



UNIVERSIDADE FEDERAL DO SUL E SUDESTE DO PARÁ  
INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS E ENGENHARIAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

RAFAELA DUTRA BOAVENTURA

**COMPARAÇÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA ENTRE OS SISTEMAS DE  
CLIMATIZAÇÃO *CHILLER* E VRF PARA IMPLANTAÇÃO NO SUL E SUDESTE  
DO PARÁ**

MARABÁ

2019

RAFAELA DUTRA BOAVENTURA

**COMPARAÇÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA ENTRE OS SISTEMAS DE  
CLIMATIZAÇÃO *CHILLER* E VRF PARA IMPLANTAÇÃO NO SUL E SUDESTE  
DO PARÁ**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará em cumprimento às exigências para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Me. Moisés Abreu de Sousa  
Coorientadora: Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Edilma Pereira Oliveira

MARABÁ

2019

### **Dados Internacionais de Catalogação-na-Publicação (CIP)**

---

Boaventura, Rafaela Dutra

Comparação da eficiência energética entre os sistemas de climatização Chiller e VRF para implantação no Sul e Sudeste do Pará./ Rafaela Dutra Boaventura; Orientador Me. Moisés Abreu de Sousa. – 2019.  
62 f.:il.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará, Faculdade de Engenharia Mecânica, Marabá, 2019.

1. Refrigeração 2. VRF 3. Chiller I. Sousa, Moisés Abreu, *orient.* II. Título.

CDD 23. ed.: 621.56

---



SERVIÇO PÚBLICO FEDERAL  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO SUL E SUDESTE DO PARÁ  
INSTITUTO DE GEOCIÊNCIAS E ENGENHARIAS  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

#### ATA DE DEFESA DE TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Ata de Defesa do Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica de Rafaela Dutra Boaventura.

No dia cinco de julho de 2019, reuniu-se a banca examinadora do trabalho apresentado como Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica de RAFAELA DUTRA BOAVENTURA, intitulada: COMPARAÇÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA ENTRE OS SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO CHILLER E VRF PARA IMPLANTAÇÃO NA REGIÃO AMAZÔNICA. Compuseram a banca examinadora os professores Prof. Me. Moisés Abreu de Sousa (Orientador), Profa. Dra. Edilma Pereira Oliveira (coorientador), Eng. Leoncio Soares Galvão Neto e Prof. Dr. Cláudio Henrique Cerqueira Costa Basquerotto. Após a exposição oral, a candidata foi arguida pelos componentes da banca que reuniram-se reservadamente, e decidiram, aprovada, com o conceito excelente à monografia. Para constar, redigi a presente Ata, que aprovada por todos os presentes, vai assinada por mim, Coordenador do Curso de professor Dr. José Elisandro de Andrade, e pelos demais membros da banca.

Me. Moisés Abreu de Sousa  
(Orientador)

Dra. Edilma Pereira Oliveira  
(coorientadora)

Eng. Leoncio Soares Galvão Neto  
(Avaliador 1)

Dr. Cláudio Henrique Cerqueira Costa Basquerotto  
(Avaliador 2)

*Dedico este trabalho aos meus pais,  
especialmente ao meu pai, que está sempre ao  
meu lado.*

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço ao Universo por permitir que eu trace meu caminho cercada por tantas pessoas iluminadas. Agradeço à toda minha família, em especial à minha avó, Marieta Augusta Boaventura, por toda sua ternura e por ser o meu exemplo de pessoa bondosa. Agradeço aos meus pais, Lourdes Dutra Guimarães (*in memoriam*) e José Guimarães Boaventura, por nunca terem medido esforços para me educar e amparar.

Agradeço ao Allison de Sá Barreto Ferreira pela companhia e compreensão de sempre, por me apoiar e me motivar. Aos meus amigos, Rodrigo Collinetti Fiorin, Alex Gomes Mota, Caroline Alho Dal Moro, Alisson Gomes Mota, Ádila Cristiene Alves Vital, Débora Santiago Dutra, Pâmela Fernandes Botelho, Anna Johan du Plessis, Carolina Arriel Pedroso Dias e Patrícia Lopes dos Santos, por todo carinho, apoio e companheirismo. Ainda, agradeço à Nicola Tschritter pela confiança e por estar tão presente, mesmo distante.

Agradeço a todos os meus amigos que conheci dentro da Universidade, especialmente à Jéssica Pollyanna Veiga Wanzeler Rodrigues e Vinícius dos Santos Gonçalves, pela amizade, união e parceria que espero ter sempre comigo. Por último, mas não menos importante, agradeço a todos os professores da Faculdade de Engenharia Mecânica (Femec) da Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará (Unifesspa), em particular ao meu orientador Moisés Abreu de Sousa, pelo apoio incondicional; e à minha coorientadora, Edilma Pereira Oliveira, cujos ensinamentos ao longo da graduação foram indubitavelmente essenciais para a realização deste trabalho.

## RESUMO

Este trabalho apresentou uma análise comparativa entre os sistemas com tecnologia de vazão de refrigerante variável (VRF) e sistema *Chiller*, buscando definir qual dos dois sistemas de climatização centralizados seria mais adequado para implantação em um prédio de quatro pavimentos da Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará (Unifesspa), localizada em Marabá, na região sul e sudeste do Pará. O clima predominante da região é quente e úmido, logo, o objetivo deste estudo foi definir qual sistema poderia ser mais energeticamente eficiente considerando os parâmetros da envoltória do prédio e as condições climáticas. Para isso, foi levantada a carga térmica necessária para garantir conforto térmico na edificação e ambos os sistemas foram modelados termodinamicamente e calculados através do *software* computacional *Engineering Equation Solver* (EES), que possui um amplo banco de dados de propriedades termodinâmicas de fluidos, possibilitando realizar os cálculos para mais de um tipo de fluido refrigerante, neste caso, o R410a, R134a e o R290 (propano). A partir das análises feitas, concluiu-se que o sistema VRF, operando com o fluido refrigerante R410a, apresenta maior coeficiente de desempenho (COP) e maior eficiência exergética que o sistema *Chiller*, sendo, portanto, a opção mais eficiente encontrada nesta análise.

**Palavras-chave:** Refrigeração. Região sul e sudeste do Pará. VRF. *Chiller*. EES.

## ABSTRACT

This paper presented a comparative analysis between a system with Variable Refrigerant Flow (VRF) and a *Chiller* system, aiming to define which one of the refrigeration systems would be more suitable to be implanted on a four story building from the Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará (Unifesspa), located in Marabá, region south and southeast of Pará. The predominant climate at the region is hot and humid, therefore, this study aimed to define which system could be more energetic efficient considering the construction parameters from the building and the weather conditions. In order to do that, it was necessary thermal load to ensure thermal comfort at the building is calculated and both systems were thermodynamically modelled and calculated through the *Engineering Equation Solver* (EES) software, which has a wide database on fluid properties that made possible to accomplish calculations for more than one type of refrigerant fluid, in this case, the R410a, R134a and R290 (propane). From the analysis made, it was concluded that the VRF system, operating with R410a, presents the biggest performance coefficient (COP) and exergy efficiency than the *Chiller* system, for that, it was considered the most efficient option found on this paper.

**Keywords:** Refrigeration. Region south and southeast of Pará. VRF. *Chiller*. EES.

## LISTAS DE FIGURAS

Figura 1: Comparação entre a tendência de economia de energia e meta para 2030. ....	23
Figura 2: Componentes de um sistema de refrigeração por compressão de vapor e diagrama $T-s$ de um ciclo ideal de compressão de vapor. ....	24
Figura 3: Diagrama $T-s$ de um ciclo real de compressão de vapor. ....	25
Figura 4: Interior de um ar-condicionado de janela (ACJ). ....	32
Figura 5: Esquema de componentes em uma unidade de ar modelo Split. ....	32
Figura 6: Esquema de um ar-condicionado do tipo expansão direta. ....	33
Figura 7: Esquema que demonstra válvulas de expansão eletrônicas, responsáveis por direcionar fluxo de fluido refrigerante no sistema. ....	34
Figura 8: Diversas alternativas disponíveis para unidade evaporadora: a) Duto; b) Cassete <i>Round Flow</i> ; c) Cassete 1 via; d) Cassete 2 vias; e) Piso aparente; f) Duto <i>Slim</i> . ....	34
Figura 9: Ar-condicionado do tipo expansão indireta com uso de <i>Chiller</i> . ....	35
Figura 10: Esquema do ciclo de funcionamento do <i>Chiller</i> . ....	36
Figura 11: Fluxograma esquemático da metodologia. ....	39
Figura 12: Fluxograma de resultados esperados. ....	40
Figura 13: Temperaturas de bulbo seco (BS) de Marabá em maio de 2019. ....	41
Figura 14: Modelagem tridimensional do prédio multiuso da Unifesspa. ....	42
Figura 15: Diferentes zonas térmicas do prédio multiuso. ....	42
Figura 16: Corte no desenho tridimensional. ....	43
Figura 17: Diagramas $P-h$ e $T-s$ do ciclo VRF e <i>Chiller</i> com uso do R410a plotados no EES. ....	47
Figura 18: Potência do compressor, calor rejeitado e COP em função da temperatura do evaporador no VRF. ....	49
Figura 19: Potência do compressor, calor rejeitado e COP em função da temperatura do condensador no VRF. ....	50
Figura 20: Potência do compressor, calor rejeitado e COP em função da temperatura do evaporador no <i>Chiller</i> . ....	51
Figura 21: Potência do compressor, calor rejeitado e COP em função da temperatura do condensador no <i>Chiller</i> . ....	51
Figura 22: Potência do compressor, capacidade frigorífica e vazão mássica em função da temperatura do evaporador do VRF. ....	53
Figura 23: Potência do compressor, capacidade frigorífica e vazão mássica em função da temperatura do condensador do VRF. ....	53
Figura 24: Vazão mássica de refrigerante dos evaporadores em função da temperatura do evaporador do VRF. ....	54
Figura 25: Potência do compressor, capacidade frigorífica e vazão mássica em função da ....	55
Figura 26: Potência do compressor, capacidade frigorífica e vazão mássica em função da temperatura do condensador do <i>Chiller</i> . ....	55
Figura 27: Vazão mássica de refrigerante dos evaporadores em função da temperatura do evaporador do <i>Chiller</i> . ....	56

Figura 28: Eficiência do ciclo reversível considerando temperatura média de três cidades no mês de maio. ....	56
Figura 29: Eficiência do ciclo reversível considerando temperatura média de três cidades no mês de novembro.....	57

## LISTAS DE TABELAS

Tabela 1: Localização geográfica do prédio multiuso.....	41
Tabela 2: Parâmetros para cálculo de carga térmica. ....	43
Tabela 3: Parâmetros definidos para VRF e <i>Chiller</i> .....	44
Tabela 4: Valores obtidos pelo cálculo de carga térmica. ....	45
Tabela 5: Resultados obtidos para sistema VRF através de cálculos no EES.....	46
Tabela 6: Resultados obtidos para sistema <i>Chiller</i> através de cálculos no EES. ....	46
Tabela 7: Eficiência exergética dos componentes do sistema VRF. ....	47
Tabela 8: Eficiência exergética dos componentes do sistema <i>Chiller</i> .....	48
Tabela 9: Alguns pontos retirados do gráfico da Figura 21. ....	49
Tabela 10: Alguns pontos retirados do gráfico da Figura 22. ....	50
Tabela 11: Alguns pontos retirados do gráfico da Figura 23. ....	51
Tabela 12: Alguns pontos retirados do gráfico da Figura 24. ....	52
Tabela 13: Comparação do aumento no desempenho do COP dos sistemas. ....	52

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>13</b>
<b>1.1</b>	<b>JUSTIFICATIVA</b>	<b>14</b>
<b>1.2</b>	<b>OBJETIVOS</b>	<b>15</b>
<b>1.2.1</b>	<b>Objetivo geral</b>	<b>15</b>
<b>1.2.2</b>	<b>Objetivos específicos</b>	<b>15</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>16</b>
<b>2.1</b>	<b>TRABALHOS RELACIONADOS</b>	<b>16</b>
<b>3</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO</b>	<b>19</b>
<b>3.1</b>	<b>ASHRAE E OS SISTEMAS HVAC</b>	<b>19</b>
<b>3.2</b>	<b>REFRIGERAÇÃO E CLIMATIZAÇÃO</b>	<b>19</b>
<b>3.2.1</b>	<b>Conforto térmico</b>	<b>20</b>
<b>3.2.2</b>	<b>Carga térmica</b>	<b>20</b>
<b>3.3</b>	<b>EFICIÊNCIA ENERGÉTICA</b>	<b>21</b>
<b>3.4</b>	<b>SISTEMA DE COMPRESSÃO DE VAPOR</b>	<b>23</b>
<b>3.5</b>	<b>EQUAÇÕES GOVERNANTES</b>	<b>25</b>
<b>3.6</b>	<b>SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO NO MERCADO</b>	<b>31</b>
<b>3.7</b>	<b>OS SISTEMAS VRF</b>	<b>32</b>
<b>3.8</b>	<b>OS SISTEMAS <i>CHILLER</i></b>	<b>35</b>
<b>3.9</b>	<b>FLUIDOS REFRIGERANTES</b>	<b>37</b>
<b>3.10</b>	<b>FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS</b>	<b>38</b>
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>39</b>
<b>4.1</b>	<b>METODOLOGIA DE ESTUDO</b>	<b>39</b>
<b>4.2</b>	<b>APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA</b>	<b>41</b>
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÃO</b>	<b>45</b>
<b>5.1</b>	<b>RESULTADOS DE CARGA TÉRMICA</b>	<b>45</b>
<b>5.2</b>	<b>RESULTADOS DOS SISTEMAS VRF E <i>CHILLER</i></b>	<b>46</b>
<b>6</b>	<b>CONCLUSÃO</b>	<b>58</b>
<b>6.1</b>	<b>TRABALHOS FUTUROS</b>	<b>58</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>59</b>

## 1 INTRODUÇÃO

O progresso tecnológico e o crescimento da população mundial vêm causando o aumento contínuo do consumo de energia. A conseqüente diminuição da disponibilidade dos recursos energéticos é atualmente um problema que vem chamando atenção a nível global e cada vez mais estudos relacionados ao aumento da eficiência energética estimulam a produção e utilização de equipamentos mais econômicos no dia a dia (CHUANG et al., 2019). Nesse contexto, aparecem políticas ambientais cada vez mais rígidas que impõem legislações a fim de diminuir os impactos no meio ambiente. A política de eficiência energética da União Europeia sugere a redução da quantidade de energia necessária para um processo, propondo “fazer o mesmo ou mais com menos energia” (MALINAUSKAITE, 2019).

Segundo o Balanço Energético Nacional de 2018 (BEN 2018), no ano de 2017, o consumo de energia elétrica no setor público atingiu 43,3 TWh, o que representa aproximadamente 6,9 % da energia elétrica total consumida no país. De acordo com Castro (2007), regiões com temperaturas elevadas apresentam um alto consumo de energia elétrica, especialmente nos horários de pico. A maior parte do consumo de energia elétrica em regiões quentes, nos prédios comerciais e residências, deriva de sistemas de climatização (AFSHARI et al., 2014, apud SAAB et al., 2018).

No mercado de climatização, existem diversos tipos de equipamentos para fazer a refrigeração. Os equipamentos mais conhecidos são os ares-condicionados de janela (ACJ) e os *Splits*, que consistem em sistemas de climatização descentralizados. Para utilização em grandes ambientes, destacam-se os sistemas centrais, que contam com apenas uma unidade externa (condensador) para controle de várias outras unidades internas (evaporadores) (TAUBE, 2017). O sistema VRF, do inglês *Variable Refrigerant Flow*, Vazão de Refrigerante Variável, e o sistema *Chiller*, são exemplos de sistemas de ar-condicionado centralizados (OLIVEIRA e MARTINS, 2014).

O VRF é composto por um único condensador, que é a unidade externa, o qual é ligado a mais de um evaporador, neste caso, as chamadas unidades internas. Cada evaporador pode ser operado e controlado de forma independente das demais. A potência do compressor muda com a variação de sua rotação e a vazão de fluido refrigerante é variada por meio das válvulas de expansão eletrônicas localizadas em cada unidade interna, que se conecta à unidade externa através de um mesmo circuito de refrigeração (DUARTE, 2014).

Por outro lado, de acordo com SOUZA (2010), os sistemas compostos por *Chiller* consistem em uma central, na qual uma ou mais unidades de tratamento de ar de expansão

indireta, cada uma operada e controlada independente das demais, são supridas com água gelada. Em um sistema de expansão indireta, o fluido refrigerante troca calor com algum outro fluido, normalmente a água ou ar, que conseqüentemente trocará calor com o ambiente. Tais sistemas estão associados a uma rede de distribuição de água gelada para componentes denominados *fan-coils*.

Por fim, o presente estudo tem como objetivo realizar comparação entre os dois sistemas de ar-condicionado VRF e *Chiller*, avaliar a eficiência energética de cada um em uma região de alta temperatura e umidade, mais especificamente na cidade de Marabá, localizada no estado do Pará, onde já predomina a região amazônica. O cálculo de carga térmica será feito analiticamente e a análise energética será feita através do *software Engineering Equation Solver* (EES) para um prédio de salas de aula e salas administrativas da Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará (Unifesspa). Serão aplicadas as leis da termodinâmica a fim de avaliar a eficiência, vazão e opções de fluidos refrigerantes mais eficazes.

## 1.1 JUSTIFICATIVA

A refrigeração de um ambiente é essencial para o ser humano manter o conforto térmico e desenvolver suas atividades diárias. Uma vez que um nível propício de conforto térmico em certas regiões não pode ser obtido naturalmente, torna-se necessária, tanto em indústrias como em diversos tipos de edificações, residenciais ou comerciais, a utilização de equipamentos voltados para Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado, isto é, sistemas HVAC, sigla do inglês para *Heating, Ventilation and Air Conditioning* (CHUANG et al., 2018). Em meios residenciais e prédios comerciais os sistemas de ventilação e refrigeração correspondem cerca de 50 % do consumo de energia total, podendo chegar até a 70 % em regiões de clima quente (SAAB et al., 2018 apud AFSHARI et al., 2014).

Segundo Chua (2013), a demanda de energia para uso de equipamentos de refrigeração cresceu de forma significativa e continuará crescendo no século XXI. O último *Building Energy Data Book* (2011), uma compilação de dados estatísticos feita pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos sobre o consumo de energia residencial e comercial, mostra que a utilização dos sistemas HVAC acarreta aproximadamente 20 % do consumo da energia total disponível no país. Por isso, Vakiloroyaya (2014) afirma que o desenvolvimento e aplicação de sistemas HVAC mais eficientes é essencial para diminuição de impactos ambientais e de gastos exorbitantes em energia para os consumidores.

