

Universidade de Brasília - UnB  
Faculdade UnB Gama - FGA  
Engenharia de Energia

**Estudo de caso: adequação do sistema de  
condicionamento de ar da sala de  
monitoramento de um *Data Center* e análise da  
eficiência energética do *chiller* com alteração  
do *setpoint* de água gelada**

Autor: Gabriel Souza Firmino

Orientador: Dra. Tallita Karolline Nunes Rocha

Brasília, DF

2020



Gabriel Souza Firmino

**Estudo de caso: adequação do sistema de condicionamento de ar da sala de monitoramento de um *Data Center* e análise da eficiência energética do *chiller* com alteração do *setpoint* de água gelada**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia de Energia da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Universidade de Brasília - UnB

Faculdade UnB Gama - FGA

Orientador: Dra. Tallita Karolline Nunes Rocha

Brasília, DF

2020

---

Gabriel Souza Firmino

Estudo de caso: adequação do sistema de condicionamento de ar da sala de monitoramento de um *Data Center* e análise da eficiência energética do *chiller* com alteração do *setpoint* de água gelada/ Gabriel Souza Firmino. – Brasília, DF, 2020-75 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Dra. Tallita Karolline Nunes Rocha

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Brasília - UnB  
Faculdade UnB Gama - FGA , 2020.

1. Data Center. 2. Eficiência. I. Dra. Tallita Karolline Nunes Rocha. II. Universidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama. IV. Estudo de caso: adequação do sistema de condicionamento de ar da sala de monitoramento de um *Data Center* e análise da eficiência energética do *chiller* com alteração do *setpoint* de água gelada

CDU

---

Gabriel Souza Firmino

**Estudo de caso: adequação do sistema de condicionamento de ar da sala de monitoramento de um *Data Center* e análise da eficiência energética do *chiller* com alteração do *setpoint* de água gelada**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia de Energia da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Trabalho aprovado. Brasília, DF, 16 de dezembro de 2020:

---

**Dra. Tallita Karolline Nunes Rocha**  
Orientador

---

**Dra. Loana Nunes Velasco, UnB/FGA**  
Convidado 1

---

**Dr. Alex Reis, UnB/FGA**  
Convidado 2

Brasília, DF  
2020

*Dedico este trabalho a todos os brasileiros de diferentes regiões, crenças e condições sociais que mesmo em um país tão desigual me proporcionaram acesso à educação pública de melhor qualidade e hoje permitem-me retribuir com este trabalho.*

# Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus por me permitir chegar até aqui com resiliência, vencendo os inúmeros desafios ao longo dessa jornada.

Aos meus pais, Simone e Luís, e ao meu irmão, Guilherme, pelo apoio durante minha jornada e investimento em minha educação.

Aos meus tios Eduardo e Flávia, que sempre me apoiaram.

À minha orientadora, Tallita Nunes, pela confiança, orientações e conhecimentos compartilhados durante a realização deste trabalho.

Ao professor Domenico Simone pelas orientações e conhecimentos compartilhados comigo durante a realização das simulações.

À todos os meus amigos e familiares que sempre me motivaram e acreditaram no meu potencial.

Ao meu amigo Guilherme Vaz pelo suporte e motivação durante as simulações.

Ao meu amigo Guilherme Marques pelos incentivos, confiança e humildade em me proporcionar condições computacionais de realizar as simulações.

Ao meu supervisor de estágio, Pedro, pela imensurável oportunidade de estagiar em um dos maiores Data Centers do país. E a todos assessores e gerentes pela confiança, oportunidades e crescimento pessoal e profissional que me proporcionaram. Em especial, Paulo e Leonídio pelo apoio durante a realização deste trabalho.

À minha namorada Ana Carolina, por acreditar em mim e me incentivar durante essa fase.

À toda equipe de engenharia do Data Center, em especial à equipe de operação pelo auxílio durante a realização das medições.

# Resumo

Este trabalho tem como objetivo analisar o impacto no consumo de energia de *chillers* operando com *setpoint* de temperatura de água gelada a 10°C devido às condições do sistema de climatização da sala de operação e monitoramento de um *Data Center*. Foram realizadas simulações de Dinâmica dos Fluidos Computacional para analisar o comportamento do ar frio insuflado na sala, que causa desconforto térmico aos ocupantes, e uma proposta de ampliação dos pontos de retorno de ar. Foi proposta ainda a alteração do *setpoint* de temperatura de água gelada para 12°C e analisados os dados de consumo do chiller operando na nova condição proposta. Os resultados mostraram que com o aumento de 2°C no *setpoint* de temperatura de água gelada houve uma redução de 5% no consumo médio diário e uma economia de R\$ 4.393,73 no período analisado.

**Palavras-chaves:** data center. eficiência. chiller.

# Abstract

This work aims to analyze the impact on the energy consumption of chillers operating with the setpoint of chilled water temperature at 10°C due to the conditions of the Data Center's network operations center air conditioning system. Computational Fluid Dynamics simulations were carried out to analyze the behavior of the cold air blown into the room, which causes thermal discomfort to the occupants, and a proposal to expand the return air grilles. It was also proposed to change the setpoint of chilled water temperature to 12°C and analyze the consumption data of the chiller operating in the new proposed condition. Results showed there was a reduction of 5% of daily consumption and saving of R\$ 4,393.73 just by increasing 2°C the setpoint of cold water temperature during the period analyzed.

**Key-words:** data center. efficiency. chiller.



# Lista de ilustrações

Figura 1 – Esquema de funcionamento de UPS de conversão dupla. Fonte: (MARIN, 2016) . . . . .	21
Figura 2 – Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor e diagrama T-s. Fonte: Adaptado de (ÇENGEL; BOLES, 2013) . . . . .	24
Figura 3 – Trocador de calor tipo casco e tubo de expansão direta. Fonte: Adaptado de (ASHRAE, 2016) . . . . .	26
Figura 4 – Trocador de calor tipo casco e tubo inundado. Fonte: Adaptado de (ASHRAE, 2016) . . . . .	27
Figura 5 – <i>Chiller</i> tipo compressor centrífugo. Fonte: (TRANE, 2011) . . . . .	29
Figura 6 – Funcionamento do compressor parafuso. Fonte: Adaptado de (ASHRAE, 2016) . . . . .	30
Figura 7 – Torre de resfriamento de tiragem mecânica. Fonte: O autor . . . . .	31
Figura 8 – Corredores quentes e frios de <i>Data Centers</i> . Fonte: (MARIN, 2016) . . . . .	32
Figura 9 – Carta psicrométrica. Fonte: (SARAIVA, 2015) . . . . .	34
Figura 10 – Insuflamento de ar frio no <i>plenum</i> . Fonte: Adaptado de (TROX, 2010) . . . . .	36
Figura 11 – Gráfico do consumo médio de um <i>Data Center</i> . Fonte: Adaptado de (MARIN, 2016) . . . . .	37
Figura 12 – Confinamento de corredores frios. Fonte: (ELLAN, 2020) . . . . .	39
Figura 13 – Forma dos elementos da malha. Fonte: (ANSYS, 2013) . . . . .	46
Figura 14 – Exemplo de malha estruturada (à esquerda) e não estruturada (à direita). Fonte: (ANSYS, 2013) . . . . .	47
Figura 15 – Sala NOC do <i>Data Center</i> . Fonte: O autor . . . . .	49
Figura 16 – Difusores de piso da sala NOC do <i>Data Center</i> . Fonte: O autor . . . . .	49
Figura 17 – Unidade fancolete de água gelada. Fonte: (TRANE, 2020) . . . . .	51
Figura 18 – Detalhe da proposta de instalação de novos pontos de retorno de ar. Fonte: Banco . . . . .	51
Figura 19 – Modelo CAD em 3D da sala NOC. Fonte: O autor . . . . .	53
Figura 20 – Modelo CAD em 3D da sala NOC com cargas térmicas. Fonte: O autor . . . . .	54
Figura 21 – Medições de temperatura e velocidade do ar realizadas nos difusores do piso. Fonte: O autor . . . . .	55
Figura 22 – Comparação entre malha grossa (à esquerda) e malha refinada (à direita). Fonte: O autor . . . . .	56
Figura 23 – Diagrama simplificado da CAG do <i>Data Center</i> . Fonte: O autor . . . . .	56
Figura 24 – Gradiente de temperatura da sala com <i>setpoint</i> de temperatura de água gelada a 10°C. Fonte: O autor . . . . .	57

Figura 25 – Linhas de corrente do ar frio insuflado com <i>setpoint</i> de temperatura de água gelada a 10°C. Fonte: O autor . . . . .	58
Figura 26 – Permanência do ar na região do primeiro nível da sala com <i>setpoint</i> de temperatura de água gelada a 10°C. Fonte: O autor . . . . .	59
Figura 27 – Gradiente de temperatura da sala com <i>setpoint</i> de temperatura de água gelada a 12°C. Fonte: O autor . . . . .	59
Figura 28 – Linhas de corrente do ar frio insuflado com <i>setpoint</i> de temperatura de água gelada a 12°C. Fonte: O autor . . . . .	60
Figura 29 – Consumo diário dos <i>chillers</i> entre o período analisado. Fonte: O autor .	62

# Lista de tabelas

Tabela 1 – Divisão em grupos das unidades consumidoras. Fonte: (ANEEL, 2010)	40
Tabela 2 – Dados de carga térmica da sala . . . . .	52
Tabela 3 – Capacidade nominal dos <i>fan coils</i> da sala NOC. Fonte: O autor . . . . .	53
Tabela 4 – Resultados das medições realizadas com <i>setpoint</i> de temperatura de água gelada a 10°C. Fonte: O autor . . . . .	55
Tabela 5 – Resultados das medições realizadas com <i>setpoint</i> de temperatura de água gelada a 12°C. Fonte: O autor . . . . .	55
Tabela 6 – Comparação entre as medições de temperatura real e simulada para condição de <i>setpoint</i> de temperatura de água gelada a 10°C. Fonte: O autor . . . . .	58
Tabela 7 – Variação das temperaturas do modelo simulado obtidas a 0,1 m e 1,1 m do piso. Fonte: O autor . . . . .	61
Tabela 8 – Variação das velocidades do modelo simulado obtidas a 0,1 m e 1,1 m do piso. Fonte: O autor . . . . .	61
Tabela 9 – Parâmetros de operação do <i>chiller</i> . Fonte: O autor . . . . .	62
Tabela 10 – COP calculado considerando o consumo médio diário. Fonte: O autor .	63
Tabela 11 – Modalidade tarifária considerada. Fonte: O autor . . . . .	63

