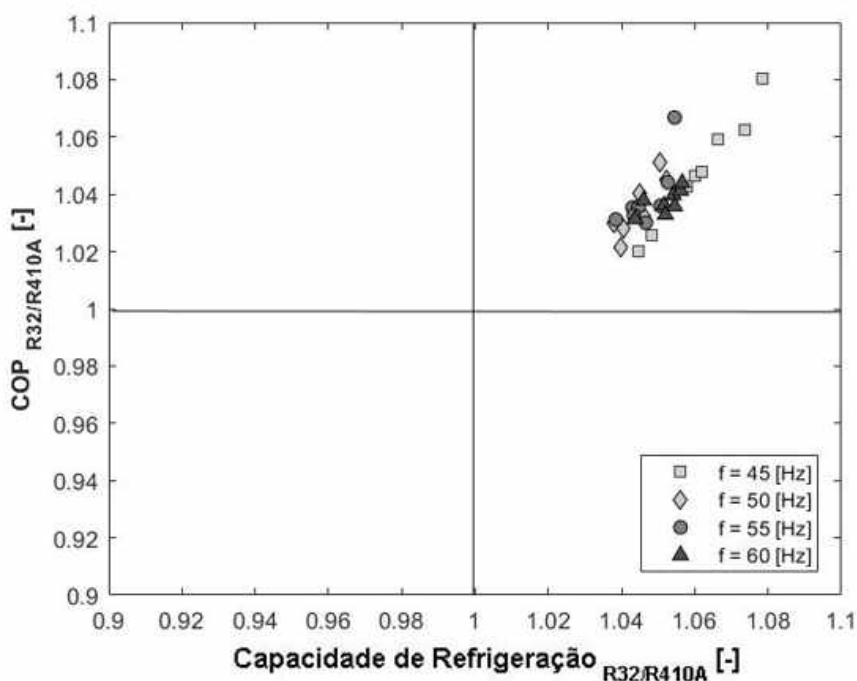


Figura 4.14 - Valores da relação de COP e relação de capacidade frigorífica para todas as condições de teste analisadas.

Como forma de mensurar o impacto de cada fluido refrigerante quanto ao efeito estufa e validar a possível substituição do R410A por R32 em aplicações de sistema de refrigeração, foi utilizada a metodologia TEWI. Para realizar esse cálculo, o vazamento de fluido refrigerante anual do sistema foi considerado em 7% para ambos os fluidos. Esse valor foi utilizado pois o sistema em análise é um chiller com aplicação para refrigeração típica (Methods of Calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI), 2012). Como dito anteriormente, o GWP do R32 é 675, enquanto o GWP do R410A é 2088. Devido à diferença de volume específico de cada um dos fluidos, a carga foi diferente para cada um deles. Para o R410A foram utilizados 2,045 kg de fluido enquanto para o R32 foram utilizados 1,500 kg. A vida útil do equipamento foi pré-definida como 10 anos, com 70% do fluido refrigerante utilizado sendo recuperado ao final da vida útil.

Para calcular o consumo de energia elétrica anual do equipamento, utilizou-se a potência consumida nas condições de 60 Hz à 7 °C e à -7 °C. A potência consumida nessas condições foi multiplicada pela quantidade de horas de operação por ano para determinar o

consumo de energia elétrica anual. Foi considerado que o sistema opere durante 3600 horas, anualmente. Finalmente, para estimar a quantidade de dióxido de carbono liberado na atmosfera durante a produção de energia elétrica, foi utilizada a matriz energética brasileira (0,073 kgCO<sub>2</sub>/kWh). Na Tabela 4.1 encontram-se os parâmetros utilizados no cálculo do TEWI.