Por meio do levantamento bibliográfico executado para realização deste trabalho, identificou-se a importância da avaliação de alternativas mais energeticamente eficientes, o que é benéfico tanto para os consumidores quanto para o meio ambiente. Além disso, identificada a lacuna de pesquisas para regiões de clima úmido, especificamente voltadas para as condições climáticas da região sul e sudeste do Pará, surge a motivação para realizar o estudo e, portanto, comparar o desempenho dos sistemas VRF e *Chiller* para uma edificação multiuso da Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará (Unifesspa), localizada em Marabá – PA.

## 1.2 OBJETIVOS

### 1.2.1 Objetivo geral

Realizar uma comparação de eficiência energética entre os sistemas de ar condicionado VRF e *Chiller* para um prédio de salas de aula de quatro andares localizado em Marabá, no sudeste do Pará, em meio a região amazônica, mais especificamente na Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará (Unifesspa), Unidade II.

### 1.2.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos do presente trabalho são:

- Calcular carga térmica necessária para garantir conforto térmico das salas;
- Dimensionar o sistema de refrigeração VRF;
- Dimensionar o sistema *Chiller*;
- Comparar o desempenho energético dos sistemas de climatização VRF e *Chiller*;
- Avaliar diferentes condições de funcionamento e tipos de fluidos refrigerantes.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 TRABALHOS RELACIONADOS

Anos após a primeira crise energética, ocorrida na década de 70, a busca pela eficiência energética tornou-se um tópico de destaque no cenário mundial. A população, que precisou lidar com custos altos referentes a energia, atualmente, vem explorando formas para uso mais eficiente da mesma (LIU e HONG, 2010).

Hoje em dia, sistemas HVAC são uma necessidade primordial em vários locais, desde ambientes residenciais ou comerciais até industriais (CHUANG, 2019). Uma verificação global, realizada por Vakiloroyaya (2014), analisando o consumo de energia mundial voltado para sistemas de climatização de ambientes demonstra valores relevantes. Nos Estados Unidos, o uso dos sistemas de ar condicionado constitui metade do consumo de energia das edificações, enquanto na Austrália cerca de 70 % do consumo de energia em ambientes comerciais é direcionado para o mesmo fim. Nesse contexto, seu estudo engloba as diversas estratégias relacionadas aos sistemas HVAC que podem acarretar maiores economias de energia. Para melhorar o desempenho de um sistema de condicionamento de ar, fatores como condição climática da região, nível necessário de conforto térmico, disponibilidade de fontes energéticas, custo inicial e de manutenção do projeto e, não menos importante, o tipo de uso da edificação, são primordiais para dimensionar um sistema de climatização energeticamente eficiente. Além disso, o desenvolvimento de sistemas HVAC mais eficientes é essencial não só para o consumidor, que eventualmente possuirá gastos menores relacionados ao consumo de energia, como para proteção contra impactos passíveis de ocorrerem no meio ambiente.

Nos últimos anos, as pesquisas realizadas trouxeram muitas inovações tecnológicas para o mercado relacionadas aos sistemas HVAC. Dentre elas, cita-se o sistema central com tecnologia de vazão de fluido refrigerante (VRF), que possui vantagens como controle individual da temperatura no ambiente, flexibilidade de instalação e um potencial relevante de economia de energia (LIU e HONG, 2010).

O grande diferencial do sistema VRF em relação aos outros sistemas HVAC consiste no ajuste contínuo da temperatura interna nos ambientes por meio da variação da vazão de fluido refrigerante que é destinado, por meio de válvulas de expansão eletrônicas, às unidades internas, também conhecidas como evaporadores. Além disso, sua unidade externa, ou condensador, pode ser interligada a várias unidades internas. A unidade condensadora conta com um ou múltiplos compressores, sendo ao menos um deles um compressor inverter,

responsável por variar a frequência, e por conseguinte a vazão de refrigerante (TOLGA, 2010), e controlar as rotações dos compressores (LIU e HONG 2010).

As versões de ar-condicionado antigas eram acopladas com compressores de pistão, que além do alto consumo de energia operavam sob constante ruído. Atualmente, muitos sistemas HVAC passaram a utilizar compressores scroll, que operam em um movimento circular comprimindo o fluido refrigerante, são silenciosos e mais eficientemente energéticos (LI et al., 2009).

Os primeiros sistemas VRF foram introduzidos no Japão, a 25 anos atrás, tornando-se bastante populares em muitos países (TOLGA, 2010). Nas últimas duas décadas, o sistema VRF foi aplicado em várias construções comerciais, tais como hotéis, prédios de escritórios e universidades, tornando-se um grande concorrente dos sistemas *Chiller*, devido aos potenciais de economia de energia superiores (ZHU et al., 2014).

O surgimento dos sistemas *Chillers* ocorreu por volta do ano de 1920, apresentado pela primeira vez pela fábrica da Carrier localizada em Nova Jersey (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2017). Considerando os sistemas *Chiller*, é dito que os sistemas com resfriamento por meio d'água apresentam maior coeficiente de desempenho (COP) que os sistemas *Chillers* operados com resfriamento a ar, devido à sua baixa temperatura de condensação de refrigerante. No entanto, o desempenho da torre de resfriamento, um dos principais componentes de um *Chiller* a água, depende muito da umidade relativa do ar: a utilização do sistema não é recomendada para áreas muito úmidas e pesquisas revelaram um aumento relevante no desempenho do sistema quando são instalados em localidades com umidade relativa abaixo de 40 % (VAKILOROAYA, 2014).

O custo do sistema VRF é uma de suas maiores desvantagens. Comparado com o sistema *Chiller*, os custos totais referentes ao VRF chegavam a ser de 5 % a 20 % maiores que um sistema *Chiller*. De acordo com Tolga (2010), embora o custo dos equipamentos VRF, comparados aos equipamentos do *Chiller*, sejam elevados, os custos de instalação do VRF são menores. Além disso, foi constatado que, em climas úmidos, o sistema VRF consumiu 35 % menos energia e teve custos 40 % mais baixos referentes a manutenção. Com isso, o retorno do investimento dos sistemas VRF restringiam-se a um período de um ano e meio, contra 8 meses de um *Chiller* por resfriamento a água. Teke e Timur (2014) afirmam que os sistemas *Chiller* consistem nos sistemas, em meio a todos os sistemas HVAC, que apresentam maior consumo de energia devido a presenças da torre de resfriamento e bombas no sistema.

Dentre as estratégias que podem ser definidas para aumentar a eficiência energética dos sistemas, alternativas como o uso de softwares para simulação vêm sendo utilizadas já há

algum tempo a fim de auxiliar na decisão sobre qual tática utilizar. O uso dos programas computacionais auxilia a avaliar tecnicamente e economicamente a implantação de um sistema de climatização (DUARTE, 2014). Zhou (2006) e Li (2009), por exemplo, realizam investigações sobre os sistemas VRF, enquanto Yu (2013) estuda os *Chillers*. No contexto da pesquisa realizada no Brasil, citam-se trabalhos como o de TAUBE (2017) e DUARTE (2014) que comparam o desempenho termoenergético de edificações localizadas em Alegrete – RS e Florianópolis – SC, respectivamente.

A maioria dos trabalhos relacionados aos sistemas HVAC, tem buscado, portanto, alternativas que possam aumentar o desempenho de tais sistemas, tornando-os mais eficientes através de mudanças em seus parâmetros de funcionamento. Kwon et al. (2012) realizam um estudo sobre a influência do sub-resfriamento do fluido refrigerante na performance de um sistema VRF, verificando um aumento de 8,5 % na performance do sistema quando comparado com um sistema operando sem sub-resfriamento de refrigerante.

O estudo de Lee et al. (2018) é relacionado a um sistema VRF com resfriamento de água. Ele avalia o aumento do desempenho do sistema quando altera parâmetros na unidade condensadora, diminuindo a temperatura de resfriamento da água. Com as alterações, o consumo da torre de arrefecimento e da unidade condensadora diminuiram 24 % e 5,9 %, respectivamente.

Saab et al. (2018) investigam o uso do sistema de climatização com tecnologia de vazão de refrigerante variável (VRF) com diferentes fluidos refrigerantes para uma região de clima úmido, mais especificamente em Abu Dhabi, localizada na região do Golfo Pérsico. Para isso, o estudo utiliza o software Engineering Equation Solver (EES) para resolver equações termodinâmicas, avaliando e comparando a eficiência energética e exergia dos sistemas VRF de diferentes fabricantes. Seu trabalho é concluído demonstrando que a escolha de um fluido refrigerante sempre envolve um trade-off entre a busca pela eficiência energética e preocupações ambientais.

As pesquisas de Chuang (2018, 2019) são relacionadas ao sistema *Chiller*, que, segundo o autor, trata-se de um sistema amplamente utilizado em escritórios, residências e hotelaria. Em virtude da operação intensa do sistema, ocorrem gastos consideráveis devido o consumo de energia elétrica, o que o motiva a investigar alternativas para controle do volume de ar da unidade fan-coil e o fluxo de refrigerante do *Chiller*. Para os casos avaliados, o autor utiliza os valores obtidos quanto ao coeficiente de desempenho (COP) como indicador da eficiência dos equipamentos.

### 3 REFERENCIAL TEÓRICO

#### 3.1 ASHRAE E OS SISTEMAS HVAC

Fundada em 1894, a *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*, (Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar condicionado) (*ASHRAE*) é uma sociedade internacional voltada para criação de normas e códigos de projetos relacionados a aquecimento, ventilação, ar-condicionado e refrigeração (MILLER, 2014). Nesse contexto, cita-se a norma *ASHRAE Standard 100-2015 – Energy Efficiency in Existing Buildings*, que trata sobre medidas para aumentar a eficiência energética de edificações, e a *ASHRAE Standard 55-2017 – Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, que padroniza abordagens para dimensionamento de conforto térmico.

Os sistemas HVAC, sigla do inglês para *Heating, Ventilation and Air Conditioning*, em português Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado, são descritos pelo *ASHRAE Handbook* de 2016. Consistem em sistemas voltados para atingir e manter condições desejadas de conforto térmico em um ambiente.

#### 3.2 REFRIGERAÇÃO E CLIMATIZAÇÃO

Refrigeração e climatização são conceitos que se relacionam com a ideia de conforto térmico. Refrigeração pode ser entendida como um processo de retirada de calor de um recinto através de um fluido que realiza troca de energia térmica com outro fluido, sem que haja contato direto entre os dois. A climatização, por outro lado, consiste no tratamento e ajuste da temperatura do ar em um recinto, no qual também pode ser controlada a pressão interna, a umidade e a pureza do ar no ambiente (STOECKER, 1985).

De acordo com a ABNT NBR 16401-1:2008, referente a projetos de instalação, ambos os conceitos descritos anteriormente estão relacionados com o processo de condicionamento de ar, que visa, portanto, controlar temperatura, umidade, movimentação e renovação da qualidade de ar em um ambiente, tudo isso de forma simultânea.

Bolaji e Huan (2013) classificam a tecnologia da refrigeração como algo essencial para o mundo moderno, que propicia conforto, quando em regiões com condições climáticas rigorosas, ao passo que também é utilizada para propósitos comerciais e industriais, como na indústria alimentícia, quando na conservação e produção de alimentos.

### 3.2.1 Conforto térmico

A ABNT NBR 16401-2:2008 é a norma técnica em vigor, no Brasil, referente a instalações de ar-condicionado, que trata, mais especificamente, dos parâmetros de conforto térmico. Os parâmetros previstos na norma estipulam que pelo menos 80 % das pessoas presentes em um recinto, no qual o nível de atividade física seja homogêneo, possam expressar contentamento quanto ao conforto térmico. Ademais, os parâmetros que podem afetar as condições de conforto térmico são a temperatura operativa, a velocidade do ar e a umidade relativa do ar no ambiente.

Para Lopes (2008), do ponto de vista pessoal, conforto térmico pode ser expresso como uma condição mental de satisfação quanto a temperatura em um recinto. Fisicamente falando, um ambiente é considerado termicamente confortável se suas condições permitem a manutenção da temperatura interna sem a necessidade de que o organismo acione os mecanismos termorreguladores.

Campanhola (2014) afirma que dentre os principais custos com energia elétrica nas edificações, encontram-se os custos referentes à climatização dos ambientes, devido a busca por conforto térmico dos ocupantes. Além disso, a Empresa de Pesquisa Energética (EPE), uma empresa pública federal prestadora de serviços ao Ministério de Minas e Energia (MME), voltados para realização de estudos relacionados ao planejamento do setor energético, publicou recentemente um estudo que demonstra que o uso de aparelhos de ar condicionado, no Brasil, dobrou em 12 anos. Portanto, definir um sistema de climatização que funcione de forma eficiente, respeitando o tipo do ambiente, além dos parâmetros e restrições construtivas da edificação, é papel imprescindível para o desempenho eficiente do sistema de refrigeração.

### 3.2.2 Carga térmica

Calor pode ser entendido como a energia que é transferida entre corpos devido a uma diferença de temperatura. A transferência de energia calorífica pode ser através da radiação, por meio de ondas eletromagnéticas; da convecção, por meio do fluido que cerca um corpo; e da condução, quando existe contato entre corpos de diferentes temperaturas (INCROPERA, 2008).

Denomina-se calor sensível a quantidade de calor retirado ou acrescentado em um ambiente devido à diferença de temperatura entre um meio e outro. Outro conceito importante é o de calor latente, que consiste na quantidade de calor acrescentado ou retirado de um corpo, responsável por mudança de estado sem que haja mudança de temperatura (CREDER, 2004).

A fim de controlar parâmetros térmicos em um ambiente, visando obter conforto térmico, é necessário calcular a carga térmica, que diz respeito à quantidade de calor sensível e latente que deve ser retirado ou acrescentado em um ambiente para gerar uma sensação térmica agradável e adequada aos ocupantes do recinto (TAUBE, 2017). De acordo com o Sistema Internacional de Unidades, carga térmica é expressa em valores de potência, ou seja, em watts [W].

A ABNT NBR 16401-1:2008 é a norma técnica em vigor, no Brasil, que consta sobre o projeto das instalações e, portanto, estabelece critérios para determinar a carga térmica de um ambiente ou zona térmica, isto é, um grupo de ambientes que possui um perfil de utilização e de carga térmica idêntico. Ao definir o zoneamento, considera-se a envoltória do recinto, identificam-se as fontes internas de calor (como pessoas, equipamentos elétricos e iluminação) e a quantidade de calor inserida no ambiente que pode ser devido a insolação, infiltração e ventilação.

Alves e Saúde (2014), apud Oliveira e Martins (2014), destacam que a partir do levantamento preliminar da carga térmica, o projetista é capaz de realizar um estudo comparativo entre os possíveis sistemas cogitados dentro de um projeto. Nesse contexto, os detalhes de cada sistema podem ser analisados conforme o espaço requerido para implantação, custos de manutenção e operação, simplicidade de instalação e viabilidade econômica.

### 3.3 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

De acordo com a Empresa de Pesquisa Energética (EPE), eficiência energética pode ser definida como a realização de trabalho utilizando menos energia. Para Taube (2017), eficiência energética consiste na obtenção de um serviço a partir de um baixo consumo de energia. Lamberts et al. (1997), apud Bello (2013), afirmam que, quando relacionada ao conceito de conforto térmico, eficiência energética pode ser interpretada como a capacidade de um edifício apresentar condições ambientais agradáveis aos usuários com menor consumo de energia. Logo, um ambiente pode ser considerado mais energeticamente eficiente do que outro quando consome menos energia estando nas mesmas condições climáticas.

Alexandri et al. (2016) é uma das referências do relatório de 2016 da Comissão Europeia, que indica que altos níveis de eficiência energética estão associados com impactos benéficos relacionados tanto ao Produto Interno Bruto (PIB) como a geração de empregos. Segundo Malinauskaite (2019), as legislações relacionadas a redução de emissões e o aumento do uso de energias renováveis, impostas pela União Europeia visando estimular o aumento da

eficiência energética, resultaram em efeitos macroeconômicos positivos. Tais efeitos são comprovados através do estudo realizado por HARTWIG et al. (2017), que, por meio de um cenário criado, em que políticas de eficiência energética seriam impostas a todos os setores de serviço e setor residencial, haveriam crescimentos significativos tanto no PIB da Alemanha (aumento de 0,88 %), bem como na geração de empregos (aumento de 3,38 %), em virtude de iniciativas energeticamente eficientes, como a adoção de tecnologias e serviços mais eficientes.

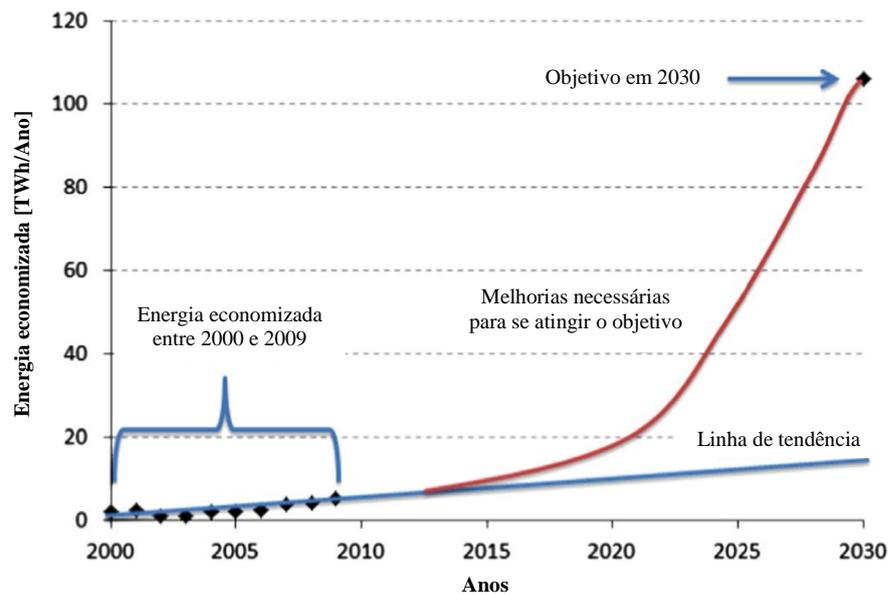
Chua et al. (2013) alega que o consumo global de energia elétrica em edificações, tanto residenciais quanto comerciais, aumentou, quando comparado até mesmo com outros setores, como o industrial e o de transportes. Ainda há uma tendência crescente na demanda de energia. Isso ocorre devido ao crescimento populacional, à conseqüente demanda pela construção civil e à necessidade de maiores níveis de conforto. Portanto, o estudo e desenvolvimento de sistemas HVAC eficientes é essencial para proteção do meio ambiente e proteção do cliente contra altos gastos devido consumo excessivo de energia (VAKILOROAYA et al., 2014).

No Brasil, a Lei nº 10.295 de 2001, também chamada de Lei de Eficiência Energética, busca estimular o desenvolvimento tecnológico embasado na proteção ambiental através da introdução de tecnologias e produtos mais eficientes no mercado brasileiro (BRASIL, 2001). Além disso, em 2007, a EPE desenvolveu o chamado Plano Nacional de Energia 2030 (PNE 2030), que faz projeções a longo prazo do setor energético brasileiro e possui diretrizes essencialmente voltadas à eficiência energética, através das chamadas “medidas de eficiência energética” (MEE).