# Lista de abreviaturas e siglas

ANEEL	Agência Nacional de Energia Elétrica
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
BAC	Bomba de Água de Condensação
BAGp	Bomba de Água Gelada Primária
BAGs	Bomba de Água Gelada Secundária
BMS	<i>Building Management System</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CAG	Central de Água Gelada
CFC	Clorofluorcarboneto
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
COP	Coefficiente de Performance
CRAC	<i>Computer Room Air Conditioner</i>
CRAH	<i>Computer Room Air Handlers</i>
CTA	Chave de Transferência Automática
GMG	Grupo Motor Gerador
HCFC	Hidro Cloro-fluoro de Carbono ou Hidroclorofluorcarbonos
HFC	Hidrofluorcarbonetos
HVAC	<i>Heating, Ventilating and Air Conditioning</i>
PBH	Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs
PDU	<i>Power Distribution Unit</i>
PDR	<i>Power Distribution Rack</i>
PROCEL	<i>Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica</i>

PVC	Policloreto de vinila
STS	<i>Static Transfer Switch</i>
TI	Tecnologia da informação
TR	Tonelada de refrigeração
UFAD	<i>Underfloor Air Distribution</i>
UPS	<i>Uninterruptible Power Supply</i>
URL	Unidade Resfriadora de Líquido
VRF	<i>Variable Refrigerant Volume</i>

# Sumário

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>15</b>
<b>1.1</b>	<b>Motivação do estudo</b>	<b>16</b>
<b>2</b>	<b>OBJETIVOS</b>	<b>17</b>
<b>2.1</b>	<b>Objetivos específicos</b>	<b>17</b>
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>18</b>
<b>4</b>	<b>REFERENCIAL TEÓRICO</b>	<b>19</b>
<b>4.1</b>	<b><i>Data Centers</i></b>	<b>19</b>
4.1.1	Infraestrutura física	19
4.1.1.1	Alimentação elétrica	20
4.1.2	Redundância e confiabilidade	21
<b>4.2</b>	<b>Ciclo de refrigeração por compressão de vapor</b>	<b>23</b>
<b>4.3</b>	<b>Componentes do ciclo de refrigeração</b>	<b>25</b>
<b>4.4</b>	<b>Sistema de expansão direta e indireta</b>	<b>28</b>
<b>4.5</b>	<b><i>Chillers</i> - Unidades Resfriadoras de Líquido</b>	<b>28</b>
<b>4.6</b>	<b>Sistema de climatização em <i>Data Center</i></b>	<b>31</b>
<b>4.7</b>	<b>Conforto térmico</b>	<b>33</b>
<b>4.8</b>	<b>Carga térmica</b>	<b>34</b>
4.8.1	Condutância térmica superficial ( $h_e$ )	34
4.8.2	Coeficiente global de transferência de calor (U)	34
4.8.3	Troca de calor através de paredes opacas	35
4.8.4	Troca de calor através de paredes transparentes	35
<b>4.9</b>	<b>Insuflamento de ar pelo piso</b>	<b>35</b>
<b>4.10</b>	<b>Eficiência energética em <i>Data Centers</i></b>	<b>36</b>
4.10.1	PUE ( <i>Power Effectiveness Efficiency</i> )	37
4.10.2	Medidas para aumento da eficiência energética	38
4.10.3	Tarifação de Energia Elétrica	39
4.10.4	Eficiência energética do sistema de água gelada	41
4.10.4.1	COP (Coeficiente de Performance)	41
4.10.4.2	Automação e monitoramento	42
4.10.4.3	Uso de inversores de frequência	43
<b>4.11</b>	<b>Dinâmica dos Fluidos Computacional</b>	<b>44</b>
4.11.1	Equações governantes	45
4.11.2	Malha numérica	46

<b>5</b>	<b>ESTUDO DE CASO</b>	<b>48</b>
<b>5.1</b>	<b>O sistema de climatização da sala</b>	<b>49</b>
5.1.1	Propostas de melhoria	50
5.1.2	Carga térmica da sala	52
<b>5.2</b>	<b>Simulação computacional</b>	<b>53</b>
5.2.1	Modelagem da sala	53
5.2.2	Condições de contorno	54
5.2.2.1	Insuflamento e retorno do ar	54
5.2.3	Criação da malha	56
<b>5.3</b>	<b>Condições de operação do <i>chiller</i></b>	<b>56</b>
<b>6</b>	<b>RESULTADOS</b>	<b>57</b>
<b>6.1</b>	<b>Simulações</b>	<b>57</b>
6.1.1	Condição de operação atual	57
6.1.2	Condição de operação proposta	59
<b>6.2</b>	<b>Consumo de energia do <i>chiller</i></b>	<b>61</b>
6.2.1	Análise econômica	63
<b>7</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	<b>64</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>65</b>
	<b>ANEXOS</b>	<b>68</b>

# 1 Introdução

Com o aumento populacional nos grandes centros urbanos e crescimento econômico de países emergentes, a demanda por conforto térmico em edificações faz com que a climatização artificial represente uma generosa fatia de consumo de energia elétrica. De acordo com um estudo realizado pela EPE (2018) os aparelhos condicionadores de ar representaram o quarto maior consumo de energia no ano de 2017 nos domicílios brasileiros, saltando de 7% em 2005 para 14% em 2017. Esse cenário é ainda mais agravado em edificações públicas e comerciais com ambientes de trabalho (MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA, 2018). A necessidade de seguir os requisitos normativos a fim de garantir as condições ambientais de trabalho, demandam sistemas robustos e eficientes, que operam durante longos períodos.

Por outro lado, a crescente preocupação com o uso de recursos naturais e impactos ambientais decorrentes da industrialização preocupa cada vez mais as sociedades e organizações em relação ao uso eficiente dos recursos disponíveis. Em 1985, o Ministério de Minas e Energia criou o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica - Procel, que por meio de várias ações, como a etiquetagem comparativa e estabelecimento de índices mínimos de eficiência, proporcionou uma economia de 21,2 bilhões de kWh e evitou a emissão de 1,965 milhão de toneladas de CO<sub>2</sub> somente no ano de 2017 (ELETROBRÁS, 2018).

Em relação aos sistemas de Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado – AVAC ou *Heating, Ventilating and Air Conditioning* – HVAC (em inglês) utilizados principalmente em edifícios comerciais, pode-se afirmar que os avanços tecnológicos na fabricação dos diferentes tipos de Unidades Resfriadoras de Líquido, também denominadas de *chillers*, permitiu uma maior precisão nos controles dos processos de resfriamento e desumidificação do ar, a redução na carga de fluido refrigerante por equipamento, e, conseqüentemente, uma substituição de fluidos refrigerantes ligados à destruição da camada de ozônio por outros com mesmo ou melhor desempenho e menor impacto ambiental. Em 2015, foi aprovada a segunda etapa do Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs - PBH. Esse programa tem como meta a eliminação de 51,6% do consumo de fluido refrigerante do tipo Hidroclorofluorcarbonos - HCFCs em 2021 (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2017).

Além do PBH, ações em nível mundial incentivam a substituição dos refrigerantes do tipo Clorofluorcarbono - CFC e Hidroclorofluorcarbonos - HCFC, destruidores da camada de ozônio, por refrigerantes alternativos e proporcionam para o setor produtivo uma preocupação adicional relacionada com a operação e desempenho dos sistemas de refrigeração. Portanto, o desafio para a indústria de refrigeração é reduzir o consumo



de energia dos sistemas e utilizar fluidos refrigerantes com menores impactos ambientais sem comprometer as vantagens trazidas pelo seu uso, a sua eficiência e a qualidade das instalações (NUNES, 2015).

## 1.1 Motivação do estudo

Entre as instalações comerciais que necessitam de uma operação ininterrupta do sistema de climatização de ar estão os *Data Centers*. *Data Center* é o local onde são armazenados equipamentos de TI, de uma empresa ou organização, com alta demanda de processamento e armazenamento de dados e, principalmente, são projetados para funcionar de forma ininterrupta, garantido o acesso irrestrito ao sistema de forma confiável e segura.

Em 2018, os *Data Centers* foram responsáveis pelo consumo de 1% da energia mundial consumida naquele ano, atingindo 205 TWh (DATACENTER KNOWLEDGE, 2020). Nesse cenário, o sistema de climatização de ar representa a maior fatia de consumo de energia dessas instalações (MARIN, 2016). Assim, tornam-se um alvo de grande interesse para adoção de medidas que impactem no aumento da eficiência energética.

A redução do consumo de energia do sistema de climatização em *Data Centers* vai desde a implantação de soluções como a redução da carga térmica de TI, adotando a tecnologia de virtualização, confinamento de corredores de racks e otimização do espaço a ser climatizado, até o aprimoramento de rotinas de manutenção e revisão dos parâmetros de operação dos *chillers*.

Portanto, um correto dimensionamento do sistema de climatização, considerando o projeto arquitetônico dos ambientes, e um sistema dedicado à sala de computadores permite que o sistema opere de forma mais eficiente. A utilização de softwares para automação e monitoramento do sistema de condicionamento de ar são estratégias aliadas no registro e armazenamento de dados para mapeamento, análise e definição de pontos de melhoria para os sistemas de condicionamento de ar.