Tabela 4.1 - Parâmetros utilizados no cálculo do TEWI para ambos os fluidos refrigerantes

<b>Parâmetros de Cálculo</b>			
	<b>R410A</b>	<b>R32</b>	<b>Unidade</b>
<b>GWP</b>	2088	675	-
<b>Carga de fluido refrigerante</b>	2,045	1,5	kg
<b>Taxa de vazamento anual</b>	0,07	0,07	-
<b>Fator de Reciclagem</b>	0,7	0,7	-
<b>Vida útil do sistema</b>	10	10	ano
<b>Fator de emissões indiretas</b>	0,073	0,073	kgCO <sub>2</sub> /kWh
<b>Potência consumida à 60 Hz e 7 °C</b>	3,501	3,648	kW
<b>Potência consumida à 60 Hz e -7 °C</b>	3,567	3,708	kW

A Fig. 4.15 apresenta os valores obtidos para o cálculo do TEWI dos dois fluidos refrigerantes. O valor obtido para o R410A foi de, aproximadamente, 13,73 tonCO<sub>2</sub> na condição de 60 Hz e -7 °C e de, aproximadamente, 13,47 tonCO<sub>2</sub> na condição de 60 Hz e 7 °C. Já para o R32, o valor de TEWI obtido na condição de 60 Hz e -7 °C foi cerca de 10,76 tonCO<sub>2</sub>, enquanto na condição de 60 Hz e 7 °C foi por volta de 10,60 tonCO<sub>2</sub>.

Por meio dos valores obtidos, podemos afirmar que, mesmo com o consumo de energia mais elevado e, conseqüentemente um maior impacto indireto no aquecimento global, o efeito total que esse fluido exerce no meio ambiente é menor, quando comparado ao R410A. O impacto direto menor do R32 deve-se, principalmente, ao seu GWP consideravelmente menor e sua carga inferior ao R410A.

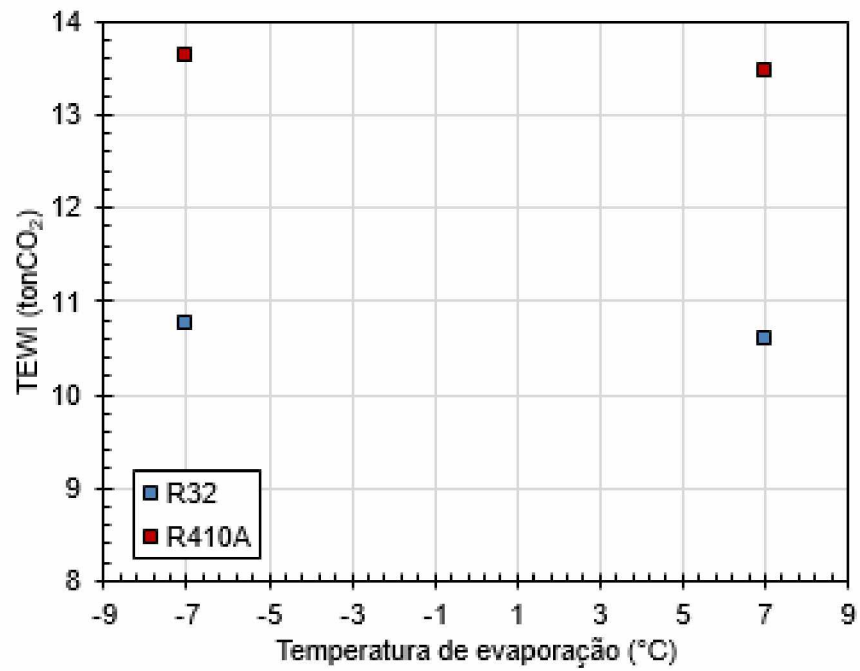


Figura 4. 15 - Valores de TEWI para o R410A e o R32.

## CAPÍTULO V

### Conclusão

O presente trabalho permitiu realizar a avaliação do fluido refrigerante R32 como possível substituto do R410A em aplicações de sistemas de refrigeração, partindo de uma revisão bibliográfica sobre os fluidos refrigerantes estudados e a utilização desses fluidos em sistemas de refrigeração e ar condicionado.

Foram medidas a temperatura e a pressão dos fluidos estudados em diferentes pontos de uma bancada experimental, coletados juntamente com valores de potência consumida, permitindo o cálculo da capacidade de refrigeração e do COP do sistema para diferentes condições de teste, variando a temperatura de evaporação do fluido e da frequência de operação do compressor.

Após feitos os testes e analisados os resultados, baseando-se nos cálculos quanto ao impacto ambiental de cada fluido, mensurados pela metodologia TEWI, pôde-se concluir que o R32 é um possível substituto direto do R410A para aplicações de sistemas de resfriamento. Porém, sob certas condições, devido à sua inflamabilidade e suas elevadas temperaturas de descarga, há a necessidade de utilizar um óleo lubrificante alternativo que atenda a sua aplicação.

