



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CAMPUS DE RUSSAS

THIAGO ALVES RODRIGUES DE MORAES

**AVALIAÇÃO TÉCNICA DA SITUAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DOS
EQUIPAMENTOS CONDICIONADORES DE AR UTILIZADOS NO
LABORATÓRIO DE CIÊNCIAS TÉRMICAS E FLUIDOS DA UNIVERSIDADE
FEDERAL DO CEARÁ - CAMPUS RUSSAS: UM ESTUDO DE CASO**

RUSSAS

2024

THIAGO ALVES RODRIGUES DE MORAES

AVALIAÇÃO TÉCNICA DA SITUAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DOS
EQUIPAMENTOS CONDICIONADORES DE AR UTILIZADOS NO LABORATÓRIO DE
CIÊNCIAS TÉRMICAS E FLUIDOS DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ -
CAMPUS RUSSAS: UM ESTUDO DE CASO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, Campus Russas, como requisito parcial à obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientadora: Profa. Dra. Silvia Teles Viana.

RUSSAS

2024

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Universidade Federal do Ceará
Sistema de Bibliotecas
Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

M824a Moraes, Thiago Alves Rodrigues de.
Avaliação técnica da situação do funcionamento dos equipamentos condicionadores de ar utilizados no Laboratório de Ciências Térmicas e Fluidos da Universidade Federal do Ceará - campus Russas : um estudo de caso / Thiago Alves Rodrigues de Moraes. – 2024.
79 f. : il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Campus de Russas, Curso de Engenharia Mecânica, Russas, 2024.
Orientação: Profa. Dra. Sílvia Teles Viana.

1. Refrigeração. 2. Avaliação. 3. Indicadores. I. Título.

CDD 620.1

THIAGO ALVES RODRIGUES DE MORAES

AVALIAÇÃO TÉCNICA DA SITUAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DOS
EQUIPAMENTOS CONDICIONADORES DE AR UTILIZADOS NO LABORATÓRIO DE
CIÊNCIAS TÉRMICAS E FLUIDOS DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ -
CAMPUS RUSSAS: UM ESTUDO DE CASO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Ceará, Campus Russas, como requisito parcial à obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Aprovada em: 30/09/2024.

BANCA EXAMINADORA

Profa. Dra. Silvia Teles Viana (Orientadora)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Profa. Dra. Caroliny Gomes de Oliveira
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Ramon Rudá Brito Medeiros
Universidade Federal do Ceará (UFC)

A Deus.

Aos meus pais, Vandecir e Lucianne.

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais, Vandecir e Lucianne, por todo o suporte em minha vida, especialmente durante todo o processo de graduação.

À Profa. Dra. Silvia Teles Viana, pela orientação técnica, pelo suporte prestado e pela compreensão durante a realização deste trabalho.

Aos professores participantes da banca examinadora Profa. Dra. Caroliny Gomes de Oliveira e Prof. Dr. Ramon Rudá Brito Medeiros pelo tempo disposto para ler e avaliar meu trabalho, e pelas valiosas colaborações e sugestões.

Ao profissional técnico do Laboratório de Ciências Térmicas e Fluidos, Reginaldo Marinho Lopes, por todo o suporte prestado, pela paciência, pelos ensinamentos e pelas orientações técnicas durante o planejamento, a execução e a análise dos ensaios deste trabalho.

Aos demais professores e servidores técnicos da Universidade Federal do Ceará, campus Russas, pelo empenho em disseminar o conhecimento técnico.

Aos colegas e amigos da turma, pelas risadas, pelas reflexões, pelas ajudas e pelo companheirismo no decorrer de todo esse processo de graduação.

À Universidade Federal do Ceará, como um todo, por tudo.

RESUMO

A refrigeração é utilizada para diversas finalidades, que satisfaçam as necessidades do ser humano, tais como conservação de alimentos, de máquinas, de equipamentos, de microrganismos e também para o conforto térmico. Há vários ciclos de refrigeração diferentes, cada um com suas respectivas especificidades, no entanto o mais comum é o ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Ele usa um trocador de calor conectado a uma câmara quente, um trocador de calor conectado a uma câmara fria, um compressor e um dispositivo de expansão. Alguns parâmetros de operação podem ser utilizados para se fazer uma avaliação do funcionamento da refrigeração, como o superaquecimento, o sub-resfriamento e a diferença de temperatura entre o insuflamento e o retorno. Dessa forma, este trabalho visa efetuar medições e determinar dois desses indicadores, sendo o superaquecimento e essa diferença de temperatura, nos equipamentos utilizados no Laboratório de Ciências Térmicas e Fluidos da Universidade Federal do Ceará – campus Russas. Foram realizados seis ensaios, com arranjos diferentes de operação entre três equipamentos que estão em funcionamento na sala analisada, com finalidade de simular diferentes situações que possam ocorrer e, diante disso, avaliar o quão prejudicado seria o processo de refrigeração da sala. Cada equipamento recebeu uma denominação, sendo escolhidas E1, E2 e E3 para representar os equipamentos um, dois e três, respectivamente. Além disso, também foram feitas caracterizações das condições nas quais os equipamentos estão submetidos, e como isso poderia influenciar no seu funcionamento. Os valores de superaquecimento encontrados foram comparados com valores determinados pelo fabricante, que consistem em um intervalo de 7 a 11 °C. Da mesma forma, os valores encontrados de diferença entre as temperaturas de insuflamento e retorno foram comparados com valores estabelecidos pelo fabricante, sendo que, nesse caso, o intervalo compreendido é de 10 a 15 °C. Com os resultados obtidos, foi possível observar que o equipamento denominado como E1 foi o que apresentou melhor funcionamento, em relação aos demais, através dos valores dos parâmetros nos ensaios realizados.

Palavras-chave: refrigeração; superaquecimento; avaliação; indicadores.

ABSTRACT

Refrigeration is used for various purposes that satisfy human needs, such as preserving food, machines, equipment, microorganisms and also for thermal comfort. There are several different refrigeration cycles, each with their own specificities, however the most common is the mechanical vapor compression refrigeration cycle. It uses a heat exchanger connected to a hot chamber, a heat exchanger connected to a cold chamber, a compressor and an expansion device. Some operating parameters can be used to assess refrigeration performance, such as overheating, subcooling and the temperature difference between the supply and return air. Thus, this study aims to measure and determine two of these indicators, namely overheating and this temperature difference, in the equipment used in the Thermal and Fluid Sciences Laboratory of the Federal University of Ceará – Russas campus. Six tests were carried out, with different operating arrangements between three pieces of equipment that are in operation in the room analyzed, with the purpose of simulating different situations that may occur and, therefore, assessing how the room's cooling process would be impaired. Each piece of equipment received a name, with E1, E2 and E3 chosen to represent equipment one, two and three, respectively. In addition, characterizations were also made of the conditions to which the equipment is subjected, and how this could influence its operation. The overheating values found were compared with values determined by the manufacturer, which consist of a range of 7 to 11 °C. Likewise, the values found for the difference between the supply and return temperatures were compared with values established by the manufacturer, in which case the range is 10 to 15 °C. With the results obtained, it was possible to observe that the equipment called E1 was the one that presented the best operation, in relation to the others, through the values of the parameters in the tests performed.

Keywords: refrigeration; overheating; assessment; indicators.

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Informações técnicas no manual de instalação da Elgin	57
Quadro 2 – Recorte da base de dados de pressão por temperatura	65

LISTA DE FIGURAS

Figura 1	– Critério para classificação de propriedades entre intensivas e extensivas	20
Figura 2	– Exemplo de processo entre os estados um e dois e o percurso traçado	25
Figura 3	– Diagrama de fases genérico de uma substância qualquer	32
Figura 4	– Diagrama $T-v$ para água a 1 atm	34
Figura 5	– Diagrama $T-v$ para água a diferentes valores de pressão constante	36
Figura 6	– Diagrama completo temperatura-volume para a água	37
Figura 7	– Diagrama $P-h$ para o R-22 com linhas de valor constante para diferentes propriedades	38
Figura 8	– Desenho esquemático da visualização macroscópica do sentido do fluxo de calor entre dois meios diferentes durante um ciclo de refrigeração	39
Figura 9	– Desenho esquemático de um ciclo básico de refrigeração por compressão mecânica de vapor	41
Figura 10	– Diagrama $T-s$ do ciclo idealizado de refrigeração por compressão de vapor ..	43
Figura 11	– Diagrama $T-s$ do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor	44
Figura 12	– Desenho esquemático de um acumulador de sucção	47
Figura 13	– Modelo de visor de líquido 1/2R SGI12R SGP12 Danfoss	48
Figura 14	– Mapa de localização dos equipamentos no LCTF	54
Figura 15	– Etiqueta fixada na UI1	55
Figura 16	– Etiqueta fixada na UE1	56
Figura 17	– Equipamento de ar condicionado utilizado	56
Figura 18	– Instrumento manifold	58
Figura 19	– Multímetro e termopar utilizados	59
Figura 20	– Obstrução da passagem de ar no filtro do evaporador do E1 para o ensaio 6	61
Figura 21	– Exemplo de medição da temperatura de insuflamento	62
Figura 22	– Exemplo de medição da temperatura de retorno	62

Figura 23 – Localização da válvula <i>Schrader</i>	63
Figura 24 – Montagem para medição da temperatura de sucção	64
Figura 25 – Montagens de medição de temperatura e de pressão	64
Figura 26 – Corredor de manutenção	67
Figura 27 – Tubulações expostas do E1	68
Figura 28 – Dados da diferença de temperatura	72
Figura 29 – Dados de superaquecimento	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Ensaio realizados, condições e equipamentos analisados	61
Tabela 2 – Diferença de temperatura entre insuflamento e retorno da unidade interna ..	71
Tabela 3 – Dados referentes ao cálculo do superaquecimento na entrada do compressor	74

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	Contextualização	14
1.2	Justificativa	15
1.3	Objetivos	15
<i>1.3.1</i>	<i>Objetivo geral</i>	15
<i>1.3.2</i>	<i>Objetivos específicos</i>	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1	Um breve histórico da refrigeração	17
2.2	Princípios termodinâmicos	18
<i>2.2.1</i>	<i>Energia e a primeira (1ª) lei da termodinâmica</i>	18
<i>2.2.2</i>	<i>Sistemas termodinâmicos</i>	19
<i>2.2.3</i>	<i>Propriedades termodinâmicas</i>	19
<i>2.2.3.1</i>	<i>Temperatura</i>	20
<i>2.2.3.1.1</i>	<i>Lei zero da termodinâmica</i>	21
<i>2.2.3.1.2</i>	<i>Escalas de temperatura</i>	21
<i>2.2.3.2</i>	<i>Pressão</i>	22
<i>2.2.3.3</i>	<i>Volume e volume específico</i>	23
<i>2.2.4</i>	<i>Estados, equilíbrio, processos e ciclos</i>	24
<i>2.2.5</i>	<i>Regime permanente e regime transiente</i>	26
<i>2.2.6</i>	<i>Transferência de energia através do calor</i>	27
<i>2.2.6.1</i>	<i>Condução</i>	28
<i>2.2.6.2</i>	<i>Convecção</i>	29
<i>2.2.7</i>	<i>Relações entre pressão, temperatura e volume</i>	31
<i>2.2.8</i>	<i>Diagrama de fases</i>	32
<i>2.2.9</i>	<i>Fases de uma substância pura</i>	33
<i>2.2.10</i>	<i>Diagrama T-v</i>	34
2.3	Ciclo de refrigeração	38
<i>2.3.1</i>	<i>Descrição termodinâmica básica dos processos</i>	40
<i>2.3.1.1</i>	<i>Compressão</i>	41
<i>2.3.1.2</i>	<i>Abandono de calor</i>	42
<i>2.3.1.3</i>	<i>Expansão</i>	42

2.3.1.4	<i>Absorção de calor</i>	43
2.3.2	<i>Alguns componentes secundários</i>	45
2.3.2.1	<i>Agente refrigerante</i>	45
2.3.2.1.1	<i>Mistura azeotrópica</i>	46
2.3.2.1.2	<i>Mistura não azeotrópica</i>	46
2.3.2.2	<i>Acumulador de sucção</i>	46
2.3.2.3	<i>Visor de líquido</i>	47
2.3.3	<i>Identificação das linhas de tubulações</i>	48
2.3.4	<i>Coefficiente de desempenho</i>	49
2.3.5	<i>Parâmetros de avaliação técnica</i>	49
2.3.5.1	<i>Superaquecimento</i>	49
2.3.5.2	<i>Sub-resfriamento</i>	50
2.3.5.3	<i>Varição de temperaturas de retorno e insuflamento</i>	51
3	METODOLOGIA	52
3.1	Conceito dos experimentos	52
3.1.1	<i>Descrição dos equipamentos e dispositivos utilizados</i>	55
3.1.1.1	<i>Condicionador de ar</i>	55
3.1.1.2	<i>Sistemas de medição</i>	57
3.1.1.2.1	<i>Fatores de erro</i>	59
3.1.2	<i>Descrição dos ensaios</i>	60
3.2	Caracterização das condições de trabalho	66
3.2.1	<i>Distâncias mínimas requeridas</i>	66
3.2.2	<i>Acúmulo de sujeira nos trocadores de calor</i>	67
3.2.3	<i>Tubulações</i>	67
3.2.3.1	<i>Isolantes térmicos</i>	68
3.2.4	<i>Presença de umidade</i>	69
3.2.5	<i>Carga de fluido refrigerante</i>	69
3.2.5.1	<i>Complementação ou remoção parcial</i>	69
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	71
4.1	Avaliação da diferença de temperatura	71
4.2	Avaliação do superaquecimento	73
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	77
5.1	Sugestões de trabalhos futuros	77

REFERÊNCIAS 79

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

O estudo da refrigeração tem se tornado cada vez mais necessário, de forma a se buscar o desenvolvimento das tecnologias aplicadas, conforme o aumento da necessidade do ser humano em manter ambientes condicionados, seja para conservação de alimentos, máquinas, equipamentos, microrganismos ou até mesmo para conforto térmico. Segundo Çengel e Boles (2013, p. 611), a refrigeração é o processo no qual calor é transferido de um ambiente com temperatura mais baixa para outro com temperatura mais alta. Em outras palavras, é o processo no qual o sistema é mantido a uma temperatura mais baixa que as suas vizinhanças, conforme afirma Creder (2004, p. 50).

Existem diferentes ciclos de refrigeração, sendo mais comum o que ocorre por compressão de vapor. No que concerne a esse tipo, é importante ter um bom entendimento do ciclo do fluido refrigerante; ele descreve todas as mudanças de estado termodinâmico e de fase do fluido refrigerante no decorrer de todos os processos, até que ele retorne para o estado inicial e assim possa reiniciar o ciclo.

Os componentes necessários são, basicamente, um trocador de calor conectado a uma câmara quente (evaporador), outro trocador conectado a uma câmara fria (condensador), um compressor e um dispositivo de expansão. O fluido refrigerante escoava pelas serpentinas (tubulação) do evaporador e absorve calor, passa pelo processo de compressão, cede calor à câmara fria, através do condensador, se expande quando escoava através de um dispositivo apropriado (comumente tubo capilar ou uma válvula reguladora termostática) e, enfim, recomeça o processo inicial no evaporador.

No que diz respeito ao meio acadêmico, uma abordagem baseada no reforço do conteúdo teórico através de atividades práticas em equipamentos reais, pode auxiliar no aprendizado dos futuros profissionais, de forma que os alunos possam visualizar possíveis situações reais e começar a desenvolver a habilidade de pensamento crítico, para utilizá-la na solução de problemas. Dessa forma, os ensaios realizados contribuíram para a formação do autor do presente trabalho, com uma visualização na prática da teoria previamente estudada.

No ciclo de refrigeração por compressão de vapor, há alguns indicadores importantes, que podem ser observados para que se possa determinar a situação em que ele se encontra; dois desses parâmetros identificáveis são o superaquecimento e o sub-resfriamento. Quando encontrados em valores inadequados, diminuem o desempenho do ciclo, e/ou podem

até causar sérios danos a alguns componentes do sistema, impossibilitando a continuação de funcionamento, em casos extremos. Também pode-se citar a diferença de temperatura entre o insuflamento e o retorno na unidade interna do equipamento.

Dito isto, este trabalho visa caracterizar, medir e determinar, com técnicas adequadas, os valores de superaquecimento e de delta (diferencial) de temperaturas de insuflamento e de retorno dos equipamentos condicionadores de ar, utilizados no Laboratório de Ciências Térmicas e Fluidos (LCTF) da Universidade Federal do Ceará (UFC), campus Russas, para que, com os resultados obtidos, possa-se analisar a situação de funcionamento, quanto ao ciclo frigorígeno.

1.2 Justificativa

O presente trabalho se justifica pela aplicação prática da avaliação de funcionamento dos equipamentos condicionadores de ar que operam segundo um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, de forma que, aliada aos conteúdos ministrados em sala de aula, essa vivência prática qualifique o conhecimento do autor e de outros discentes do curso de Engenharia Mecânica da unidade acadêmica de Russas, acerca dos parâmetros superaquecimento e diferença de temperatura de retorno e insuflamento,.

Os resultados podem ser utilizados como norteadores para serviços de manutenção, sejam eles utilizados ou não pela empresa responsável por esse serviço, ou apenas para fins didáticos, com a elaboração de uma base de dados sobre os parâmetros analisados nos equipamentos do LCTF, que pode servir de base para trabalhos futuros.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

O objetivo geral do trabalho é avaliar a situação de funcionamento do ciclo de refrigeração por compressão de vapor de três equipamentos condicionadores de ar presentes no LCTF, baseada na comparação entre os valores encontrados dos parâmetros superaquecimento e diferencial de temperatura, com os respectivos intervalos adequados indicados pelo fabricante.

1.3.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos são:

- Averiguar os parâmetros operacionais dos sistemas de refrigeração, seguindo um procedimento metodológico, utilizando um manômetro para medições de pressão, um multímetro em conjunto com um termopar para medições de temperatura, efetuando medições após um determinado período de tempo após acionamento e ajuste de temperatura dos equipamentos, e seguindo o mesmo passo a passo em todos os ensaios;
- Avaliar a influência de diferentes combinações de uso dos três equipamentos nas temperaturas de insuflamento e de retorno de cada um;
- Investigar as condições de trabalho nas quais os equipamentos analisados estão inseridos, sejam elas fixas ou apenas durante o funcionamento.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Um breve histórico da refrigeração

Previamente ao surgimento das máquinas refrigeradoras, já se notava a necessidade de se “produzir frio”, para manter espaços específicos a uma determinada temperatura abaixo da ambiente, não se tratando, entretanto, necessariamente de conforto térmico. Havia um processo utilizado pelos chineses que viviam séculos antes de Cristo, que servia para conservar o chá que eles bebiam, e se dava pelo uso de gelo natural, conforme informa Ferraz (2008, p. 2). Também foi feito algo semelhante pelos nobres da Europa na época da Idade Média, em que mandavam encher buracos e trincheiras de neve no inverno, como forma de armazenamento, para que essa neve pudesse ser utilizada para produção de bebidas frias e sobremesas geladas nos meses de verão, segundo Matos ([2010?], p. 1).

Com o surgimento dos microscópios, no fim do século XVII, alguns estudos sobre os alimentos puderam ser realizados, de forma que se tomou conhecimento da existência de micróbios e de bactérias, e que estes poderiam ocasionar o apodrecimento das comidas (FERRAZ, 2008, p. 2). O mesmo autor relata que “Ainda através de estudos, ficou comprovado que a contínua reprodução das bactérias podia ser impedida em muitos casos ou pelo menos limitada pela aplicação do frio, isto é, baixando suficientemente a temperatura do ambiente em que os mesmos proliferam.” (FERRAZ, 2008, p. 2). Dessa forma, surgiu uma nova aplicação para o uso da refrigeração, que serviria para substituir os métodos utilizados até então para conservação de alimentos, que um deles, por exemplo, consistia em salgá-los e deixá-los ao ar livre, que retardava o processo natural de decomposição, porém isso alterava a qualidade e o sabor (FERRAZ, 2008, p. 3).