Entretanto, Oliveira et al. (2013) discutem as propostas do PNE 2030, fazendo uma comparação entre a tendência de economia de energia, baseada nos anos 2000 e 2009, e a meta para 2030 (Figura 1), concluindo que se trata de uma meta bastante ambiciosa tendo em vista a linha de tendência baseada no histórico de valores.

Na Figura 1, a linha preta pontilhada demonstra a energia economizada ao longo dos anos 2000 a 2009, a linha azul demonstra a linha de tendência; e a linha vermelha, por sua vez, demonstra o aumento na economia de energia necessário para atingir a meta do PNE 2030 (OLIVEIRA et al., 2013). Ainda segundo Oliveira et al. (2013), as iniciativas para aumento da eficiência energética devem também incentivar e conscientizar a população quanto à conservação da energia.

**Figura 1:** Comparação entre a tendência de economia de energia e meta para 2030.



Fonte: Modificado de OLIVEIRA et al. (2013).

### 3.4 SISTEMA DE COMPRESSÃO DE VAPOR

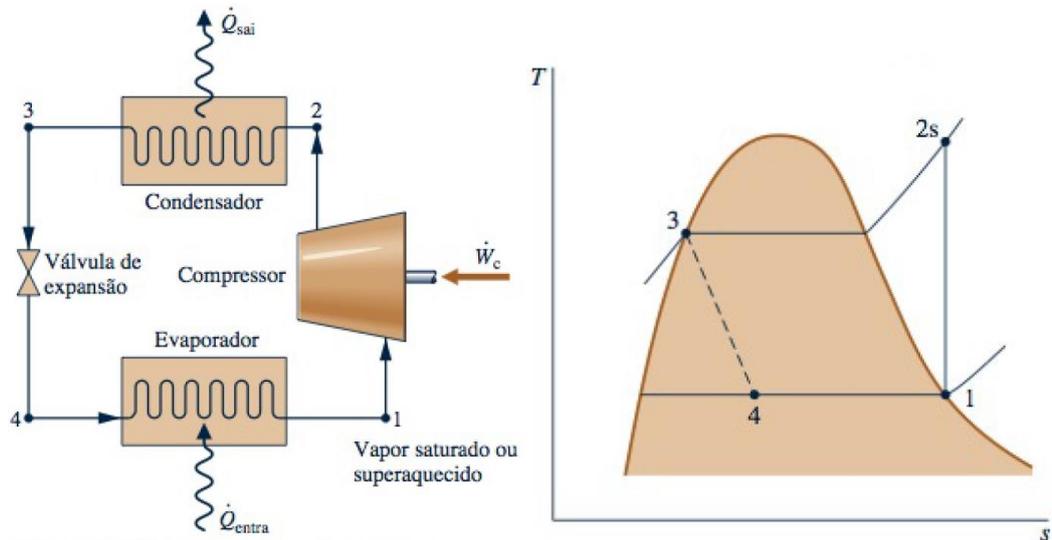
Dentre as alternativas disponíveis no mercado para refrigerar um ambiente, os sistemas envolvendo compressão de vapor são os mais utilizados. Os componentes de um sistema de refrigeração por compressão de vapor são basicamente quatro: evaporador, compressor, condensador e válvula de expansão.

Esses sistemas trabalham diminuindo a pressão no trocador de calor, o evaporador, que tem como consequência a diminuição da temperatura de mudança de fase de um fluido refrigerante. O fluido, portanto, muda de fase e absorve calor do meio que se deseja refrigerar, enquanto os outros componentes presentes no sistema operam de forma a transferir mecanicamente o calor absorvido para o ambiente externo (STOECKER, 1985). A Figura 2 mostra um esquema simples do ciclo e de seus componentes.

No ciclo ideal de refrigeração, exposto na Figura 2, conforme o refrigerante passa pelo evaporador (estágio 4-1), componente no qual se obtém o efeito desejado de refrigeração, o fluido refrigerante evapora, atingindo o estado de vapor saturado, quando absorve o calor do ambiente. O compressor é responsável por comprimir o fluido refrigerante (estágio 1-2) que deixa o evaporador até uma dada pressão e temperatura. Depois de ser comprimido, o fluido refrigerante passa pelo condensador (estágio 2-3), onde haverá uma transferência de calor entre o refrigerante (neste momento, com uma temperatura superior que a do meio externo) e o ambiente mais frio. Por fim, o fluido refrigerante passa por uma válvula de expansão (estágio

3-4), e após isso, sua pressão é expandida até a pressão do evaporador. Neste dispositivo, ocorre uma expansão com entalpia constante (MORAN, 2013) e o ciclo retorna a ocorrer.

**Figura 2:** Componentes de um sistema de refrigeração por compressão de vapor e diagrama  $T$ - $s$  de um ciclo ideal de compressão de vapor.



Fonte: MORAN, 2013.

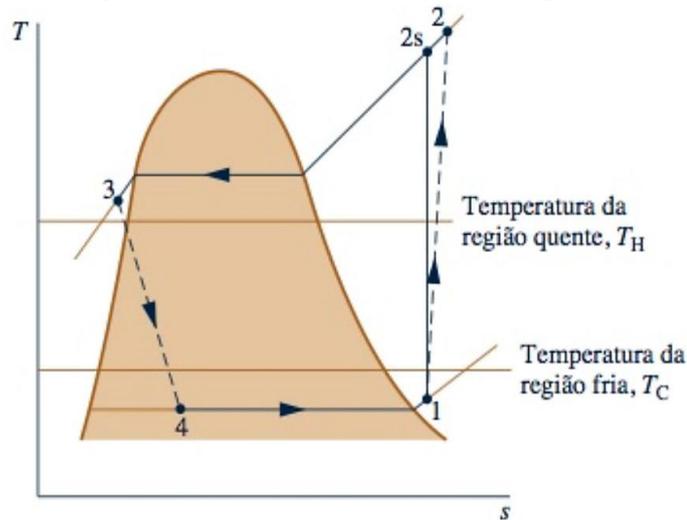
Por outro lado, em um ciclo real de compressão de vapor ocorrem irreversibilidades nos componentes, e o esquema do diagrama de um ciclo real modifica-se como mostrado a seguir (Figura 3). Em um ciclo real de compressão de vapor, o ponto 1 mostrado na Figura 3, que representa a saída do evaporador, encontra-se na região de vapor superaquecido. O superaquecimento ocorre, principalmente, para garantir que a entrada do fluido refrigerante no compressor seja completamente isenta de líquido, protegendo o compressor. Assim como, o ponto 3 agora se encontra na região de líquido comprimido, esse sub-resfriamento evita a presença de vapor na válvula de expansão e aumenta a capacidade frigorífica.

Além disso, diferentemente do ciclo ideal, irreversibilidades ocorrem devido às quedas de pressão em virtude do atrito do fluido durante o escoamento ao longo do percurso entre evaporador e compressor, bem como devido às transferências de calor da vizinhança para o refrigerante. Ainda, durante a compressão do fluido, ao contrário de como ocorre no ciclo ideal (reversível e adiabaticamente), ocorre o aumento da entropia entre os estágios 1-2.

A queda de pressão do fluido refrigerante na saída do condensador acaba sendo inevitável e, ao invés de sair da unidade condensadora como líquido saturado (estágio 2-3 do ciclo ideal, na Figura 2), ocorre um sub-resfriamento (ponto 3 na Figura 3). Nos sistemas reais, é interessante que o fluido seja sub-resfriado antes de entrar na válvula de expansão, garantindo

que esteja completamente condensado para entrada no dispositivo de expansão (estágio 3-4) (ÇENGEL, 2013). Vale ressaltar que o coeficiente de desempenho (COP) do ciclo tende a cair quando há uma queda na temperatura média do fluido refrigerante na unidade evaporadora e quando a temperatura média do fluido refrigerante na unidade condensadora está mais alta.

**Figura 3:** Diagrama  $T$ - $s$  de um ciclo real de compressão de vapor.



Fonte: MORAN, 2013.

Sendo assim, as irreversibilidades de um sistema real de compressão de vapor acontecem comumente devido aos atritos do fluido durante o escoamento e às transferências de calor que ocorrem relacionadas à vizinhança. Essas transferências irreversíveis de energia calorífica têm um impacto no desempenho dos sistemas reais, para fins de comparação entre o desempenho de um sistema real e um sistema ideal, utiliza-se o conceito de eficiência isentrópica, que mede, por sua vez, o quanto um sistema real se aproxima de um sistema ideal.

### 3.5 EQUAÇÕES GOVERNANTES

Para que um ciclo seja realizado, a primeira e segunda lei da termodinâmica devem ser satisfeitas. A primeira lei da termodinâmica enuncia o princípio de conservação de energia: “Energia não pode ser criada nem destruída durante um processo; ela pode apenas mudar de forma.” (ÇENGEL, 2013). Entretanto, tal lei não estabelece restrição quanto a direção do fluxo de energia em um ciclo. Assim, a segunda lei da termodinâmica surge como complemento, prevendo a direção dos processos, estabelecendo condições para o equilíbrio, analisando o desempenho de ciclos e avaliando quantitativamente os fatores que impedem o desempenho mais eficiente dos ciclos.

A segunda lei da termodinâmica é composta por alguns enunciados, dentre eles os de Kelvin-Planck e de Clausius que, de maneira geral, as máquinas térmicas que compõem um sistema são incapazes de operar convertendo toda energia recebida em trabalho e, tratando-se de refrigeradores e bombas de calor, é impossível que tais componentes operem de forma que a transferência de calor ocorra da fonte fria para a fonte quente de forma natural.

O balanço de energia a seguir representa a variação de energia em um sistema em um dado estado:

$$\frac{dE_{\text{sistema}}}{dt} = \dot{E}_{\text{ent}} - \dot{E}_{\text{sai}} \quad (1)$$

sendo  $\frac{dE_{\text{sistema}}}{dt}$  a variação de energia total em um sistema,  $\dot{E}_{\text{ent}}$  a energia total que entra no sistema no estado inicial e  $\dot{E}_{\text{sai}}$  a energia total que sai do sistema no estado final.

A energia contida em um sistema pode ser de diversas formas. No estudo da termodinâmica, adota-se que a energia total de um sistema ao longo de um processo é expressa em termos das quantidades de energia interna, energia cinética e energia potencial:

$$U = EU + EC + EP \quad (2)$$

sendo  $U$  a energia total do sistema,  $EU$  a energia interna do sistema,  $EC$  a energia cinética do sistema e  $EP$  a energia potencial do sistema. Considerando um sistema fechado realizando um ciclo, os estados final e inicial são iguais. Isso implica que a quantidade de energia que entra é igual à quantidade de energia que sai. A equação da primeira lei pode ser expressa da seguinte forma:

$$\frac{dU}{dt} = \delta Q_{\text{líq,ent}} - \delta W_{\text{líq,sai}} \quad (3)$$

sendo  $\frac{dU}{dt}$  a variação de energia total no ciclo em um intervalo de tempo,  $\delta W_{\text{líq,sai}}$  o trabalho líquido que sai em um intervalo de tempo e  $\delta Q_{\text{líq,ent}}$  a quantidade líquida de calor que entra em um intervalo de tempo.

Um volume de controle consiste em um volume arbitrário no espaço, pelo qual analisa-se um processo. Denomina-se como superfície de controle a superfície fechada que envolve tal volume. Massa, calor e trabalho podem escoar através das fronteiras de um volume de controle (VAN WYLEN, 2003). Energia pode ser transferida em forma de calor, trabalho e fluxo de massa. A massa, bem como suas propriedades, envolvidas por um volume de controle, pode variar ao longo do tempo. Além disso, sempre que um fluido escoar para região externa à superfície de controle, conseqüentemente transportando energia, é realizado um trabalho de movimento, bem como quando o fluido é descarregado pelo ambiente para dentro do volume de controle. Dadas as considerações explanadas e, a partir dos balanços de massa e energia, tem-se que:

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{1}{2} V_e^2 + g z_e \right) - \sum \dot{m}_s \left( h_s + \frac{1}{2} V_s^2 + g z_s \right) \quad (4)$$

sendo  $\frac{dE}{dt}$  a variação de energia no ciclo;  $\dot{Q}$  é a taxa de transferência de calor no sistema;  $\dot{W}$  é a taxa de realização de trabalho no sistema;  $\dot{m}_e$  e  $\dot{m}_s$  a vazão mássica de fluido que entra e sai do sistema, respectivamente;  $h_e$  e  $h_s$  a propriedade de entalpia do fluido que entra e sai do sistema, respectivamente.

Para modelagem termodinâmica dos componentes presentes em um ciclo ideal de compressão de vapor, mostrado na Figura 2, algumas considerações são aplicadas a equação (5.4). Considerando, a priori, um volume de controle no evaporador e um volume de controle no condensador, são aplicadas na equação (5.4) as seguintes considerações:

1. Regime permanente;
2. Trabalho não é realizado;
3. O estado da massa no volume de controle não varia ao longo do tempo,  $m_e = m_s = m$ ;
4. As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis ante a variação da entalpia no sistema.

Logo, a quantidade de calor retirada do ambiente pelo evaporador ( $\dot{Q}_{entra}$ ) é obtida por:

$$\dot{Q}_{entra} = \dot{m}(h_1 - h_4) \text{ [W]} \quad (5)$$

sendo  $h_1$  e  $h_4$  as entalpias dos pontos 1 e 4, respectivamente, mostrados na Figura 2.

E a quantidade de calor rejeitada ao ambiente pelo condensador ( $\dot{Q}_{sai}$ ) é obtida por:

$$\dot{Q}_{sai} = \dot{m}(h_{2s} - h_3) \text{ [W]} \quad (6)$$

sendo  $h_{2s}$  e  $h_3$  as entalpias dos pontos 2s (isentrópica) e 3, respectivamente, mostrados na Figura 2.

Agora, considerando, um volume de controle no compressor, assume-se as seguintes considerações:

1. Regime permanente;
2. Não ocorre transferência de calor através da fronteira;
3. O estado da massa no volume de controle não varia ao longo do tempo,  $m_e = m_s = m$ ;
4. As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis frente à variação da entalpia no sistema;
5. O processo de compressão é isentrópico.

Assim, o trabalho líquido isentrópico realizado pelo compressor ( $\dot{W}_c$ ) é obtido por:

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_{2s} - h_1) \text{ [W]} \quad (7)$$

Por fim, considerando um volume de controle na válvula de expansão, assume-se as seguintes considerações:

1. Regime permanente;
2. Não ocorre transferência de calor nem realização de trabalho;
3. O estado da massa no volume de controle não varia ao longo do tempo,  $m_e = m_s = m$ ;
4. As variações de energia cinética e potencial são desprezíveis frente à variação da entalpia no sistema;
5. O processo de expansão é isentrópico.

Logo, a válvula de expansão opera de forma isoentálpica:

$$h_3 = h_4 \quad (8)$$

O COP de um sistema de ar condicionado corresponde a sua eficiência operacional. Sendo assim, quanto mais alto o COP, menor o consumo de energia pelo sistema de ar condicionado (CHUAG, 2018). Em qualquer ciclo de refrigeração, o coeficiente de desempenho

(COP) é dado pela razão entre o efeito de refrigeração, obtido através do evaporador, e o trabalho líquido necessário para realizar a climatização do ambiente. A potência líquida em um sistema de refrigeração de compressão de vapor é igual à potência do compressor. Assim, o coeficiente de desempenho neste caso será:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{entra}}{\dot{W}_c} = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_{2s} - h_1)} \quad (9)$$

Chuang (2019) ressalta que o coeficiente de desempenho (COP) é o indicador mais utilizado para avaliar a performance de um sistema de ar condicionado.

A fim de definir o quanto um ciclo real aproxima-se do ciclo ideal, a eficiência isentrópica do compressor é obtida pela seguinte relação:

$$\eta_c = \frac{(\dot{W}_c)_s}{(\dot{W}_c)} = \frac{(h_{2s} - h_1)}{(h_2 - h_1)} \quad (10)$$

Quando algum sistema envolve mais de uma transferência de energia calorífica, convém definir o coeficiente global de transferência de calor. As considerações para cálculo do coeficiente global de transferência de calor podem distinguir-se dependendo das características do problema, mas, em geral, a equação tem a seguinte forma:

$$Q_{total} = AU\Delta T \quad (11)$$

sendo  $Q_{total}$  a energia calorífica total transferida,  $A$  a área de troca de calor,  $U$  o coeficiente global de transferência de calor e  $\Delta T$  a diferença de temperatura entre fonte fria e fonte quente.

Com base, ainda, na segunda lei da termodinâmica, o potencial de uso de um sistema pode ser quantificado através da análise de exergia. Exergia consiste no máximo trabalho teórico que um sistema global pode obter até entrar em estado morto, isto é, em equilíbrio com o ambiente. Trata-se de um atributo comum entre ambiente e sistema (MORAN, 2013).

Diferentemente da energia, exergia não se conserva, mas é destruída devido às irreversibilidades presentes nos sistemas. A destruição da exergia representa, portanto, perdas que ocorrem no sistema. Logo, realizar um balanço de exergia dos componentes de um sistema térmico auxilia na identificação da magnitude de desperdício de recursos energéticos,

consequentemente apontando onde melhorias devem ser implementadas. Considerando um sistema fechado, o balanço exerético é dado por:

$$\frac{dE}{dt} = \sum_j \left( 1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j - \left( \dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt} \right) + \sum_e \dot{m}_e e_{fe} - \sum_s \dot{m}_s e_{fs} - \dot{E}_d \quad (12)$$

Sendo  $\frac{dE}{dt}$  a taxa temporal de variação da exergia,  $\left( 1 - \frac{T_0}{T_j} \right) \dot{Q}_j$  representa a taxa temporal de transferência de exergia que acompanha a transferência de calor a taxa  $\dot{Q}_j$  que acontece nos pontos da fronteira onde a temperatura instantânea é  $T_j$ . O termo  $\dot{W}_{vc}$  descreve a taxa temporal de transferência de trabalho. A taxa de transferência de exergia, por outro lado, é dada por  $\left( \dot{W}_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt} \right)$ , onde  $\frac{dV_{vc}}{dt}$  consiste na taxa de variação temporal do volume do sistema. Os termos sublinhados correspondem na transferência exerética quando massa entra e sai do sistema e  $\dot{E}_d$  trata-se da taxa temporal de destruição de exergia devido as irreversibilidades presentes no sistema (MORAN, 2013).

A eficiência exerética ( $\eta_{II}$ ) define o potencial de melhoria na performance de um sistema e, para o ciclo de compressão de vapor, pode ser determinada pela seguinte relação:

$$\eta_{II} = COP \left( \frac{T_0}{T_{sat_{evap}}} - 1 \right) \quad (13)$$

sendo  $T_0$  a temperatura de estado morto ou do ambiente externo [K] e  $T_{sat_{evap}}$  a temperatura de saturação do evaporador [K].