## 2 Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é analisar o impacto no consumo energético de um sistema de condicionamento de ar, instalado em um *Data Center* na cidade de Brasília DF, após o aumento em 2°C no setpoint de temperatura de da água gelada no equipamento *chiller*.

### 2.1 Objetivos específicos

- Utilizar o software de Dinâmica dos Fluidos Computacional ANSYS Fluent para simular a condição de insuflamento de ar atual na sala de operação e monitoramento do *Data Center*;
- Realizar outra simulação da condição proposta pelo engenheiro projetista com a ampliação dos pontos de retorno de ar na sala e insuflamento de ar com maior *setpoint* de temperatura de água gelada;
- Analisar os parâmetros simulados com os requisitos normativos estabelecidos para alcançar a sensação de conforto térmico da maioria dos ocupantes da sala;
- Coletar dados de consumo de energia dos *chillers* operando com *setpoint* de temperatura de água gelada em 10°C e 12°C e analisar o impacto do aumento do *setpoint*.

## 3 Metodologia

A metodologia utilizada neste trabalho está baseada na contextualização do problema, problematização, abordagem da solução e análise de resultados. Foi realizada uma revisão bibliográfica abordando *Data Centers* e sua infraestrutura física, ciclo de refrigeração teórico e real, componentes do sistema de refrigeração de expansão indireta, conforto térmico, cargas térmicas, insuflamento de ar frio pelo piso, panorama e soluções de eficiência energética em *Data Centers* e relevância da Dinâmica dos Fluidos Computacional na tomada de decisões em projetos de engenharia.

Após a revisão bibliográfica, iniciou-se a abordagem do estudo de caso com a apresentação da condição de operação atual e a condição de operação proposta para o sistema de climatização da sala de operação e monitoramento de um *Data Center*. Foram definidas as cargas térmicas da sala, condições de contorno e de criação da malha numérica para a realização das simulações.

Por fim, são analisados os parâmetros ambientais simulados e comparados com a condição de operação atual. Os dados de consumo de energia dos *chillers* são confrontados entre o período estudado e, ao final, realizado uma análise econômica do impacto da mudança de *setpoint* de temperatura de água gelada.

## 4 Referencial teórico

### 4.1 *Data Centers*

*Data Centers* são ambientes de missão crítica responsáveis pelo processamento e armazenamento de dados de uma organização, garantindo alta disponibilidade dessas operações. Esses ambientes hospedam equipamentos críticos de TI como servidores, *switches*, *storage* (armazenamento de dados), entre outros, com dados e informações diretamente ligados aos negócios e à imagem de organizações.

Os *Data Centers* podem ser classificados em três modalidades: *enterprise*, *internet* e *colocation*. *Data Centers* concebidos e geridos para uso interno de organizações são chamados de *enterprise*. Já a modalidade *internet* compreende ambientes responsáveis por proverem serviços contratados como hospedagem de sites ou até mesmo serviços de telecomunicação, no caso de operadoras das redes de telefonia. Nos modelos de *colocation* empresas especializadas são responsáveis pela construção e gestão do *Data Center* e realizam contratos de locação com o cliente, que instala e opera seus próprios equipamentos (CORRÊA, 2014). Os modelos de *colocation* e *internet* tem crescido muito e representam a melhor opção para empresas de médio e pequeno porte em que a demanda não justifica uma instalação própria de toda a infraestrutura necessária.

A sala de computadores do *Data Center* ou sala cofre, como também é conhecida, é o espaço onde os racks com equipamentos de TI são instalados, geralmente sobre placas de piso elevado, enfileirados de frente uns aos outros. A construção de um *Data Center* deve ser baseada no conceito de oferecer a disponibilidade máxima para a instalação. Dessa forma, durante a fase de projeto devem ser levados em consideração diversos aspectos geográficos que possam comprometer a disponibilidade das instalações, além da necessidade de espaço para equipamentos e pessoas, que operam os sistemas.

Desde o início de 2020, com a necessidade de adoção do trabalho remoto por diversas empresas no mundo inteiro devido à pandemia de COVID-19 e maior demanda por processamento de dados, diversos *Data Centers* sofreram lentidão e até interrupção em suas operações nos últimos meses (UPTIME, 2020b). Essa realidade revela a relevância dessas instalações, necessitando não apenas de soluções de TI, mas também de uma complexa infraestrutura física para garantir a confiabilidade e continuidade das operações.

#### 4.1.1 Infraestrutura física

Para garantir a integridade e disponibilidade das operações dos equipamentos críticos de TI, os *Data Centers* possuem diversos sistemas e instalações físicas essenciais para

seu funcionamento que vão além das soluções de TI. A infraestrutura física que dá suporte à continuidade das atividades ininterruptas do *Data Center* são geralmente chamadas de *facilities* e compreendem sistemas de controle de acesso, cabeamento estruturado, circuito fechado de televisão, automação, monitoramento ambiental, sistema de combate a incêndio, sistemas elétricos e mecânicos, entre outros.

Todos os sistemas de infraestrutura funcionando de forma integrada garantem a confiabilidade das instalações e, conseqüentemente, das operações de qualquer *Data Center* e devem ser considerados na fase de projeto, instalação, comissionamento, operação e manutenção desses empreendimentos. Todos esses sistemas de *facilitie* junto aos equipamentos de TI fazem parte do ambiente de missão crítica.

#### 4.1.1.1 Alimentação elétrica

A alimentação elétrica é indispensável para o funcionamento das cargas elétricas e requer, além da fonte principal, um sistema múltiplo de fornecimento de energia. Devido ao menor custo, grande parte dos *Data Centers* têm como alimentação elétrica principal as concessionárias de energia local. Entretanto, devido à necessidade de disponibilidade, as infraestruturas possuem Grupo Motor Gerador – GMG, considerados fonte primária de energia para essas instalações.

No momento de uma eventual indisponibilidade da fonte principal de energia, o GMG deve estar disponível para entrar em operação. Devido à criticidade do sistema de alimentação elétrica para o *Data Center*, geralmente há redundância com a instalação de outros geradores em paralelo, o que requer um painel de paralelismo e sincronismo que tem a função de garantir a mesma tensão de linha, sequência e ângulos de fases e ajustar a frequência de operação antes de conectá-los ao barramento de alimentação, o que é feito por meio de uma Chave de Transferência Automática – CTA (MARIN, 2016; CHAPMAN, 2013).

Normalmente são utilizados GMG com motor a diesel com alternador síncrono acoplado. A operação de Grupo Motor Geradores constitui um risco devido às suas características e possui diversas normas que devem ser seguidas, inclusive em relação ao sistema de abastecimento. É comum em ambientes de missão crítica contratos específicos com fornecedores de diesel e armazenamento mínimo nos tanques, além da recirculação utilizando filtros prensa para evitar que particulados cheguem ao motor.

Durante a partida e sincronismo dos geradores em uma falta de energia da concessionária, por exemplo, o que pode durar alguns segundos, as cargas críticas de TI não podem ficar sem alimentação elétrica. O *Uninterruptible Power Supply* - UPS é o sistema de alimentação elétrica considerado vital para a disponibilidade de cargas críticas. Ele é responsável por garantir a alimentação elétrica ininterrupta das cargas de TI enquanto acontece a comutação entre a concessionária e o Grupo Motor Gerador no barramento de

alimentação principal. A autonomia depende de bancos de baterias, geralmente localizados em salas específicas que podem ter condições de umidade, temperatura e ventilação controladas.

O sistema UPS estático é composto por módulos retificadores e inversores que convertem a tensão em corrente alternada em tensão em corrente contínua, e vice-versa. O modelo mais utilizado em *Data Centers* é o de conversão dupla (Figura 1) que garante uma transferência sem intervalo entre a fonte de alimentação principal e o banco de baterias para as cargas de TI (MARIN, 2016).

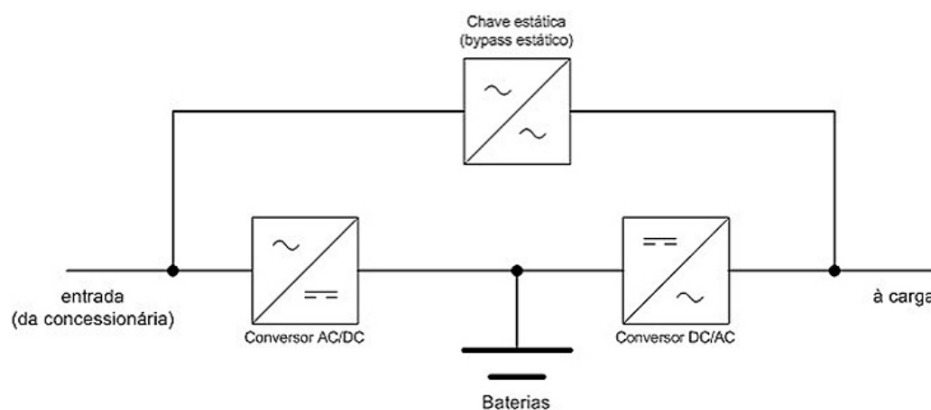


Figura 1 – Esquema de funcionamento de UPS de conversão dupla. Fonte: (MARIN, 2016)

Após as unidades UPS são utilizados painéis elétricos para proteção e distribuição dos circuitos das fileiras de racks. O principal painel utilizado é o *Power Distribution Unit* – PDU, mas podem ainda ser instalados outros painéis secundários para ramificação da alimentação como o *Power Distribution Rack* - PDR. Os equipamentos críticos de TI geralmente recebem a alimentação elétrica de dois circuitos distintos, como forma de redundância.

#### 4.1.2 Redundância e confiabilidade

Devido ao alto valor agregado que as operações realizadas em *Data Centers* podem gerar às organizações, a disponibilidade de ambientes de missão crítica é indispensável e deve atingir o maior nível possível. Para isso, o conceito de redundância faz parte da operação e concepção de *Data Centers*, seja nas arquiteturas de TI com soluções de espelhamento de dados, por exemplo, ou nos sistemas de infraestrutura física (CORRÊA, 2014).