“A primeira descrição completa de um equipamento de refrigeração, operando de maneira cíclica, foi feita por Jacob Perkins, em 1834” (MATOS, [2010?], p. 1). Entre o trabalho de Perkins e a descoberta da eletricidade, no início do século XX, houve o surgimento de diversos outros sistemas destinados a “produzir frio” artificialmente, em pequena escala. No entanto, apenas após essa revolução no ramo da produção e distribuição de energia, que “[...] em 1918 surgiu o primeiro refrigerador automático movido à eletricidade e com um pequeno motor. Quem fabricou o primeiro refrigerador em pequena escala foi a Kelvinator Company, dos Estados Unidos.” (MATOS, [2010?], p. 3). Dado este fato histórico, a indústria se

desenvolveu no decorrer do último século, alcançando os modelos atuais de equipamentos conhecidos e utilizados.

2.2 Princípios termodinâmicos

Durante o estudo e a análise de refrigeração, se fazem presentes diversos tópicos do conteúdo de termodinâmica, por meio de princípios, leis e propriedades; ter um bom conhecimento acerca desses assuntos é crucial para se ter um entendimento apropriado do ciclo frigorígeno.

2.2.1 Energia e a primeira (1ª) lei da termodinâmica

Çengel e Boles (2013, p. 2, grifo do autor) afirmam que a “termodinâmica pode ser definida como a ciência da *energia*. Embora toda pessoa tenha uma ideia do que seja energia, é difícil estabelecer uma definição exata para ela. A energia pode ser entendida como a capacidade de causar alterações.”. Em outras palavras, como diz Dossat (1961, p. 7, tradução nossa), “Um corpo é dito que possui energia quando ele tem a capacidade para fazer trabalho. Então, energia é descrita como a habilidade de fazer trabalho.”.

O princípio de conservação da energia, cujo significado é de que a energia muda de uma forma para outra, sem alterar a quantidade total, é uma das leis mais fundamentais da natureza (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 2). Esse princípio embasa a primeira lei da termodinâmica, cujo enunciado constitui-se da seguinte forma: “**A energia não pode ser criada nem destruída, apenas transformada de um tipo para outro**” (NETO, [2016?], p. 4, grifo do autor).

Dessa forma, temos que a energia “[...] pode ser classificada como sendo de qualquer um dos dois tipos básicos, cinética ou potencial. No entanto, a energia pode aparecer em qualquer uma das várias formas diferentes, como energia mecânica, energia elétrica, energia química, energia térmica, etc.” (DOSSAT, 1961, p. 8, tradução nossa). Interessa-nos, particularmente, a última forma citada, ou seja, o foco é dado na transformação de energia de algum outro tipo em calor e a transferência deste entre corpos e/ou meios diferentes.

2.2.2 *Sistemas termodinâmicos*

Um sistema é um conceito abstrato, que serve para delimitar o espaço a que se está analisando; se for um problema simples, pode aparentar ser desnecessário fazer a sua definição, entretanto, se for algo mais complexo, esse passo pode ser crucial para o desenvolvimento da solução. Çengel e Boles (2013, p. 10, grifo do autor) afirmam que “Um sistema é definido como uma *quantidade de matéria ou região no espaço selecionada para estudo*. A massa ou região fora do sistema é chamada de **vizinhança**. A superfície real ou imaginária que separa o sistema de sua vizinhança é chamada de **fronteira**”.

Esses sistemas termodinâmicos podem ser classificados em dois tipos, aberto ou fechado. Os sistemas abertos são chamados de “volume de controle”, e se caracterizam por ter a passagem de massa através da fronteira. Por outro lado, os sistemas fechados são chamados de “sistema fechado”, de fato, ou simplesmente “sistema”; sua particularidade é que não há fluxo de massa em nenhum ponto da fronteira.

2.2.3 *Propriedades termodinâmicas*

“Qualquer característica de um sistema é chamada de **propriedade**. Algumas propriedades familiares são a pressão P , a temperatura T , o volume V e a massa m .” (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 12, grifo do autor). Stoecker e Jones (1985, p. 16, grifo nosso) complementam, declarando que uma propriedade “[...] é uma característica ou atributo da matéria que pode ser avaliada quantitativamente [...]. Trabalho e calor podem ser determinados em termos de variações de propriedades, não sendo, entretanto, propriedades. **Uma propriedade é algo inerente à matéria.**”

Preliminarmente, deve-se salientar que as propriedades termodinâmicas encontram-se divididas em duas categorias gerais: extensivas e intensivas.

Propriedade extensiva é “àquela que depende do tamanho (extensão) do sistema ou volume de controle” (NETO, [2016?], p. 3). Ainda de acordo com Neto ([2016?], p. 3), em contrapartida, as propriedades intensivas não dependem do tamanho do sistema.

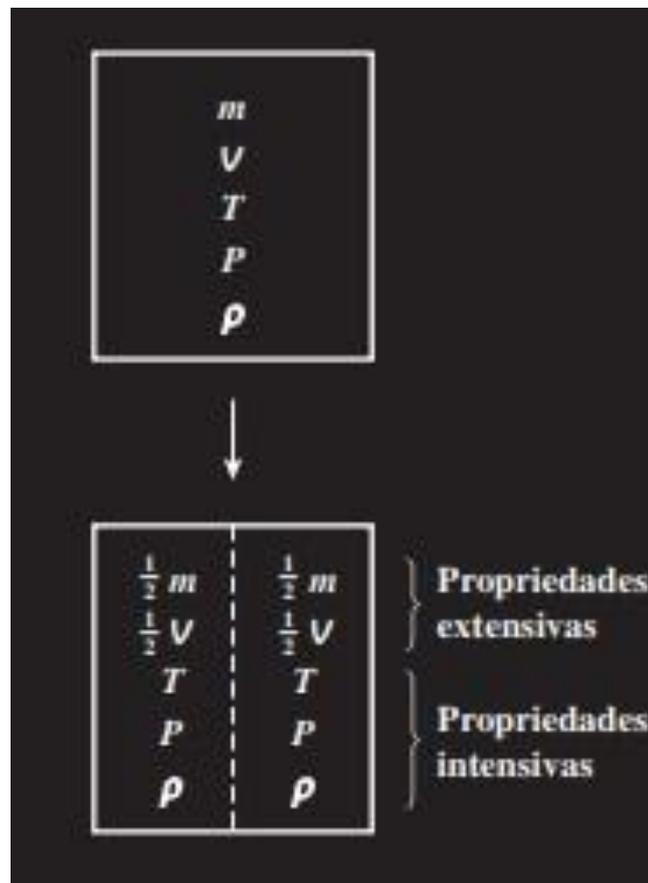
Pela contribuição de Çengel e Boles (2013, p. 12), uma maneira fácil de se estabelecer em qual grupo uma determinada propriedade se encontra, é dividir o sistema de forma imaginária, em duas partes iguais; cada parte terá o mesmo valor para as propriedades intensivas, comparado ao sistema original, enquanto que terá metade do valor para as

propriedades extensivas. Alguns exemplos de aplicação desse critério de classificação podem ser vistos na Figura 1.

Há de se fazer um adendo sobre propriedades específicas. De acordo com Neto ([2016?], p. 3), “uma propriedade específica de uma dada substância é obtida dividindo-se uma propriedade extensiva pela massa da respectiva substância contida no sistema; uma propriedade específica é também uma propriedade intensiva do sistema”.

Existe um número grande de propriedades termodinâmicas, no entanto, para o presente trabalho, apenas algumas delas são abordadas, visto que foram mais relevantes, especificamente, para os conteúdos posteriores e/ou para o estudo realizado.

Figura 1 - Critério para classificação de propriedades entre intensivas e extensivas



Fonte: Çengel e Boles (2013, p. 12).

2.2.3.1 Temperatura

A definição da grandeza temperatura (símbolo T) não é muito simples de ser feita. Diferentes autores utilizam abordagens diferentes para se chegar ao mesmo significado; pode-

se analisar essa propriedade sob a perspectiva microscópica ou a macroscópica, no entanto, para melhor entendimento e praticidade, utiliza-se normalmente a segunda opção.

Para Stoecker e Jones (1985, p. 16, grifo do autor), por exemplo, “A temperatura t de uma substância indica o seu estado térmico e a sua habilidade de trocar energia com outra substância que esteja em comunicação térmica. Nesse sentido, uma substância a uma temperatura mais alta pode ceder calor a outra a uma temperatura mais baixa.”

Dito isso, o processo de transferência de calor é algo que espontaneamente acontece na natureza. É de conhecimento comum que o café contido em uma xícara, diminui de temperatura com o decorrer do tempo, se ela for colocada em cima da mesa da cozinha de casa, sem que seja necessária alguma ação; na verdade, muitas vezes, isso ocorre contra nosso desejo. Esse fenômeno é possível pois a energia em forma de calor, que está no café (substância a uma temperatura mais alta), é transferida para o ar ao redor (substância a uma temperatura mais baixa), até que ambos atinjam um equilíbrio térmico em temperatura ambiente ou muito próximo disso.

2.2.3.1.1 Lei zero da termodinâmica

Nosso sentido de tato pode muito bem distinguir, no caso da xícara, se o café tá quente ou frio, entretanto, é apenas qualitativo e não quantitativo, e também não funciona para diferentes tipos de materiais. “Felizmente, várias propriedades dos materiais mudam com a temperatura de maneira *repetida e previsível*, e isso cria a base para a medição da temperatura com exatidão.” (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 17, grifo do autor).

O equilíbrio térmico constitui a lei zero da termodinâmica, que diz que se dois corpos têm igualdade de temperatura com um terceiro corpo, eles terão também igualdade de temperatura entre eles dois. Embora isso pareça óbvio, essa indicação não é obtida por outras leis, e como na lógica da termodinâmica, essa afirmação antecede as formalizações da primeira e da segunda lei, ela é chamada de lei zero da termodinâmica (BORGNAKKE; SONNTAG, 2018, p. 37).

2.2.3.1.2 Escalas de temperatura

Para se fazer medições utilizando equipamentos diferentes, eles devem ser construídos com base na mesma escala. Até 1954, quando houve a Décima Conferência de Pesos e Medidas, a escala Celsius era baseada em dois pontos fixos, que eram o ponto de fusão

do gelo, a 0 °C, e o ponto de vaporização da água, a 100 °C, em pressão de 1 atm. Após esse evento, ela passou a se basear em apenas um ponto fixo, o ponto triplo da água, cujo valor atribuído foi de 0,01 °C, e também ganhou uma definição de magnitude do grau, feita em função da escala de temperatura do gás ideal (BORGNAKKE; SONNTAG, 2018, p. 38).

É desejável que uma escala de temperatura não dependa das propriedades de algum material ou substância; então, foi criada a escala Kelvin, nome dado em homenagem a Lord Kelvin (1824-1907), que também pode ser chamada como escala termodinâmica de temperatura [ou escala absoluta] (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 18). Essa escala se baseia em um único ponto de referência, que é a menor temperatura que um corpo pode atingir, e a esse ponto foi atribuído o valor de 0 kelvin, correspondente ao valor de temperatura 0 absoluto – por isso o reconhecimento como escala absoluta de temperatura - enquanto que em escala Celsius, esse valor corresponde a -273,15 graus Celsius (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 18).

Dessa forma, a relação entre essas duas escalas é definida por: $T(K) = T(^{\circ}C) + 273,15$, em que $T(K)$ representa a temperatura em escala Kelvin e $T(^{\circ}C)$ representa a temperatura em escala Celsius. Sendo assim, por exemplo, os pontos de fusão e ebulição da água a pressão atmosférica, como já mencionado, que são de 0 °C e 100 °C, respectivamente, correspondem a 273,15 K e 373,15 K, como demonstrado pelas Eqs. (1) a (3), e pelas Eqs. (4) a (6), respectivamente. “Uma vez que os intervalos de temperatura em ambas as escalas são iguais, diferenças de temperatura podem ser apresentadas indistintamente em ambas as escalas.” (STOECKER; JONES, 1985, p. 16). A unidade utilizada para temperatura no Sistema Internacional de Unidades (SI) é o K.

$$T(K) = T(^{\circ}C) + 273,15 \quad (1)$$

$$T(K) = 0 \text{ }^{\circ}C + 273,15 \quad (2)$$

$$T(K) = 273,15 \text{ K} \quad (3)$$

$$T(K) = T(^{\circ}C) + 273,15 \quad (4)$$

$$T(K) = 100 \text{ }^{\circ}C + 273,15 \quad (5)$$

$$T(K) = 373,15 \text{ K} \quad (6)$$

2.2.3.2 Pressão

Dossat (1961, p. 1, tradução nossa) declara que “Pressão [símbolo P] é a força exercida por unidade de área. Pode ser descrito como uma medida da intensidade de uma força

em qualquer ponto da superfície de contato”. A Eq. (7) demonstra a relação descrita. Çengel e Boles (2013, p. 21) alertam que abordamos pressão apenas quando se trata de fluidos, e que para sólidos, o equivalente é a tensão normal.

$$P = \frac{F}{A} \quad (7)$$

Em que:

- P = pressão;
- F = força total aplicada;
- A = área total em que a força é aplicada.

A pressão tem o pascal – símbolo Pa - como unidade de medida no SI, que é igual a newton por metro quadrado (N/m^2), porém, como em magnitude, representa uma pequena porção das pressões normalmente encontradas na prática, utiliza-se comumente seus múltiplos kilopascal ($1 \text{ kPa} = 1 \times 10^3 \text{ Pa}$) e megapascal ($1 \text{ MPa} = 1 \times 10^6 \text{ Pa}$). Também pode-se encontrar bastante em equipamentos de medida dessa grandeza, as unidades libra-força por polegada quadrada (do inglês, *pound-force per square inch* – abreviado por psi), e o bar. Além disso, mesmo não sendo muito encontrada em equipamentos, a unidade atmosfera padrão (atm) também é importante de se conhecer. As relações dessas três com o pascal são expressas nas Eqs. (8) a (10).

$$1 \text{ psi} \cong 6\,894,76 \text{ Pa} \cong 6,89 \text{ kPa} \cong 0,69 \times 10^{-2} \text{ MPa} \quad (8)$$

$$1 \text{ bar} = 1 \times 10^5 \text{ Pa} = 100 \text{ kPa} = 0,1 \text{ MPa} \quad (9)$$

$$1 \text{ atm} = 101\,325 \text{ Pa} = 101,325 \text{ kPa} \cong 0,1 \text{ MPa} \quad (10)$$

2.2.3.3 Volume e volume específico

“Podemos definir volume [símbolo V] como o espaço ocupado por um corpo ou a capacidade que ele tem de comportar alguma substância” (SILVA, [20--?], p. 1). Nesse sentido, como é de conhecimento comum, o termo “volume” diz respeito a uma ocupação de espaço em três dimensões, ou seja, para determinar o volume de um corpo qualquer, precisamos considerar

três medidas ($V = \textit{Comprimento} \times \textit{Largura} \times \textit{Altura}$). A unidade de medida utilizada pelo SI é o metro cúbico (m^3).

Como pode ser observado na Figura 1, essa grandeza é uma propriedade extensiva; sendo assim, pode-se ainda utilizar o volume específico (símbolo ν), dividindo o volume pela quantidade de massa do corpo ou da substância. Sua unidade de medida é o metro cúbico por quilograma (m^3/kg).

2.2.4 Estados, equilíbrio, processos e ciclos

As definições de estado e de fase podem ser facilmente confundidas. “O conceito de estado físico tem sido empregado de maneira equivocada, visto que, dentro de uma mesma fase podem existir vários *estados* diferentes, ou seja, *fase* e *estado*, embora estejam relacionados, são conceitos distintos”, afirma Santos *et al.* (2010, p. 1, grifo do autor).

Segundo Borgnakke e Sonntag (2018, p. 25), “Uma fase é definida como uma quantidade de matéria totalmente homogênea [como sólido, líquido ou gás]. [...] Em cada fase a substância pode existir a várias pressões e temperaturas ou, usando a terminologia da termodinâmica, em vários estados”. Nesse seguimento, em um estado específico, todas as propriedades são fixas, sendo que, se o valor de apenas uma propriedade se alterar, estará determinado outro estado diferente (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 14). Ainda de acordo com a contribuição de Borgnakke e Sonntag (2018, p. 25), em um determinado estado, as propriedades têm sempre o mesmo valor, independente do caminho que foi percorrido para chegar até ele.

Portanto, um estado da água, por exemplo, a determinados valores de propriedades, não depende se a água foi primeiro aquecida e depois resfriada ou se foi primeiro resfriada e depois aquecida; contanto que tenha chegado àqueles determinados valores, a substância (água, no caso) está naquele dado estado.

Segundo Çengel e Boles (2013, p. 15, grifo do autor), “Um sistema é chamado de **sistema compressível simples** na ausência de efeitos elétricos, magnéticos, gravitacionais, de movimento e de tensão superficial. Esses efeitos decorrem de campos de força externos, e são desprezíveis na maioria dos problemas de engenharia”.

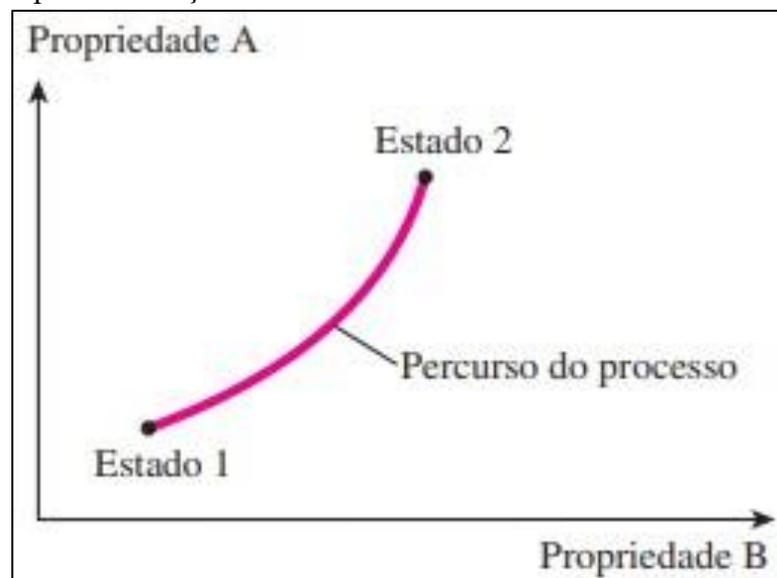
O postulado de estado é o que determina o número mínimo requerido de propriedades para definir um estado, dado que não precisamos determinar todas elas para defini-lo. Seu enunciado, conforme Çengel e Boles (2013, p. 15, grifo do autor) diz que “**O estado de um sistema compressível simples é completamente especificado por duas propriedades intensivas independentes**”.

Todos os sistemas tendem a entrar em equilíbrio naturalmente, não à toa que o café quente transfere calor para o meio e esfria, e a bebida muito gelada absorve calor e aumenta a temperatura. A menos que seja efetuada alguma ação, para que não ocorra contato do sistema com a vizinhança, irá ocorrer a “busca” pelo estado de equilíbrio. Portanto, a bebida gelada é guardada em um recipiente cujo material de fabricação tem baixa condutividade térmica – comumente utilizam-se isopores.

No que se refere aos termos “processo” e “percurso”, Çengel e Boles (2013, p. 15, grifo do autor), declaram que “Toda mudança na qual um sistema passa de um estado de equilíbrio para outro é chamada de **processo**, e a série de estados pelos quais um sistema passa durante um processo é chamada de **percurso** do processo”.

A Figura 2 demonstra em um gráfico, um processo entre os estados um e dois e o seu percurso. No decorrer do percurso, ou seja, na linha rosa, existem vários pontos que representam vários estados termodinâmicos diferentes, embora nenhum deles seja de equilíbrio, pois são justamente os estados pelos quais a substância passa até chegar ao estado 2, que é de equilíbrio.