Considerando que o compressor é o componente com mais irreversibilidades, a equação para cálculo da eficiência exerética do compressor considera a razão entre exergia do compressor isentrópico e a potência do compressor real:

$$\eta_{IIc} = \frac{\dot{X}_{cs}}{\dot{W}_c} \quad (14)$$

sendo  $\dot{X}_{cs}$  a exergia do compressor isentrópico calculada para o compressor isentrópico [kJ/kg]. Tal exergia pode ser calculada por:

$$\dot{X}_{cs} = [h_{2s} - h_1 - T_0(s_{2s} - s_1)] \quad (15)$$

sendo  $s_{2s}$  a entropia isentrópica [J/kgK] do ponto 2 e  $s_1$  a entropia do ponto 1 (Figura 2).

### 3.6 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO NO MERCADO

Oliveira (2014) cita Ashrae (2008b e 2008c), que estabelece uma divisão entre os sistemas de condicionamento de ar: sistemas descentralizados e centrais. Os sistemas descentralizados, que são compostos por uma ou mais unidades condicionadoras, atendem um ambiente isolado ou grupo de ambientes que pertencem a mesma zona térmica. Os sistemas centrais são compostos por uma unidade condensadora, que se interliga a outras unidades evaporadoras instaladas em diversos recintos. Ainda, conforme Oliveira (2014), os sistemas mais comuns no mercado estão divididos entre sistemas descentralizados, em que se destacam os sistemas de ar-condicionado de janela (ACJ), *Split* e *Multi Split*; e os sistemas centrais, como os sistemas VRF e *Chiller*.

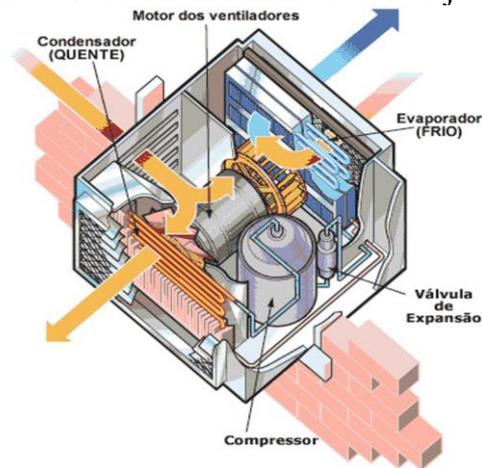
O sistema de ar-condicionado de janela (ACJ) é considerado equipamento de baixo custo, pois sua instalação é simples. É adequado para espaços pequenos e está disponível no mercado brasileiro com capacidades de potência entre 5000 e 30000 BTU/h; possibilita o controle individual de seu funcionamento e da temperatura desejada e são ideais para espaços menores.

A Figura 4 demonstra o interior de um ar-condicionado de janela. Nos ar-condicionados de janela, tanto a unidade condensadora quanto unidade evaporadora estão acopladas em um mesmo equipamento. Dessa forma, sua instalação é feita de forma que parte do equipamento esteja em contato com o meio externo. São equipamentos que apresentam nível de ruído elevado e tendem a consumir mais energia elétrica.

Já o sistema *Split*, por outro lado, é um sistema que dispõe de quatro tipos de evaporadores (*Hi-Wall*, *Piso teto*, *Cassete* e *Built in*), o que permite mais facilidade e melhor interação entre os equipamentos e a sala no qual será instalado.

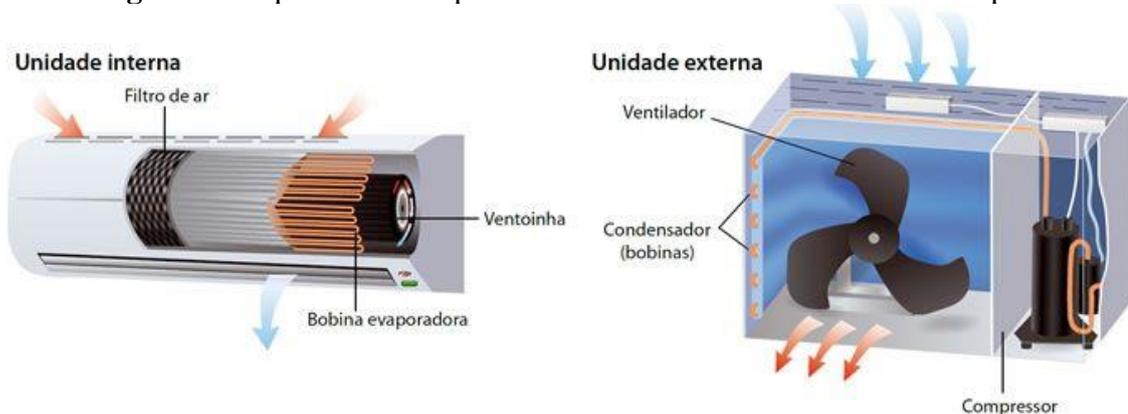
A Figura 5 demonstra um esquema dos componentes e dispositivos em um sistema *Split*. Trata-se de um sistema de refrigeração dividido em dois componentes, a unidade evaporadora, instalada dentro do ambiente, e a unidade condensadora, que supre a unidade evaporadora com o fluido refrigerante líquido e está instalada externamente. A capacidade destes equipamentos geralmente está em torno de 6000 BTU/h a 60000 BTU/h.

**Figura 4:** Interior de um ar-condicionado de janela (ACJ).



Fonte: *How Stuff Works* (2003).

**Figura 5:** Esquema de componentes em uma unidade de ar modelo Split.



Fonte: *Best Pick Reports* (2012).

As *Multi Splits* são uma variação deste sistema, já que um único condensador supre mais de uma unidade de evaporador, normalmente até quatro (CAMPANHOLA, 2014). No mercado nacional, podem ser encontradas com capacidade variando entre 14000 BTU/h e 58000 BTU/h, que podem atender evaporadores do tipo *Hi-Wall*, *Piso teto*, *Cassete* e *Built in*; são indicadas para residências, pequenos escritórios e ambientes de médio porte e ideais para climatizar mais de um ambiente ao mesmo tempo (OLIVEIRA, 2014).

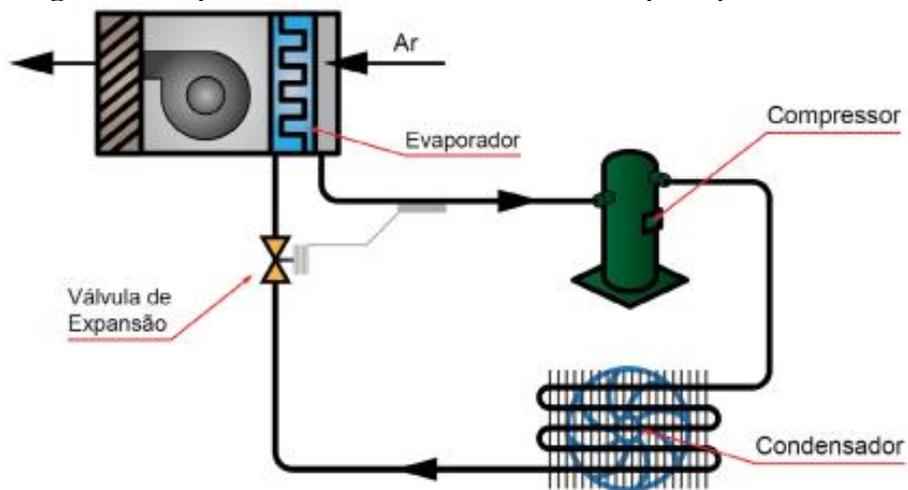
### 3.7 OS SISTEMAS VRF

Nos Estados Unidos, o sistema VRF foi introduzido no início dos anos 2000, sendo instalado em edifícios comerciais, como hotéis, universidades e prédios de escritórios (KWON et al., 2014). No Brasil, o uso de sistemas com tecnologia de vazão de refrigerante variável (VRF) vem expandindo, principalmente em edifícios comerciais de pequeno, médio e grande porte, como hotéis.

O sistema de climatização VRF é classificado como um sistema central *Multi Split* e possui sistema de expansão direta (Figura 6). De acordo com Souza (2010), “sistemas com expansão direta são aqueles em que o próprio fluido refrigerante realiza a troca de calor com o ambiente”.

A Figura 6 exemplifica um sistema de expansão direta, em que o ar a ser depositado no ambiente é resfriado quando entra em contato com uma serpentina, realizando a troca de calor. O VRF é composto por um único condensador, que é a unidade externa, o qual é ligado aos vários evaporadores, neste caso, as unidades internas.

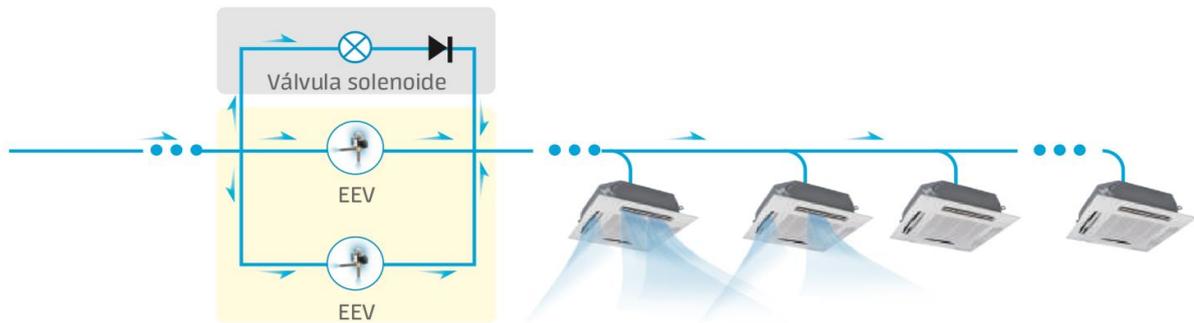
**Figura 6:** Esquema de um ar-condicionado do tipo expansão direta.



Fonte: Ministério do Meio Ambiente (2017).

Cada evaporador pode ser operado e controlado de forma independente das demais. Das vantagens do sistema, destacam-se os controles integrados, operação silenciosa, flexibilidade de instalação, além de custos baixos de manutenção (KWON et al., 2014). Com base na temperatura dentro do ambiente, a vazão de fluido refrigerante é variada através do uso de um compressor com velocidade variável e das válvulas de expansão eletrônicas instaladas em cada unidade interna, que se conecta à unidade externa através de um mesmo circuito de refrigeração (Figura 7) (DUARTE, 2014 e CHUANG, 2019).

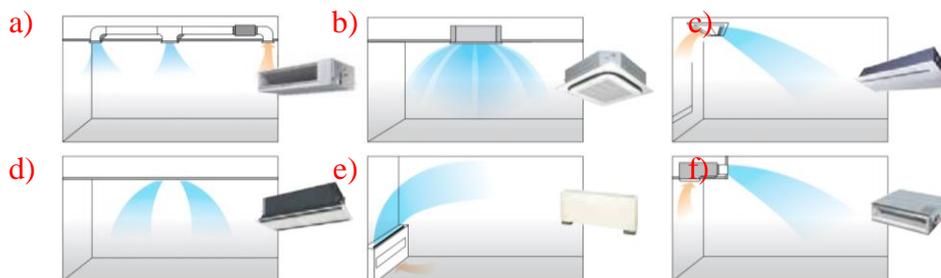
**Figura 7:** Esquema que demonstra válvulas de expansão eletrônicas, responsáveis por direcionar fluxo de fluido refrigerante no sistema.



Fonte: Catálogo Carrier.

A Figura 7 expõe um esquema relacionado ao controle de fluido refrigerante realizado por meio das válvulas de expansão eletrônicas. Tipicamente, as unidades externas dos sistemas VRF possuem capacidades entre 12000 BTU/h e 300000 BTU/h, enquanto as unidades internas ficam na faixa de 5000 a 120000 BTU/h (GOETZLER e ASHRAE, 2007, apud SAAB et al., 2018). Segundo Oliveira (2014), o grande diferencial do sistema VRF está na combinação entre a tecnologia eletrônica e sistemas de controle microprocessados além da interligação de múltiplas unidades internas em um só ciclo de refrigeração, podendo ser os evaporadores do tipo *Hi-Wall*, *Piso teto*, *Cassete* e *Built in*, entre outras.

**Figura 8:** Diversas alternativas disponíveis para unidade evaporadora: a) Duto; b) Cassete *Round Flow*; c) Cassete 1 via; d) Cassete 2 vias; e) Piso aparente; f) Duto *Slim*.



Fonte: Catálogo Daikin.

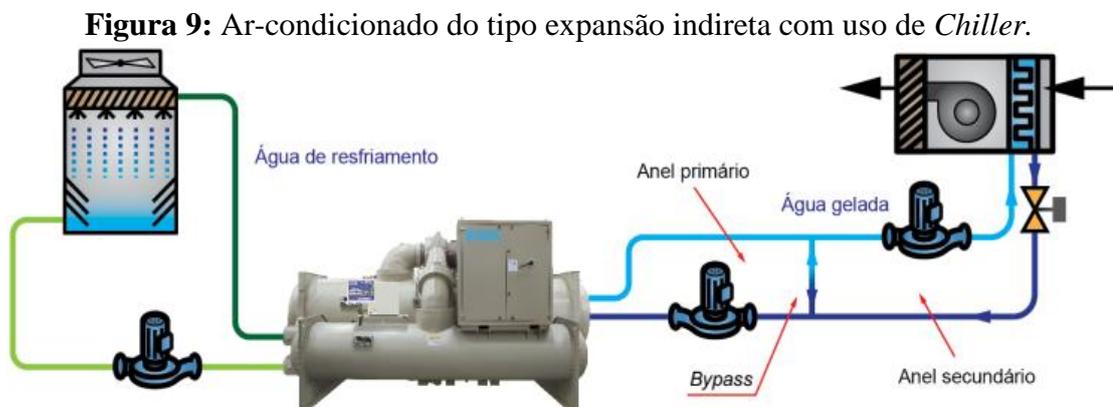
Em resumo, o sistema VRF destaca-se por sua eficiência de operação, baixo nível de ruído e baixo consumo elétrico. No sistema, parâmetros como temperatura e pressão de fluido refrigerante são monitorados em tempo real, possibilitando que o sistema controle a quantidade de fluido para cada unidade interna. Normalmente, a pressão do fluido refrigerante na unidade evaporadora fica em torno de 1000 kPa, enquanto a pressão no condensador é, aproximadamente, 2700 kPa. Vale ressaltar que, de acordo como catálogo da Daikin, no modo de refrigeração, a temperatura de evaporação do fluido refrigerante é elevada visando reduzir a

diferença para a temperatura do condensador, o que influencia na eficiência do sistema (DAIKIN, 2017).

### 3.8 OS SISTEMAS *CHILLER*

De acordo com Souza (2010), os sistemas *Chiller* consistem em uma central, na qual uma ou mais unidades de tratamento de ar de expansão indireta, cada uma operada e controlada independente das demais, são supridas com água gelada. Em um sistema de expansão indireta, o fluido refrigerante troca calor com outro fluido, normalmente com a água, e, conseqüentemente, trocará calor com o ambiente.

A Figura 9 demonstra um esquema do sistema de expansão indireta que utiliza um *Chiller* como unidade resfriadora do fluido líquido. A água bombeada circula pelo circuito hidráulico fechado e, após passar pela serpentina responsável por resfriar o ar, é direcionada de volta para o trocador de calor do circuito do sistema de refrigeração. Neste ponto, o fluido refrigerante evapora devido à absorção de calor proveniente da água.



Fonte: Ministério do Meio Ambiente (2017).

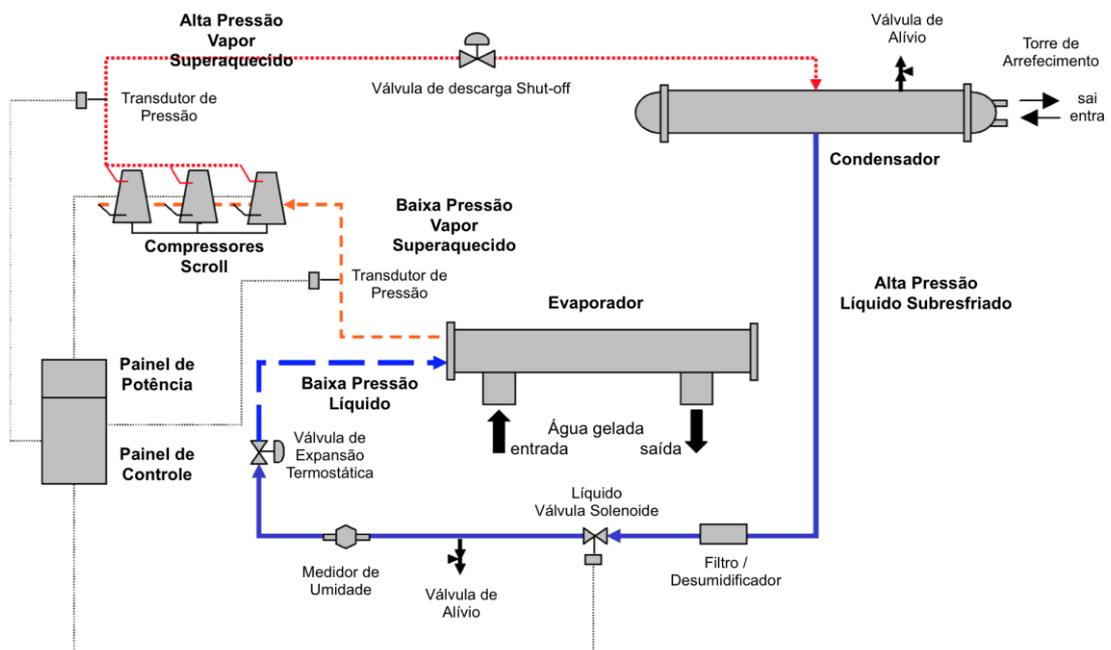
Diferentemente dos sistemas VRF, que trazem uma automação já embarcada em seus equipamentos, alguns sistemas *Chiller* não contam com um projeto de automação paralelo ao de climatização e, ainda, devido à sua complexidade, são modelos que necessitam de uma área para instalação maior que os demais sistemas (OLIVEIRA, 2014).

A Figura 10 demonstra o esquema de funcionamento de um *Chiller*. Conforme o catálogo técnico da Johnson Controls, o fluido refrigerante em baixa pressão (aproximadamente 2760 kPa) escoar pelos tubos do evaporador do tipo caso e tubo, e é evaporado e superaquecido devido à energia calorífica absorvida da água que passa externamente aos tubos (com pressão

de aproximadamente 1030 kPa). Vapor entra no compressor e é superaquecido, tendo sua pressão aumentada. Esse vapor, à alta pressão (aproximadamente 3860 kPa), passa pelo condensador, onde perderá calor para água que escoa entre os tubos do condensador. O refrigerante condensado, em estado de líquido sub-resfriado, sai do condensador e passa pela válvula de expansão, tendo sua pressão reduzida à pressão do evaporador. Com isso, o fluido retorna ao evaporador, iniciando novamente o ciclo.