A disponibilidade da infraestrutura física do *Data Center* tem função essencial na confiabilidade de toda a instalação, devido a dependência das cargas críticas de TI. Dessa forma, os sistemas devem ser projetados levando em consideração a redundância de seus componentes, garantindo a disponibilidade do ambiente de missão crítica mesmo

em situações adversas, como manutenções, falhas humanas ou técnicas (MARIN, 2016). A disposição de sistemas redundantes em paralelo é típica em *Data Centers* como forma de aumentar a confiabilidade da infraestrutura, uma vez que essa topologia permite a operação independente dos outros componentes em caso de indisponibilidade.

Diversas ações que contribuem para a melhoria contínua podem ser adotadas na gestão de *Data Centers* impactando na confiabilidade da instalação, como a implantação de cronogramas de manutenções preditivas e preventivas e procedimentos operacionais padronizados. Há também diversas normas e certificações que definem regras e boas práticas que devem fazer parte da gestão de *facilities* de *Data Centers*.

O *The Uptime Institute*, organização norte-americana com foco na melhoria de desempenho e confiabilidade de *Data Centers*, foi pioneiro no desenvolvimento de um sistema de classificação de infraestrutura de *Data Centers* baseado em níveis de redundância e disponibilidade, denominado *tiers*, para os sistemas essenciais de alimentação elétrica e climatização. A norma *Telecommunications Infrastructure for Data Centers ANSI/TIA-942-A* considera os sistemas de telecomunicações, elétrico, construção e mecânico; e classifica a infraestrutura de *Data Centers* baseado nos níveis *tiers* definidos pelo Uptime (MARIN, 2016):

- *Data Center Tier I* - não possui sistemas redundantes; único ramo de distribuição; parada total em caso de manutenções ou falhas e disponibilidade de 99,67%.
- *Data Center Tier II* possui sistemas redundantes nas configurações N+1 ou N+2; único ramo de distribuição; suporta falhas e manutenções em componentes sem parada total, para manutenções ou obras no ramo de distribuição há parada total e disponibilidade de 99,75%.
- *Data Center Tier III* possui sistemas redundantes nas configurações N+1, N+2 ou 2N; vários ramos de distribuição, cada um operando alternativamente; suporta falhas e manutenções em componentes sem parada total; há ramos de distribuição redundantes, permitindo manutenções ou obras no ramo de distribuição sem parada total e disponibilidade de 99,98%.
- *Data Center Tier IV* possui sistemas redundantes nas configurações 2N ou 2(N+1); vários ramos de distribuição operando simultaneamente; tolerante a falhas, manutenções e obras no ramo de distribuição sem parada total e disponibilidade de 99,995%.

## 4.2 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

Desde os primeiros estudos sobre ciclos térmicos os ciclos de refrigeração possuem grande relevância e atenção devido às mudanças e avanços que trouxeram na área de refrigeração industrial e ar condicionado. Atualmente com o aumento de temperatura nos grandes centros urbanos e busca por melhorias em relação ao conforto térmico de ambientes comerciais e residenciais, os sistemas de ar condicionado têm se tornado cada vez mais utilizados em diversas edificações como shoppings, escolas e escritórios; e se tornaram essenciais para a operação de alguns setores, como *Data Centers*.

Segundo (GOSNEY, 1982), refrigeração é definida como a arte ou a ciência relacionada à transferência contínua de energia térmica com o objetivo de resfriar sistemas para temperaturas inferiores àsquelas disponíveis em um determinado local e instante (apud NUNES, 2015). Para isso, é necessário o fornecimento de trabalho no sistema por meio de um ciclo, que opera com o fluido refrigerante e é composto basicamente por quatro componentes: compressor, evaporador, dispositivo de expansão e condensador.

O avanço da tecnologia, principalmente na área de microcontroladores e microprocessadores, proporciona hoje a fabricação de equipamentos de TI cada vez mais compactos que substituem os antigos e volumosos *mainframes*. No entanto, nem sempre os avanços tecnológicos dos sistemas representam melhor eficiência energética, como é o caso dessa menor densidade de equipamentos de TI que aumenta a geração de calor e dificulta sua dissipação, necessitando de maiores velocidades de ar frio insuflado para a realização de trocas térmicas eficazes (CORRÊA, 2014).

Portanto, as condições inadequadas de operação ou mau dimensionamento do sistema de ar condicionado contribuem para um aumento significativo, em poucos minutos, do gradiente de temperatura da sala de computadores, acarretando em *downtime* (tempo de indisponibilidade) dos ativos de TI ou até em um princípio de incêndio, em condições extremas.

O ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor é apresentado na Figura 2. O Diagrama T-s mostra o circuito do fluido refrigerante no ciclo de refrigeração por compressão de vapor, percorrendo os componentes do sistema e realizando diversos processos para refrigerar o ambiente de interesse. Quando o fluido passa pelo interior do evaporador, calor é absorvido do ambiente a ser refrigerado resultando na evaporação do fluido. Em seguida, o vapor saturado entra no compressor que atua na elevação da pressão do fluido, sendo necessário o fornecimento de energia para a realização deste processo. O vapor liberado pelo compressor a alta pressão é direcionado ao condensador, onde é liberado calor para um segundo ambiente através da condensação do fluido. Após a saída do condensador o fluido segue para o dispositivo de expansão, onde a pressão e a temperatura são reduzidas ao nível da entrada do evaporador, completando assim o ciclo



de refrigeração (ÇENGEL; BOLES, 2013; NUNES, 2015).

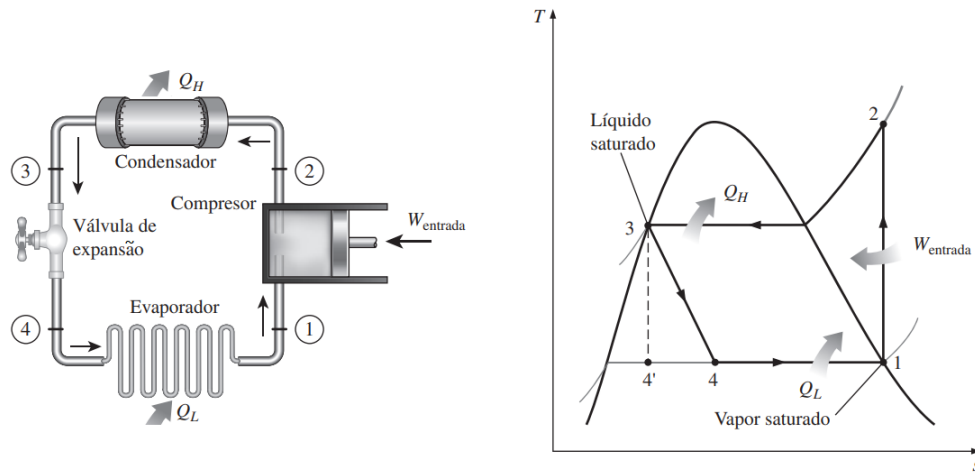


Figura 2 – Ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor e diagrama T-s. Fonte: Adaptado de (ÇENGEL; BOLES, 2013)

No ciclo teórico o trabalho realizado pelo compressor é considerado adiabático e internamente reversível, portanto isentrópico, servindo de parâmetro para ciclos reais. Em processos internamente reversíveis a área sob a curva de um diagrama T-s representa o calor transferido pelo evaporador e pelo condensador (ÇENGEL; BOLES, 2013). Assim, uma maior temperatura de evaporação, bem como uma menor temperatura de condensação permitem uma melhora na eficiência de sistemas de refrigeração, conforme será abordado neste trabalho. Pela análise do balanço de energia, a capacidade de calor absorvido no evaporador é dada por:

$$\dot{Q}_L = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (4.1)$$

Onde,

$\dot{Q}_L$  = Calor absorvido pelo evaporador;

$\dot{m}$  = Vazão mássica do fluido refrigerante;

$h_1$  = Entalpia no estado 1;

$h_4$  = Entalpia no estado 4.

Da mesma forma, a potência elétrica ( $\dot{W}_{entrada}$ ) demandada pelo compressor para realizar a compressão do fluido refrigerante é:

$$\dot{W}_{entrada} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (4.2)$$

A principal diferença entre o ciclo real e o ciclo teórico de refrigeração por compressão de vapor são as perdas inerentes aos sistemas reais. Durante o ciclo, o refrigerante está sujeito ao atrito e perdas nas linhas, alterando a entropia durante o processo de

compressão e aumentando o esforço do compressor e o consumo energético (ÇENGEL; BOLES, 2013).

Outra diferença está no superaquecimento e sub-resfriamento. Ao deixar o evaporador o fluido refrigerante deve chegar ao compressor como vapor saturado. Porém, neste caminho podem ocorrer trocas de calor na linha e o fluido ser admitido no compressor como uma mistura líquido-vapor saturados, comprometendo seu funcionamento. Para isso, o superaquecimento garante que o fluido seja succionado como vapor superaquecido, evitando a entrada de líquido no compressor. Da mesma forma, sistemas que utilizam o sub-resfriamento na saída do condensador evitam que o fluido chegue à válvula de expansão como mistura líquido-vapor saturados decorrente da diferença de pressão no condensador. A utilização deste último sistema, em geral, pode ser desprezível devido à queda de entalpia do fluido que proporciona uma maior transferência de calor ao chegar no evaporador (ÇENGEL; BOLES, 2013).

### 4.3 Componentes do ciclo de refrigeração

O compressor é o componente responsável por converter a potência elétrica consumida em trabalho mecânico de compressão para o fluido refrigerante e garantir a diferença de pressão entre o condensador e o evaporador. O compressor permite o aumento de pressão do refrigerante por meio de redução do volume da câmara de compressão, no caso de compressores de deslocamento positivo; ou pela transformação de energia cinética do rotor em energia de pressão, em compressores dinâmicos (ASHRAE, 2016).