Figura 2 – Exemplo de processo entre os estados um e dois e o percurso traçado



Fonte: Çengel e Boles (2013, p. 15).

São atribuídos nomes a tipos específicos de processos, nos quais uma propriedade se mantém constante, com fim de distingui-los. Chama-se de processo isobárico, o processo no qual a pressão fica constante; por outro lado, dá-se o nome de isotérmico ao que a temperatura se mantém fixa. De forma análoga, isométrico ou isovolumétrico para volume constante,

isoentálpico para entalpia constante e isoentrópico para entropia constante. Há também outro tipo destacado, que é o processo adiabático, no qual não há qualquer transferência de calor.

“Quando um sistema, em um dado estado [...], passa por certo número de mudanças de estado, ou processos, e [...] retorna ao estado inicial, dizemos que o sistema realiza um ciclo. Dessa forma, no final de um ciclo, todas as propriedades apresentam os mesmos valores iniciais” (BORGNAKKE; SONNTAG, 2018, p. 26). Um adendo, é que se deve diferenciar ciclo termodinâmico de ciclo mecânico, pois, por exemplo, um motor de combustão interna realiza um ciclo mecânico, porém, não realiza um ciclo termodinâmico (BORGNAKKE; SONNTAG, 2018, p. 26). Neste trabalho, o termo “ciclo” se direciona, exclusivamente, para ciclo termodinâmico.

2.2.5 Regime permanente e regime transiente

Partindo da premissa de que, assim como a energia, a massa também não pode ser criada ou destruída, sua quantidade total se mantém constante durante um processo, estabelecendo, dessa forma, o princípio de conservação de massa. A equação oriunda da teoria da relatividade ainda demonstra que existe uma variação de massa quando há variação de energia, através da relação $E = mc^2$, em que E representa a energia, em joule (J), m é a massa, em kilogramas (kg), e c é a velocidade da luz, em metros por segundo (m/s); no entanto, ela atinge uma ordem de magnitude tão pequena que pode ser seguramente desprezada nos cálculos de engenharia, sendo então utilizada a ideia de sistema de massa constante mesmo quando há variação de energia (BORGNAKKE; SONNTAG, 2018, p. 122).

O termo “permanente” remete a algo que não muda com o tempo. No contexto termodinâmico, não é diferente. Para Çengel e Boles (2013, p. 16), um processo em regime permanente realiza-se pelo fato de que não ocorre alteração de nenhuma propriedade, em algum ponto específico dentro do volume de controle, decorrido qualquer quantidade de tempo. Ou seja, o fluido escoar de forma permanente. As propriedades podem até não ter valores iguais em todos os locais e mudar de um ponto para outro dentro do volume de controle, mas em qualquer ponto fixo elas permanecem as mesmas durante todo o processo.

Em adição, Çengel e Boles (2013, p. 17, grifo nosso) também afirmam que um equipamento que opera por longos períodos, de forma contínua, sob as mesmas condições, pode ser dito, com uma aproximação bem satisfatória, que opera sob regime permanente, e ser classificado como dispositivo de regime permanente. Incluindo, mas não se limitando a,

turbinas, bombas, caldeiras, condensadores, **trocadores de calor**, usinas de potência ou **sistemas de refrigeração**.

De outro modo, o termo “transiente” aponta algo que varia com o tempo. O regime transiente geralmente ocorre quando há o carregamento ou o descarregamento de algum tipo de recipiente ou reservatório, ou seja, quando há apenas a entrada ou a saída aberta para fluxo de massa, significando um aumento ou diminuição da massa e do volume da substância dentro do volume de controle, assim como a alteração das outras propriedades (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 242).

Ainda há outros detalhes que distinguem os dois regimes. “Ao contrário dos processos com escoamento em regime permanente, os processos com escoamento em regime transiente começam e terminam em um período de tempo finito, em vez de continuarem indefinidamente” (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 243). Em vista disso, as equações que regem essas duas abordagens são diferentes, no entanto, não serão levadas em consideração neste trabalho, pois apenas o conceito será utilizado.

Normalmente, quando um equipamento está no início de funcionamento, ele opera sob regime transiente, mesmo que a entrada e a saída de massa no volume de controle estejam abertas; isso se sucede até que decorra um certo período de tempo, para que os processos se estabilizem e então o equipamento passe a operar sob regime permanente.

2.2.6 Transferência de energia através do calor

A princípio, deve-se enfatizar que a energia “[...] pode ser transferida para ou de um sistema fechado (uma massa fixa) de duas formas distintas: *calor* e *trabalho*. Para volumes de controle, energia também pode ser transferida por meio de um fluxo de massa” (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 51, grifo do autor).

Sob a perspectiva de Creder (2004, p. 17),

Para que uma energia possa ser adicionada a um sistema deve haver uma força atuante ou um potencial que causará a transposição das vizinhanças do sistema. Há três tipos de potenciais: forças mecânicas, forças elétricas e temperatura. As energias associadas com esses potenciais são: trabalho, energia elétrica (ou trabalho elétrico) e calor. Quando há diferença de magnitude (ou diferença de potencial) entre qualquer desses potenciais, entre os dois lados das vizinhanças do sistema, há possibilidade de transferência de energia. No entanto, só há possibilidade de a energia atravessar as vizinhanças do sistema se houver um caminho para o fluxo de energia. Por exemplo, [...] o calor: pode haver uma grande diferença de temperatura entre as vizinhanças de um sistema de calor, mas, se houver um isolante térmico suficiente, o calor não será transmitido à outra extremidade.

A definição de calor, por si só, já remete a um sentido de trânsito de energia. Nesse ponto de vista, Borgnakke e Sonntag (2018, p. 102) o definem “como sendo a forma de transferência de energia através da fronteira de um sistema, em uma dada temperatura, para outro sistema (ou o ambiente), que apresenta uma temperatura inferior, em virtude da diferença entre as temperaturas dos dois sistemas”. “Dessa forma, não pode haver qualquer transferência de calor entre dois sistemas que estejam à mesma temperatura”, complementam Çengel e Boles (2013, p. 60).

Dando enfoque, então, ao modo de transferência de energia pelo calor, é de conhecimento que existem três mecanismos no qual isso ocorre: *condução*, *convecção* e *radiação*. Por questão de simplicidade e direcionamento, como apenas serão abordados os conceitos dos dois primeiros mecanismos neste trabalho, não será dada atenção ao modo por radiação.

A unidade de medida adotada pelo SI é o joule (J), assim como seus múltiplos, kilojoule (kJ) e megajoule (MJ). Também pode-se expressar calor em calorias (cal) e em Unidade Térmica Britânica (do inglês, *British Thermal Unit* – abreviado por BTU). Cabe frisar que BTU/h é a unidade de identificação da capacidade térmica dos equipamentos de ar-condicionado. Isso pode acabar gerando confusão pela correlação entre os entendimentos insuficientes do conceito de calor e do funcionamento de um condicionador de ar, pelo fato de corriqueiramente o termo “calor” ser utilizado para descrever algo quente, e sendo que o equipamento pode ser visto como que serve (apenas) para resfriar. O comportamento dos condicionadores de ar será descrito em uma seção posterior.

2.2.6.1 Condução

De forma simplificada, Çengel e Boles (2013, p. 92) definem esse mecanismo como sendo a transferência de energia das partículas com mais energia para as partículas vizinhas com menos energia. Ainda segundo os autores, a condução pode acontecer nas três fases de agregação de matéria, sendo que, nos fluidos (líquidos e gases), ocorre por causa das colisões entre moléculas durante o movimento aleatório, enquanto que nos sólidos, acontece por causa da combinação entre as vibrações das moléculas e a movimentação de energia pelos elétrons livres.

A Eq. (11) define a taxa de calor que é transferido por condução (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 92).

$$\dot{Q}_{cond} = k \times A \times \frac{\Delta T}{L} \quad (11)$$

Em que:

- \dot{Q}_{cond} = taxa de calor transferido por condução, em [J/s] ou [W];
- k = condutividade térmica do material, em [W/m · K];
- A = área total, em [m²];
- ΔT = diferença de temperatura, em [K];
- L = espessura constante da camada, em [m].

A condutividade térmica, como o próprio nome já diz, representa a capacidade do material de conduzir calor. Um detalhe, à título de informação, é que materiais que são bons condutores elétricos, geralmente também são bons condutores de calor, e semelhantemente, materiais que não são bons condutores elétricos, geralmente não são bons condutores térmicos.

Por exemplo, uma colher de metal, sem cabo de madeira, dentro de uma panela com água quente; se tocarmos nela com as mãos desprotegidas, nos queimamos, porque materiais metálicos geralmente são bons condutores. Por outro lado, se a colher tiver cabo de madeira, podemos tocar, que não nos queimamos, porque a madeira não é bom condutor.

No caso em que a espessura tende a zero, a Eq. (11) se transforma na Eq. (12), em forma de diferencial, que é conhecida como Lei de Fourier da condução de calor.

$$\dot{Q}_{cond} = -k \times A \times \frac{dT}{dx} \quad (12)$$

Em que os diferenciais de temperatura (dT) e de espessura (dx) substituem a diferença finita de temperatura (ΔT) e a espessura finita (L). “O sinal negativo indica que o sentido da transferência de calor é da região que apresenta temperatura mais alta para a que apresenta temperatura mais baixa” (BORGNAKKE; SONNTAG, 2018, p. 103).

2.2.6.2 Convecção

A respeito dessa configuração, Çengel e Boles (2013, p. 93, grifo do autor) esclarecem que “é o modo de transferência de energia entre uma superfície sólida e o líquido ou gás em movimento adjacente à superfície. A convecção envolve efeitos combinados de

condução e movimento do fluido”. Ela pode ser classificada em duas categorias diferentes – convecção forçada e convecção natural.

O primeiro formato caracteriza-se pela existência de alguma “força” externa atuando sobre o fluido, de forma intencional e direcionada ou não, para que se intensifique a troca de calor; podem ser levados em consideração como fatores externos, por exemplo, um ventilador, uma bomba ou o próprio vento (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 93).

Na convecção natural (ou livre), não há tais fatores externos, e a troca de calor é causada única e exclusivamente pela movimentação do fluido, através das forças induzidas pela diferença de densidade entre o ar mais quente (mais próximo à superfície quente) e o ar mais frio (mais distante da superfície). O ar mais quente é mais leve e, portanto, é levado para camadas mais altas, enquanto que o ar mais frio é mais pesado (mais denso), e então decai sobre a superfície, ocupando o lugar onde estava o ar quente (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 93).

Pode-se perceber diversas aplicações desses conceitos no cotidiano. Por exemplo, novamente sobre uma xícara contendo café quente. Se é de nosso desejo que o café diminua um pouco de temperatura, nós sopramos e forçamos uma intensificação da troca de calor entre o café e o ar. Caso não façamos nada, o trânsito de calor ocorre de forma natural. Claro que café não é sólido, como na descrição citada, no entanto, pode-se estender a definição de convecção para situações como essa, em que um fluido (café, no caso) fica em repouso, enquanto que o outro fluido (o ar) se movimenta em relação ao primeiro.

A lei de Newton do resfriamento, expressa na Eq. (13), define a taxa de transferência de calor por convecção.

$$\dot{Q}_{conv} = h \times A \times \Delta T \quad (13)$$

Em que:

- \dot{Q}_{conv} = taxa de calor transferido por convecção, em [J/s] ou [W];
- h = coeficiente de transferência de calor por convecção, em [$W/m^2 \cdot K$];
- A = área da superfície, em [m^2];
- ΔT = diferença de temperatura entre a superfície e o fluido longe dela, em [K].

2.2.7 Relações entre pressão, temperatura e volume

“Uma **substância pura** é aquela que tem composição química invariável e homogênea. Pode existir em mais de uma fase, mas a composição química é a mesma em todas as fases. Assim, [...] mistura de água líquida e vapor d’água ou [...] gelo e água líquida são todas substâncias puras”. (BORGNAKKE; SONNTAG, 2018, p. 54, grifo do autor). Esse conceito é importante de ser levado em consideração, pois é utilizado quando se está definindo algum estado de uma substância, em uma quantidade considerável dos casos.

Tendo em mente o exemplo dado por Dossat (1961, p. 25, tradução nossa), pode-se entender bem as relações entre essas três propriedades, supondo uma situação em que a pressão de um fluido permaneça constante, como um gás dentro de um conjunto cilindro-pistão, cuja pressão se dá pelo peso do pistão em adição ao peso da massa de ar atmosférico acima dele. Assumindo que o pistão está livre para se mover para cima e para baixo, a depender do equilíbrio das forças, o gás pode se expandir ou se retrair, de forma que o volume aumente ou diminua. Na medida em que, de alguma maneira, calor é transferido para o gás, tanto sua temperatura como seu volume aumentam, embora a pressão permaneça constante. O mesmo ocorre quando o gás é resfriado, só que no sentido da retração e do decréscimo de valores das duas propriedades não constantes.

Nota-se que, a cada quantidade de tempo passado no exemplo anterior, o gás estaria em um estado termodinâmico diferente, e esse estado poderia muito bem ser definido pela medição instantânea dos valores de temperatura e de volume – duas propriedades independentes. A temperatura e a pressão até podem definir um estado, em contextos em que não ocorra mudança de fase. “A temperatura e a pressão [...] são propriedades independentes nos sistemas monofásicos, mas são propriedades dependentes nos sistemas multifásicos” (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 15).

A água, por exemplo, ferve a temperaturas diferentes, dependendo da altitude do local onde se está aquecendo-a, devido a diferença na pressão do ar; isso comprova que a temperatura é função da pressão, portanto, não são propriedades independentes, em um processo de mudança de fase. A grande maioria dos processos de interesse na refrigeração envolvem mudança de fase, logo, obrigatoriamente, deve-se utilizar temperatura ou pressão, em conjunto com outra(s) propriedade(s) independente(s) – a depender se é tratado como uma substância pura, utilizando duas propriedades independentes, ou se é uma mistura, que precisa de três – para poder determinar a fase e o estado em que a substância se encontra.

Dessa forma, é razoável afirmar que para cada valor de pressão constante, há um valor fixo de temperatura no qual ocorre a mudança da fase líquida para a fase vapor, quando a substância é aquecida, assim como da fase líquida para a fase sólida, quando ela é resfriada. Esses valores variam de acordo com o fluido. “A uma determinada pressão, a temperatura na qual uma substância pura muda de fase é chamada de **temperatura de saturação**” (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 115, grifo do autor).

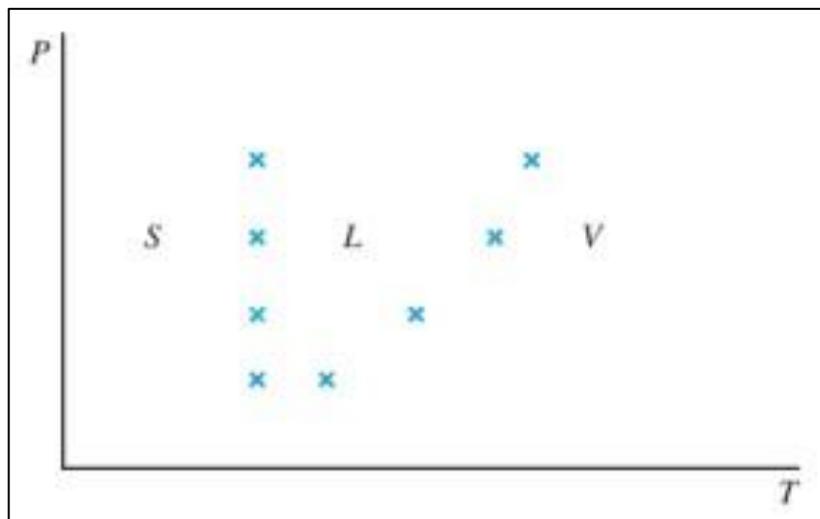
De maneira análoga, “a uma determinada temperatura, a pressão na qual uma substância pura muda de fase é chamada de **pressão de saturação**” (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 115, grifo do autor).

Esses valores de pressão e temperatura de saturação estão associados um ao outro para um mesmo fluido. Por exemplo, se a temperatura de saturação de vaporização da água a 1 atm é 100 °C, a pressão de saturação de vaporização da água a 100 °C é 1 atm.

2.2.8 Diagrama de fases

A Figura 3 demonstra um diagrama de fases genérico para uma substância qualquer, no qual se pode perceber os pontos de temperatura de saturação (marcados com um “x” no gráfico) para diferentes pressões constantes, formando fronteiras entre as fases sólida, líquida e gasosa. Esse diagrama é formado em um gráfico, cujas coordenadas são dadas pelos valores de pressão, no eixo vertical, e de temperatura, no eixo horizontal.

Figura 3 – Diagrama de fases genérico de uma substância qualquer



Fonte: Borgnakke e Sonntag (2018, p. 55)

É possível formar uma curva em cada fronteira, com vários pontos oriundos de experimentos, utilizando diferentes valores de temperatura e de pressão, para uma substância que se deseje analisar. A curva formada mais à esquerda – praticamente uma reta vertical – é chamada de curva de fusão, que demarca a fronteira entre as fases sólida (marcada com “S” no gráfico) e líquida (marcada com “L”). Do outro lado, a curva entre as fases líquida (L) e gasosa (marcada com “V”) é denominada curva de vaporização. Já a curva que separa diretamente a fase sólida da fase vapor, se chama linha de sublimação (BORGNAKKE; SONNTAG, 2018, p. 55).

O ponto em que as duas curvas se encontram é o conhecido “ponto triplo”, em que as três fases coexistem em equilíbrio. Enquanto isso, o ponto mais alto da curva de vaporização é chamado de “ponto crítico”, a partir do qual não há mais fronteira entre líquido e gás. Líquidos sendo aquecidos a pressões com valores acima da encontrada nesse ponto ocasionam uma transição suave para vapor, sem a presença de bolhas de ebulição (BORGNAKKE; SONNTAG, 2018, p. 55).

2.2.9 Fases de uma substância pura

Para discorrer sobre as principais fases, bastante utilizadas na refrigeração, atentemo-nos a narrativa e aos conceitos declarados por Çengel e Boles (2013, p. 114). Inicialmente, considerando um arranjo cilindro-pistão contendo água líquida a pressão constante de 1 atm, podemos dizer que esse fluido está na fase chamada de “líquido comprimido” ou de “líquido sub-resfriado”, pois ele não está pronto para se transformar em vapor. Se a partir de então, calor passar a ser transferido para a água, sua temperatura aumentará, assim como seu volume específico, ambos gradativamente, empurrando aos poucos o pistão para cima.

Quando a substância alcança 100 °C de temperatura, ela ainda é líquida, porém, nesse ponto, qualquer adição de calor fará com que parte do líquido se transforme em vapor. Como este líquido está pronto para se vaporizar, ele é chamado de “líquido saturado”. Dado início a esse processo, a temperatura interrompe o aumento gradativo e permanece constante no valor da temperatura de saturação, enquanto que o volume específico continua aumentando, entretanto, de forma mais intensa, forçando mais o pistão para cima.