O R32 apresentou valores mais elevados de capacidade frigorífica e de COP quando comparado com o R410A. Assim sendo, podemos concluir que a performance geral do R32 é melhor do que a performance geral do R410A, mesmo que o R32 exija uma potência consumida maior e apresente temperaturas de descarga mais elevadas

A análise do TEWI mostrou que o sistema operando com R32 apresenta menor impacto ambiental do que aquele operando com o R410A. Esse menor impacto é devido, majoritariamente, ao menor GWP e menor carga de fluido refrigerante quando utilizando o



fluido alternativo, reduzindo, assim, os impactos diretos desse fluido. Por outro lado, o impacto indireto do R32 é maior do que do R410A devido ao seu consumo de potência mais elevado.

Como sugestão para trabalhos futuros, sugiro realizar o mesmo estudo com outros fluidos refrigerantes alternativos. Além disso, pode-se modificar o óleo lubrificante de trabalho, utilizando algum que seja capaz de suportar as elevadas temperaturas de descarga do R32.

## Referência Bibliográfica

AIRAH, The Australian Institute of Refrigeration, Air conditioning and Heating, **Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI) 2012**, 2012.

ALABDULKAREM, A.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R. **System Drop-In Tests of Refrigerants R-32, D2Y-60, and L-41a in Air Source Heat Pump**. AHRI Low-GWP AREP Test Report #20, 2013.

ANSI/ASHRAE Standard 34-2010: Designation and Safety Classification of Refrigerants, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

ANTUNES, A. H. P. **Processo de Substituição de R22 em Sistemas de Refrigeração Comerciais**. 2015. 147 f. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil

BARVE A., CREMASCHI L., “Drop-in performance of low GWP refrigerants in a heat pump system for residential applications”. In **INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE AT PURDUE**, 2012. Purdue e-Pubs, Purdue University, paper: 2197

BISWAS, A.; Cremaschi, L. Performance and capacity comparison of two new LGWP refrigerants alternative to R410A in residential air conditioning applications. In: **INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE**, 2012. Purdue e-Pubs, Purdue University, paper: 1210.

BURNS, L. et al., **System Drop-in Testing of R-410A Replacements in Split System Heat Pump**. AHRI Low-GWP AREP Test Report #22, 2013.

CHO H., KIM Y., “Experimental Study on an Inverter-Driven Scroll Compressor with an Injection System”. In **INTERNATIONAL COMPRESSOR ENGINEERING CONFERENCE. [S.I.]: PURDUE**. 2000. Purdue e-Pubs, Purdue University, paper: 1463

GARCIA, F. E. M. **Avaliação teórico-experimental de técnicas de controle Fuzzi aplicadas a sistemas de refrigeração**. Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia, 2010.

GUO, W., et al. 2012. R32 Compressor Development for Air Conditioning Applications in China. In: **INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE**, 2012. Purdue e-Pubs, Purdue University, paper: 2204.7

HANNA, R.; ORTEGO, E.; ZOUGHAIB, A. **System Drop-in Test of Refrigerants R32, DR-5A, L-41-1 and L-41-2 in a Water Chiller**. AHRI Low-GWP AREP Test Report #46, 2015.

**International Energy Agency**, "CO<sub>2</sub> Emissions from fuel combustion", 2011.

IPCC. 2007. Solomon S, Qin D, Manning M, Chen Z, Marquis M, Averyt KB, Tignor M, Miller HL (Eds.). **Climate Change 2007: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change**. Cambridge University Press, Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA, p. 996.

LECK, J. T. New High Performance, Low GWP Refrigerants for Stationary AC and Refrigeration. In: **INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE**, 2010. Purdue e-Pubs, Purdue University, paper: 1032.

LEI, Z.; YANTING, Z. **Compressor Calorimeter Test of Refrigerant DR-5 in a R-410A Rotary Type Compressor**. AHRI Low-GWP AREP Test Report #40, 2014.

LENZ, J. **Compressor Calorimeter Test of Refrigerants L41-1, DR-5A, ARM-71a, D2Y-60 and R-32 in R-410A Reciprocating Piston Compressor**. AHRI Low-GWP AREP Test Report #59, 2015.