Os compressores podem ser encontrados em diferentes configurações de construção: abertos, herméticos e semi-herméticos. Os compressores abertos são semelhantes aos motores de combustão automotivos, onde a parte móvel estende-se para fora do bloco do compressor. Os de construção hermética possuem todos os componentes montados dentro de uma carcaça soldada e selada, sem acesso para manutenções. Já os compressores semi-herméticos permitem acesso aos componentes por meio de parafusos (ASHRAE, 2016).

Fazem parte do conjunto do compressor diversos componentes como válvulas, partes móveis, sistema de lubrificação e motor elétrico. Dessa forma, um bom selecionamento do compressor alinhado às rotinas de manutenção e corretos procedimentos de operação têm grande impacto na eficiência do sistema de refrigeração.

O evaporador é o componente de um sistema de refrigeração onde o fluido refrigerante evapora ao trocar calor com o meio. O evaporador é basicamente um trocador de calor, que a ASHRAE (2016) classifica em expansão direta e inundado. Há ainda o tipo *baudelot*, utilizado em aplicações específicas que requerem temperaturas próximas ao ponto de congelamento do fluido secundário.

Os modelos de expansão direta são utilizados em compressores de deslocamento positivo, onde o refrigerante evapora dentro de tubos. A Figura 3 mostra um evaporador casco e tubo (*shell-and-tube*) que consiste em uma carcaça de metal com tubos, por onde circula o refrigerante, e defletores que permitem um fluxo cruzado do fluido a ser refrigerado, aumentando a eficiência da troca de calor. Existem outras variações do trocador de casco e tubo com o mesmo princípio de funcionamento. O tubo em tubo (*tube-in-tube*) possui pares de tubos dispostos um dentro do outro, permitindo o fluxo de refrigerante no espaço entre eles e do fluido secundário no tubo interno. Outra variação são os trocadores de calor do tipo placas brasado (*brazed-plate*), com o lado do refrigerante soldado e do fluido vedado proporcionando a transferência de calor. Esse modelo permite a desmontagem do sistema para limpezas e inspeções (ASHRAE, 2016).

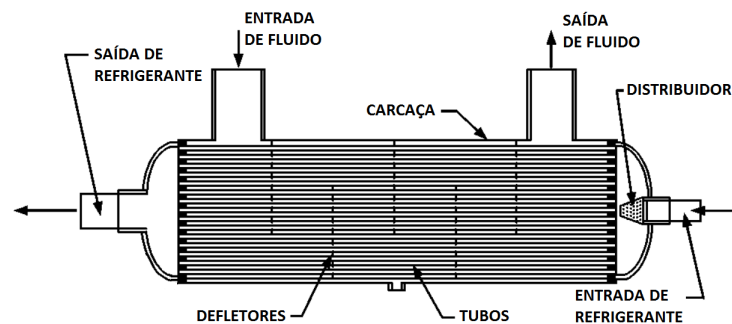


Figura 3 – Trocador de calor tipo casco e tubo de expansão direta. Fonte: Adaptado de (ASHRAE, 2016)

Nos trocadores de calor do tipo inundado, o fluido refrigerante vaporiza do lado de fora dos tubos. A Figura 4 mostra os tubos com o fluido secundário imersos no refrigerante, que chega ao casco pela parte inferior e ao entrar em contato com os tubos, em maior temperatura, ferve e borbulha até a superfície superior. Para separar o vapor da névoa formada pode ser utilizado um filtro coalescente ou uma área de abandono para o refrigerante na parte superior do casco, essas medidas evitam a sucção de líquido para dentro do compressor (ASHRAE, 2016).

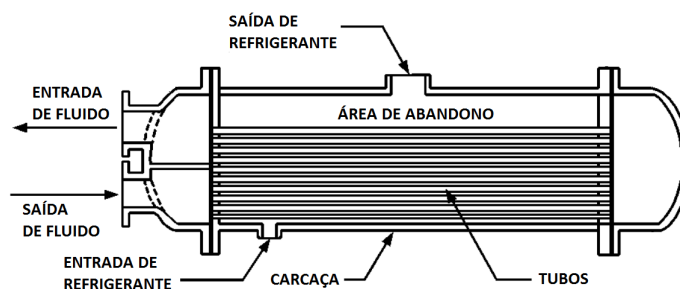


Figura 4 – Trocador de calor tipo casco e tubo inundado. Fonte: Adaptado de (ASHRAE, 2016)

Semelhante ao evaporador, o condensador é um componente do sistema de refrigeração composto por um trocador de calor que tem como objetivo rejeitar ao meio o calor proveniente do trabalho do compressor e o absorvido pelo fluido refrigerante no evaporador durante o ciclo. Condensadores a ar são os mais comuns, onde o fluido refrigerante condensa dentro de serpentinas ao trocar calor com o ar ambiente. Para maximizar a transferência de calor pode ser utilizados ainda trocadores aletados e convecção forçada por meio de ventiladores.

Outro tipo é o condensador a água que utiliza trocadores de calor semelhantes ao evaporador, onde o fluido refrigerante como vapor superaquecido cede calor para a água, chamada de água de condensação. Esta água circula por um circuito de bombeamento conectado à torres de resfriamento, que têm a função de dissipar seu calor por meio da evaporação de parte da água. Um condensador com funcionamento semelhante é o condensador evaporativo, que também possui torres com ventilador e um sistema de recirculação de água que a distribui sobre a serpentina com o refrigerante. O condensador evaporativo reduz o bombeamento e tratamento químico da água, essenciais nas torres de resfriamento. Este tipo de condensador demanda menor área de serpentina para transferência de calor quando comparado ao condensador a ar (ASHRAE, 2016).

A função da válvula de expansão é proporcionar o estrangulamento do fluido refrigerante, diminuindo sua pressão à pressão do evaporador e reduzindo sua temperatura (ÇENGEL; BOLES, 2013). No mercado existem diversos tipos e modelos que devem ser selecionados levando em consideração o fluido refrigerante e as temperaturas de condensação e evaporação. As válvulas de expansão eletrônica permitem o monitoramento da temperatura na saída do evaporador através de um sensor, regulando o fluxo de refrigerante e garantindo um superaquecimento mais preciso, refletindo na eficiência de sistemas de expansão direta e expansão indireta (VILAIN, 2018).

As válvulas de expansão permitem a correta transferência de calor no condensador e evaporador e um mau selecionamento pode acarretar em grandes perdas de eficiência para todo o sistema, com riscos de danificar outros componentes, como o compressor

(VILAIN, 2018). Em sistemas mais simples e de menor porte, como splits e bebedouros de baixa capacidade, é comum encontrar tubos capilares funcionando como válvulas de expansão devido ao efeito de estrangulamento.

## 4.4 Sistema de expansão direta e indireta

Sistemas de refrigeração onde o ar climatizado a ser insuflado no ambiente troca calor diretamente com o refrigerante por meio do evaporador são conhecidos como sistemas de expansão direta. Esses sistemas são os mais comuns de se encontrar devido ao custo de investimento e praticidade de instalação e manutenção. Exemplos de aparelhos de expansão direta são sistemas de ar condicionado do tipo janela, *splits*, *self-contained*, *rooftop* e sistemas tipo VRF.

Os sistemas de expansão indireta utilizam um segundo fluido, geralmente água em aplicações de ar condicionado, para resfriar o ar a ser insuflado no ambiente. Esse tipo de aplicação utiliza circuitos hidráulicos compostos por bombas e válvulas que fazem a água circular até uma unidade de resfriamento de água, conhecida como *chiller*. Após trocar calor com o refrigerante no evaporador, a água gelada é bombeada para uma unidade condicionadora de ar conhecida como *Fan Coil*, que por sua vez utiliza um ventilador para gerar uma vazão mássica de ar que atravessa a serpentina com água gelada, resfriando o ar e insuflando no ambiente.

## 4.5 Chillers - Unidades Resfriadoras de Líquido

Os sistemas de expansão indireta utilizam unidades compactas para resfriamento da água gelada, fluido secundário utilizado no processo de resfriamento do ar, conhecidos como *chillers* ou Unidades Resfriadoras de Líquido - URLs. Os *chillers* (Figura 5) são equipamentos com ciclo de refrigeração completo, que necessitam apenas de um circuito hidráulico para bombeamento da água gelada, o que permite sua instalação fora dos ambientes a serem condicionados. A casa de máquinas onde está instalado o *chiller*, bombas, válvulas, painéis elétricos e outros componentes relativos ao sistema de água gelada é chamada de CAG – Central de Água Gelada.



Figura 5 – *Chiller* tipo compressor centrífugo. Fonte: (TRANE, 2011)

Esse tipo de sistema apresenta um nível de complexidade elevado quando comparado aos sistemas de expansão direta. Por este motivo, são instalados em aplicações de grande porte que geralmente demandam capacidade de refrigeração superior a 280 TR, e possuem plantas robustas envolvendo bombas, circuitos hidráulicos, válvulas, sensores e um monitoramento constante (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2017). Os *chillers* apresentam-se em diferentes configurações, duas delas comuns são: com compressor centrífugo e com compressor parafuso.

Os *chillers* com compressor centrífugo são os mais utilizados em sistemas de grande porte, sendo responsáveis por mais de 80% das vendas nos Estados Unidos. O fluido refrigerante entra pela abertura do rotor e, devido à força centrífuga, é deslocado para as pás do difusor ou voluta, onde há um aumento de pressão. Esses tipos de compressores podem usar Hidro Cloro-fluoro de Carbono (HCFC) R-123, Hidrofluorocarbonetos (HFC) R-134a, ou HCFC-22 como refrigerantes, dependendo do tipo de aplicação (PROCEL, 2005; WADA et al., 2016). Já os compressores do tipo parafuso, até então muito utilizados em plantas de refrigeração industrial, vem ganhando espaço na área de ar condicionado desde que ganharam novas concepções de projeto, como aumento do rotor e das tolerâncias da carcaça (WADA et al., 2016). O compressor parafuso duplo, modelo mais utilizado devido à maior eficiência, utiliza dois rotores do tipo macho e fêmea que quando acionados, comprimem o fluido entre suas cavidades (Figura 6). Para condicionamento de ar para conforto, geralmente são utilizados os refrigerantes HCFC-22, HFC-134a e HFC-407C para aplicações que vão desde 20 TR a 1.300 TR (PROCEL, 2005).