“Á medida que calor é transferido, o processo de vaporização continua até que a última gota de líquido seja convertida em vapor” (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 114). Finalizado esse processo, o cilindro se encontra contendo apenas gás, ainda a 100 °C, decorrente do

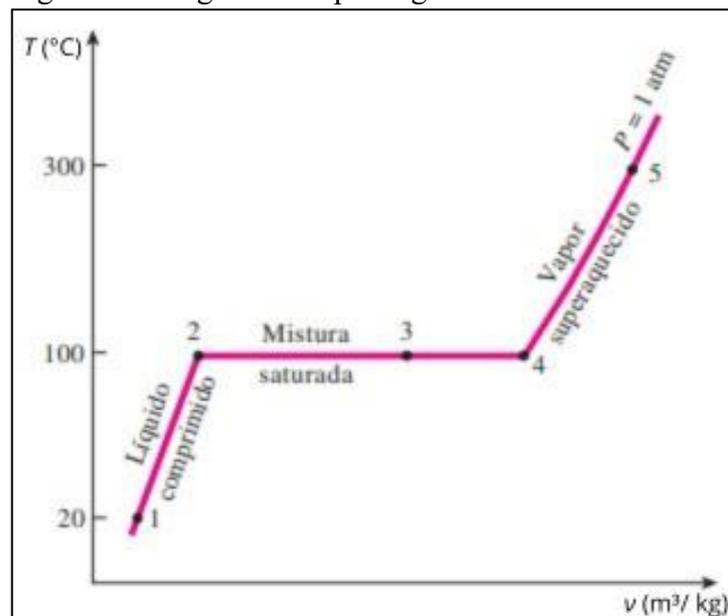
processo anterior, no entanto, qualquer perda de calor ocasionará com que uma parte do vapor se condense e se transforme em líquido novamente. Sendo assim, como esse vapor está na iminência de se condensar, ele está na fase de “vapor saturado”. Qualquer estado entre o líquido saturado e o vapor saturado é uma mistura de líquido com vapor, sendo descrito pelo título (símbolo x) quanto de vapor há nessa mistura em relação a massa total.

Em seguida ao fluido estar em fase de vapor saturado, qualquer adição de calor fará com que a temperatura retome o aumento. A partir do momento em que a temperatura aumenta e atinge valores maiores do que a temperatura de saturação, o fluido passa a ser “vapor superaquecido”. “Um vapor que *não está pronto para se condensar* (ou seja, um vapor não saturado) é chamado de **vapor superaquecido**” (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 114, grifo do autor).

2.2.10 Diagrama $T-v$

Na Figura 4, é possível observar em um diagrama $T-v$, as diferentes fases que demarcam os processos descritos na narrativa anterior. É importante frisar que todos esses processos ocorrem segundo o pressuposto de que a pressão permanece constante, portanto, o diagrama representa as fases apenas para este valor citado de pressão (1 atm).

Figura 4 – Diagrama $T-v$ para água a 1 atm



Fonte: adaptado de Çengel e Boles (2013, p. 115).

O diagrama trata-se de um gráfico, em que a coordenada vertical representa o valor de temperatura, e a horizontal é a representação do valor de volume específico, levando em consideração o fluido como sendo a água. Pode-se perceber uma numeração de um a cinco no gráfico; eles simbolizam possíveis estados do fluido, demarcando os processos de mudança de fase.

O estado número um representa a situação inicial, na qual o fluido está como líquido comprimido. Já o estado dois demonstra que ele foi aquecido e está entrando na fase de mistura entre líquido e gás, ainda estando apenas como líquido saturado ($x = 0$). O estado três representa um estado dentro da mistura, com um valor intermediário ($0 < x < 1$). No estado quatro, por sua vez, o fluido alcança título máximo, ou seja, existe apenas vapor (saturado). O quinto e último estado representa um fluido em fase de vapor superaquecido, ou seja, com temperatura acima da que constava nos estados presentes na saturação.

Como pode-se perceber, a fase de saturação é representada por uma reta horizontal, o que significa que durante a mudança de fase de líquido para vapor, a temperatura permanece constante – mesmo que continue ocorrendo transferência de calor para o fluido. Paralelamente, o conjunto de linha rosa inteiro também representa os percursos a pressão constante, para que os processos ocorram. Portanto, o diagrama auxilia de forma visual no entendimento de que pressão e temperatura são constantes durante a mudança de fase de uma substância.

Efetuada uma repetição de todo o procedimento mencionado, para abranger mais valores de pressão constante, pode-se obter o gráfico apresentado na Figura 5. Acerca dele, para simplificar seu entendimento, suponhamos o arranjo cilindro-pistão utilizado anteriormente.

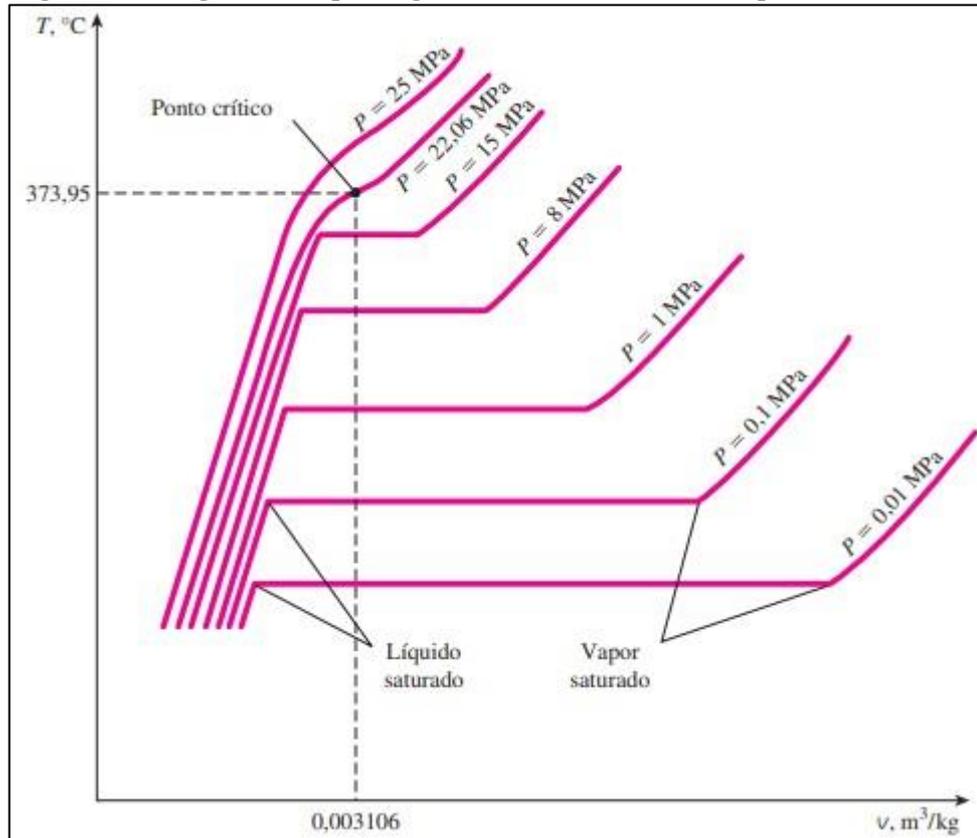
Quando pesos são adicionados acima do pistão, para que a pressão atuante seja maior, o gás tende a ser pressionado para baixo, tornando seu volume específico menor, ainda no estado de líquido comprimido, para um dado valor de temperatura (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 118). De modo contrário, quando a pressão é menor, o valor de volume específico é maior, comparado ao das outras pressões, para um mesmo valor de temperatura no gráfico.

Em consequência de a pressão ser maior, a temperatura de ebulição também é maior, logo, o fluido levará mais tempo até começar a mudar de fase, se expandindo mais na fase de líquido comprimido, ou seja, o valor do volume específico no estado em que a fase é líquido saturado (símbolo v_l) será maior quanto maior for a pressão constante. Por outro lado, no vapor saturado, é o inverso, o volume específico (símbolo v_v) é menor quanto maior for a pressão (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 118).

Isso faz com que a variação de volume por unidade de massa ($v_{lv} = v_v - v_l$) na saturação, seja menor para pressões maiores, o que pode ser percebido pela diminuição do

comprimento da linha horizontal da mistura líquido-vapor. Dessa forma, toda substância tem um nível de pressão no qual essa mudança de fase se resume em um único ponto no gráfico, tamanho o encurtamento da fase saturada. Ele é conhecido como ponto crítico, que já foi citado na seção do diagrama de fases, e pode ser “definido como o ponto no qual os estados de líquido saturado e vapor saturado são idênticos” (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 118, grifo do autor).

Figura 5 – Diagrama T - v para água a diferentes valores de pressão constante



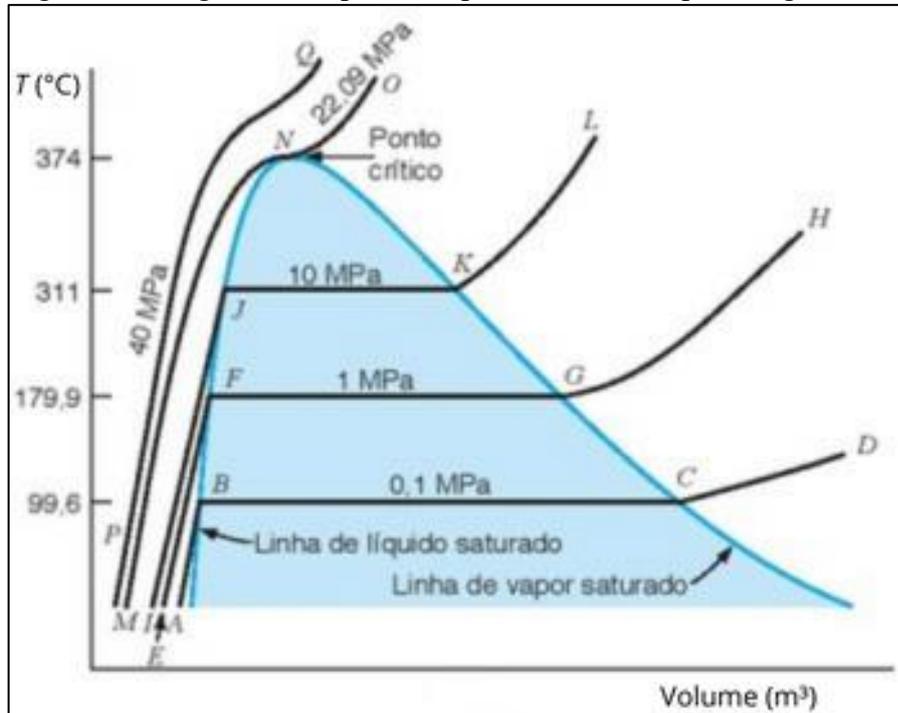
Fonte: Çengel e Boles (2013, p. 119).

A partir desse gráfico, pode-se ligar os pontos dos estados na fase líquido saturado, para diferentes pressões, assim como os pontos em que é vapor saturado, com uma conexão no ponto crítico entre as duas curvas, o que ocasiona a formação de uma região de saturação. A linha que fica à esquerda do ponto no topo, é chamada de “linha de líquido saturado”, enquanto que a que fica à direita, é chamada de “linha de vapor saturado”. (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 119).

Além da região de mistura líquido-vapor saturada, também fica nítido que a região à esquerda da linha de líquido saturado representa a região de líquido comprimido, assim como à direita da linha de vapor saturado fica a região de vapor superaquecido. Esta é a versão mais completa do diagrama T - v , a qual é utilizada para definição de estados termodinâmicos, pois

demonstra de forma visual, a localização do estado nas regiões delimitadas. A Figura 6 exibe um gráfico desse, com valores para a substância água, que é bastante utilizada como exemplo.

Figura 6 – Diagrama completo temperatura-volume para a água



Fonte: adaptado de Borgnakke e Sonntag (2018, p. 57).

A região azul nesse gráfico representa fase de saturação. Se o estado estiver dentro da delimitação, ou seja, se estiver em algum ponto na cor azul mais clara, é uma mistura de líquido com vapor; e se estiver em uma linha de delimitação, na cor azul mais escuro, é, como já foi descrito, líquido saturado ou vapor saturado, para um ponto sobre a linha à esquerda ou à direita do ponto “N”, respectivamente.

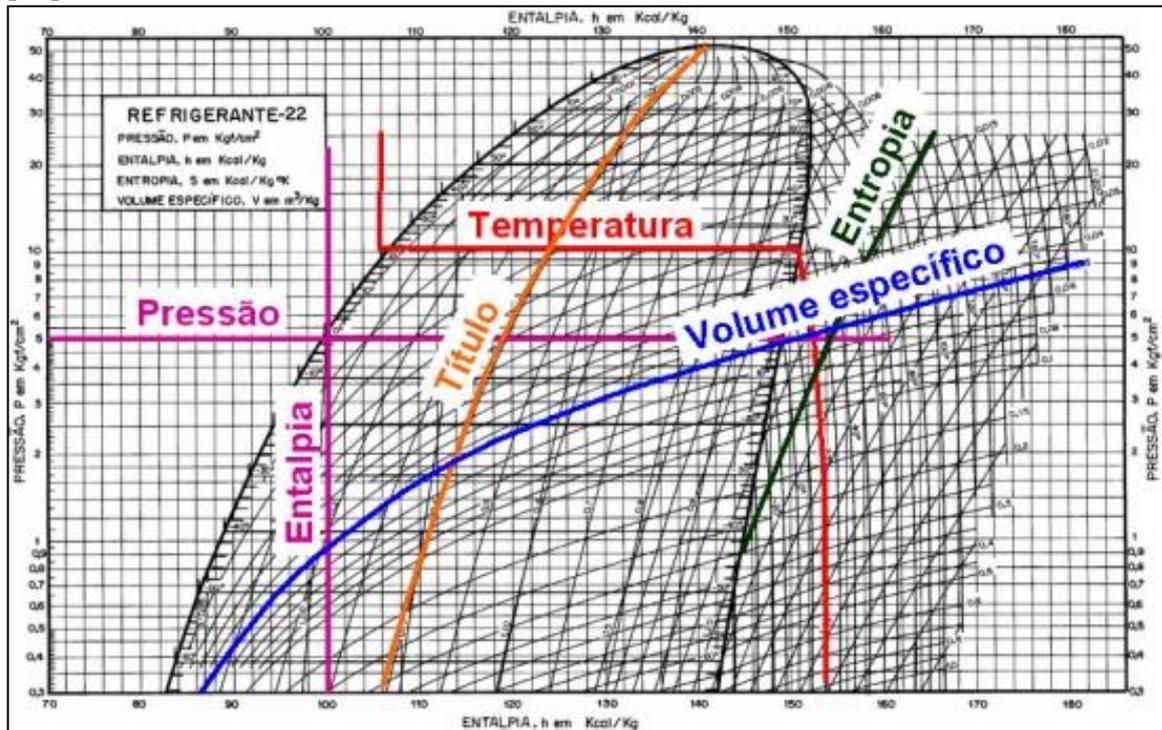
Nesses diagramas, também é possível representar esquematicamente os processos de interesse de uma substância, inclusive aqueles que compõem um ciclo, como será visto mais adiante.

Vale destacar que existem outros diagramas com igual e até maior utilização em relação ao $T-v$, para descrição de processos e solução de problemas, e que esse foi escolhido como exemplo apenas por familiaridade e simplicidade para valores de pressão constante. O que diferencia um do outro é que há alteração das propriedades que estão associadas aos eixos.

Em cada diagrama desse tipo, duas propriedades variam (nesse caso, volume e temperatura), mas as regiões (das fases) se apresentam da mesma forma, assim como há linhas de constância de outras propriedades, que podem ou não ser interessantes de se analisar. A

Figura 7 demonstra um exemplo de outro diagrama, de pressão por entalpia específica (não foi definida, mas é outra propriedade termodinâmica, cujo símbolo é h , e que deriva da entalpia, com símbolo H). Nele, é possível ver as linhas de valor constante para outros parâmetros, em linhas coloridas, como por exemplo, o título, e a temperatura.

Figura 7 – Diagrama $P-h$ para o R-22 com linhas de valor constante para diferentes propriedades



Fonte: Neto ([2016?], p. 18).

2.3 Ciclo de refrigeração

Quando se fala em refrigeração, se pensa logo em ar-condicionado; de fato, há uma relação entre os dois termos, porém não significa que são sinônimos.

A “refrigeração é definida como qualquer processo de remoção de calor. Mais especificamente, a refrigeração é definida como o ramo da ciência que trata do processo de redução e manutenção da temperatura de um espaço ou material abaixo da temperatura do ambiente.” (DOSSAT, 1961, p. 71, tradução nossa).

Por outro lado, o segundo termo é um dos elementos que fazem parte de um conjunto, o qual consiste nas aplicações da refrigeração.

Em relação a este conjunto, vale destacar que

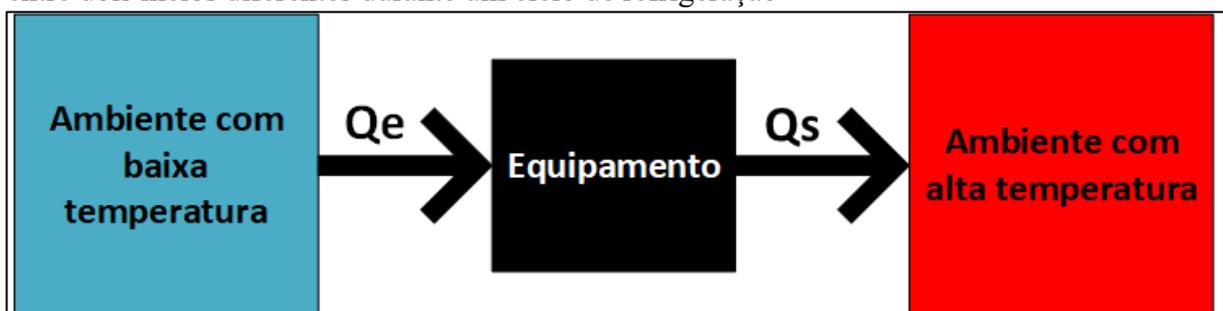
A aplicação mais disseminada da refrigeração é, sem dúvida alguma, o ar condicionado, embora outras áreas podem ser citadas, tais como *refrigeração industrial*, que inclui o processamento e a conservação de alimentos, a remoção de calor de substâncias em indústrias químicas, de petróleo e petroquímicas e, muitas outras aplicações em indústrias de construção e manufatura. (STOECKER; JONES, 1985, p. 1, grifo do autor).

Existem diferentes tipos de ciclo de refrigeração, no entanto, o mais conhecido e utilizado, segundo Matos ([2010?], p. 12), e também o único que será abordado neste trabalho, é o ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor.

Ele consiste, basicamente, na utilização de um fluido refrigerante, para absorver calor de um ambiente frio e rejeitar calor para um reservatório quente, de acordo com Neto ([2016?], p. 25). Pode ser de expansão direta, no qual o agente refrigerante entra em contato direto com o espaço a ser refrigerado, ou indireta, em que um agente intermediário, como a água, absorve calor no evaporador, e repassa-o para o refrigerante (MATOS, [2010?], p. 103).

Conforme já foi mencionado, a ordem natural de acontecimento é que o calor flua de um ambiente a temperatura mais alta para outro a uma temperatura mais baixa. Por isso, são necessários todos esses processos, funcionando coordenadamente, para que o calor possa ser transferido, falando de forma macro, de maneira inversa ao natural. A Figura 8 exibe um desenho esquemático, de visualização macroscópica, acerca desse sentido de transferência de calor.

Figura 8 – Desenho esquemático da visualização macroscópica do sentido do fluxo de calor entre dois meios diferentes durante um ciclo de refrigeração



Fonte: elaborado pelo autor.

O retângulo central representa o equipamento responsável pelo fluxo de calor, sendo neste caso, um refrigerador. O quadrado de cor azul representa a fonte de energia térmica a baixa temperatura, ou seja, o ambiente do qual se deseja retirar calor, enquanto que o quadrado de cor vermelha representa o ambiente que recebe esse calor. Dessa maneira, Q_e (calor de entrada do equipamento) representa a magnitude do calor trocado entre o equipamento e o

ambiente refrigerado e, por sua vez, Q_s (calor de saída de equipamento) representa a magnitude do calor trocado entre o equipamento e o reservatório quente. As setas indicam os sentidos.

Vale destacar que a finalidade do ciclo é a extração de calor da fonte a baixa temperatura, e que os outros processos ocorrem apenas para que essa energia possa ser transportada dessa fonte para um reservatório a alta temperatura, conforme Stoecker e Jones (1985, p. 209). Um reservatório térmico é um sistema fechado no qual a temperatura se mantém constante, ainda que ocorra recebimento ou fornecimento de energia, como por exemplo: a atmosfera, um oceano ou um lago (NETO, [2016?], p. 25).