LIM, E.; HERN, S. **System Drop-in Test of Refrigerant Blend R-32/R-134a (95/5), R-35 and DR-5 in Water-to-Water Heat Pump**. AHRI Low-GWP AREP Test Report #16, 2013.

MARCUCCI. D. F., **Utilização de Nanopartículas de Diamante como Aditivo Lubrificante em Sistema de Refrigeração**. 2018. 126 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

PHAN, M. H.; RAJENDRAN, R. R32 And HFOs As Low-GWP Refrigerants For Air Conditioning. In: **INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE**, 2012. Purdue e-Pubs, Purdue University, paper: 1235.

PIMENTA, J., "Use of hydrocarbon refrigerants in residential application" In **Uso de Refrigerantes Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-Condicionado**, p. 253, 2007.

QUEIROZ, M., ANTUNES, A., PARISE, J., BANDARRA FILHO, E., **Utilização do propano como drop in do R134a em um sistema de refrigeração comercial tipo cascata com CO<sub>2</sub>**, 2017.

RAJENDRAN, R.; NICHOLSON, A. **Compressor Calorimeter Test of Refrigerant DR-5 in R-410A Scroll Compressor**. AHRI Low-GWP AREP Test Report #24, 2013.

RAJENDRAN, R.; NICHOLSON, A. **Compressor Calorimeter Test of Refrigerant R-32 in a R-410A Scroll Compressor**. AHRI Low-GWP AREP Test Report #36, 2014.

**REFRIGERANTS AUSTRALIA**. Senate Inquiry into Carbon Tax Pricing Mechanisms  
SCHULTZ K., **Performance of R410A and R22 low GWP alternative refrigerants at elevated ambient temperatures**, 2014

SHULTZ, K., et al. **System Soft-Optimization Tests of Refrigerant R-32, DR-5A, and DR-55 in a R-410A 4-ton Unitare Rooftop Heat Pump-Cooling Mode Performance**. AHRI Low-GWP AREP Test Report #56, 2015.

SCHULTZ, K. et al. **System Soft-optimization Test of Refrigerant R-32, DR-5A and DR-55 in a R-410A 4-ton Unitary Rooftop Heat Pump - Heating Mode Performance**. AHRI Low-GWP AREP Test Report #63, 2016.

SCHULTZ, K.; KUJAK, S. **System Drop in Test of R-410A Alternative Fluids (ARM32a, ARM70a, DR-5, HPR1D, L-41a, L-41b and R-32) in a 5-RT Air-Cooled Water Chiller (Cooling Mode)**. AHRI, Low-GWP AREP Test Report #1, 2012.

SHEN, B.; et al., **Assessment of DR-55 as a Drop-In Replacement For R410A**. In: **INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE**, 2016. Purdue e-Pubs, Purdue University, paper: 1708.

SHRESTHA, S. et al. **Compressor Calorimeter Test of R-410A Alternatives R-32, DR-5 and L-41a**. AHRI Low-GWP AREP Test Report #11, 2013.

STOBĚN, T.; WESCH, S.; JEPSEN, J. **System Drop-in Test of Refrigerants DR-5A, R-32, and L-41-2 in 2.5 Ton R-410A Heat Pump**. AHRI Low-GWP AREP Test Report #54, 2015.

TIAN Q., CAI D., REN, L., TANG W., XIE Y., HE G., LIU F., "An experimental investigation of refrigerant mixture R32/R290 as drop-in replacement for HFC410A in household air conditioners", In **International Journal of Refrigeration**, p. 216-228, 2015

TSUJII, H.; IMADA, H. **System Drop-In Test of Refrigerant R-32 in a VRF Multi-Split Heat-Pump**. AHRI Low-GWP AREP Test Report #15, 2013.

United Nations Environment Programme, **Report of the Twenty-Eighth Meeting of the Parties to the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer**, 2016.

USELTON, D.; CRAWFORD, T. **System Drop-in Test of R-32 and Refrigerant Blends ARM-71a, HPR2A, L-41-2 and DR-5A in Five-Ton R-410A Rooftop Packaged Unit**. AHRI Low-GWP AREP Test Report #47, 2015.

USELTON, D.; CRAWFORD, T. **System Drop-in Test of Refrigerant Blend DR-55 in a Five-Ton R-410A Rooftop Packaged Unit**. AHRI Low-GWP AREP Test Report #53, 2015.