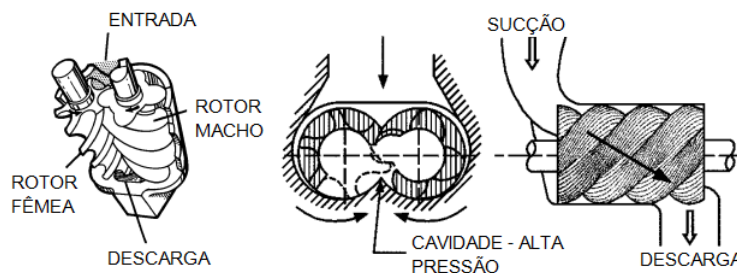


Figura 6 – Funcionamento do compressor parafuso. Fonte: Adaptado de (ASHRAE, 2016)

Devido ao volume fixo da câmara de compressão, chillers com compressor parafuso têm uma taxa de fluxo volumétrico de refrigerante constante. Assim, operam com as características nominais independente de altas temperaturas de condensação. Diferentemente, *chillers* centrífugos operam com diferentes taxas de pressão em função da carga, otimizando o consumo de energia (ASHRAE, 2016).

Uma preocupação desses sistemas é em relação às características de fluido refrigerante utilizado e seus impactos ao meio ambiente. Desde o início dos anos 2000, houve um aumento acentuado na oferta de chillers utilizando HFCs, substituindo os que utilizam fluido frigorífico contendo CFC ou HCFCs. A substituição de equipamentos de água gelada que utilizam estes fluidos tem um impacto significativo e direto na eficiência energética desses sistemas. Chillers mais modernos, que utilizam HFCs, são pelo menos 30% mais eficientes que os produzidos antes dos anos 1990 que utilizavam CFC ou HCFC, pois demandam menos energia (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2017).

Após deixar o condensador, a água de condensação ganha um acréscimo em sua temperatura e se recirculada nessa condição demanda um maior esforço do chiller, comprometendo a dissipação do calor absorvido da água gelada. Neste sentido, em condensadores resfriados a água são utilizados equipamentos conhecidos como torres de resfriamento, com o objetivo de expor essa água à uma corrente de ar, a fim de que se diminua a temperatura.

As torres de tiragem mecânica induzida (Figura 7), um dos tipos de torres de resfriamento, utilizam bicos para borrifar a água que sai do condensador sobre uma estrutura fabricada com algum polímero sintético, geralmente policloreto de vinila – PVC, chamada de enchimento. Esse enchimento têm a função de aumentar a superfície de contato da água em contracorrente com o ar, que entra pela parte inferior da torre induzido por um grande ventilador instalado na parte superior. Parte da água absorve o calor e evapora enquanto outra parte perde calor ao entrar em contato com o ar, que sai da torre dissipando o calor de vaporização. A água resfriada então se deposita em um tanque na parte inferior da torre, onde é bombeada de volta para o condensador, repetindo o ciclo.



Figura 7 – Torre de resfriamento de tiragem mecânica. Fonte: O autor

A utilização de ventiladores em torres de corrente de ar induzido evita problemas de recirculação, permite uma independência em relação aos ventos dominantes e também um controle da temperatura da água, por meio da regulagem de velocidade do ventilador (PROCEL, 2005). O desempenho no resfriamento da água de condensação depende da temperatura de bulbo úmido ambiente, enquanto a temperatura de bulbo seco e umidade do ar alteram a transferência de calor sensível e latente e, conseqüentemente, a taxa de água evaporada (ASHRAE, 2016).

As torres de resfriamento possuem algumas desvantagens como a necessidade do tratamento da água, que está sempre em contato com impurezas do ar, e de reposição de parte da água que evapora. Mesmo com essas características, o uso de torres de resfriamento em sistemas de ar condicionado e de refrigeração industrial permitem uma maior diminuição da temperatura da água de condensação, dissipando maior calor do condensador e contribuindo para a eficiência de todo o sistema de água gelada. Quando comparada a sistemas de condensação a ar, o uso de torres de resfriamento representa um maior custo inicial de instalação, porém, menor custo operacional ao longo dos anos, ocupando menos espaço e consumindo menos energia devido à quantidade de ventiladores.

## 4.6 Sistema de climatização em *Data Center*

Tão crítico como a alimentação elétrica, o sistema de climatização é indispensável em um ambiente de missão crítica. A densidade de equipamentos de TI em *Data Centers* necessita de um sistema de climatização de precisão para remoção do calor produzido pelas



máquinas. A unidade *Computer Room Air Conditioner* - CRAC é a solução de expansão direta onde todos os componentes do sistema de refrigeração estão presentes em um único módulo. A outra solução utilizada, de expansão indireta, é o *Computer Room Air Handlers* - CRAH, que necessita de um sistema central como *chiller*, bombas e outros componentes para a climatização do ambiente.

Independentemente do sistema de climatização utilizado, é essencial o correto dimensionamento com base na carga térmica da sala de computadores e o controle de temperatura e umidade sob condições específicas. A ASHRAE - *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* recomenda uma temperatura de bulbo seco entre 18°C e 27°C e umidade relativa do ar em 60% para os ambientes de cargas de TI (ASHARE, 2016). As unidades CRAH são comumente chamadas de *Fan Coils* de precisão.

Há diversas arquiteturas de distribuição de ar frio na sala de computadores, duas delas mais comuns são a distribuição *overhead* e sob o piso. Quando o ar frio é insuflado por dutos localizados na parte superior dos corredores ou diretamente na parte frontal dos racks tem-se o modelo *overhead* (CORRÊA, 2014; MARIN, 2016). Em *Data Centers* onde os equipamentos de TI são instalados sobre placas de piso elevado o ar frio é insuflado pela parte inferior dianteira dos racks, enquanto o ar quente é expulso pela parte traseira, permitindo o retorno para o sistema de ar condicionado. Essa configuração permite a formação de corredores chamados corredores quentes e frios (Figura 8).

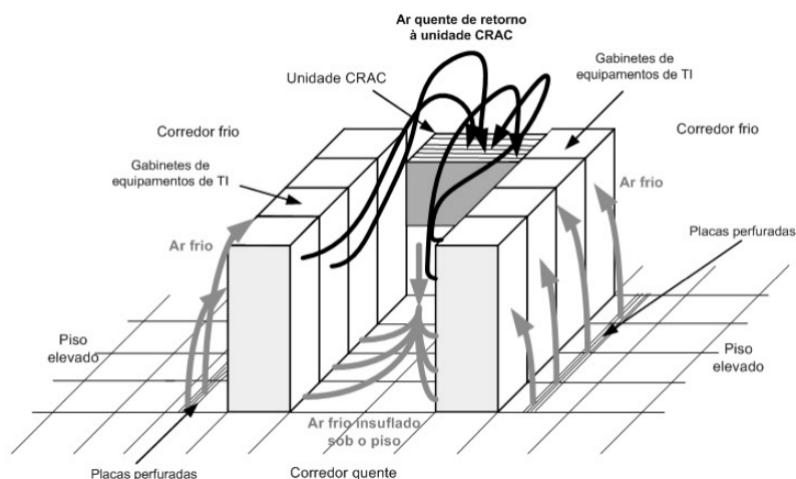


Figura 8 – Corredores quentes e frios de *Data Centers*. Fonte: (MARIN, 2016)

Devido à alta demanda de carga, os componentes do sistema de ar condicionado, especialmente os *chillers*, não são conectados ao sistema de UPS. Para contornar este problema, alguns *Data Centers* utilizam um sistema de termoacumulação de água gelada, que serve como um *backup* durante a estabilização do fornecimento de energia. Assim, apenas os *Fan Coils* de precisão continuam a funcionar de forma ininterrupta por meio

de uma *Static Transfer Switch* – STS que realiza a comutação da alimentação entre o barramento principal e o UPS.

## 4.7 Conforto térmico

O ser humano tem grande capacidade de adaptar-se às condições ambientais, inclusive quando se fala em diferentes temperaturas. O sistema glandular endócrino é responsável pelos mecanismos de controle termorreguladores, que permitem que o organismo se mantenha em equilíbrio térmico por meio dos processos de termogênese e termólise. O corpo humano tem a capacidade de trocar calor com o meio circundante seja por calor sensível (condução, convecção e radiação) ou por calor latente (evaporação). Quando há uma satisfação térmica com o ambiente, é porque atingiu-se o conforto térmico. Assim, proporcionar um ambiente interno confortável, independentemente das condições exteriores, se configura um projeto de climatização eficaz (FROTA; SCHIFFER, 2001; STOECKER; JONES, 1985).

O conforto térmico depende de vários fatores como as variáveis do ambiente, o metabolismo do indivíduo, o tipo de vestimenta, que mantém uma camada de ar junto ao corpo, e do tipo de atividade desenvolvida, devido ao calor produzido durante a realização de esforço físico.

O resfriamento em um processo de condicionamento de ar representa a parte menos importante de sua função. Garantir o controle adequado da umidade, a distribuição do ar no ambiente e os requisitos de filtragem e renovação são condições essenciais para a garantia de conforto térmico e saúde. Durante todo seu período de funcionamento, o sistema de ar condicionado deve garantir a limpeza do ar e de seu sistema de distribuição (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2017).

Para manter o ambiente dentro dos requisitos de conforto térmico, o ar condicionado deverá resfriar e desumidificar o ar durante períodos quentes; e aquecer e umidificar o ar durante períodos frios (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2017). Essas características de operação mostram a importância em relacionar os parâmetros que afetam o conforto térmico em ambientes condicionados. Nesse sentido, a psicrometria é o estudo das propriedades do ar que permite relacioná-las por meio de um gráfico, a fim de compreender o comportamento das diversas variáveis em um determinado ambiente.