O ambiente externo (atmosfera) costuma ser utilizado como esse “sugador” de calor, e para isso, basta fazer com que o ar esteja a uma temperatura inferior à temperatura de condensação do refrigerante, para que haja troca de calor e, com essa troca de calor, ocorra a condensação. Como é inviável tentar diminuir a temperatura do ar ambiente, aumenta-se a temperatura de condensação do refrigerante.

A temperatura de condensação tem o mesmo valor da temperatura de vaporização, pois marcam a mesma mudança, alterando apenas o sentido. Dessa forma, deve-se aumentar a pressão do fluido de tal forma que esse valor de temperatura seja superior a temperatura do ambiente, portanto, para isso, utiliza-se um compressor (MENEZES, 2005, p. 23).

2.3.1 Descrição termodinâmica básica dos processos

Analisando um ciclo básico de refrigeração por compressão mecânica de vapor, há quatro processos que devem ser realizados para que funcione continuamente. São eles, compressão, condensação, expansão (descompressão) e evaporação. Cada um ocorre em um dispositivo diferente do equipamento. Há variantes, com mais processos, e mais dispositivos, mas a forma mais básica serve para bom entendimento, e é a que será discorrida.

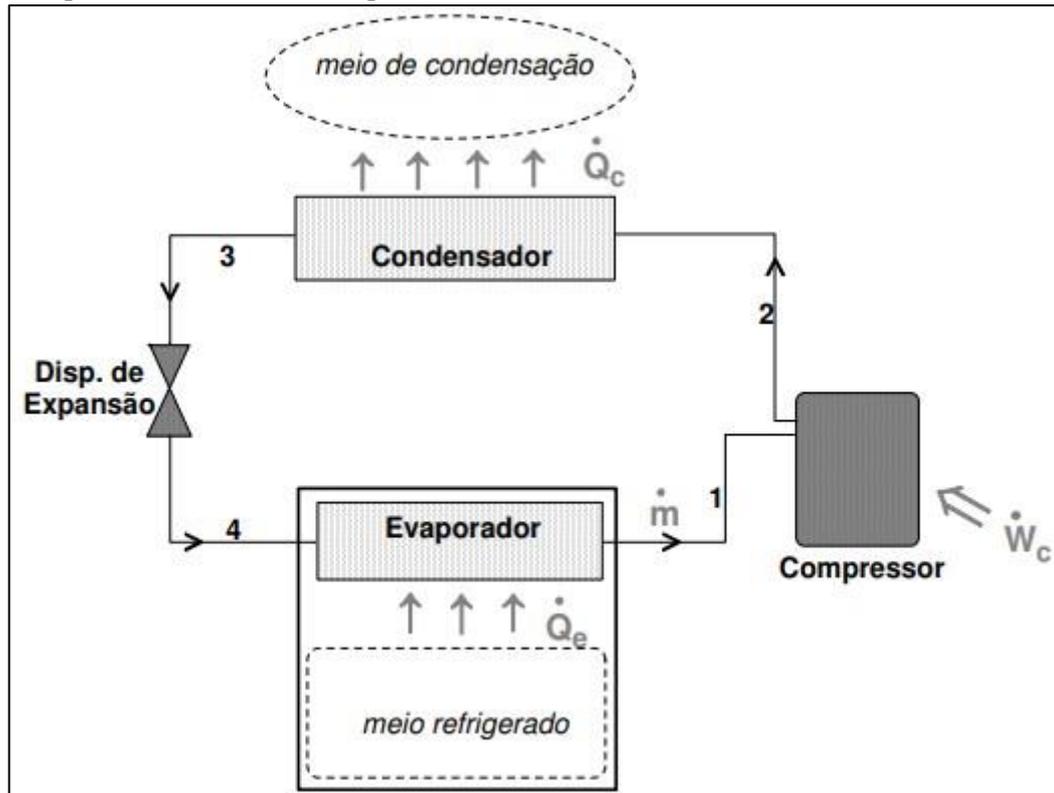
Vale salientar que em todo este trabalho, só convêm discutir a respeito do ciclo frigorífero, ou seja, os circuitos e componentes elétricos responsáveis pela alimentação dos equipamentos, que faz com que o ciclo funcione, não são analisados nem levados em consideração.

O desenho esquemático exibido na Figura 9 demonstra o ciclo, com uma visualização mais “microscópica”, apresentando esses quatro processos e o sentido de circulação do freon.

A confusão que pode haver pela divergência do significado atribuído no uso coloquial do termo “calor” e do conhecimento comum de refrigeração, pode ser resolvida

através dessa Figura e da explicação do funcionamento. Em nenhum momento ocorre o contrário ao natural em relação ao fluxo de calor, mas ocorrem transferências de calor e manipulações planejadas, em que o fluido se encontra em fases diferentes quando entra em contato com os meios diferentes.

Figura 9 – Desenho esquemático de um ciclo básico de refrigeração por compressão mecânica de vapor



Fonte: Neto ([2016?], p. 27).

2.3.1.1 Compressão

O ciclo se inicia com o gás sendo comprimido no compressor, de forma que se aumente tanto sua pressão como sua temperatura, a níveis suficientes para que possa ocorrer a perda de calor posteriormente. Como resultado disso, o refrigerante sai do compressor como vapor superaquecido.

Esse processo ocorre, idealmente, de forma isentrópica, ou seja, de maneira internamente reversível e adiabática; no entanto, na realidade, com o atrito e a troca de calor que ocorrem durante esse processo, que são fatores de irreversibilidade, há variações na entropia (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 617).

Pode-se perceber as diferenças nos processos na região de vapor superaquecido nos gráficos presentes nas Figuras 10 e 11, mais adiante.

2.3.1.2 Abandono de calor

Após o processo anterior, o vapor é transportado até o componente condensador, que é um trocador de calor, geralmente em formato de serpentina, no qual ocorre a “expulsão” do calor para um outro meio conveniente, através de convecção forçada, por meio de um ventilador. Como consequência, ocorre a mudança de fase, chamada de condensação, na qual o vapor se torna líquido. Durante essa mudança, a temperatura permanece constante, assim como a pressão.

“No caso ideal, admite-se que o refrigerante sai do condensador como *líquido saturado* à pressão de saída do compressor. Na realidade, porém, uma certa queda de pressão é inevitável no condensador, bem como nas linhas que conectam o condensador ao compressor” (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 617, grifo do autor).

Como é evitado que o refrigerante adentre como gás no componente seguinte, e é difícil controlar a condensação exata de todo o vapor, calcula-se para que ele “passe um pouco do ponto” da linha de líquido saturado, de modo a ser líquido sub-resfriado na saída desse trocador de calor, a fim de garantir que apenas líquido se seguirá (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 617). Ainda assim, o fluido sai do condensador a alta pressão e a alta temperatura, mesmo que não sejam os mesmos valores de quando entra nesse componente.

2.3.1.3 Expansão

Posteriormente, esse líquido passa por um dispositivo, comumente um tubo capilar ou uma válvula, no qual sofre um decréscimo justamente de seus valores de pressão e de temperatura, para que o valor da temperatura de saturação no novo estado também seja menor, e assim, em comparação, o ambiente refrigerado esteja a uma temperatura maior.

Na saída, o fluido deixa esse componente como uma mistura de líquido com vapor, dentro da região de saturação ($0 < x \ll 1$), ou no mínimo, como um líquido saturado ($x = 0$), em um estado com baixos valores de pressão e de temperatura.

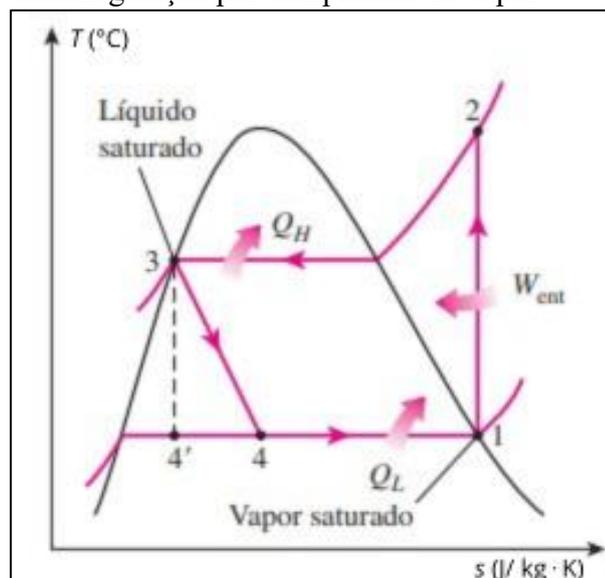
2.3.1.4 Absorção de calor

Por fim, o líquido – ou a mistura de líquido com vapor – a baixa pressão e a baixa temperatura “recolhe” calor do ambiente condicionado, de forma que ocorre a vaporização, que consiste na transformação de líquido para vapor, sob valores de pressão e temperatura constantes. Assim como o condensador, o evaporador geralmente é formado por serpentinas, porém, neste caso, pode haver convecção forçada ou natural.

Não pode haver presença de líquido no compressor, então deve ocorrer a vaporização de todo o fluido refrigerante ainda no componente evaporador, de forma que ele saia como vapor saturado. Entretanto, da mesma forma como acontece na saída do outro trocador de calor, não há como controlar com exatidão essa total evaporação. Portanto, faz-se “a mesma coisa” do outro caso, mas em outro sentido de transformação, projetando para que o fluido absorva calor suficiente para passar para a fase de vapor superaquecido, garantindo assim que não há líquido entrando no compressor (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 617).

As Figuras 10 e 11 apresentam o diagrama T - s do ciclo ideal e do ciclo que acontece na realidade, respectivamente. Podem ser notadas as diferenças descritas nessas seções de análise termodinâmica dos processos.

Figura 10 – Diagrama T - s do ciclo idealizado de refrigeração por compressão de vapor



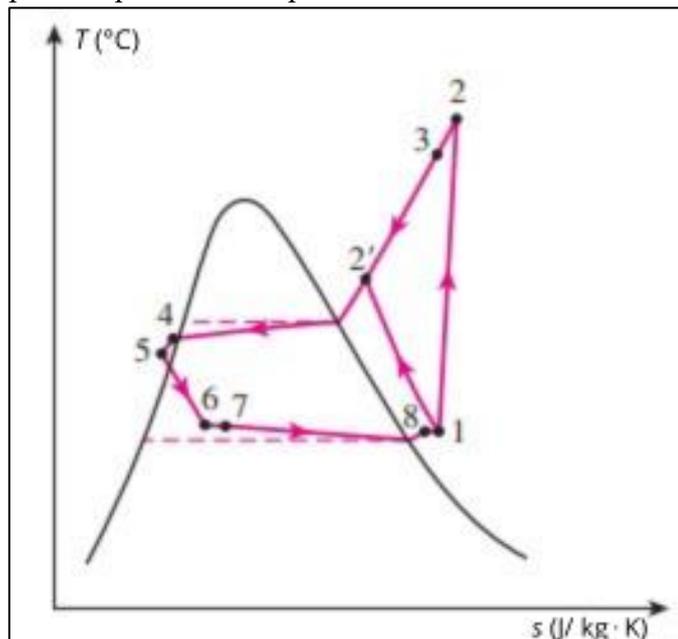
Fonte: adaptado de Çengel e Boles (2013, p. 614).

No ciclo ideal, como mencionado, o estado do fluido ao fim da vaporização (marcado com “1” no gráfico) seria sobre a linha de vapor saturado, ou seja, estaria em fase de

vapor saturado. A linha no gráfico que representa a compressão demonstra um processo com entropia específica constante (assim como a entalpia específica, é outra propriedade termodinâmica, que não foi conveniente para os experimentos, portanto, não foi definida; tem símbolo s , e deriva da entropia, com símbolo S). Outro ponto importante de se ressaltar é o estado em que o fluido estaria quando termina a condensação (marcado com “3” no gráfico), que seria exatamente na linha de líquido saturado, ou seja, estaria na fase de líquido saturado.

Çengel e Boles (2013, p. 615) ainda afirmam que “Se o dispositivo de estrangulamento [de expansão] fosse substituído por uma turbina isentrópica, o refrigerante entraria no evaporador no estado 4', e não no estado 4. Como resultado, a capacidade de refrigeração aumentaria [...] e a entrada líquida de trabalho diminuiria”.

Figura 11 – Diagrama T - s do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor



Fonte: adaptado de Çengel e Boles (2013, p. 617).

No ciclo real, acontece dessa forma; o fluido é vapor superaquecido quando sai do componente evaporador, não há compressão isentrópica, ou seja, há variação de entropia, e ele sai do condensador como líquido sub-resfriado (ou líquido comprimido).

2.3.2 Alguns componentes secundários

Além dos quatro componentes principais bastante citados, há outros elementos que são utilizados para que tudo ocorra bem; alguns deles, como o gás refrigerante e a tubulação, embora sejam considerados secundários, não podem ser encarados como opcionais, pois nada seria possível sem a presença deles dois. Os demais são utilizados para melhorar diversos fatores, como o rendimento, a vida útil do equipamento e a manutenção, dentre outros.

2.3.2.1 Agente refrigerante

A definição mais comum de refrigerante é a de que “é um fluido que absorve calor evaporando-se a baixa temperatura e pressão e cede calor condensando-se a uma alta temperatura e pressão”, dada por Menezes (2005, p. 23). Há também a perspectiva de Dossat (1961, p. 71, tradução nossa), que diz que é “o corpo empregado como absorvedor de calor ou agente de resfriamento”. As duas ideias são convergentes.

Existem determinadas características que são desejadas que um refrigerante tenha, tais como propriedades químicas, físicas e termodinâmicas. Entretanto, devido às divergências de condições de trabalho entre a larga escala de aplicações, e suas exigências atribuídas, é impossível que exista uma substância que cumpra todos os requisitos (MATOS, [2010?], p. 192).

Em outras palavras, um fluido “refrigerante deve ser não inflamável, não explosivo, não tóxico em seu estado puro ou quando misturado com o ar e também, não deve contaminar alimentos ou outros produtos armazenados no espaço refrigerado se ocorrer um vazamento no sistema [além de vários outros requisitos]” (MATOS, [2010?], p. 192).

Alguns fluidos refrigerantes, chamados de *blends* (termo “mistura” em inglês), têm sua composição formada literalmente por uma mistura de gases diferentes, de forma que juntos, na proporção de massa especificada, apresentam os resultados estabelecidos pelo fabricante. Em caso de mudança na composição do *blend*, o equilíbrio é interrompido e o rendimento se altera.

Quando os procedimentos de serviço recomendados são seguidos, as mudanças são relativamente pequenas, e essas pequenas mudanças de composição não causam tanta alteração na capacidade do gás; por outro lado, quando tais procedimentos não são seguidos, há maiores modificações. Quanto mais componentes diferentes compuserem o freon, essas quedas de desempenho são mais acentuadas. (JETTER *et al*, 1999, p. 1).

Esses fluidos frigorígenos *blends* ainda podem ser separados em duas classificações: azeotrópicos e não azeotrópicos.

2.3.2.1.1 Mistura azeotrópica

“Uma mistura azeotrópica é aquela que não pode ser separada em seus componentes em destilação” (MENEZES, 2005, p. 54).

Isto é, um gás desse tipo se comporta como um fluido simples, no qual os fluidos que o compõem se misturam perfeitamente, de forma a não ser mais possível separá-los. Os gases da família 500 fazem parte desse grupo.

2.3.2.1.2 Mistura não azeotrópica

Ao contrário do anterior, esse tipo consiste em “misturas de refrigerantes que se comportam como uma mistura binária, a concentração da fase vapor é distinta da fase líquido quando ambas ocorrem em equilíbrio, a uma dada pressão e temperatura”, conforme afirma Matos ([2010?], p. 194).

Sob essas circunstâncias, caso ocorra um vazamento, principalmente na fase vapor, pode ser que ocorra a saída maior de um gás do que de outro, desestabilizando o equilíbrio da composição. Essa situação pode ocorrer com os gases da família 400, pois fazem parte desse grupo.

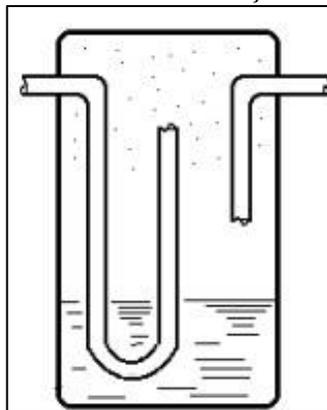
2.3.2.2 Acumulador de sucção

“Em alguns evaporadores a ação do dispositivo de expansão não é suficientemente rápida para acompanhar as variações de carga. Algum líquido pode escapar do evaporador pela linha de sucção e provocar danos ao compressor. O acumulador é uma espécie de armadilha” (FERRAZ, 2008, p. 54).

Por esse motivo, esse dispositivo acaba sendo utilizado, pois “É um elemento montado na entrada do compressor evitando que o compressor aspire refrigerante líquido [...]. É aplicado em sistemas com distâncias longas entre o evaporador e o compressor e também nos casos que o evaporador possa ser inundado de líquido quando parado” (MATOS, [2010?], p. 130).

A Figura 12 demonstra um desenho esquemático desse dispositivo. O fluido líquido, proveniente do tubo mais curto, à direita, se acumula no fundo do recipiente, enquanto o gás, mais leve, permanece acima. Esse gás é succionado pelo trabalho do compressor, através do tubo à esquerda, enquanto que o líquido evapora gradativamente, e então segue o mesmo caminho (MATOS, [2010?], p. 130).

Figura 12 – Desenho esquemático de um acumulador de sucção



Fonte: adaptado de Matos ([2010?], p. 130).

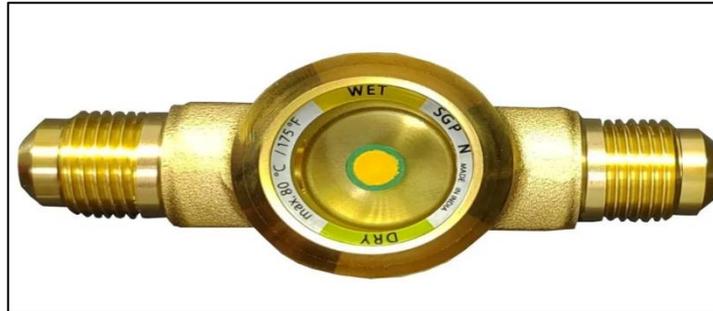
2.3.2.3 Visor de líquido

A respeito desse dispositivo, pode-se afirmar que serve para indicar “a presença de refrigerante não condensado antes da VE [válvula de expansão] (borbulhas) e mostra também a presença de umidade”, segundo Matos ([2010?], p. 132).

A cor apresentada no centro do visor indica qual a situação, em relação a umidade. De acordo com Ferraz (2008, p. 54), se a cor for verde, não há umidade, enquanto que se tiver amarela, há a presença de umidade, e por outro lado, se estiver marrom, há contaminação total do sistema.

Essas cores variam de acordo com o modelo e com o fabricante, e deve ser consultada a legenda presente no próprio dispositivo para interpretação correta. A Figura 13 apresenta um modelo de visor de líquido, apenas ilustrativo.

Figura 13 – Modelo de visor de líquido 1/2R SGI12R
SGP12 Danfoss



Fonte: Refritron ([20--?], p. 1).

2.3.3 Identificação das linhas de tubulações

Alguns detalhes de nomenclatura dos intervalos das tubulações, chamadas de linhas, são importantes de serem mencionados.

Ao sair do compressor, o fluido passa pela chamada “linha de descarga”, que “É a tubulação frigorífica usada para transportar o vapor superaquecido a alta pressão, ligando o compressor ao condensador e teoricamente [...] sem trocar calor. Na prática o vapor elimina calor para o ambiente externo” (MATOS, [2010?], p. 18).

A tubulação entre o condensador e o dispositivo de expansão marca a “linha de líquido”, que “É a tubulação frigorífica usada para transportar o líquido quente a alta pressão” (MATOS, [2010?], p. 19).

Já para a tubulação após esse dispositivo e antes do evaporador, é dado o nome de “linha de expansão”.