As unidades internas instaladas para climatizar os ambientes são denominadas *fan-coils*. Nesse contexto, o *fan-coil* possui uma serpentina de cobre ou alumínio em seu interior, por onde circula a água gelada, e um ventilador composto de um motor que funciona captando o ar do ambiente, forçando a passagem desse ar por filtros, consequentemente pela serpentina onde o ar será resfriado e, por fim, jogando o ar resfriado, que foi forçado a passar entre os tubos de água gelada, para o interior do ambiente em que se deseja diminuir a temperatura.

**Figura 10:** Esquema do ciclo de funcionamento do *Chiller*.



Fonte: Catálogo Johnson Controls.

O uso de *Chillers* é bastante comum em ambientes de indústria, em hospitais e *shoppings*. Na China, de acordo com Chuang (2018), os *Chillers* são amplamente utilizados em prédios comerciais e de escritórios, hotéis e residências. No entanto, apresentam consumo de energia considerável devido ao funcionamento ininterrupto durante as horas de ocupação dos estabelecimentos.

### 3.9 FLUIDOS REFRIGERANTES

O avanço da tecnologia no último século trouxe facilidades e mais conforto para a vida dos seres humanos, mas também acarretou problemas ambientais principalmente relacionados à destruição da camada de ozônio e aquecimento global. Com isso, os fluidos refrigerantes, que consequentemente são liberados na atmosfera, tornaram-se um tema que causa preocupação quanto a ocorrência de impactos ambientais (WU e SKYE, 2018).

Bjørnåvold e Van Passel (2017) apud Saab et al. (2018) discutem que, nos Estados Unidos, o mercado de sistemas de condicionamento de ar tem sido orientado apenas para produção tecnológica e satisfação do cliente, sem dar a devida atenção para o desenvolvimento de tecnologias que não afetem o meio ambiente. Uma vez que esses sistemas precisam ser melhorados, conciliando redução no consumo de energia e impactos ambientais, bem como satisfação do cliente, diversas pesquisas têm sido realizadas nesse âmbito.

Um projeto de sistema de refrigeração inclui a escolha do fluido refrigerante a ser utilizado, que geralmente é baseada em fatores de desempenho; segurança quanto a riscos de toxicidade; inflamabilidade e impactos ambientais. Dentre os grupos de refrigerantes disponíveis no mercado, citam-se os clorofluorcarbonos (CFCs), como R-11, R-12, R-113 e R-114; os hidroclorofluorcarbonos (HCFCs), como o R-22; hidrofluorcarbonetos (HFCs), como o R-134a; hidrocarbonetos (HCs), a amônia ( $\text{NH}_3$ ) e o dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ) (MORAN, 2013).

Dados científicos apontaram clorofluorcarbonos (CFCs) e hidroclorofluorcarbonos (HCFCs) como substâncias nocivas à camada de ozônio devido ao cloro presente em sua composição e, portanto, sua produção foi proibida por acordos internacionais, como o Protocolo de Montreal (1989). Esses refrigerantes vêm sendo gradativamente substituídos pelos hidrofluorcarbonetos (HFCs), que, apesar de apresentarem um baixo Potencial de Depleção de Ozônio (ODP), muitos ainda possuem alto Potencial de Aquecimento Global (GWP) e são igualmente sintéticos, o que leva a preferência pelo uso de substâncias naturais que já estão circulando na atmosfera (BOLAJI e HUAN, 2013). Golzari et al. (2017) ressaltam que pesquisas também vêm sendo realizadas a fim de encontrar fluidos que possam substituir os HFCs, já que algumas substâncias desse grupo já foram banidas desde o Protocolo de Quioto (1997).

A amônia ( $\text{NH}_3$ ) ou R-717 é um refrigerante natural e possui algumas vantagens em relação a outros refrigerantes, como custo baixo, propriedades termodinâmicas e de transporte que geram coeficientes de transferência de calor mais altos, exigindo assim trocadores de calor

menores, que apresentam coeficientes de desempenho (COP) mais altos e, conseqüentemente, menor custo com energia. Não afeta a camada de ozônio, contudo, é inadequada para uso doméstico, pois é uma substância altamente tóxica e, portanto, seu uso é restringido para meios industriais (ÇENGEL, 2013).

Os hidrocarbonetos são também naturais e incluem substâncias como propano e butano. Apesar de vantagens como eficiência energética, propriedades termodinâmicas favoráveis para transferência de calor e não afetarem a camada de ozônio, trata-se de substâncias inflamáveis, portanto perigosas. Com isso, o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) ou R-744 é o fluido refrigerante natural mais vantajoso dentre as alternativas, uma vez que não é tóxico e nem inflamável (BOLAJI e HUAN, 2013).

Embora estudos como o de Wu e Skye (2018) fomentem o uso de dióxido de carbono como fluido refrigerante, o estudo de Saab et al. (2018), que analisa o efeito de diferentes fluidos refrigerantes aplicados para o sistema VRF, mostra que o maior COP obtido foi utilizando amônia, dispensada devido sua toxicidade, seguido do R410a, R134a e propano.

### 3.10 FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS

O *Engineering Equation Solver* (EES) consiste em um programa computacional para resolução de equações com dados de propriedade de engenharia (ÇENGEL, 2013). O *software* conta com um banco de dados de diversas substâncias e suas propriedades termodinâmicas, funções e equações específicas das áreas de termodinâmica e transferência de calor, bem como propriedades de transporte da água, ar e outros fluidos. Através do EES, é possível realizar otimizações, análises paramétricas, bem como construir gráficos (KLEIN, S.A.).

O SketchUp é um *software* para modelagem de edificações em três dimensões (TAUBE, 2017). Nele, é instalado o *plugin* do OpenStudio, que possui ferramentas para modelagem e criação de zonas térmicas (OpenStudio, 2019).

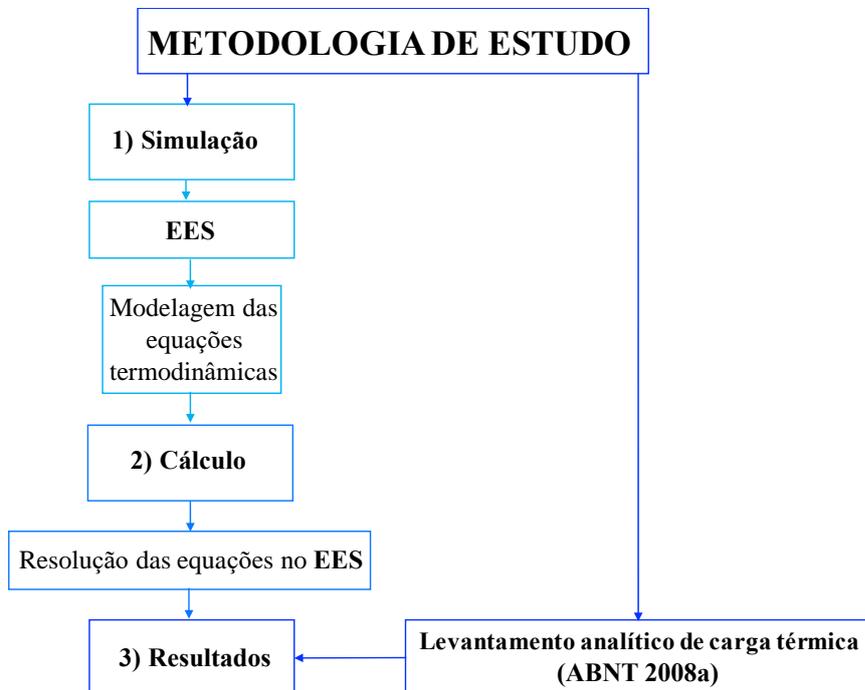
## 4 METODOLOGIA

Os tópicos a seguir referem-se à metodologia de estudo e à apresentação do problema.

### 4.1 METODOLOGIA DE ESTUDO

O esquema exposto na Figura 13 resume as etapas utilizadas na metodologia deste trabalho.

**Figura 11:** Fluxograma esquemático da metodologia.



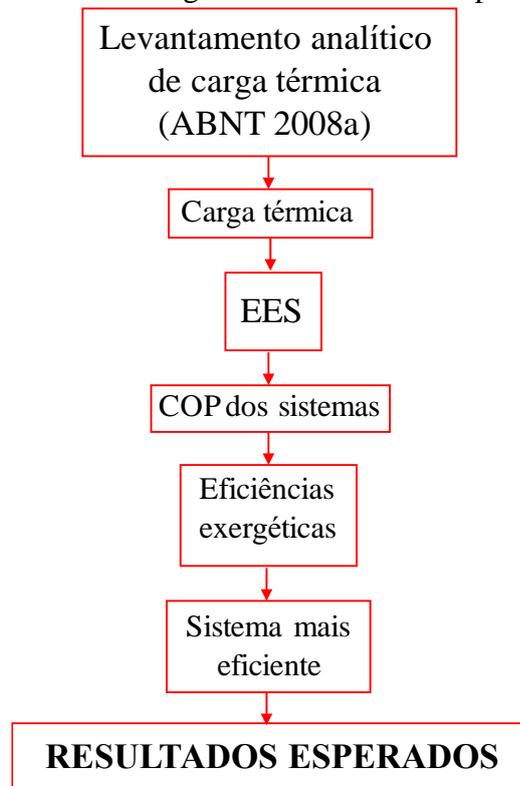
Fonte: Elaborado pela autora.

Conforme a Figura 11, a metodologia está dividida em três etapas: modelagem, cálculo e resultados. A primeira etapa, modelagem, consiste na criação de um modelo de equações termodinâmicas que regem a operação dos sistemas VRF e *Chiller* para o *software* EES, onde serão levantadas as propriedades dos fluidos refrigerantes que serão avaliados, neste caso, R410a, R134a e R290 (propano). A carga térmica será calculada analiticamente, com base na norma ABNT NBR 16401-1:2008. Além disso, serão levantados os parâmetros de construção do prédio da Unifesspa, que serão utilizados para modelagem 3D da edificação por meio do SketchUp, equipado com o *plugin* do OpenStudio que possibilita a criação e representação das zonas térmicas da edificação.

Partindo para a segunda etapa, que consiste no cálculo, as equações dos componentes dos sistemas, obtidas por meio dos balanços de massa e energia, bem como coeficiente de desempenho (COP), balanços de exergia dos componentes e eficiência exergética, serão solucionadas pelo EES.

Na terceira e última etapa, serão apresentados e discutidos os resultados obtidos referentes ao desempenho dos sistemas VRF e *Chiller* (Figura 12) considerando os fluidos refrigerantes testados para a carga térmica encontrada.

**Figura 12:** Fluxograma de resultados esperados.



Fonte: Elaborado pela autora.

A Figura 12 demonstra um fluxograma com os resultados esperados. Espera-se definir qual sistema será mais eficiente para o prédio da Unifesspa, considerando as condições climáticas de Marabá. Será analisado, ainda, a eficiência do ciclo reversível considerando as cidades de Marabá e outras duas cidades com climas diferentes, Brasília – DF e Porto Alegre – RS, considerando as temperaturas médias nos meses de maio e novembro, que possuem estações diferentes. Assim, é possível verificar a influência das características do ambiente na eficiência do ciclo reversível.

## 4.2 APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Este trabalho trata da comparação de dois sistemas de climatização, VRF e *Chiller*, para o prédio multiuso da Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará (Unifesspa). O prédio pertence ao Instituto de Geociências e Engenharias (IGE) da Unifesspa, que opera na Unidade II do Campus Sede, situada no endereço da Folha 17, Quadra 04, Lote Especial, s/nº, Bairro Nova Marabá – Marabá – PA.

A área ocupada pelo prédio é de 1919,40 m<sup>2</sup>, dividida em quatro pavimentos com salas diversas, desde a salas administrativas até salas de aula. No térreo estão presentes a sala de direção do IGE, a sala dos coordenadores de faculdades, uma sala de reuniões, a Secretaria Acadêmica, a Secretaria Executiva, a cantina, a dispensa e o *hall* de entrada.

No primeiro andar, há um *hall* de circulação e, no pavimento, funcionam quatro salas de aula, cada uma com espaço para até 35 alunos. Há ainda um laboratório de informática com 30 computadores. Os segundo e terceiro andares possuem o mesmo formato físico, ambos contando com seis salas de aula, das quais quatro salas possuem, cada uma, capacidade para 35 alunos e, as outras duas, cada uma com capacidade para 20 alunos. A Figura 11 demonstra a localização do prédio. Abaixo, a Tabela 1 demonstra dados geográficos da edificação:

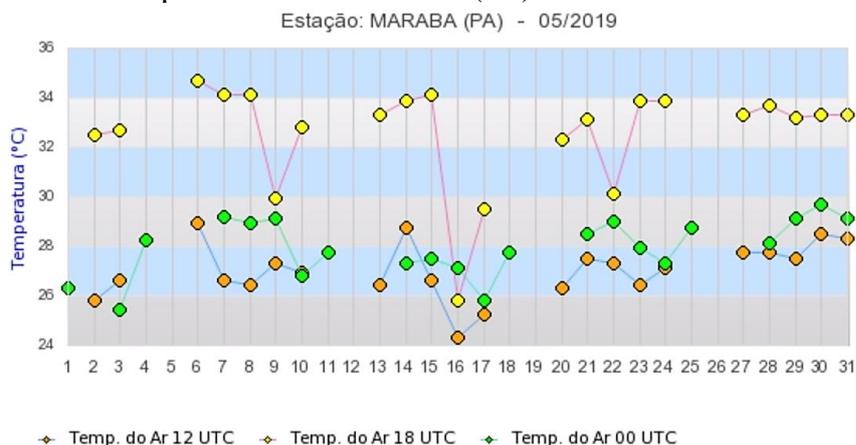
**Tabela 1:** Localização geográfica do prédio multiuso.

	Latitude	Longitude	Fuso Horário (UTC)
Prédio Multiuso	5°20'04.5" Sul	49°05'18.7" Oeste	-3.0

Fonte: Google Earth (2019).

Os dados de localização geográfica visualizados na Tabela 1 foram obtidos através do Google Earth.

**Figura 13:** Temperaturas de bulbo seco (BS) de Marabá em maio de 2019.



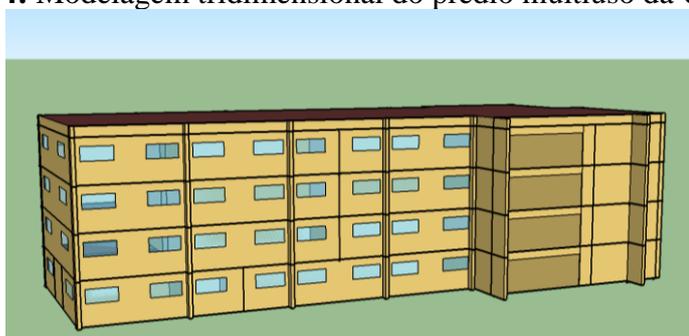
Fonte: Instituto Nacional de Meteorologia (2019).

A Figura 13 demonstra as temperaturas de bulbo seco ao longo do mês de maio de 2019 nos horários das 12 UTC, 18 UTC e 00 UTC, que corresponde às 9h, 15h e 21h, respectivamente, no horário local. Até o momento, o sistema de condicionamento de ar implantado na edificação é do tipo *Split*. Existem 29 centrais de ar de 24000 BTU/h, 8 centrais de ar de 36000 BTU/h, 6 centrais de ar de 12000 BTU/h e uma central de 30000 BTU/h, totalizando em 1086000 BTU/h instalados.

#### 4.3 LEVANTAMENTO DA CARGA TÉRMICA

Tomando como base a ABNT NBR 16401-1:2008, foi feito levantamento analítico da carga térmica do prédio. Foi realizado o zoneamento do prédio, isto é, identificou-se as zonas térmicas climatizadas. O projeto arquitetônico do prédio multiuso foi cedido pela Secretaria de Infraestrutura (SINFRA) da Unifesspa, que possibilitou modelar tridimensionalmente (Figura 16), por meio do SketchUp, o prédio multiuso, estudo de caso deste trabalho.

**Figura 14:** Modelagem tridimensional do prédio multiuso da Unifesspa.



Fonte: Elaborado pela autora.

A Figura 14 mostra a geometria criada no SketchUp. Através do *plugin* do OpenStudio, é possível esquematizar as zonas térmicas do prédio.

**Figura 15:** Diferentes zonas térmicas do prédio multiuso.

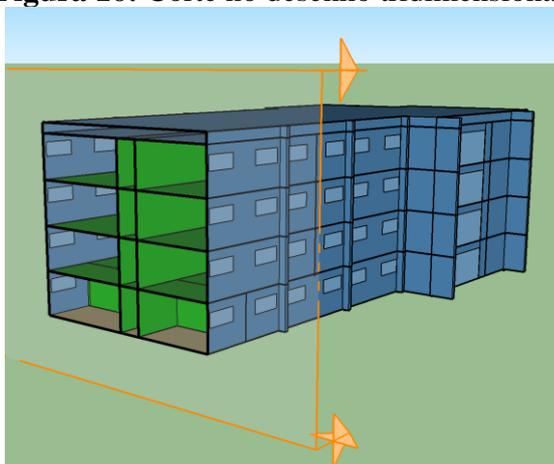


Fonte: Elaborado pela autora.

A Figura 15 demonstra as diferentes zonas térmicas estimadas por meio do OpenStudio, diferenciadas por cores que representam meramente a divisão dos ambientes analisados. Considerou-se que 29 zonas térmicas do prédio seriam climatizadas. Além disso, o desenho tridimensional demonstra que há transferência de calor por insolação nas paredes externas e troca de calor por convecção entre as paredes internas, como mostra a Figura 16.

O corte feito na geometria, destacado na Figura 16, visa demonstrar a transferência de calor que deverá ocorrer entre pisos e paredes internas, sinalizado pela cor verde, enquanto a cor azul simboliza a transferência de calor para as paredes externas devido à exposição ao sol. No andar térreo, ocorre contato direto com o solo, por isso o piso é sinalizado por marrom.

**Figura 16:** Corte no desenho tridimensional.



Fonte: Elaborado pela autora.

Identificadas as zonas térmicas, quanto à envoltória, fez-se necessário considerar orientação das paredes para verificar a insolação, o tipo de vidro das janelas, o material construtivo das paredes externas e internas, pisos e lajes e a infiltração de ar externo (Tabela 2). O cálculo foi feito considerando a máxima temperatura de bulbo seco registrada em Marabá em maio, de 35 °C.

**Tabela 2:** Parâmetros para cálculo de carga térmica.

	Espessura [cm]	Condutividade térmica [W/mK]	Resistência Térmica [m <sup>2</sup> K/W]
Vidro simples	0,6	1	0,16
Parede externa	10	1,75	0,029
Parede interna	9,6	0,90	0,106
Laje/laje entre andares	20	1,75	0,114
Piso	1,0	0,90	0,011
Solo	45,7	0,87	0,528

Fonte: ABNT NBR 16401-1:2008.