A carta psicrométrica (Figura 9), relaciona alguns parâmetros relacionadas ao estudo do conforto térmico, como: temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido, umidade relativa, ponto de orvalho, umidade absoluta, volume específico, entalpia e calor específico a pressão constante.

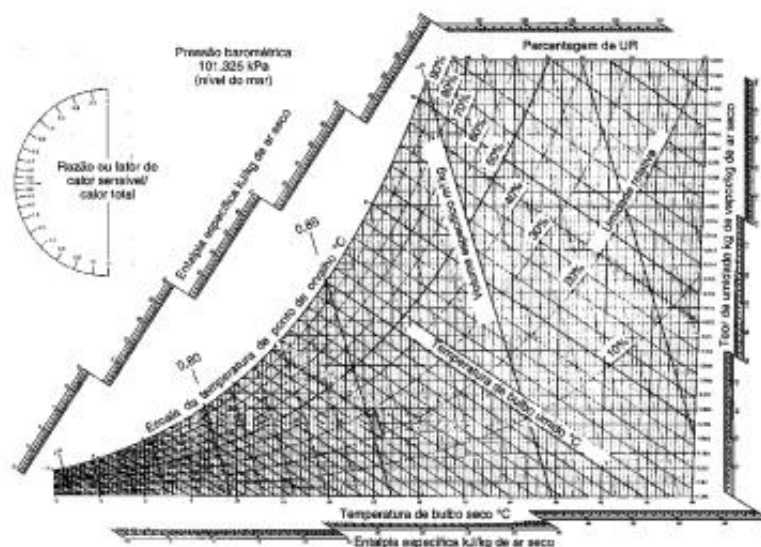


Figura 9 – Carta psicrométrica. Fonte: (SARAIVA, 2015)

## 4.8 Carga térmica

Durante a realização de um projeto de ar condicionado é fundamental compreender a quantidade de calor que deve ser removida do ambiente, conhecido como carga térmica. As cargas internas, como pessoas e equipamentos, as condições climáticas e a incidência solar são fatores que influenciam na carga térmica do ambiente. Um bom dimensionamento do sistema de ar condicionado e de seus componentes representa custos otimizados de investimento e de operação, garantindo uma maior eficiência do sistema.

Para o cálculo de carga térmica devem ser levados em consideração as características construtivas da edificação como janelas, vidros, tipo de revestimento, orientação, dimensões, sombreamento, velocidade do ar, dentre outras; e condições externas como temperatura, umidade, velocidade e direção do vento.

### 4.8.1 Condutância térmica superficial ( $h_e$ )

O coeficiente de condutância térmica superficial ( $h_e$ ) expressa as trocas de calor por convecção e radiação nas superfícies interna e externa de paredes. Esse coeficiente depende da velocidade e sentido do fluxo de vento e da posição das paredes (FROTA; SCHIFFER, 2001).

### 4.8.2 Coeficiente global de transferência de calor (U)

O coeficiente global de transferência de calor (U) é um valor medido em  $W/m^2 \cdot ^\circ C$  que define o fluxo de calor capaz de atravessar um material com diferença de temperatura entre suas faces opostas. Esse coeficiente depende das propriedades construtivas do material e engloba as transferências de calor por condução, convecção e radiação, levando em

consideração a espessura, o coeficiente de condutibilidade térmica e sentido do fluxo (FROTA; SCHIFFER, 2001).

### 4.8.3 Troca de calor através de paredes opacas

O fluxo térmico através de uma parede opaca exposta à radiação solar é calculado por:

$$q = \frac{U \cdot \alpha \cdot I_g}{h_e} + U \cdot \Delta T \quad (4.3)$$

Onde,

$U$  = Coeficiente global de transferência de calor ( $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ );

$\alpha$  = Coeficiente de absorção da radiação solar;

$I_g$  = Intensidade de radiação solar incidente global ( $\frac{W}{m^2}$ );

$h_e$  = Condutância térmica superficial;

$\Delta T$  = Diferença de temperatura entre as superfícies.

### 4.8.4 Troca de calor através de paredes transparentes

Para o cálculo de fluxo térmico através de paredes transparentes deve-se levar em consideração a radiação incidente que penetra no ambiente. O fluxo de calor é dado por:

$$q = \left( \frac{U \cdot \alpha}{h_e} + \tau \right) \cdot I_g + U \cdot \Delta T \quad (4.4)$$

Onde,

$\frac{U \cdot \alpha}{h_e} + \tau = S_{tr}$  - Fator solar referente à radiação solar global;

$I_g$  = Intensidade de radiação solar incidente global ( $\frac{W}{m^2}$ );

$U$  = Coeficiente global de transferência de calor ( $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ );

$\Delta T$  = Diferença de temperatura entre as superfícies.

## 4.9 Insuflamento de ar pelo piso

Atualmente, a solução mais comum de distribuição de ar para sistemas de ar condicionado consiste em redes de dutos com difusores distribuídos pelo teto. Esta configuração permite uma mistura entre o ar insuflado e o ar ambiente, mantendo o ambiente interno com uma distribuição uniforme de temperatura (LEITE, 2003). Desde então, começaram estudos acerca de outros tipos de configurações de insuflamento para ambientes.

O insuflamento de ar pelo piso, também conhecido como *Underfloor Air Distribution* - UFAD, consiste em um *plenum*, espaço livre entre a laje inferior e o piso elevado (Figura 10), por onde o ar resfriado pelos *fan coils* chega com uma pressão positiva, sendo direcionado

ao ambiente por meio de difusores localizados no piso da sala. Esse modelo de insuflamento vem sendo adotado em vários ambientes de escritório por promover uma maior flexibilidade em relação à mudanças de posição de equipamentos e estações de trabalho, garantindo pontos de insuflamento otimizados para os usuários (LEITE, 2003).

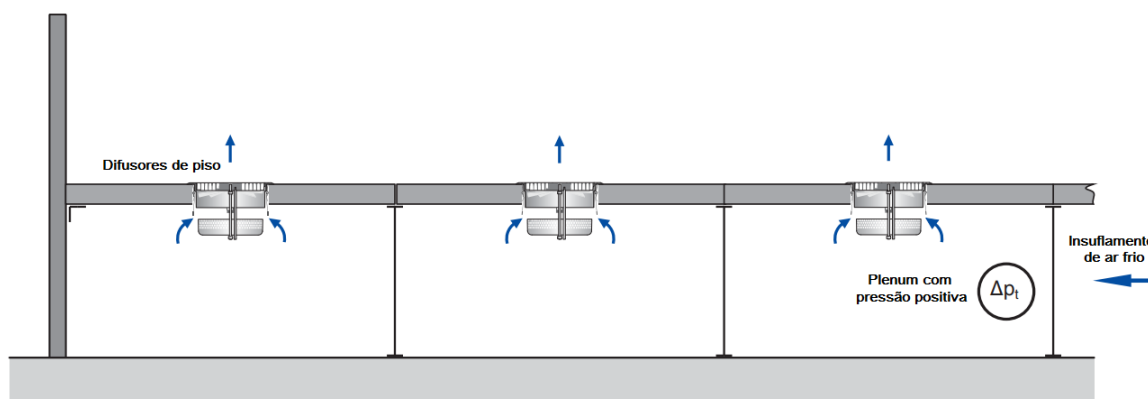


Figura 10 – Insuflamento de ar frio no *plenum*. Fonte: Adaptado de (TROX, 2010)

Este modelo de distribuição de ar pelo piso faz com que o ar resfriado ao entrar em contato com fontes de calor, suba por meio de convecção natural para as grelhas de retorno, localizadas no teto da sala (ABE, 2007). Desta forma, a necessidade de um bom dimensionamento completo do sistema se faz necessário por parte do projetista, garantindo o correto funcionamento da solução. Hoje, ainda há uma carência de informações sobre este tipo de sistema, que necessita, inclusive, de atualização de normas para uma implantação eficaz (MARÈ, 2010).

A solução UFAD é amplamente utilizada em ambientes de *Data Center*, laboratórios e salas de controle e possui algumas vantagens como o controle do fluxo de ar, permite a operação com temperaturas do ar mais elevadas e promove uma troca de calor com o ambiente de forma mais rápida (ABE, 2007; LEITE, 2003).

## 4.10 Eficiência energética em *Data Centers*

Devido à necessidade de operação ininterrupta e de infraestrutura robusta, os *Data Centers* se configuram como grandes consumidores de energia elétrica. Um estudo realizado pelo *Uptime Intelligence* chegou a conclusão que toda vez que uma imagem é publicada na rede social Instagram pelo jogador Cristiano Ronaldo, que até então possui o segundo maior número de seguidores na plataforma, são consumidos mais de 24 MWh de energia para que os seguidores possam visualizar a publicação (UPTIME, 2020a). Em 2018, os *Data Centers* em todo o planeta foram responsáveis pelo consumo de 205 TWh, equivalente a 1% de toda a energia consumida naquele ano (DATACENTER KNOWLEDGE, 2020).

Segundo Marin (2016), as cargas de TI representam cerca de 36% do consumo elétrico de um *Data Center*, enquanto o sistema de climatização é o maior consumidor, responsável por 45% (Figura 11). A necessidade de alimentar as cargas críticas de TI e retirar o calor da sala de computadores produzido pelos equipamentos, combinado com a eficiência do sistema de ar condicionado, faz com que medidas que impactem na eficiência energética de *Data Centers* ganhem cada vez mais espaço no planejamento estratégico das empresas.