E ao sair do evaporador, o vapor passa pela chamada “linha de sucção”, também chamada de “linha de retorno”, que é “[...] usada para transportar o vapor frio, ligando o evaporador ao compressor e teoricamente [...] sem trocar calor. Na prática, apesar do isolamento, o vapor frio que passa pela tubulação da linha de sucção absorve calor do espaço externo” (MATOS, [2010?], p. 18).

Por fim, desde a saída do compressor até a entrada do dispositivo de expansão, é denominado como “lado de alta pressão”, pois é o intervalo em que o fluido está a alta pressão. Por outro lado, entre a saída do dispositivo e a entrada do compressor, dá-se o nome de “lado de baixa pressão”.

2.3.4 Coeficiente de desempenho

O coeficiente de desempenho (traduzido do inglês *Coefficient Of Performance*, abreviado por COP) é um parâmetro teórico da eficiência energética do sistema.

“A consciência do problema energético mudou de forma perceptível os equipamentos e conceitos de projeto em refrigeração e ar condicionado”, segundo informam Stoecker e Jones (1985, p. XV).

O COP, que é uma grandeza adimensional, é utilizado para avaliar a relação entre a capacidade de refrigeração obtida e o trabalho necessário para sua obtenção (SILVA, 2019, p. 95). Ele é definido pela Eq. (14).

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_C} \quad (14)$$

Em que:

- \dot{Q}_E = calor absorvido no evaporador por unidade de tempo (objetivo);
- \dot{W}_C = trabalho inserido no compressor por unidade de tempo (consumo).

2.3.5 Parâmetros de avaliação técnica

Existem também os parâmetros práticos de avaliação, utilizados para diagnósticos parciais ou completos de funcionamento do condicionador de ar.

2.3.5.1 Superaquecimento

Como citado anteriormente, há um nível de superaquecimento que é realizado nos ciclos reais. “Isso acontece para garantir que no compressor entrará somente vapor, uma vez que a entrada de líquido no mesmo pode provocar sérios danos ao seu funcionamento”, de acordo com Silva (2019, p. 101).

Pela contribuição de Bitzer ([2005?], p. 2, grifo do autor), “Chamamos de **superaquecimento** a diferença entre a temperatura de sucção e a temperatura de evaporação”. Isto é, é a diferença entre a temperatura medida na linha de sucção e a temperatura medida quando o líquido está mudando para fase vapor, para um valor constante de pressão.

Com isso, a Eq. (15) define o superaquecimento, que tem unidade de medida de temperatura – tanto pode ser em °C como em K, sendo de preferência a segunda opção, por ser utilizada no SI – pois é calculado pela diferença entre dois valores de temperatura.

$$Sup = T_{suc} - T_{ev} \quad (15)$$

Em que:

- Sup = valor de superaquecimento;
- T_{suc} = temperatura na linha de sucção;
- T_{ev} = temperatura de evaporação, derivada de uma leitura de pressão.

Há casos em que a transferência de calor do ambiente para a linha de sucção, quando esta é muito longa, ocasiona aumento do superaquecimento; nesse caso, diferencia-se superaquecimento total – o que é medido na entrada do compressor – e superaquecimento útil – o que é medido na saída do evaporador (BITZER, [2005?], p. 2). Entretanto, quando não se conhece a magnitude do calor trocado no trajeto entre o evaporador e o compressor, ou ainda se esse trajeto for curto e/ou muito bem isolado, pode-se considerar os dois valores de superaquecimento como iguais.

Ainda de acordo com Bitzer ([2005?], p. 3, grifo do autor),

os fabricantes de compressores, de um modo geral, recomendam que este valor esteja variando de um **mínimo de 8K** para evitar retorno de líquido, o que poderá provocar quebra mecânica do compressor, até um **máximo de 20K** para evitar baixo rendimento frigorífico, alta potência consumida, elevadas temperaturas de descarga, carbonização do óleo, desgaste prematuro e, conseqüentemente quebra mecânica do compressor.

Obviamente, isso varia de fabricante para fabricante, em intervalos menores entre o mínimo e o máximo. O manual do fabricante de cada equipamento deve ser consultado.

2.3.5.2 Sub-resfriamento

Análogo ao mecanismo anterior, “o refrigerante líquido é resfriado a uma temperatura abaixo daquela a que foi condensado. Isto é chamado **sub-resfriamento**, calculado pela diferença de temperatura entre a temperatura de condensação e a temperatura do líquido refrigerante na linha de líquido”, segundo Bitzer ([2005?], p. 2, grifo do autor).

Dessa forma, ainda de acordo com Bitzer ([2005?], p. 2), isso é importante, pois através desse resfriamento extra, é evitada a perda de rendimento do sistema frigorífero, através da presença indesejável de vapor instantâneo (traduzido de *flash gas*, do inglês), que seria a evaporação instantânea do fluido a alta pressão, quando entra em contato com as paredes da tubulação.

2.3.5.3 Variação de temperaturas de retorno e insuflamento

Ainda há, nas avaliações de situação, esta outra variação, porém ela se dá pela diferença entre as temperaturas de retorno e de insuflamento.

A temperatura de retorno é a temperatura com a qual o fluido entra na seção superior da unidade interna (evaporador), no caso de condicionador de ar *split*, antes de trocar calor com o fluido refrigerante.

Por sua vez, a temperatura de insuflamento, é a temperatura com a qual o fluido sai pela área inferior do mesmo componente, após ceder calor para o fluido.

Dessa forma, a Eq. (16) descreve a definição do parâmetro utilizado.

$$\Delta T = T_R - T_I \quad (16)$$

Em que:

- ΔT = diferença de temperatura;
- T_R = temperatura de retorno;
- T_I = temperatura de insuflamento.

3 METODOLOGIA

3.1 Conceito dos experimentos

Os equipamentos condicionadores de ar presentes no LCTF foram utilizados como objeto de estudo nesse trabalho. Há quatro máquinas iguais instaladas no laboratório, e foi atribuído um número índice para cada um, de um a quatro. Porém, a unidade especificada com o número quatro não estava sendo utilizada no período em que os ensaios foram realizados, devido estar com defeito e, portanto, foi desconsiderada para os fins deste trabalho.

Todos os ensaios consistiram em ajustar as temperaturas de um conjunto contendo entre um a três equipamentos na mesma temperatura, separados de forma intencional em arranjos de forma a abranger uma boa parte das combinações, e então efetuar medições de pressão e de temperatura. Essas medições foram realizadas após passado um tempo de 15 minutos, para que o ambiente refrigerado entrasse em equilíbrio térmico e assim, pudesse ser considerado que os equipamentos estavam operando em regime permanente.

Dessa forma, a temperatura ajustada nos condicionadores de ar, por meio do controle remoto, foi estabelecida como uma variável de entrada de valor fixo, sendo atribuído a ela o valor de 16 °C.

Esse valor foi escolhido para que não ocorresse diminuição de intensidade de operação de algum componente, visto que existe um mecanismo de economia de energia que diminui a potência de alimentação quando a operação está utilizando mais do que precisa. Isso não seria interessante para os experimentos realizados, já que poderia comprometer a integridade dos resultados, dado que alguns testes poderiam ter condições de operação diferentes dos outros.

Por outro lado, as outras variáveis tiveram seus valores determinados através de mensurações. Foi realizado uma medição de temperatura na entrada de ar da unidade interna, assim como na sua saída, caracterizando as temperaturas de retorno e de insuflamento, respectivamente. Também foi medida a temperatura do ambiente externo, no qual a unidade condensadora fica instalada. Além disso, foi feita a medição da temperatura de sucção, na linha que antecede o processo de compressão, assim como da pressão de sucção, na mesma linha de tubulação.

As outras variáveis adotadas como resultado do experimento foram obtidas através do tratamento dos dados oriundos das medições. Para isso, foram utilizadas as Eqs. (15) e (16). Cabe ressaltar que os valores da temperatura de evaporação, utilizados na Eq. (15), foram

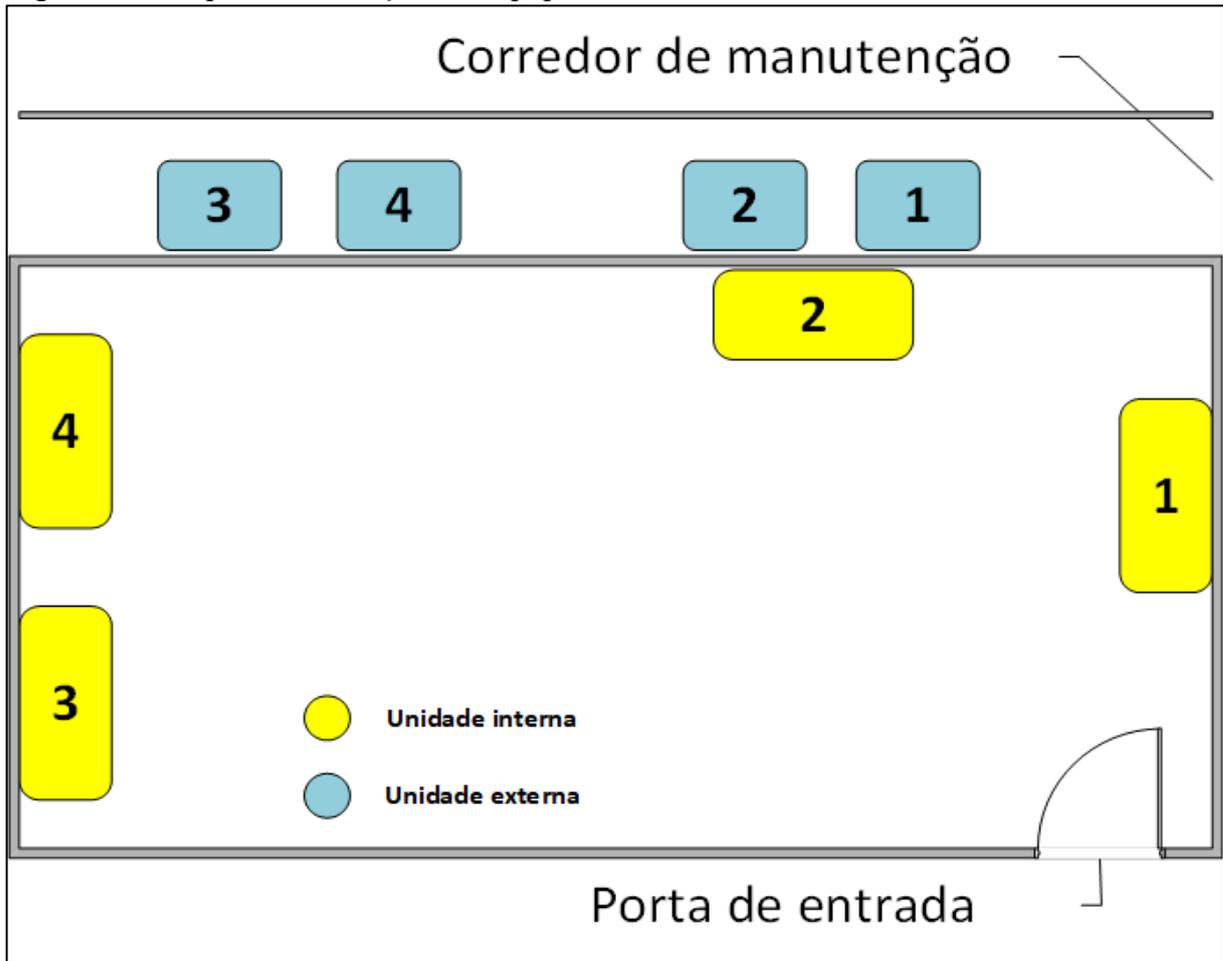
obtidos através da leitura de uma tabela, que relaciona pressão a temperatura, sendo que ela é fornecida pelo próprio fabricante do equipamento. Quando necessário, foram efetuadas interpolações, pois os resultados das medições nem sempre estão explícitos nesse conjunto de dados de pressão relacionada a temperatura.

Finalizada essa etapa, os resultados de superaquecimento e de diferença entre as temperaturas de retorno e insuflamento foram comparados com os respectivos intervalos de valores adequados, indicados pelo fabricante. Para o primeiro parâmetro, se o resultado for maior ou igual a $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ e menor ou igual a $11\text{ }^{\circ}\text{C}$, a situação se encontra em uma classificação de “OK”, enquanto que qualquer valor menor que $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ caracteriza uma situação de “ABAIXO” e qualquer resultado maior que $11\text{ }^{\circ}\text{C}$ determina uma situação de “ALTO”. Em relação ao outro parâmetro, caso o resultado seja maior ou igual a $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ e menor ou igual a $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, a situação é classificada como “OK”, enquanto que qualquer valor menor que $10\text{ }^{\circ}\text{C}$ determina uma situação de “ABAIXO” e qualquer valor maior que $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ se enquadra como “ALTO”.

A Figura 14 exibe uma espécie de mapa, no qual pode ser vista a localização de cada equipamento dentro e fora da sala, com uma visualização de cima para baixo (vista superior de um desenho técnico). As dimensões da sala do laboratório são 13,8 m de comprimento, 7,1 m de largura e 2,6 m de pé direito.

A disposição e orientação dos equipamentos levam em consideração uma pessoa que está de costas para a porta de entrada do laboratório (ou de frente para as janelas). Vale salientar que para cada equipamento, constam uma unidade interna (evaporador) e uma unidade externa (compressor, condensador e dispositivo de expansão dentro da mesma unidade), cuja localização fica em um corredor na frente das janelas da sala, ao qual foi dado o nome de “corredor de manutenção”.

Figura 14 – Mapa de localização dos equipamentos no LCTF



Fonte: elaborado pelo autor.

As unidades internas estão representadas por retângulos preenchidos com a cor amarela, enquanto que as externas com a cor azul, conforme legenda.

Com finalidade de haver uma praticidade maior na identificação de cada unidade no decorrer do texto, será utilizado um código, associando o tipo da unidade ao número presente dentro do retângulo. Dessa forma, a unidade interna número um será designada por "UI1", enquanto que a unidade externa número um será chamada de "UE1". O mesmo padrão se repete para os demais equipamentos, alterando apenas o número.

Com o mesmo propósito, para designar o equipamento por completo (unidade interna e unidade externa), será utilizado o código "E1" para o equipamento número um, e assim por diante, alterando apenas o número identificador.

3.1.1 Descrição dos equipamentos e dispositivos utilizados

3.1.1.1 Condicionador de ar

Os equipamentos de ar-condicionado utilizados são todos da marca Elgin, do modelo Split High Wall Ecologic, com capacidade de 30 mil *BTU/h*, contando apenas com o ciclo de refrigeração, ou seja, não tem ciclo de aquecimento. O código da unidade evaporadora é HLF130B2FA, enquanto que o da unidade condensadora é HLFE30B2NA. O fluido utilizado é o R-410A, um gás *blend* não azeotrópico, e o dispositivo de expansão adotado é o tubo capilar.

Essas e outras informações podem ser observadas nas Figuras 15 e 16, que apresentam as etiquetas fixadas nas carcaças da UI1 e da UE1, respectivamente. As etiquetas de todos os outros exemplares são iguais, visto que são os mesmos equipamentos, e estas duas imagens servem para representação.

Figura 15 – Etiqueta fixada na UI1



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 16 – Etiqueta fixada na UE1

ELGIN <small>PRODUTOS DO PÓLO INDUSTRIAL DE MARAPÉ</small> <small>CONHEÇA A AMAZONIA</small>	
CONDICIONADOR DE AR SPLIT - FRIO	
MODELO	HILFE30B2NA
CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO	8790 W (30000 Btu/h)
ALIMENTAÇÃO ELÉTRICA	220 V~
FREQUÊNCIA	60 Hz
CORRENTE MÁXIMA	14,6 A
MASSA DE REFRIGERANTE	1880 g
REFRIGERANTE	R-410A
MASSA	54,3 kg
GRAU DE PROTEÇÃO	IPX4
DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	CAPILAR
DIMENSÕES (A x L x P) mm	705 x 855 x 325
PRESSÃO MÁXIMA (MPa)	3,79 (Descarga) 1,72 (Sucção)
USE DISJUNTORES DE 20 A	
COMPRESSOR PROTEGIDO TERMICAMENTE	
I.O. Nº	
 *43241003926533181217*	

Fonte: elaborado pelo autor.

A Figura 17 exibe as duas unidades ao mesmo tempo, em um recorte retirado de um site, no qual exatamente o mesmo modelo é colocado à venda.

Figura 17 – Equipamento de ar condicionado utilizado



Fonte: Friopeças ([201-?], p. 1).

Além disso, mais algumas informações técnicas podem ser encontradas no manual de instalação do produto, fornecido pelo próprio fabricante. Um recorte dessas informações para o modelo especificado pode ser visualizado no Quadro 1.

Quadro 1 – Informações técnicas no manual de instalação da Elgin

ITEM		UNIDADE INT.	HLF30B2FA
		UNIDADE EXT.	HLFE30B2NA
CAPACIDADE	REFRIGERAÇÃO	W	8790
		(Btu/h)	30000
	AQUECIMENTO	W	-
		(Btu/h)	-
ALIMENTAÇÃO ELÉTRICA		V	220
FREQUÊNCIA		Hz	60
POTÊNCIA		W	2689
CORRENTE		A	12,5
TIPO DE REFRIGERANTE ⁽¹⁾		TIPO	R-410A
POTÊNCIA MÁXIMA (PARA DIMENSIONAMENTO DO CIRCUITO DE ALIMENTAÇÃO ELÉTRICA)		W	3160
CORRENTE MÁXIMA (PARA DIMENSIONAMENTO DO CIRCUITO DE ALIMENTAÇÃO ELÉTRICA)		A	14,6
DISJUNTOR		A	20
CABO DE INTERLIGAÇÃO ⁽²⁾		mm ²	PP 4x2,5mm ² até 10m
CABO DE ALIMENTAÇÃO		mm ²	Padrão
COMPRIMENTO DOS TUBOS	PADRÃO		7,5
	MÍNIMO	m	2
	MÁXIMO		30
DESNÍVEL MÁXIMO		m	10
TUBULAÇÕES	LÍQUIDO	mm (Polegada)	9,53 (3/8)
	SUCÇÃO		15,87 (5/8)
MASSA (sem embalagem)	UNIDADE INTERNA	kg	16
	UNIDADE EXTERNA		54,3

Fonte: adaptado de Elgin ([2017?], p. 26).

3.1.1.2 Sistemas de medição

No referente a leitura dos valores de pressão, foi utilizado um manômetro comum, que compõe um manifold, sendo o manômetro de baixa pressão, com escalas de pressão em

kPa e em *psi*, nas quais as faixas de indicação são de -100 a 850 *kPa*, e de -30 a 124 *psi*. Esse equipamento foi cedido por uma empresa do ramo de refrigeração da cidade, para uso durante os testes.

Um manifold nada mais é do que um conjunto de dois manômetros, sendo um com faixas de indicações menores, atreladas a maior resolução, ou seja, é perceptível uma diferença significativamente menor, enquanto que o outro tem faixas maiores, com detrimento da resolução. O primeiro é utilizado para o intervalo do ciclo em que os valores de pressão são baixos, enquanto que o outro é utilizado para valores maiores, em que a exatidão não é tão essencial quanto no lado de baixa, por se tratar de altas magnitudes. A Figura 18 demonstra o equipamento que foi utilizado (o azul), com os valores obtidos em uma das medições realizadas.

No manômetro também há escalas de temperatura associadas às de pressão, entretanto no caso do instrumento utilizado, não havia uma escala de temperatura própria para o fluido em uso na instalação, portanto, ele não poderia ser utilizado para medir temperatura. Importante ressaltar que isso não interfere na capacidade de medir pressão.

De toda forma, essa leitura de valores de temperatura não seria mesmo utilizada, visto que poderia ter um erro de leitura associado, além da possibilidade de erro na leitura do valor de pressão, influenciando nos resultados. Em vez disso, foi utilizada a tabela de associação entre pressão e temperatura, fornecida pelo fabricante, como mencionado anteriormente.