A Tabela 2 demonstra as propriedades dos materiais para cálculo da carga térmica. As fontes internas de calor consideradas foram: número de pessoas nas zonas térmicas, iluminação e equipamentos de escritório, como computadores e impressoras. Considerou-se que a geração metabólica das pessoas nos ambientes é na faixa de 110 W a 180 W por pessoa, o que corresponde a um nível de atividade física moderado em escritórios. Quanto a iluminação, considerou-se um nível de iluminação de 500 Lux, o que corresponde a uma potência dissipada de 16 W/m<sup>2</sup>. Os aparelhos elétricos considerados foram basicamente computadores, que, em uso contínuo, dissipam 65 W por equipamento (ABNT, 2008).

#### 4.4 MODELAGEM PARA O EES

Os valores utilizados no trocador de calor de baixa pressão (unidade evaporadora) e no trocador de calor de alta pressão (unidade condensadora) são demonstrados abaixo na Tabela 3.

Esses parâmetros foram selecionados baseados no trabalho de Saab (2018). Para validação da simulação feita para o presente estudos, foram utilizados primeiramente os dados da referência e, posteriormente, os dados do presente estudo de caso.

**Tabela 3:** Parâmetros definidos para VRF e *Chiller*.

<b>Parâmetro</b>	<b>Valor</b>
Baixa pressão [kPa]	1000
Alta pressão [kPa]	2700
Eficiência isentrópica do compressor	0,70
Carga dos evaporadores ( $Q_i$ ) [kW]	Será baseado nos valores obtidos de carga térmica

Fonte: Elaborado pela autora.

De acordo com a Tabela 3, tendo os resultados das cargas térmicas de cada sala ( $Q_i$ ), será possível realizar os cálculos referentes ao sistema VRF e *Chiller*.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 5.1 RESULTADOS DE CARGA TÉRMICA

Conforme o exposto na Tabela 4, a carga térmica encontrada total para o prédio foi de 745164 BTU/h, o que corresponde a 69 % do que está instalado atualmente. Essa diferença pode ser justificada considerando que, inicialmente, o prédio foi projetado para que suas salas fossem exclusivamente salas de aula e comportassem em torno de 35 pessoas, cada uma. No entanto, atualmente, o funcionamento do andar térreo restringe-se a parte administrativa e, assim, as salas não são operadas com o total de pessoas para as quais foram projetadas.

**Tabela 4:** Valores obtidos pelo cálculo de carga térmica.

	Carga dos evaporadores ( $Q_i$ )	BTU/h	kW
Direção	$Q_1$	12057	3,53
Secretaria Executiva	$Q_2$	8384	2,46
Sala térreo	$Q_3$	13863	4,06
Cantina	$Q_4$	6514	1,91
CPGA	$Q_5$	8112	2,38
Sala de reunião	$Q_6$	15818	4,64
Secretaria acadêmica	$Q_7$	22412	6,57
Sala de coordenadores	$Q_8$	26933	7,89
Depósito do térreo	$Q_9$	4203	1,23
Laboratório de Informática	$Q_{10}$	47673	13,97
Sala 22	$Q_{11}$	40250	11,8
Sala 23	$Q_{12}$	40250	11,8
Sala 24	$Q_{13}$	40250	11,8
Sala 25	$Q_{14}$	40250	11,8
Sala 26	$Q_{15}$	40250	11,8
Sala 27	$Q_{16}$	40250	11,8
Sala 16	$Q_{17}$	36061	10,6
Sala 17	$Q_{18}$	36061	10,6
Sala 18	$Q_{19}$	36061	10,6
Sala 19	$Q_{20}$	36061	10,6
Sala 20	$Q_{21}$	36061	10,6
Sala 21	$Q_{22}$	36061	10,6
Depósito do 1º andar	$Q_{23}$	4203	1,23
Depósito do 2º andar	$Q_{24}$	4203	1,23
Depósito do 3º andar	$Q_{25}$	4203	1,23
Sala 30	$Q_{26}$	27049	7,93
Sala 31	$Q_{27}$	27048	7,93
Sala 28	$Q_{28}$	27312	8,00
Sala 29	$Q_{29}$	27312	8,00
Total	$Q_t$	745164	218,4

Fonte: Elaborado pela autora.

Além disso, como se trata de um prédio com uso voltado também para atividades administrativas, ocorre fluxo de pessoas durante o dia todo. Os valores unitários de carga térmica referentes às salas foram utilizados como a carga dos evaporadores ( $Q_i$ ), isto é, capacidade frigorífica dos evaporadores dos sistemas.

## 5.2 RESULTADOS DOS SISTEMAS VRF E *CHILLER*

Após cálculos no EES, obtiveram-se os seguintes resultados para o sistema VRF (Tabela 5):

**Tabela 5:** Resultados obtidos para sistema VRF através de cálculos no EES.

	<b>R410a</b>	<b>R134a</b>	<b>R290</b>
COP	3,92	3,05	2,95
Vazão mássica de refrigerante [kg/s]	1,468	1,77	0,95
Potência do compressor [kW]	55,66	71,41	73,95
Capacidade frigorífica [kW]	218,4	218,4	218,4
Temperatura de saturação do fluido no condensador [°C]	44,65	44,65	44,65
Pressão no condensador [kPa]	2700	1487	1907
Temperatura de saturação do fluido no evaporador [°C]	7,35	7,35	7,35
Pressão no evaporador [kPa]	1000	379,4	590,3
Calor rejeitado pelo condensador [kW]	274	289,8	290,9

Fonte: Elaborado pela autora.

Como observado na Tabela 5, o maior COP encontrado foi 3,92, utilizando o fluido refrigerante R-410a. Quanto ao sistema *Chiller*, a seguinte tabela demonstra os resultados obtidos (Tabela 6):

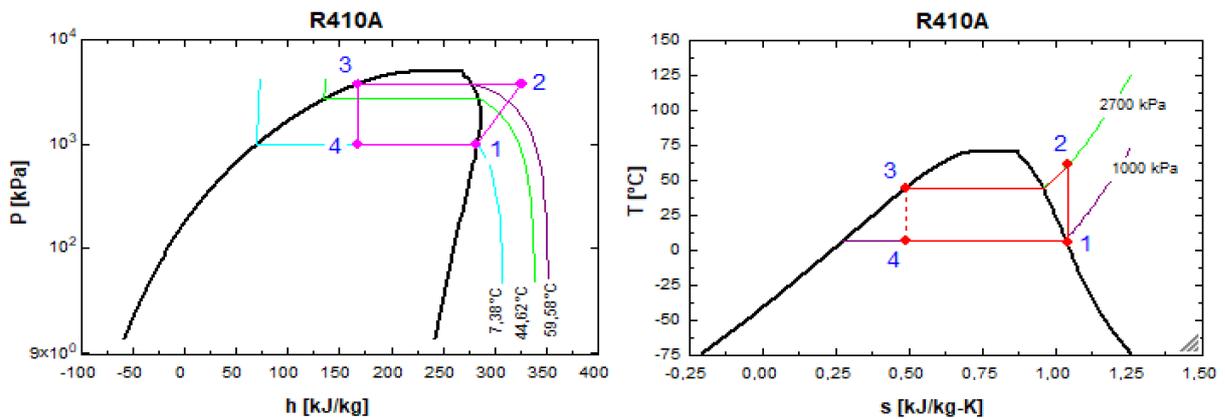
**Tabela 6:** Resultados obtidos para sistema *Chiller* através de cálculos no EES.

	<b>R410a</b>	<b>R134a</b>	<b>R290</b>
COP	3,32	2,67	2,59
Vazão mássica de refrigerante [kg/s]	1,468	1,77	0,95
Potência do compressor [kW]	55,66	71,41	73,95
Potência da bomba 1 [kW]	4,89	4,89	4,89
Potência da bomba 2 [kW]	5,15	5,37	5,40
Capacidade frigorífica [kW]	218,4	218,4	218,4
Temperatura de saturação do fluido no condensador [°C]	44,65	44,65	44,65
Pressão no condensador [kPa]	2700	1487	1907
Temperatura de saturação do fluido no evaporador [°C]	7,35	7,35	7,35
Pressão no evaporador [kPa]	1000	379,4	590,3
Calor rejeitado pelo condensador [kW]	274	268,4	270,1

Fonte: Elaborado pela autora.

Assim como verificado no sistema VRF, a Tabela 6 mostra que o maior COP encontrado para o sistema *Chiller* foi também com o R410a. Entretanto, o sistema VRF demonstrou um COP aproximadamente 15 % mais alto que o sistema *Chiller*, tendo em vista que considerou-se que o *Chiller* possui duas bombas instaladas, uma para bombeamento de água para a torre de arrefecimento e a outra para bombear água até os *fan-coils*. A figura a seguir demonstra os diagramas *P-h* e *T-s* plotados para os ciclos:

**Figura 17:** Diagramas *P-h* e *T-s* do ciclo VRF e *Chiller* com uso do R410a plotados no EES.



Fonte: Elaborado pela autora.

Na Figura 17, o ponto 1 é a saída do evaporador e entrada do compressor; o ponto 2 é a saída do compressor e entrada do condensador; o ponto 3 é a saída do condensador e entrada da válvula de expansão; o ponto 4 é a saída da válvula de expansão e entrada do evaporador. Os diagramas *P-h* e *T-s* são os mesmos para ambos os ciclos, neste caso, pois os parâmetros de pressão e temperatura utilizados para cálculo de ambos os sistemas são idênticos, o que possibilita fazer a comparação do desempenho de ambos.

Além disso, foram realizados cálculos das eficiências exergéticas dos componentes de ambos os sistemas. As tabelas seguintes mostram os resultados obtidos (Tabela 7 e 8):

**Tabela 7:** Eficiência exergética dos componentes do sistema VRF.

Eficiência Exergética ( $\eta_{II}$ )	[%]
Compressor	72,5
Eficiência exergética do ciclo	39

Fonte: Elaborado pela autora.

Como visto na Tabela 7, a eficiência exergética calculada para o sistema VRF corresponde a 39 % e a eficiência exergética do compressor corresponde a 72,5 %. A tabela a seguir demonstra os resultados de eficiência exergética encontrados para o *Chiller*.

**Tabela 8:** Eficiência exergética dos componentes do sistema *Chiller*.

<b>Eficiência Exergética (<math>\eta_{II}</math>)</b>	<b>[%]</b>
Compressor	72,5
Eficiência exergética do ciclo	33

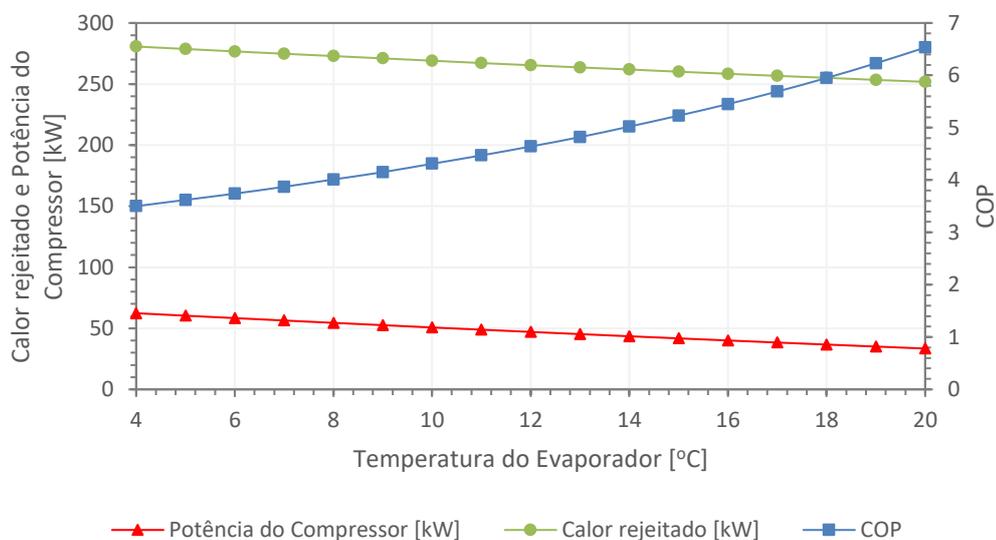
Fonte: Elaborado pela autora.

Já o ciclo do sistema *Chiller*, como observado na Tabela 8, apresenta um total de 33 % de eficiência exergética. A tabela ainda mostra que o compressor do ciclo é 72,5 % exergeticamente eficiente, assim como no VRF, já que os parâmetros considerados para o cálculo do ciclo de refrigeração são iguais. Conforme visto na Tabela 7 e Tabela 8, o sistema VRF apresentou mais uma vantagem, que trata-se de uma eficiência exergética do ciclo maior, o que significa que o sistema VRF consome os recursos energéticos gerando menos desperdícios que o *Chiller*, sendo mais eficaz para instalação no prédio multiuso da Unifesspa.

Uma vez identificado que os valores de maior COP e eficiência exergética correspondem ao sistema VRF utilizando R410a como fluido refrigerante, variou-se a temperatura da unidade evaporadora, entre 4 e 20 °C, e unidade condensadora, entre 49 e 33 °C, a fim de verificar a influência desses parâmetros no COP e eficiência exergética do sistema. Isso foi igualmente realizado para o sistema *Chiller* a fim de verificar se com outros parâmetros de operação o sistema poderia ser mais adequado para implantação que o VRF.

Ao serem variadas as pressões e temperaturas, as primeiras análises feitas são para o VRF e estão expostas a seguir: A Figura 18 mostra a influência da variação de temperatura do evaporador (consequentemente, da pressão) no sistema VRF. Ao variar a temperatura de mudança de fase da saída do evaporador, aumentando-a, nota-se que o COP aumentou, já que o compressor precisou de menos potência para comprimir o fluido e, consequentemente, superaquecer o fluido até a entrada do condensador. A tabela a seguir mostra, resumidos em três pontos, alguns dos resultados obtidos quando a temperatura do fluido no evaporador foi variada.

**Figura 18:** Potência do compressor, calor rejeitado e COP em função da temperatura do evaporador no VRF.



Fonte: Elaborado pela autora.

Na Tabela 9, ficam explícitos os efeitos da mudança de temperatura de fase do fluido na saída do evaporador: conforme a temperatura aumenta, a potência do compressor diminui, bem como o calor rejeitado pelo condensador, enquanto o COP do sistema aumenta. Com isso, o sistema fica 86 % mais eficiente.

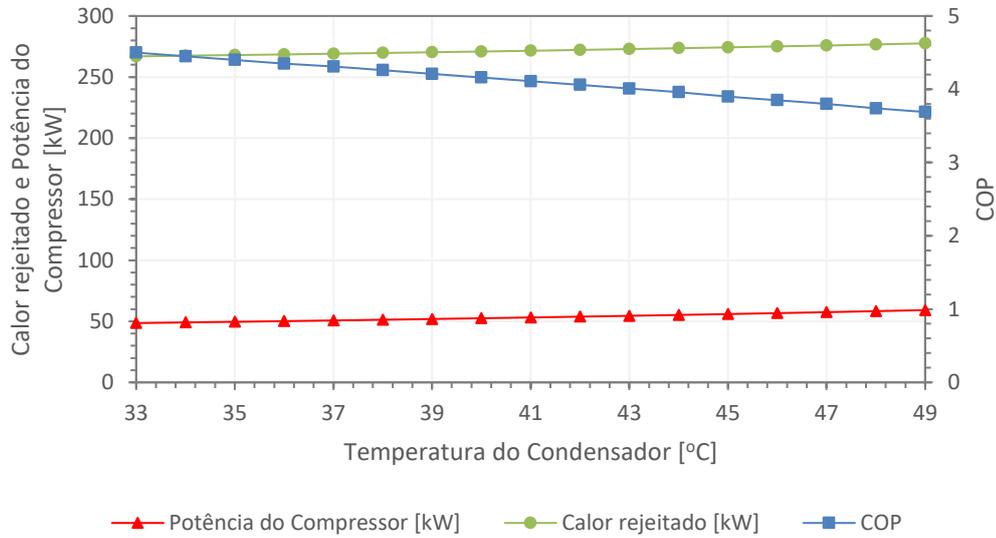
**Tabela 9:** Alguns pontos retirados do gráfico da Figura 21.

Temperatura do evaporador [°C]	Pressão [kPa]	COP	Potência do Compressor [kW]	Calor rejeitado [kW]
4	902,2	3,50	62,36	280,7
12	1146	4,64	47,05	265,4
20	1437	6,53	33,44	251,8

Fonte: Elaborado pela autora.

A seguir, verifica-se a influência da temperatura de mudança de fase do fluido na saída do condensador. A Figura 19 mostra a influência da variação de temperatura do condensador, no sistema VRF. Variando a temperatura de saída do fluido do condensador, resfriando-a, também apresentou aumento no COP, já que o fluido refrigerante retorna ao evaporador com uma entalpia mais baixa, o que facilita na obtenção do efeito de refrigeração. Tais efeitos serão mais bem visualizados com o auxílio da tabela a seguir, feita a partir de alguns dados retirados do gráfico da Figura 19.

**Figura 19:** Potência do compressor, calor rejeitado e COP em função da temperatura do condensador no VRF.



Fonte: Elaborado pela autora.

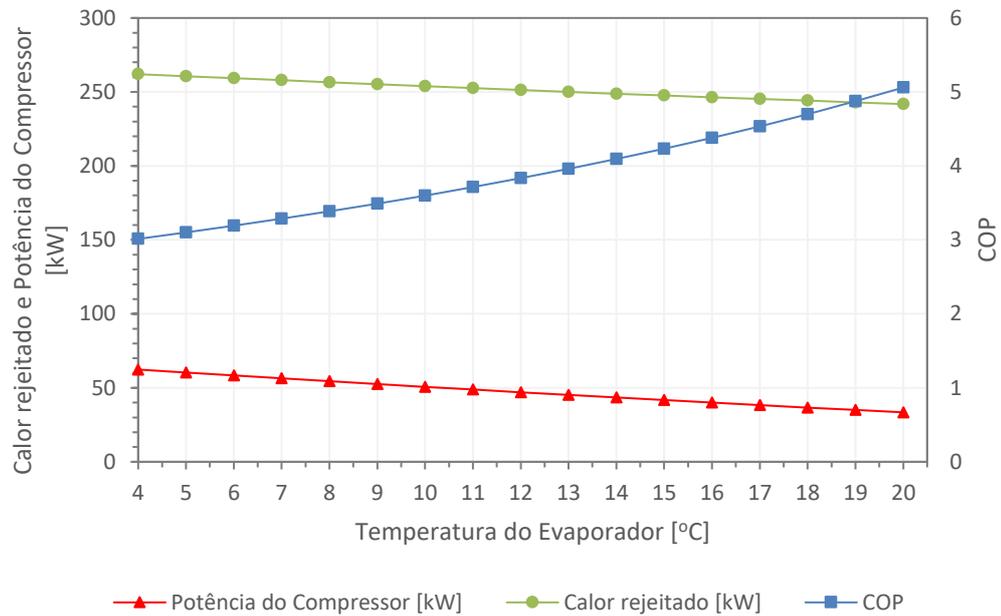
**Tabela 10:** Alguns pontos retirados do gráfico da Figura 22.