Figura 18 – Instrumento manifold



Fonte: elaborado pelo autor.

A respeito da medição de temperatura, foram utilizados para tal, um multímetro digital da marca Minipa, de modelo ET1110A, contando com uso para temperatura e resistência, em conjunto com um termopar tipo K, ambos cedidos pelo laboratório de física da universidade, para uso durante os testes. O multímetro possui faixa de indicação de temperatura de -40 a 1000 °C (LINK, [201-?], p. 1), já o termopar tipo K possui uma faixa de medição usual de -200 até 1200 °C (ALUTAL, [201-?], p. 1). A Figura 19 mostra os dois instrumentos que foram utilizados.

Figura 19 – Multímetro e termopar utilizados



Fonte: elaborado pelo autor.

O termopar funciona como o sensor, que fica diretamente em contato com o objeto ao qual se quer medir a grandeza temperatura, e transmite informações para o instrumento multímetro, que trata o sinal e expõe o resultado no visor digital.

3.1.1.2.1 Fatores de erro

Apesar de todo o esforço, não é possível eliminar completamente a chance de erro, já que até os próprios equipamentos incluem um erro intrínseco ao processo de medição.

O termopar tipo K padrão, por exemplo, tem $\pm 2,2$ °C ou $\pm 0,75\%$ de limite de erro, o que for maior em valor de temperatura, de acordo com Alutal ([201-?], p. 1). O multímetro, por sua vez, possui precisão básica de $\pm 0,5\%$, de acordo com Link ([201-?], p. 1). Sendo assim, para uma análise mais detalhada, com comparações que requerem um nível mais alto de exatidão, esses valores devem ser considerados, o que não foi o caso do presente trabalho.

Além disso, também deve-se ressaltar o fato de que, por o manômetro ter indicação analógica, pode ocorrer o fator humano, por meio do erro de leitura do operador na hora de verificar qual o resultado da medição, como já foi citado.

3.1.2 Descrição dos ensaios

Foram realizados ao todo seis ensaios, de forma que cada variável foi mensurada onze vezes, sendo um ensaio com três equipamentos, três ensaios com uma dupla em cada e dois ensaios com uma única unidade, conforme Tabela 1.

O primeiro contou com todos os três equipamentos disponíveis em operação. Já o segundo, foi realizado com apenas o E1 e o E2 em operação. O terceiro teste continuou com dois equipamentos, só que dessa vez com o E1 e o E3. O quarto ensaio foi realizado com a dupla restante, ou seja, com o E2 e o E3 em operação.

O quinto ensaio se deu pelo uso de apenas o E1 (ele foi escolhido por observação direta, antes dos ensaios, de que ele continha a melhor capacidade de refrigeração e, por consequência, a melhor condição de ser testado sozinho). No sexto e último teste, também foi colocado em operação apenas o E1, porém com uma alteração de condição de trabalho; foi utilizada uma sacola plástica para tampar metade da entrada de ar na unidade evaporadora, como pode ser visto na Figura 20, a fim de simular uma situação de dificuldade de troca térmica, devido a supostas sujeiras acumuladas no equipamento.

Tabela 1 – Ensaio realizados, condições e equipamentos analisados

Ensaio	Condições do ensaio	Equipamento analisado
1	Todos os três em operação	E1
		E2
		E3
2	E1 e E2 em operação	E1
		E2
3	E1 e E3 em operação	E1
		E3
4	E2 e E3 em operação	E2
		E3
5	E1 em operação	E1
6	E1 em operação, com alteração [1]	E1

Fonte: elaborado pelo autor.

[1] Foi obstruída a metade da entrada de ar da unidade evaporadora, para dificultar o fluxo de ar e, por consequência, a troca térmica.

Figura 20 – Obstrução da passagem de ar no filtro do evaporador do E1 para o ensaio 6



Fonte: elaborado pelo autor.

a) Equipamento com sacola plástica em metade do filtro de ar; b) Destaque de parte do filtro de ar tampada.

Em todos os experimentos, foi seguido um procedimento padrão. Esse procedimento se deu início pela verificação de fechamento de todas as janelas. Após isso, foi ajustada a temperatura desejada em todos os equipamentos em operação, que foi de 16 °C,

conforme informado anteriormente. Decorridos 15 minutos após o ajuste, foi feita a medição das temperaturas de insuflamento e de retorno, das formas demonstradas nas Figuras 21 e 22, respectivamente.

Figura 21 – Exemplo de medição da temperatura de insuflamento



Fonte: elaborado pelo autor.

Figura 22 – Exemplo de medição da temperatura de retorno



Fonte: elaborado pelo autor.

Logo depois, já no corredor de manutenção, mediu-se a temperatura do ar ambiente em que a unidade condensadora opera. Em seguida, foram montados os dois sistemas de medição restantes – de temperatura de sucção e de pressão de sucção. Para medir a pressão, a mangueira do manômetro foi conectada na válvula *Schrader*, que é uma válvula pneumática para serviços deste tipo, localizada na entrada da carcaça da unidade condensadora. A Figura 23 evidencia o local onde se encontra a válvula, devendo ser retirada a tampa destacada, para fazer a conexão.

Figura 23 – Localização da válvula *Schrader*



Fonte: elaborado pelo autor.

O primeiro passo da montagem do sistema de medição da temperatura se deu pela localização de um ponto, aproximadamente entre 10 cm e 20 cm de distância da válvula, desde que a tubulação não estivesse dobrada ou amassada.

Escolhido o local, o sensor foi fixado na tubulação com o auxílio de um fio, se atentando para o máximo contato possível da extremidade do termopar com a tubulação, e por

cima disso, foi colocado um material isolante térmico, o mesmo que já estava sendo utilizado nas instalações. Para restringir mais a entrada de ar pelas laterais do material isolante, foram utilizadas abraçadeiras para fechar ainda mais o espaço onde estava o sensor. A Figura 24 apresenta essa montagem.

Figura 24 – Montagem para medição da temperatura de sucção



Fonte: elaborado pelo autor.

A Figura 25 apresenta duas fotos de uma vista mais ampla das montagens prontas.

Figura 25 – Montagens de medição de temperatura e de pressão



Fonte: elaborado pelo autor.

a) Ambos sistemas de medição e dispositivo multímetro; b) Ambos sistemas de medição, dispositivos multímetro e manifold.

Todos os dados obtidos foram registrados em uma planilha em um computador no laboratório, para melhor visualização e tratamento.

Após finalizadas as medições, os dados de pressão obtidos em cada unidade foram utilizados para determinar as temperaturas de evaporação do fluido para aqueles valores de pressão. Para isso, foi utilizada a base de dados de pressão por temperatura, disponível no manual de instalação do ar-condicionado Elgin. Para valores de pressão intermediários entre dois valores consecutivos exibidos, foi determinado o valor de temperatura correspondente através de cálculos de interpolação. Um recorte com o cabeçalho e as duas primeiras linhas, junto com o intervalo com os valores utilizados, é apresentado no Quadro 2.

Quadro 2 – Recorte da base de dados de pressão por temperatura

Pressão manométrica x temperatura (vapor saturado)			
°C	(°F)	kPa	(psi)
-40	-40,0	74,5	11
-39	-38,2	82,5	12
-2	28,4	645,7	94
-1	30,2	670,1	97
0	32,0	695,2	101
1	33,8	720,8	105
2	35,6	747,1	108
3	37,4	774,0	112
4	39,2	801,5	116
5	41,0	829,7	120
13	55,4	1079,8	157
14	57,2	1114,3	162
51	123,8	3020,7	438
52	125,6	3092,4	449
53	127,4	3165,3	459
54	129,2	3239,6	470
55	131,0	3315,0	481
56	132,8	3391,8	492
57	134,6	3469,9	503
58	136,4	3549,4	515

Fonte: adaptado de Elgin ([2017?], p. 20).

A partir disso, puderam ser calculados os parâmetros definidos nas Eqs. (15) e (16), superaquecimento e diferença de temperatura entre retorno e insuflamento.

Com o resultado do superaquecimento, especificamente, foi possível utilizar os critérios sugeridos pelo próprio fabricante para avaliar se a carga de fluido refrigerante estava adequada para as instalações. Segundo Elgin ([2017?], p. 19), caso o resultado obtido fosse um valor acima de 11 °C, seria necessário aumentar a carga de fluido refrigerante; se estivesse entre 11 °C e 7 °C, não seria necessária nenhuma mudança; e no caso no qual fosse menor que 7 °C, estaria com muita massa de fluido e precisaria retirar uma parte.

No que se refere a diferença das temperaturas de insuflamento e de retorno, se o resultado obtido se encontrasse entre 10 °C e 15 °C, as condições estariam normais, de acordo com Elgin ([2017?], p. 21). Realizada essa avaliação parcial, se o valor obtido não se

encontrasse nesse intervalo, outras verificações posteriores precisariam ser efetuadas para averiguar qual o problema presente.

3.2 Caracterização das condições de trabalho

Apesar do direcionamento que a interpretação desses parâmetros indica, há de se ressaltar que as condições sob as quais o equipamento está em operação também modelam o funcionamento dele. Isto tudo se enquadra nas condições da instalação frigorífica, que envolve a instalação da unidade condensadora, da unidade evaporadora, das tubulações de cobre e do isolamento, assim como das condições do ambiente ao redor. Sendo assim, torna-se importante caracterizar estes fatores “externos”.

3.2.1 Distâncias mínimas requeridas

As instalações das unidades evaporadora e condensadora devem respeitar alguns limites de distância máxima e/ou mínima estipulados pelo fabricante. Um desses limites visivelmente não é atendido nas instalações em que o experimento foi realizado, o qual diz respeito a distância mínima requerida entre a saída de ar do componente externo e alguma barreira à sua frente, que deveria ser de 2 metros, de acordo com Elgin ([2017?], p. 8).

Há uma parede em frente ao condensador, que serve para diminuição da incidência dos raios solares nas janelas das salas e, embora seja vazada, ainda impede, em certa proporção, que o ar quente oriundo da troca de calor, circule bem e se misture a grande massa de ar atmosférica, o que cria uma bolsa de ar quente no ambiente de trabalho da unidade externa, e dificulta o sub-resfriamento natural, pois o ar já entra na carcaça do condensador a uma temperatura mais alta do que deveria, e não proporciona a troca de calor em sua totalidade ao fluido oriundo do compressor. A Figura 26 exhibe o corredor de manutenção, e pode ser percebida a distância descrita.

Figura 26 – Corredor de manutenção



Fonte: elaborado pelo autor.

3.2.2 Acúmulo de sujeira nos trocadores de calor

Quando tem acúmulo de sujeira nas entradas e/ou saídas de ar dos componentes trocadores de calor, há dificuldade de fluxo de ar, de forma que o rendimento do processo geral é prejudicado, ocasionando um resfriamento insatisfatório. Não foi feita a verificação do estado dos trocadores de calor, nesse quesito, portanto, não se pode afirmar nem que há nem que não há acúmulo de sujeira nos equipamentos.

3.2.3 Tubulações

As tubulações desempenham papel obviamente fundamental no sistema, e alterações em suas características podem causar alterações nos parâmetros de funcionamento.

A tubulação da linha de sucção, na qual o fluido refrigerante tem pressão menor, deve possuir diâmetro de 5/8", enquanto que a linha de expansão, na qual a pressão do fluido é maior, deve ter 3/8" (ELGIN, [2017?], p. 26).

Foi possível observar que no E1, a linha de expansão conta com uma junção de duas tubulações com bitolas de diâmetro diferentes, sendo de 3/8" e de 1/4", conforme Figura 27.

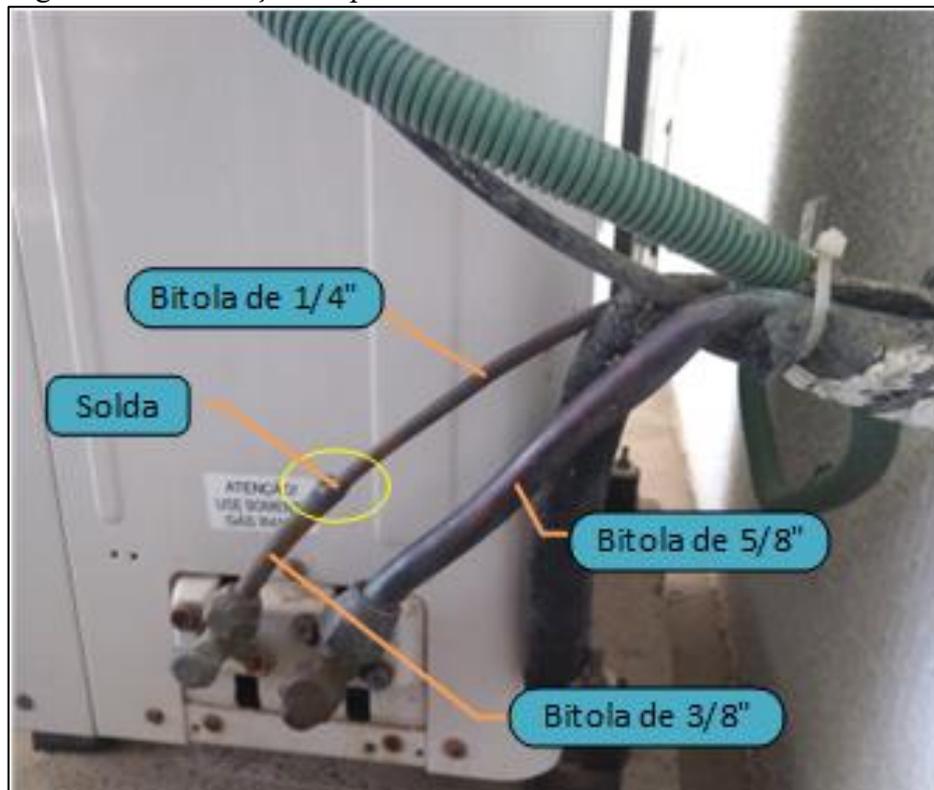
Além disso, também se notou algumas seções amassadas na linha de retorno do evaporador em direção ao compressor.

3.2.3.1 Isolantes térmicos

Outro fator crucial é a boa qualidade de isolamento térmico. O fluido refrigerante adquire calor do ambiente refrigerado em um estado com baixos valores de pressão e de temperatura (inclusive menor que a temperatura ambiente), e segue pela linha de sucção; quando não há bom isolamento, o ar do ambiente externo continua transferindo calor para o fluido, o que ocasiona aumento do superaquecimento.

Nas instalações em questão, notou-se uma degradação do material responsável pelo isolamento térmico, decorrente das intempéries sob as quais ele está exposto no decorrer do tempo, assim como seções da tubulação já sem a presença alguma do material. Não há estimativa de quanto tempo se passou desde que isso aconteceu. A Figura 27 demonstra apenas a situação de E1 e, embora todos os equipamentos tenham apresentado este tipo de fator, infelizmente não se tem registro fotográfico nem anotações da exata situação da tubulação de cada um, portanto não se pode afirmar que todos se encontravam desta mesma forma.

Figura 27 – Tubulações expostas do E1



Fonte: elaborado pelo autor.

3.2.4 *Presença de umidade*

Acerca do termo “umidade”, Creder (2004, p. 31) afirma que é a “quantidade de vapor d’água presente na mistura ar-vapor”. No ciclo simples de refrigeração ar-condicionado split, representa a quantidade de vapor de água presente no sistema.

Caso exista umidade dentro do sistema, podem ocorrer dois problemas, que seriam o congelamento da água não absorvida pelo fluido refrigerante, nos locais onde a temperatura é menor que 0 °C, e/ou a formação de ácidos corrosivos decorrentes de reações químicas da água com o óleo. No cenário descrito por último, a formação ácida causa lama, cobreamento e deterioração no sistema, e ainda danifica o compressor. (MATOS, [2010?], p. 196).

Não foi realizada nenhuma medição de umidade em nenhum sistema.

3.2.5 *Carga de fluido refrigerante*

Como detalhado anteriormente, o resultado do superaquecimento sinaliza a situação da carga de fluido, ou seja, se tem muito fluido, se está na medida correta ou se tem pouco.

Para a situação em que há pouco fluxo de fluido, por exemplo, o calor do ambiente refrigerado é mais do que o suficiente para superaquecê-lo, e conforme o fluido é aquecido, ele se expande. Por consequência, é necessária mais entrada de potência para o compressor conseguir comprimir esse vapor; portanto, quando há pouco fluxo de fluido, há mais gasto de energia e o ciclo se torna menos eficiente (ÇENGEL; BOLES, 2013, p. 617).

Por outro lado, quando há muito fluxo de fluido refrigerante, o calor originário do ambiente refrigerado não consegue superaquecê-lo suficientemente, ocorrendo a possibilidade de alguma porção de fluido em fase líquida se dirigir ao compressor, e causar falha mecânica.

3.2.5.1 *Complementação ou remoção parcial*

Dado algum dos dois cenários descritos, deve-se tomar a ação de adicionar ou remover fluido para solucionar o problema, ou, no caso de um sistema com válvula de expansão, alterar sua vazão, para ajustar o fluxo de fluido.

Entretanto, no caso de um gás *blend*, como é o R-410A, não é possível adicionar ou remover apenas uma porção do fluido, sem que altere o equilíbrio da mistura, trocando assim os valores de mudança de fase e, como resultado, modificando o rendimento.

Dessa forma, seria inviável efetuar tais ações no sistema em análise, sendo necessária a total remoção do gás e reposição completa de maneira correta de outra unidade de fluido. Não se pode afirmar se alguma ação dessa natureza já foi efetuada em serviços de manutenção dos equipamentos estudados, o que em caso positivo, justificaria alterações no funcionamento.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

A tabela com as anotações dos dados obtidos nos ensaios é composta por muitas colunas, então ela foi dividida em duas tabelas, para facilitar a visualização.

4.1 Avaliação da diferença de temperatura

Os dados de entrada relevantes, assim como os dados obtidos nas medições relacionadas ao diferencial das temperaturas de insuflamento e de retorno da unidade interna, previamente detalhados, podem ser visualizados na Tabela 2.

Tabela 2 – Diferença de temperatura entre insuflamento e retorno da unidade interna

Ensaio	Condições do ensaio	Equipamento analisado	T_{set} [1]	T_I [2]	T_R [3]	ΔT [4]	Situação [5]
1	Todos os três em operação	E1	16	12	23	11	OK
		E2	16	10	26	16	ALTO
		E3	16	11	27	16	ALTO
2	E1 e E2 em operação	E1	16	8	20	12	OK
		E2	16	6	23	17	ALTO
3	E1 e E3 em operação	E1	16	11	25	14	OK
		E3	16	11	29	18	ALTO
4	E2 e E3 em operação	E2	16	9	22	13	OK
		E3	16	11	27	16	ALTO
5	E1 em operação	E1	16	12	24	12	OK
6	E1 em operação, com alteração [6]	E1	16	7	24	17	ALTO

Fonte: elaborado pelo autor.

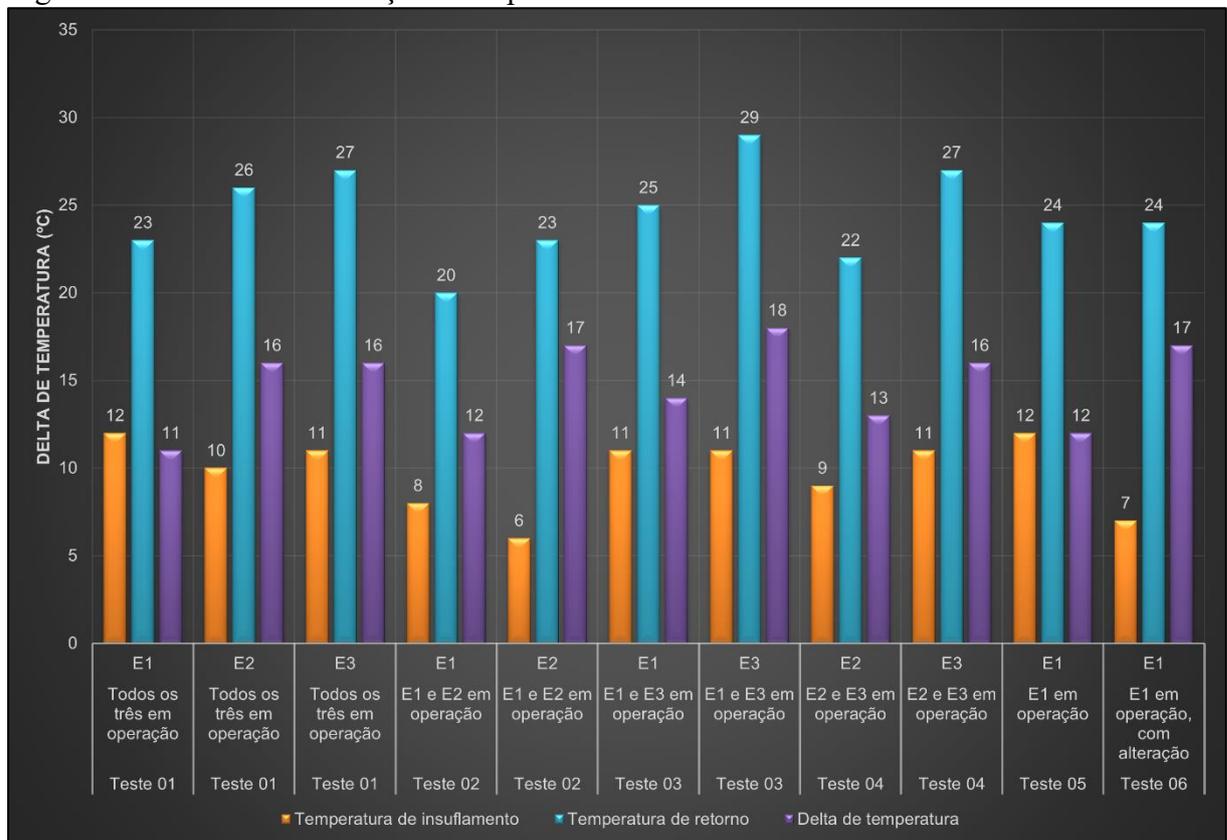
[1] Temperatura ajustada no controle, em °C. [2] Temperatura de insuflamento da unidade evaporadora, em °C.

[3] Temperatura de retorno da unidade evaporadora, em °C. [4] Diferença de temperatura entre valores de

insuflamento e de retorno, em °C. [5] Os valores de diferença maiores ou iguais a 10 °C e menores ou iguais a 15 °C foram classificados como “OK”; os resultados menores que 10 °C foram nomeados como “ABAIXO” e; por fim, os valores de diferença maiores que 15 °C foram classificados como “ALTO”. [6] Foi obstruída a metade da entrada de ar da unidade evaporadora, para dificultar o fluxo de ar e, por consequência, a troca térmica.

A Figura 28 apresenta os principais dados da Tabela 2, de maneira a fornecer uma visualização mais objetiva, que conta com os valores de temperatura de insuflamento em cor laranja, temperatura de retorno em cor azul e a diferença de temperatura em cor roxa.

Figura 28 – Dados da diferença de temperatura



Fonte: elaborado pelo autor.

No primeiro ensaio, com todos os três equipamentos funcionando, apenas o E1 teve avaliação boa do parâmetro analisado, visto que os outros dois caracterizaram uma situação de “ALTO”.

No segundo experimento, o E1 também teve classificação “OK”, e o E2 também ficou como “ALTO”. Vale destacar um dado extremo, pelo fato de que o valor de 6 °C da temperatura de insuflamento do E2 ter sido o menor valor obtido para essa variável durante todos os testes, que totalizou onze medições. Provavelmente houve uma demanda de

refrigeração maior do que a oferta, visto que apenas dois equipamentos estavam operando e, com isso, essa temperatura teve que ser mais baixa em ambos, para compensar o subdimensionamento causado pelo teste com apenas os dois equipamentos.

De forma semelhante ao anterior, no terceiro ensaio, o E1 foi designado como “OK” e o E3 como “ALTO”. Outro dado chama atenção, que é o valor de 29 °C da temperatura de retorno do E3, sendo o maior obtido para essa variável durante todos os testes, que contou com onze medições. A respectiva variação de temperatura também foi a maior encontrada. Assim como no ensaio anterior, constavam apenas dois equipamentos funcionando em uma sala em que deveriam haver quatro, portanto, deve ter ocorrido uma demanda de refrigeração maior do que a oferta. Aliado a isso, o evaporador do E3 se localiza na parede oposta a que o E1 está instalado, condicionando cada um a ser responsável por refrigerar metade da sala durante esse ensaio; provavelmente, a capacidade do E3 estava afetada e ele não foi suficiente para prover a refrigeração de toda a massa de ar ao seu redor.

No quarto ensaio, o E2 foi classificado como “OK” e o E3 como “ALTO”. Pela localização de ambos, o cenário é um pouco semelhante ao experimento anterior, em que cada equipamento é responsável por refrigerar metade da sala, e o E3 não conseguiu novamente manter bons parâmetros, o que sinaliza um possível problema.

Ao ser avaliado sozinho, no quinto ensaio, o E1 ainda obteve um bom desempenho no parâmetro analisado, sendo classificado como “OK”. Isso demonstra que a massa de ar mais próxima a ele estava sendo bem refrigerada.

No sexto e último teste, o E1 ficou como “ALTO”. Isso se deve ao fator externo introduzido para o experimento. O equipamento teve que insuflar ar a uma temperatura muito inferior, para compensar a menor vazão de entrada e manter a temperatura ajustada. Isso simula o que ocorre quando os filtros não passam por processo de devida limpeza e acabam acumulando sujeira. O equipamento é forçado a insuflar ar a uma temperatura menor, para continuar refrigerando o ambiente na mesma temperatura ajustada, o que pode ocasionar maior demanda de potência, tornando-o menos eficiente.

4.2 Avaliação do superaquecimento

De forma similar ao outro parâmetro, os dados de entrada relevantes e os dados obtidos nas medições relacionadas ao cálculo do superaquecimento na linha de sucção, que foram previamente esmiuçados, são apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 – Dados referentes ao cálculo do superaquecimento na entrada do compressor

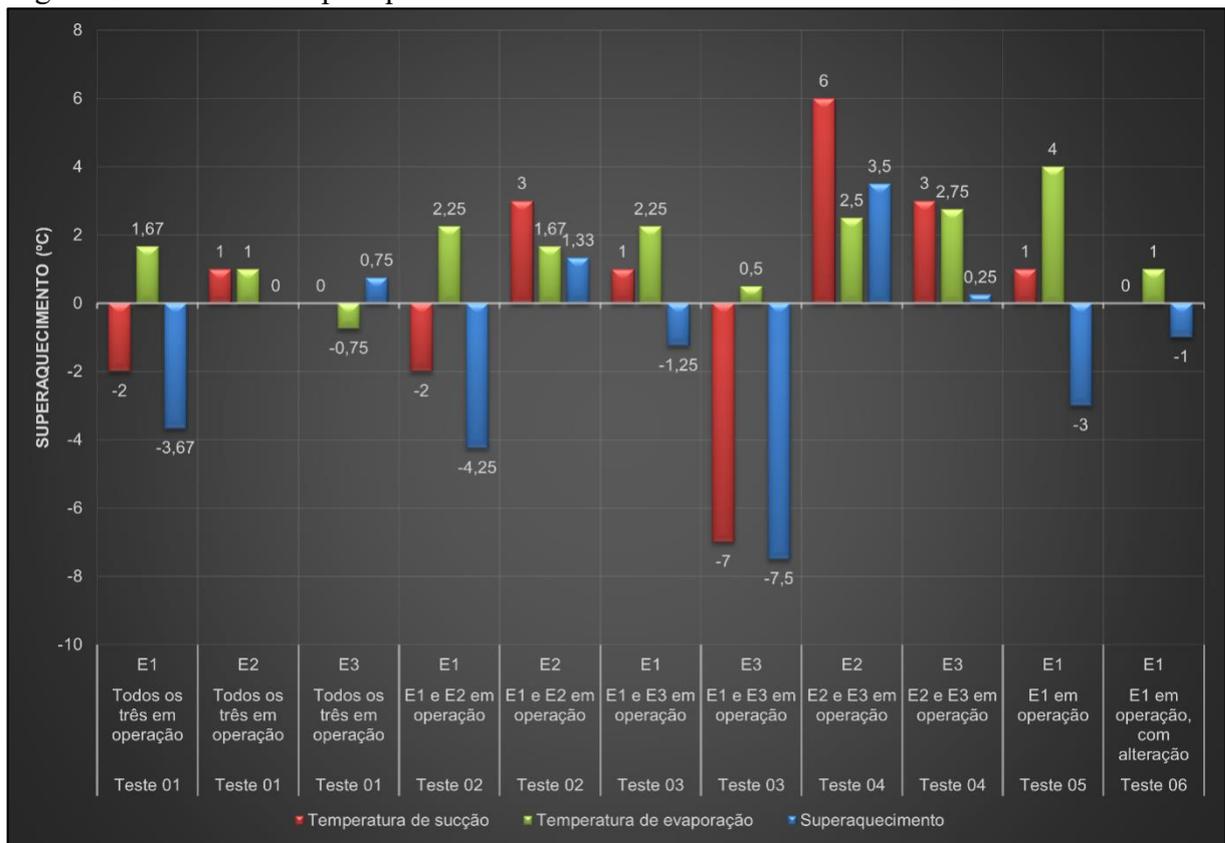
Ensaio	Condições do ensaio	Equip. analisado	T_{set} [1]	T_{ext} [2]	T_{suc} [3]	P_{suc} [4]	T_{ev} [5]	Sup [6]	Situação [7]
01	Todos os três em operação	E1	16	33	-2	107	1,67	-3,67	ABAIXO
		E2	16	33	1	105	1	0	ABAIXO
		E3	16	33	0	98	-0,75	0,75	ABAIXO
02	E1 e E2 em operação	E1	16	35	-2	109	2,25	-4,25	ABAIXO
		E2	16	35	3	107	1,67	1,33	ABAIXO
03	E1 e E3 em operação	E1	16	32	1	109	2,25	-1,25	ABAIXO
		E3	16	32	-7	103	0,5	-7,5	ABAIXO
04	E2 e E3 em operação	E2	16	32	6	110	2,5	3,5	ABAIXO
		E3	16	32	3	111	2,75	0,25	ABAIXO
05	E1 em operação	E1	16	32	1	116	4	-3	ABAIXO
06	E1 em operação, com alteração [8]	E1	16	32	0	105	1	-1	ABAIXO

Fonte: elaborado pelo autor.

[1] Temperatura ajustada no controle, em °C. [2] Temperatura do ambiente de trabalho da unidade condensadora, em °C. [3] Temperatura de sucção, medida a uma distância entre 10 *cm* e 20 *cm* da entrada do compressor, em °C. [4] Pressão de sucção, medida na válvula de serviço na entrada do compressor, em psi. [5] Temperatura de evaporação, em °C, determinada por meio de valores tabelados, utilizando a pressão de sucção. [6] Superaquecimento na entrada do compressor, em °C. [7] Os valores de superaquecimento maiores ou iguais a 7 °C e menores ou iguais a 11 °C foram classificados como “OK”; os valores menores que 7 °C foram nomeados como “ABAIXO” e; por fim, os valores maiores que 11 °C foram classificados como “ALTO”. [8] Foi obstruída a metade da entrada de ar da unidade evaporadora, para dificultar o fluxo de ar e, por consequência, a troca térmica.

A Figura 29 apresenta os principais dados da Tabela 3, dispostos de forma mais visual. A temperatura de sucção aparece na cor vermelha, enquanto que a temperatura de evaporação se encontra na cor verde e o superaquecimento está na cor azul.

Figura 29 – Dados de superaquecimento



Fonte: elaborado pelo autor.

A partir desses dados, pode-se observar que em todos os ensaios, todos os equipamentos avaliados apresentaram situação abaixo do recomendado. Da mesma forma como no parâmetro de avaliação anterior, isso pode ser devido às condições de trabalho.

Levando em consideração os fatores “externos” que foram verificados, o confinamento de ar a frente das unidades condensadoras causa a entrada de fluido no evaporador a uma temperatura mais alta, o que resulta em uma diferença menor em relação a temperatura do ambiente refrigerado, e o que gera, por sua vez, capacidade menor de calor a ser removido da sala e uma rápida evaporação completa do fluido e, por consequência, um superaquecimento mais alto.

Paralelamente, o degradamento do material de isolamento das tubulações, além de também contribuir com o aumento de temperatura do fluido na linha de expansão, se adicionando ao fator anterior, também faz com que a temperatura aumente ainda mais na linha de sucção, gerando um aumento ainda maior do superaquecimento.

Nos experimentos que contaram com duas unidades condensadoras adjacentes trabalhando juntas, houve uma maximização desse confinamento de calor, tanto que os valores de temperatura externa foram maiores nos ensaios em que o E1 e o E2 estavam ligados, o que

poderia amplificar os dois fatores citados. Entretanto, não foi o que ocorreu, visto que os valores de superaquecimento dessas duas unidades nos ensaios em que as duas operaram juntas não foram os maiores encontrados.

Os resultados obtidos não condizem com esse aumento proveniente dessas duas condições de funcionamento, contrariando a lógica desenvolvida, visto que o superaquecimento sequer alcançou algum valor adequado no decorrer dos ensaios. Portanto, é possível que existam outros fatores, que foram citados ou não no presente trabalho, que influenciam de outra forma esse parâmetro, ou, por outro lado, também é possível que essas condições de trabalho não interfiram de forma tão acentuada como se imagina, no parâmetro analisado. Seria necessário um trabalho mais detalhado, com avaliação de outras variáveis, com mais ensaios, para afirmar algo dessa situação.

O fato de o superaquecimento estar abaixo, como explanado em seções anteriores, pode causar quebra do compressor e por consequência, indisponibilidade do condicionador de ar. Entretanto, esses equipamentos estavam em operação há algum tempo sem apresentar essa falha; um dos motivos para isso, pode ser a presença de um acumulador de sucção, que funciona como armadilha para o líquido e evita danos ao compressor, causados pela entrada de líquido nele. Foi verificada e confirmada a presença desse item nos equipamentos estudados, o que pode justificar a ausência de danos nos compressores, mesmo com valores de superaquecimento bastante abaixo do adequado.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho proporcionou a caracterização dos dois parâmetros selecionados, assim como suas medições e determinações com as técnicas mais adequadas dentro das possibilidades. Paralelamente, também houve um empenho em avaliar as unidades em diferentes arranjos de combinações de uso entre elas, para possibilitar uma avaliação mais justa, em que cada um dos equipamentos foi submetido a diferentes testes, porém todos foram testados em conjuntos iguais com os demais.

Foram utilizados equipamentos apropriados para medição de pressão e de temperatura, para medir as variáveis necessárias para determinar os valores dos indicadores desejados. Com isso, foi possível avaliar a situação da unidade em questão, tomando como base os respectivos intervalos de cada indicador, disponibilizados pelo próprio fabricante.

Além disso, foi feita uma caracterização do ambiente em que as unidades estão inseridas, assim como de alguns fatores que podem influenciar nos resultados das medições. Dessa forma, buscou-se abordar aspectos práticos de uma avaliação técnica do estado de funcionamento dos equipamentos condicionadores de ar. Os resultados obtidos, embora indiquem objetivamente a avaliação do estado de funcionamento, não apontam os fatores que os influenciam, sendo necessária a correspondência entre eles, para uma identificação mais detalhada dos problemas presentes nos equipamentos estudados.

Com isso, foi possível observar o melhor funcionamento do E1 em relação aos outros equipamentos, através dos resultados dos indicadores, estando dentro do intervalo recomendado para a diferença de temperatura, exceto quando a troca térmica foi propositalmente prejudicada no último ensaio. As outras duas unidades apresentaram situações semelhantes, sendo que o E2 teve o segundo melhor desempenho e E3 foi o equipamento com menor capacidade de refrigeração durante os experimentos.

5.1 Sugestões de trabalhos futuros

Como foram analisados apenas dois parâmetros, poderia ser feito um trabalho posterior analisando também o sub-resfriamento ou outros indicadores, a fim de se confirmar os resultados obtidos com o estudo do superaquecimento ou obter novas conclusões.

Outra possibilidade seria o aumento da quantidade dos conjuntos de equipamentos analisados, utilizando a mesma metodologia, a fim de cobrir uma gama maior de possibilidades, como por exemplo: mais equipamentos funcionando com limitação imposta por uma obstrução

na unidade interna, assim como foi executado com o E1 nos dois últimos ensaios; comparação de resultados de ensaios em diferentes salas do campus; dentre outros.

Além disso, também poderia ocorrer a realização dos mesmos experimentos, com mesma metodologia, mas com equipamentos com maior exatidão de medida, para se ter uma comparação dos dados e assim buscar identificar o tamanho da influência dos níveis de exatidão dos equipamentos utilizados sobre os resultados obtidos.

REFERÊNCIAS

- ALUTAL. **O que é um termopar? Qual sua importância na indústria?**. [s. l.], [201-?]. Disponível em: <https://www.alutal.com.br/br/termopar>. Acesso em: 18 jun. 2023.
- BITZER. **Boletim da engenharia**: definição do superaquecimento e sub-resfriamento. n. 20. [Cotia]: [s. n.], [2005?].
- BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica**. São Paulo: Blucher, 2018.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.
- CREDER, H. **Instalações de ar condicionado**. 6. ed. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2004.
- DOSSAT, R. J. **Principles of refrigeration**. New York: John Wiley & sons, 1961.
- ELGIN. **Manual de instalação**: condicionadores de ar split high wall ecologic. [s. l.: s. n.], [2017?].
- FERRAZ, F. **Apostila de refrigeração**. [Santo Amaro, BA]: [s. n.], 2008.
- FRIOPEÇAS. **Ar condicionado split high wall Elgin ecologic 30000 BTU/h frio HLF130B2FA – 220 volts**. [s. l.], [201-?]. Disponível em: <https://www.friopecas.com.br/ar-condicionado-split-elgin-eco-logic-30000btuh-frio-hlf130b2fa/p>. Acesso em: 17 jun. 2023.
- JETTER, J. J. *et al.* Composition changes in refrigerant blends for automotive air conditioning. **ASHRAE Transactions**, 1999.
- LINK, R. **ET1110A – multímetro digital Minipa com temperatura e resistência**. [s. l.], [201-?]. Disponível em: <https://www.riolink.com.br/instrumentos-de-teste-e-medicao/multimetros/et1110a-multimetro-digital-minipa-com-temperatura-e-resistencia>. Acesso em: 17 jun. 2023.
- MATOS, R. S. **Refrigeração**. [Paraná]: [s. n.], [2010?].
- MENEZES, M. S. **Refrigeração e ar condicionado**. Passo Fundo: [s. n.], 2005.
- NETO, C. B. **Termodinâmica aplicada à refrigeração**. v. 2. [São José]: [s. n.], [2016?].
- REFRITRON. **Visor de líquido 1/2R SGI12R SGP12 Danfoss**. [s. l.], [20--?]. Disponível em: <https://www.refritron.com.br/refrigeracao-comercial/visor-de-liquido/visor-de-liquidos-12r-sgi12r-danfoss>. Acesso em: 14 jun. 2023.
- SANTOS, C. M. A. *et al.* **Sólido, líquido e gasoso: fases ou estados físicos?**. 2010. Trabalho apresentado no Encontro Nacional de Ensino de Química, 15., 2010, Brasília.
- SILVA, J. G. **Introdução à tecnologia da refrigeração e da climatização**. 3. ed. rev. aum. São Paulo: Artliber, 2019.
- SILVA, M. N. P. **Medidas de volume**. [Brasil], [20--?]. Disponível em: <https://brasilecola.uol.com.br/matematica/medidas-volume.htm>. Acesso em: 31 maio 2023.
- STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.