Temperatura do condensador [°C]	Pressão [kPa]	COP	Potência do Compressor [kW]	Calor rejeitado [kW]
49	2991	3,69	59,19	277,6
41	2476	4,10	53,15	271,5
33	2031	4,50	48,55	266,9

Fonte: Elaborado pela autora.

Assim, conforme exposto na Tabela 10 e Figura 19, quando ocorre o resfriamento do fluido na saída do compressor, o sistema também tem seu desempenho aumentado. Embora ocorra aumento do desempenho do ciclo, tal efeito acarreta apenas em 22 % no aumento do COP do sistema. Dito isso, verifica-se que efeito do aumento da temperatura no evaporador, visto na Figura 18 e Tabela 9, consiste em um efeito com maiores influências na eficiência da máquina. As mesmas análises são feitas para o sistema *Chiller*: novamente pode-se visualizar, através da Figura 20, os efeitos do aumento da temperatura de mudança de fase do evaporador. O COP aumenta, uma vez que a potência do compressor diminui, bem como a quantidade de calor rejeitada para o meio pelo condensador. A tabela a seguir resume tais informações para o *Chiller*:

**Figura 20:** Potência do compressor, calor rejeitado e COP em função da temperatura do evaporador no *Chiller*.



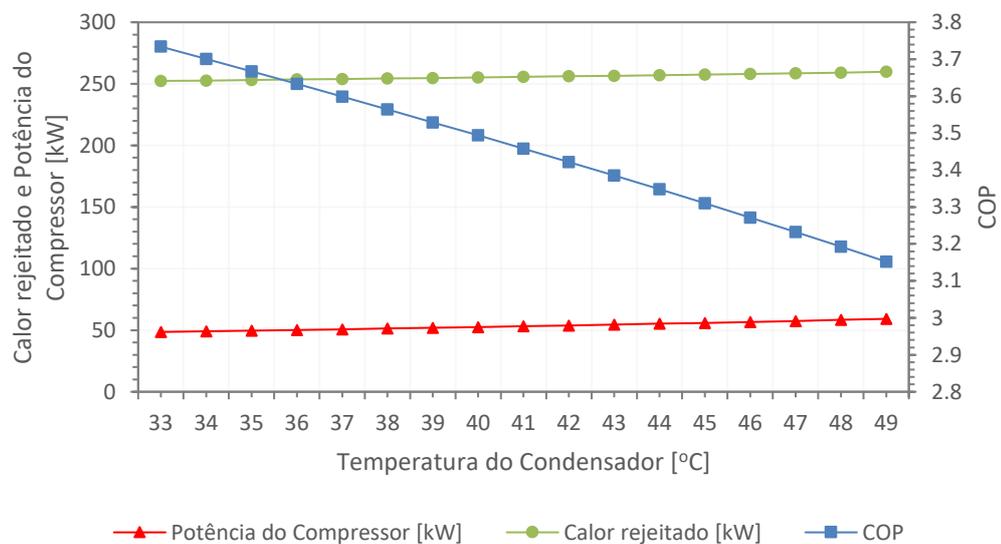
Fonte: Elaborado pela autora.

**Tabela 11:** Alguns pontos retirados do gráfico da Figura 23.

Temperatura do Evaporador [°C]	Pressão [kPa]	COP	Potência do Compressor [kW]	Calor rejeitado [kW]
4	902,2	3,013	62,36	262
12	1146	3,833	47,05	251,3
20	1437	5,059	33,44	241,8

Fonte: Elaborado pela autora.

**Figura 21:** Potência do compressor, calor rejeitado e COP em função da temperatura do condensador no *Chiller*.



Fonte: Elaborado pela autora.

A partir da Tabela 11, verifica-se que ao elevar a temperatura do evaporador, o sistema *Chiller* apresentou aumento de 68 % em seu desempenho. Os efeitos da redução da temperatura de mudança de fase no condensador podem ser analisados na Figura 21.

A Figura 21 esboça um gráfico com os efeitos da diminuição da temperatura do condensador na potência do compressor, calor rejeitado e COP do *Chiller*. Verifica-se que novamente houve aumento no desempenho do sistema. Um resumo dos valores obtidos pode ser analisado a seguir.

**Tabela 12:** Alguns pontos retirados do gráfico da Figura 24.

Temperatura do condensador [°C]	Pressão [kPa]	COP	Potência do Compressor [kW]	Calor rejeitado [kW]
49	2991	3,15	59,19	259,8
41	2476	3,46	53,15	255,6
33	2031	3,73	48,55	252,4

Fonte: Elaborado pela autora.

Essa variação de temperatura do condensador no ciclo do *Chiller* representou um aumento de 18 % no COP do sistema. A tabela a seguir demonstra uma comparação dos aumentos no desempenho obtidos no sistema VRF e *Chiller*.

**Tabela 13:** Comparação do aumento no desempenho do COP dos sistemas.

Sistema	Aumento no COP devido à variação da temperatura $T_1$ [%]	Aumento no COP devido à variação da temperatura $T_3$ [%]
VRF	86 %	22 %
<i>Chiller</i>	68 %	18 %

Fonte: Elaborado pela autora.

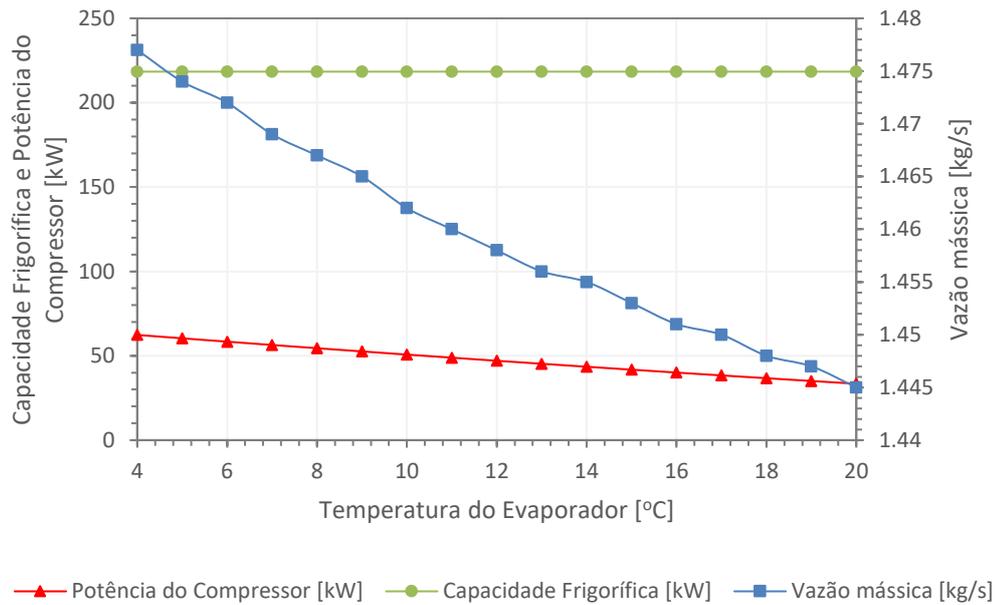
Na Tabela 13, a temperatura  $T_1$  corresponde ao estágio do evaporador e a temperatura  $T_3$  corresponde ao estágio do condensador em ambos os ciclos. Sendo assim, a tabela demonstra que, mesmo com as alterações nas temperaturas e pressões do evaporador e condensador em ambos os sistemas, o VRF continua apresentando maior coeficiente de desempenho (COP).

As figuras seguintes apresentam gráficos que relacionam a potência do compressor, a capacidade frigorífica e a vazão mássica de refrigerante para o sistema VRF.

O gráfico demonstrado na Figura 22 indica que a variação de temperatura no evaporador influencia levemente na vazão mássica de refrigerante, considerando a capacidade frigorífica constante, isto é, a carga térmica no total de 218,4 kW. No entanto, a potência exigida pelo compressor é menor, o que aumenta o COP do sistema, como foi visto na Figura 20. Na Figura 23, novamente visualiza-se os efeitos da variação de temperatura de mudança de fase no

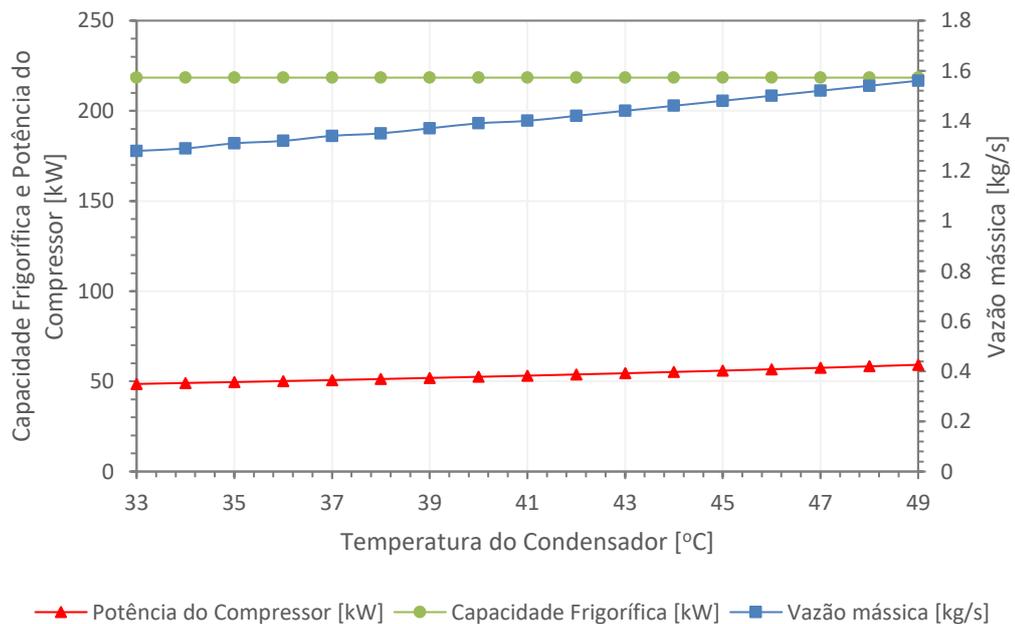
condensador, dessa vez na potência do compressor, que diminui quando a temperatura de saída do condensador é menor, conseqüentemente, influenciando positivamente no COP do sistema. Além disso, é verificado um aumento na vazão mássica de fluido refrigerante quando a temperatura do condensador está mais alta.

**Figura 22:** Potência do compressor, capacidade frigorífica e vazão mássica em função da temperatura do evaporador do VRF.



Fonte: Elaborado pela autora.

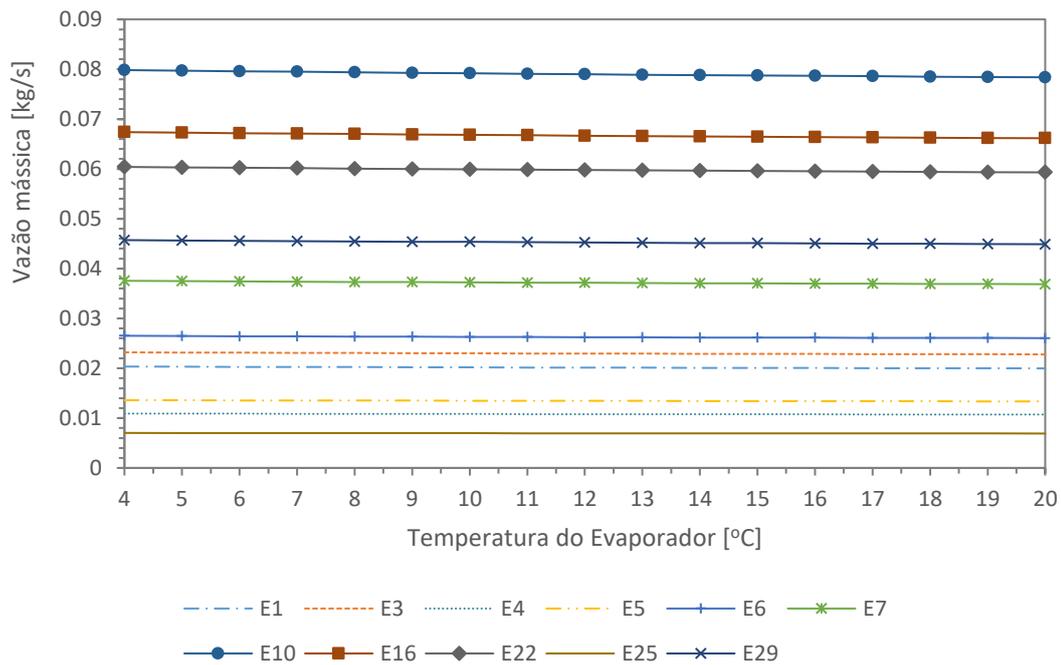
**Figura 23:** Potência do compressor, capacidade frigorífica e vazão mássica em função da temperatura do condensador do VRF.



Fonte: Elaborado pela autora.

A Figura 24 demonstra a vazão mássica de fluido refrigerante dos evaporadores quando a temperatura do trocador de calor é variada. Vale ressaltar que alguns evaporadores possuíam valores de cargas iguais, portanto, foram suprimidos do gráfico. Os resultados indicam apenas uma pequena influência da temperatura e da carga de cada evaporador na vazão mássica de fluido quando outros parâmetros são mantidos constantes.

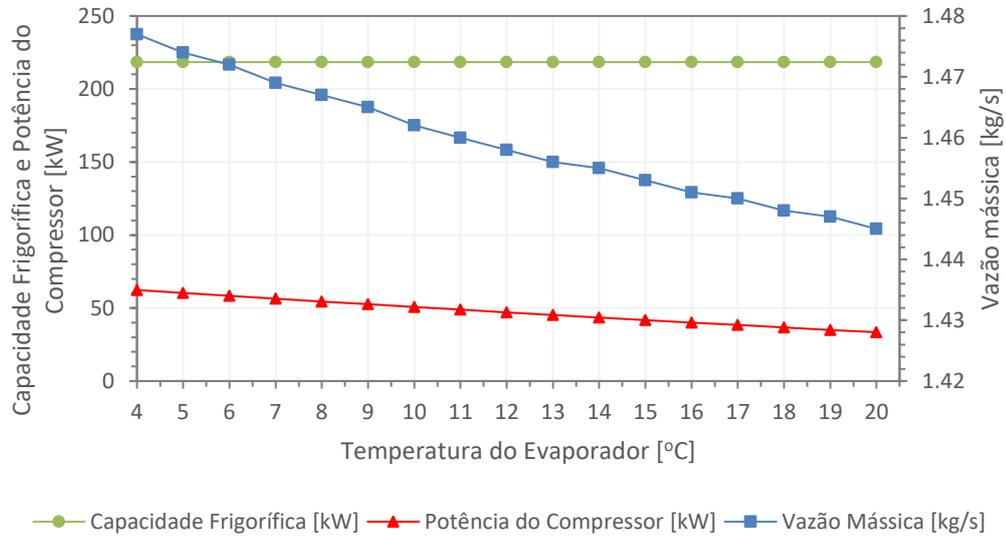
**Figura 24:** Vazão mássica de refrigerante dos evaporadores em função da temperatura do evaporador do VRF.



Fonte: Elaborado pela autora.

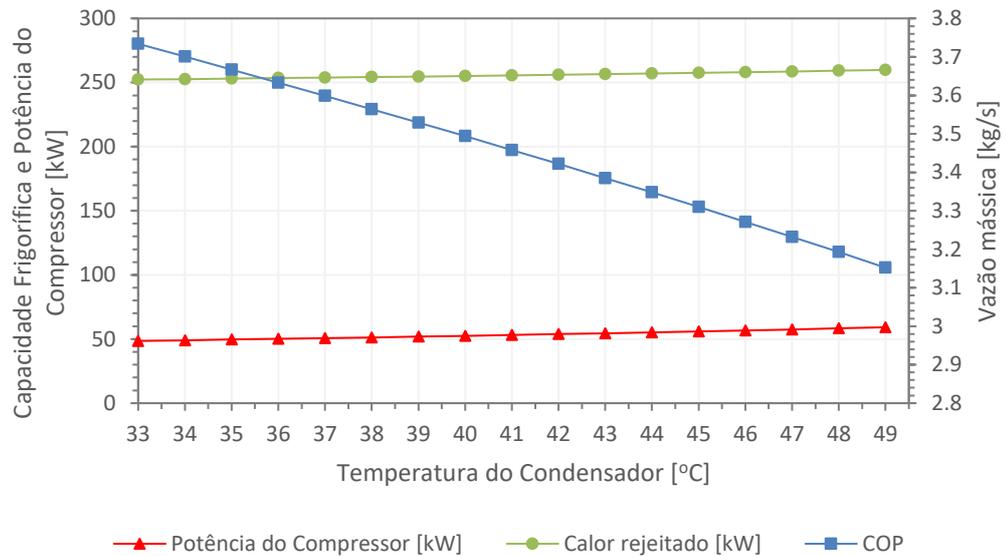
Analogamente, para o *Chiller*, os resultados encontrados podem ser vistos nas Figuras 25 e 26. Assim como para o VRF, o gráfico demonstrado na Figura 25, sinaliza que a variação de temperatura no evaporador influencia, minimamente, na vazão mássica de refrigerante, considerando a carga térmica constante de 218,4 kW. A potência exigida pelo compressor é menor, o que aumenta o COP do sistema, assim como foi visto na Figura 20. Na Figura 26, verifica-se os efeitos da diminuição de temperatura do condensador na potência do compressor, que diminui quando a temperatura de saída do condensador é menor e influencia positivamente no COP do sistema. Ainda, é verificado um aumento na vazão mássica de fluido refrigerante quando a temperatura do condensador está mais alta.

**Figura 25:** Potência do compressor, capacidade frigorífica e vazão mássica em função da temperatura do evaporador do *Chiller*.



Fonte: Elaborado pela autora.

**Figura 26:** Potência do compressor, capacidade frigorífica e vazão mássica em função da temperatura do condensador do *Chiller*.

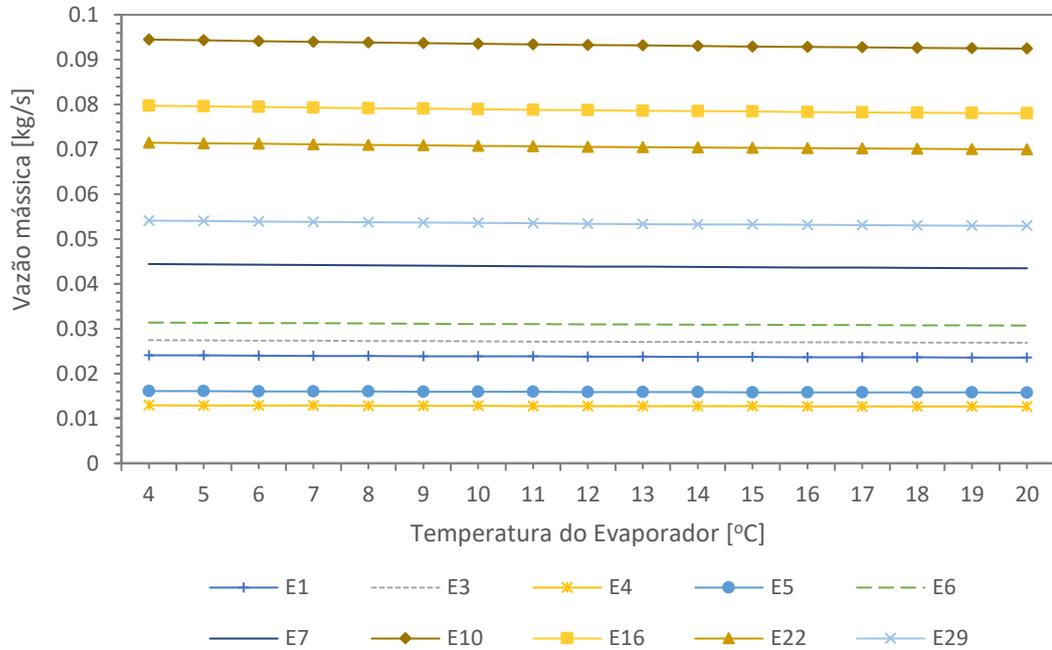


Fonte: Elaborado pela autora.

A Figura 27 mostra a vazão mássica de fluido refrigerante dos evaporadores do *Chiller* quando a temperatura do trocador de calor varia. Assim como ocorreu na análise do VRF, levando em conta que alguns evaporadores possuíam valores de cargas iguais, tais valores foram suprimidos do gráfico. Os resultados também mostram apenas uma leve influência da temperatura e da carga de cada evaporador na vazão mássica de fluido quando outros parâmetros são mantidos constantes. Vale ressaltar que a análise realizada para o *Chiller* foi considerando os componentes em comum com o sistema VRF. Portanto, não foram realizadas

análises quanto aos *fan-coils*, somente com os evaporadores e considerando o ciclo de fluido refrigerante R410a.

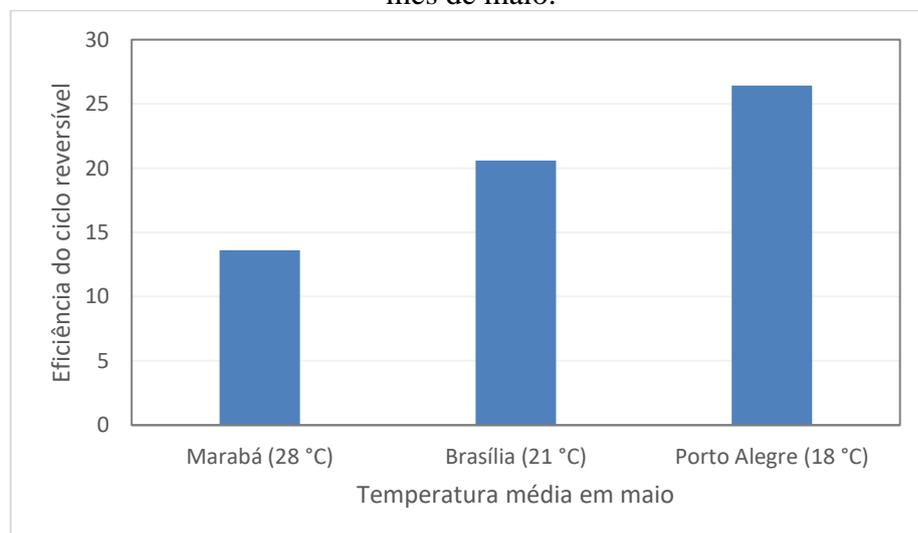
**Figura 27:** Vazão mássica de refrigerante dos evaporadores em função da temperatura do evaporador do *Chiller*.



Fonte: Elaborado pela autora.

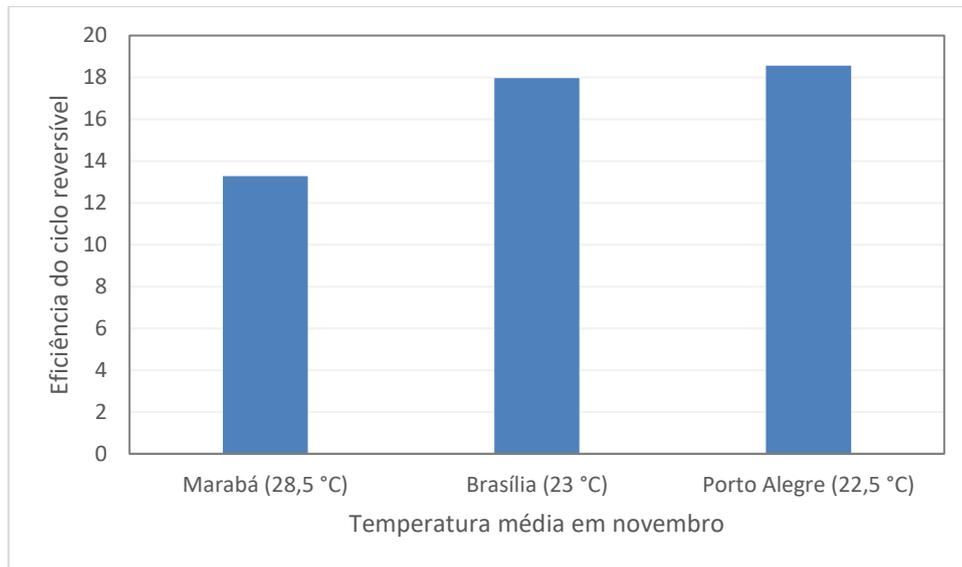
No site do Inmet (2019), foram verificadas as temperaturas médias de bulbo seco de Marabá e mais duas cidades, Brasília-DF e Porto Alegre-RS, nos meses de maio e novembro. Tais dados foram utilizados para verificar a eficiência do ciclo reversível.

**Figura 28:** Eficiência do ciclo reversível considerando temperatura média de três cidades no mês de maio.



Fonte: Elaborado pela autora.

**Figura 29:** Eficiência do ciclo reversível considerando temperatura média de três cidades no mês de novembro.



Fonte: Elaborado pela autora.

Em maio, as temperaturas médias de Marabá, Brasília e Porto Alegre correspondiam à 28 °C, 21 °C e 18 °C, respectivamente, e, em novembro, 28,5 °C, 23 °C e 22,5 °C. Analisando tanto a Figura 28, como a Figura 29, as eficiências do ciclo reversível para os meses de maio e novembro apresentaram valores mais baixos para Marabá tendo em vista que as temperaturas médias da região são mais altas.

## 6 CONCLUSÃO

Este estudo comparou o desempenho do sistema com tecnologia de vazão de fluido refrigerante variável (VRF) e o sistema *Chiller*, para um prédio de quatro pavimentos localizado na Universidade Federal do Sul e Sudeste do Pará (Unifesspa), em Marabá-PA, visando definir qual opção seria mais eficiente. Ambos os sistemas apresentaram maiores COPs quando operando com R410a, embora o sistema VRF apresentou-se mais eficiente que o *Chiller*, uma vez que o coeficiente de desempenho (COP) e eficiência exergética do ciclo foram maiores do que os valores encontrados para o *Chiller*. Considerando ambos os sistemas, os equipamentos dimensionados devem atender a capacidade de 218,4 kW, com uma vazão mássica de 1,47 kg/s; a potência de acionamento do compressor deve ser de aproximadamente 56 kW; e, para o caso do sistema *Chiller*, a potência da bomba 1 deve ser de 4,9 kW e a potência da bomba 2 deve ser de 5,2 kW.

Foram variadas as temperaturas e pressões do fluido R410a no evaporador e condensador a fim de analisar os efeitos das variações das temperaturas de mudança de fase no ciclo. Concluiu-se que aumentar a temperatura do evaporador influencia mais no aumento da eficiência do sistema do que quando varia-se a temperatura do condensador. No entanto, ao variar a temperatura do evaporador, a obtenção do conforto térmico é afetada, pois mais tempo será necessário para refrigerar o ambiente tendo em vista que a diferença de temperatura entre o ambiente e a temperatura do evaporador serão menores.

### 6.1 TRABALHOS FUTUROS

Uma sugestão para trabalhos futuros seria verificar realizar uma análise de viabilidade econômica entre os dois sistemas, apresentando uma comparação entre os custos de implantação e retorno do investimento de ambos. Além disso, verificar a influência das cores do prédio nas trocas de calor, analisar o custo benefício da implantação de um termoacumulador no sistema, bem como outras melhorias para o sistema VRF visando definir parâmetros de operação otimizados que acarretassem maiores valores de eficiência exergética e, consequentemente, menos perdas, analisando em conjunto o custo benefício da implantação e manutenção do mesmo.

## REFERÊNCIAS

ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401: Instalações de Ar-Condicionado - Sistemas Centrais e Unitários**, Rio de Janeiro, 2008.

ALEXANDRI, E.; BOONEKAMP, P. CHEWPREECHA, U.; **The macroeconomic and other benefits of energy efficiency**. Relatório final da Comissão Europeia, União Europeia, 2016. Disponível em: <[https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/final\\_report\\_v4\\_final.pdf](https://ec.europa.eu/energy/sites/ener/files/documents/final_report_v4_final.pdf)>. Acesso em: 20 de maio de 2019.

ASHRAE Handbook Fundamentals 2008b. **Cap 2: Decentralized Cooling and Heating**. American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers Inc. – Atlanta, GA.

ASHRAE Handbook Fundamentals 2008c. **Cap 3: Central Cooling and Heating**. American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers Inc. – Atlanta, GA.

ASHRAE Handbook. **HVAC Systems and Equipment**. American Society of Heating, Refrigeration and Air-conditioning Engineers, 2016.

BELLO, L. G. **Análise do desempenho de conforto térmico de projetos de habitações unifamiliares em Pato Branco, PR**. Trabalho de Conclusão de Curso, UTFPR, Curitiba, Paraná, 2013.

BEST PICK REPORTS. **Understanding HVAC: How Heating and Cooling Systems Work**. Disponível em: <<https://www.bestpickreports.com/blog/post/understanding-hvac-how-heating-and-cooling-systems-work>>. Acesso em: 20 de maio de 2019.

BRASIL. Lei Federal n.º 10.295. **Lei de Eficiência Energética**. Planalto, 2001.

BOLAJI, B.; HUAN, Z. **Ozone depletion and global warming: Case for the use of natural refrigerant – a review**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2013.

CARRIER. **Série V5 X**. Disponível em: <[https://img.carrierdobrasil.com.br/downloads\\_docs/3386a-Midea-VRF-V5X-.pdf](https://img.carrierdobrasil.com.br/downloads_docs/3386a-Midea-VRF-V5X-.pdf)>. Acesso em 21 de junho de 2019.

CASTRO, D. M. **Análise de eficiência de um sistema de ar condicionado**, Trabalho de Conclusão de Curso, UNIOESTE, Foz do Iguaçu, Paraná, 2007.

CHUA, K. J.; CHOU, S. K.; YANG, W.M.; YAN, J. **Achieving better energy-efficient air conditioning – A review of technologies and strategies**. Applied Energy, 2013.

CHUANG, H.; ZENG, Y.; LEE, C. **Study on a Chiller of air conditioning system by sensing refrigerant pressure feedback control with stepless variable speed driving technology**. Building and Environment, 2019.

CHUANG, H.; CHI, J.; CHANG, K.; LEE, C. **Study on a fan coil unit and Chiller by an intelligent control method with a stepless variable speed driving technology**. Building and Environment, 2018.

CREDER, H. **Instalação de Ar Condicionado**. 6 ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004.

DAIKIN. **VRV Inova**. Disponível em: <<https://www.daikin.com.br/static/uploads/conteudos/downloads/download5c066aa9e065a.pdf>>. Acesso em 21 de junho de 2019.

DEPARTAMENTO DE ENERGIA DOS ESTADOS UNIDOS. **Building energy data**. Estados Unidos, 2011. Disponível em: <<https://catalog.data.gov/dataset/buildings-energy-data-book-6d4d2>>. Acesso em 18 de maio de 2019.

DUARTE, V. C. P. **Comparação do desempenho energético de sistemas de climatização para uma edificação comercial em Florianópolis/SC**. Dissertação de mestrado, UFSC, Florianópolis, Santa Catarina, 2014.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Eficiência Energética**. Brasil. Disponível em: <<http://epe.gov.br/pt/abcdenergia/eficiencia-energetica>>. Acesso em 18 de maio de 2019.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Consumo de energia por ar condicionado triplica**. Brasil. Disponível em: <<http://www.epe.gov.br/pt/imprensa/noticias/consumo-de-energia-por-ar-condicionado-triplica>>. Acesso em 19 de maio de 2019.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Plano Nacional de Energia (PNE 2030)**. Brasil. Disponível em: <<http://epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-165/topico-173/PNE%202030%20-%20Eficiencia%20Energética.pdf>>. Acesso em 12 de junho de 2019.

EnergyPlus, *software*. **U.S. Department of Energy's (DOE) Building Technologies Office (BTO)**, 2019. Disponível em <<https://energyplus.net>>. Acesso em 10 de junho de 2019.

GOLZARI, S.; KASAEIAN, A.; DAVIRAN, S. **Second law analysis of an automotive air conditioning system using HFO-1234yf, an environmentally friendly refrigerant**, International Journal of Refrigeration, 2017.

HOW STUFF WORKS. **How Air Conditioners Work**. Disponível em: <<https://home.howstuffworks.com/ac3.htm>>. Acesso em 20 de maio de 2019.

INCROPERA, F. P.; DE WITT, D. P.; BERGMAN, T. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 643 p.

INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA. **Gráficos**, 2019. Disponível em: <<http://www.inmet.gov.br/portal/index.php?r=tempo/graficos>>. Acesso em 20 de junho de 2019.

JOHNSON CONTROLS. **Model YCWL – Water-cooled Scroll Liquid Chiller**. Disponível em: <[https://www.johnsoncontrols.com/pt\\_br/-/media/jci/be/united-states/hvac-equipment/Chillers/files/be\\_engguide\\_ycwlwaterscrollChiller.pdf?la=pt&hash=4DBC74478F2B13FE91BAC4F596764E6FEAE8F8DF](https://www.johnsoncontrols.com/pt_br/-/media/jci/be/united-states/hvac-equipment/Chillers/files/be_engguide_ycwlwaterscrollChiller.pdf?la=pt&hash=4DBC74478F2B13FE91BAC4F596764E6FEAE8F8DF)>. Acesso em 20 de junho de 2019.

KLEIN, S.A. **EES – Engineering Equation Solver**. F-Chart Software, 2019. Disponível em: <<http://fchart.com>>. Acesso em: 11 de junho de 2019.

KWON, L.; LEE, H.; HWANG, Y. **Experimental investigation of multifunctional VRF system in heating and shoulder seasons.** Applied Thermal Engineering, 2014.

KWON, L.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R. **Field performance measurements of a VRF system with sub-cooler in educational offices for the cooling season.** Energy and Buildings, 2012.

LEE, J. H.; KIM, H.; SONG, Y. **A study on verification of changes in performance of a water-cooled VRF system with control change based on measuring data.** Energy and Buildings, 2018.

LI, Y., WUA, J., SHIOCHI, S. **Modeling and energy simulation of the variable refrigerant flow air conditioning system with water-cooled condenser under cooling conditions.** Energy and Buildings, 2009.

LIU, X.; HONG, T. **Comparison of energy efficiency between variable refrigerant flow systems and ground source heat pump systems.** Energy and Buildings, 2010.

LOPES, Eurídice F. M. **Conforto Térmico.** 2008. Disponível em: <<http://pt.scribd.com/doc/3678153/Conforto-Termico>> Acesso em 09 abr. 2019.

MALINAUSKAITE, J.; JOUHARA, H.; AHMAD, L.; MILANI, M.; MONTORSI, L.; VENTURELLI, M. **Energy efficiency in industry: EU and national policies in Italy and the UK.** Energy, 2019.

MILLER, R. **Ar-condicionado e Refrigeração.** 2. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **BEN - Balanço Energético Nacional 2018: Ano base 2017.** Disponível em: <[http://epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-303/topico-419/BEN2018\\_\\_Int.pdf](http://epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-303/topico-419/BEN2018__Int.pdf)>. Acesso em 10 de abril de 2019.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Ar Condicionado: Guia prático sobre sistemas de água gelada,** 2017. Disponível em: <<http://www.mma.gov.br/publicacoes/clima/category/110-protecao-da-camada-de-ozonio.html>>. Acesso em: 15 de junho de 2019.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N. **Princípios de termodinâmica para engenharia.** 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

OLIVEIRA, D. F.; MARTINS, C. J. **Metodologia para análise e escolha de sistemas de condicionamento de ar.** Trabalho de Conclusão de Curso, UFES, Vitória, Espírito Santo, 2014.

OLIVEIRA, L. S.; SHAYANI, R. A.; OLIVEIRA, M. A. G. **Proposed business plan for energy efficiency in Brazil.** Energy Policy, 2013.

OpenStudio, *software.* **Alliance for Sustainable Energy.** 2019. Disponível em <<https://www.openstudio.net>>. Acesso em: 11 de junho de 2019.

SAAB, R.; QUABEH, H. A.; ALI, M. I. A. **Variable refrigerant flow cooling assessment in**

**humid environment using different refrigerants.** Journal of Environmental Management, 2018.

SOUZA, W. B. **Comparação entre dois sistemas de ar-condicionado para um prédio histórico,** 2010. Trabalho de Conclusão de Curso, UFRGS, Porto Alegre, Rio Grande do Sul.

STOECKER, W. F. **Refrigeração e ar condicionado.** São Paulo: McGraw-Hill do Brasil, 1985.

TAUBE, G. E. **Análise do desempenho termoenergético do prédio NTIC da Universidade Federal do Pampa Campus Alegrete.** Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal do Pampa, Alegrete, Rio Grande do Sul, 2017.

TEKE, A.; TIMUR, O. **Assessing the energy efficiency improvement potentials of HVAC systems considering economic and environmental aspects at the hospitals.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014.

TOLGA, A. **Variable refrigerant flow systems: A review.** Energy and Buildings, 2010.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da termodinâmica.** 6. ed. São Paulo: Blücher, 2003.

VAKILOROAYA, V.; SAMALI, B.; FAKHAR, A.; PISHGHADAM, K. **A review of diferente strategies for HVAC energy saving.** Energy Conversion and Management, 2014.

WU, W.; SKYE, H. **Progress in ground-source heat pumps using natural refrigerants.** International Journal of Refrigeration, 2018.

YU, F. W.; CHAN, K. T. **Energy simulation of sustainable air-cooled *Chiller* system for commercial buildings under climate change.** Energy and Buildings, 2013.

ZHOU, Y. P., WU, J. Y., WANG, R. Z., SHIOCHI, S. **Energy simulation in the variable refrigerant flow air-conditioning system under cooling conditions.** Energy and Buildings, 2007.

ZHU, Y.; JIN, X.; DU, E. **Simulation of variable refrigerant flow air conditioning system inheating mode combined with outdoor air processing unit.** Energy and Buildings, 2014.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica.** 7. Ed. Porto Alegre: AMGH, 2013.