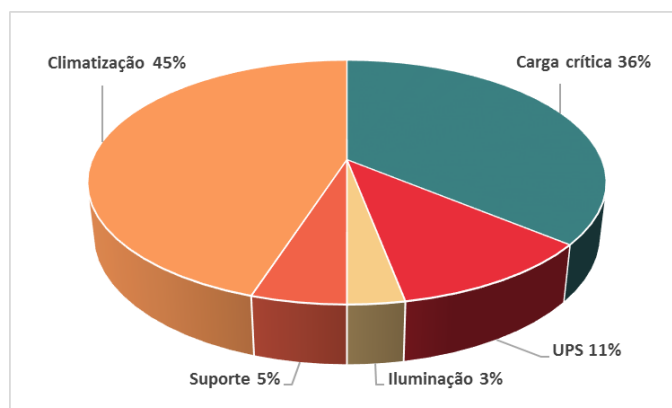


Figura 11 – Gráfico do consumo médio de um Data Center. Fonte: Adaptado de (MARIN, 2016)

Além dos equipamentos de TI e do sistema de climatização, a necessidade de manter uma infraestrutura com sistemas sempre disponíveis para entrar em operação e garantir a disponibilidade dos *Data Centers* faz com que o consumo energético seja maior, o que aumenta com o nível de redundância da instalação. O sistema UPS, por exemplo, deve manter o banco de baterias carregado constantemente e estar conectado em modo de espera para suprir a demanda das cargas de TI em uma eventual falta de energia, o que representa um consumo extra.

#### 4.10.1 PUE (*Power Effectiveness Efficiency*)

Antigamente os termos de desempenho e disponibilidade eram os parâmetros para medir a eficiência em *Data Centers*. Porém, com as preocupações acerca de aspectos socioambientais e o desenvolvimento sustentável houve a necessidade de novas metodologias que permitam mensurar a eficiência do uso de energia na operação dessas instalações (VERAS, 2011). O *The Green Grid*, consórcio de empresas da área de tecnologia com foco na melhoria da eficiência de *Data Centers*, definiu uma métrica para determinar a eficiência no consumo de energia de um *Data Center* chamada de PUE - *Power Usage Effectiveness*, dada por:

$$\text{PUE} = \frac{\text{Consumo total}}{\text{Consumo das cargas de TI}} \quad (4.5)$$

A PUE utiliza a razão entre o consumo de energia de todo o *Data Center* e o consumo de energia das cargas de TI. Um PUE de 2, por exemplo, significa que a instalação do *Data Center* consome duas vezes a energia necessária para manter os equipamentos de TI em operação. Esse tem sido o principal indicador utilizado como referência na construção de *Data Centers* e na implantação de medidas de eficiência energética, como *retrofits* e mudanças nas condições de operação.

A Google, uma das maiores empresas provedoras de serviços em nuvem, divulgou um relatório de quinze dos seus *Data Centers*, que atingiram um PUE médio no primeiro trimestre de 2020 de 1,09 (GOOGLE, 2020). Nesse caso, a eficiência calculada utilizando o DCiE - Data Center Efficiency (Equação 4.6), outra métrica também criada pelo *The Green Grid*, atinge mais de 90%. O PUE médio de *Data Centers* no ano de 2019 foi de 1,67, pouco menos de 60% de eficiência, o que mostra a importância de esforços para o aumento da eficiência energética nessas instalações (UPTIME, 2019).

$$\text{DCiE} = \frac{1}{\text{PUE}} \quad (4.6)$$

#### 4.10.2 Medidas para aumento da eficiência energética

Diversas medidas podem ser adotadas para a melhoria da eficiência energética de *Data Centers*. A virtualização é a tecnologia utilizada na infraestrutura de TI que utiliza os servidores, por exemplo, de acordo com a demanda necessária realocando tarefas, que podem ser processadas de forma independente em uma mesma máquina (VERAS, 2011). Isso permite um maior aproveitamento dos equipamentos e otimização de espaço na sala de computadores com as máquinas que podem ser descontinuadas, consumindo menos energia e menos capacidade de climatização.

Mas é no próprio sistema de climatização que estão as maiores oportunidades para implantação de medidas de eficiência com maior impacto no consumo energético. Uma técnica frequentemente utilizada em *Data Centers* é o confinamento de corredores frios ou quentes (Figura 12). No caso de enclausuramento dos corredores frios, o ar frio insuflado é direcionado aos racks e permite uma troca de calor otimizada com os equipamentos, ao invés de todo o ambiente da sala. Essa técnica pode reduzir em mais de 25% o consumo de energia elétrica de *Data Centers* (MARIN, 2016).



Figura 12 – Confinamento de corredores frios. Fonte: (ELLAN, 2020)

Outra solução alternativa é a utilização do ar à temperatura ambiente para climatização da sala de computadores, técnica conhecida como *free cooling*. Quando o ar externo do *Data Center* atinge uma temperatura que torna viável a refrigeração dos equipamentos, dâmpers permitem a entrada do ar que é succionado por ventiladores, passando por filtros e então insuflados no ambiente (MARIN, 2016). Enquanto este processo ocorre, os sistemas de climatização convencionais podem ser desligados, gerando uma economia de energia. Esta técnica é muito utilizada em *Data Centers* localizados em países com inverno rigoroso, mas também pode ser adota em outras regiões, como no Brasil.

### 4.10.3 Tarifação de Energia Elétrica

Apesar das fontes redundantes de energia elétrica disponíveis em um *Data Centers*, a alimentação elétrica normalmente é realizada pela concessionária local. Para a tomada de decisões satisfatórias, deve-se levar em consideração o modelo tarifário de energia elétrica da instalação durante um estudo de eficiência energética, seja para compreender o impacto financeiro das medidas adotadas ou para uma readequação tarifária buscando um melhor enquadramento, por exemplo. A Resolução Normativa nº 414 (2010) da Agência Nacional de Energia Elétrica – ANEEL estabelece as condições gerais de fornecimento de energia elétrica no país.

A Tabela 1 mostra a divisão dos consumidores nos grupos A e B. Os consumidores do grupo B são atendidos em tensão inferior a 2,3 kV e são tarifados de acordo com o consumo mensal. Já para os consumidores do grupo A, grupo de maior interesse para grandes instalações de *Data Centers*, a tarifação depende do contrato com a concessionária de energia e inclui a cobrança por consumo e demanda.

O valor da tarifa cobrada pelo consumo (kWh) ou pela demanda (kW) varia dependendo da região e da concessionária local. A estrutura tarifária para os consumidores



Grupo	Subgrupo	Característica
A	A1	Tensão de fornecimento igual ou superior a 230 kV
	A2	Tensão de fornecimento de 88 kV a 138 kV
	A3	Tensão de fornecimento de 69 kV
	A3a	Tensão de fornecimento de 30 kV a 44 kV
	A4	Tensão de fornecimento de 2,3 kV a 25 kV
	AS	Tensão de fornecimento inferior a 2,3 kV - sistema subterrâneo
B	B1	Residencial
	B2	Rural
	B3	Demais classes
	B4	Iluminação pública

Tabela 1 – Divisão em grupos das unidades consumidoras. Fonte: (ANEEL, 2010)

do grupo A está dividida na extinta tarifa convencional, na tarifa horária verde e na tarifa horária azul. Na tarifa horária verde a demanda contratada possui tarifa fixa, enquanto no consumo a tarifa varia entre o horário de ponta e o horário fora de ponta. Já na tarifa horária azul, tanto a demanda quanto o consumo têm variação de tarifa conforme o horário de ponta e o horário fora de ponta.

A ANEEL estabelece dois postos tarifários para aplicação de tarifas diferenciadas de acordo com a curva de carga do sistema elétrico. O horário de ponta é o período de três horas consecutivas, com exceção de finais de semana e alguns feriados, onde há uma maior demanda de consumo e, conseqüentemente, maior tarifa. O horário fora de ponta são os períodos complementares que apresentam menor tarifa. O horário de ponta é definido pela concessionária de acordo com a necessidade local.

Outros indicadores que influenciam na tarifa cobrada são os períodos seco e úmido. Devido à baixa incidência de chuvas e menor volume dos reservatórios das hidrelétricas, o período seco (maio a novembro) possui maiores tarifas, ao contrário do período úmido (dezembro a abril). Incidem ainda sobre o valor da fatura as tarifas das bandeiras verde, amarela ou vermelha a depender do custo de geração de energia elétrica (ANEEL, 2010).

A modalidade tarifária adequada às necessidades da instalação envolve as características de funcionamento e deve ser revisada ao adotar-se medidas de eficiência energética. O correto enquadramento tarifário evita altas cobranças por ultrapassagem de demanda de potência ativa contratada e resulta em um menor custo total de operação. Deve-se destacar a instalação de banco de capacitores como medida de eficiência energética caso haja a cobrança de energia reativa excedente devido ao fator de potência, seja indutivo ou capacitivo, inferior a 0,92 para consumidores do grupo A.

#### 4.10.4 Eficiência energética do sistema de água gelada

Os sistemas convencionais de climatização de *Data Centers* são os responsáveis pelo maior consumo de energia elétrica dessas instalações (MARIN, 2016). Quando comparado com sistemas de expansão direta, os sistemas de expansão indireta possuem uma maior eficiência, porém há sempre oportunidades para se alcançar um menor consumo de energia. Para isso, os diversos componentes que fazem parte do sistema como ventiladores, bombas e *chillers* demandam um estudo em conjunto para a identificação de melhorias que impactem no consumo energético de todo o sistema (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2017).

Outro fator determinante na redução do consumo elétrico dessas instalações é o correto selecionamento dos *fan coils* de precisão. Os equipamentos de TI produzem calor sensível, necessitando de sistemas dedicados que reduzam a temperatura com base no índice de calor sensível do ambiente, diferentemente de um sistema de ar condicionado para conforto, que é projetado para funcionar com níveis de calor sensível e latente.

##### 4.10.4.1 COP (Coeficiente de Performance)

O desempenho dos sistemas de refrigeração pode ser mensurados em termos de eficiência por meio de uma relação conhecida como Coeficiente de Performance - COP. O COP (Equação 4.7) é a razão entre a capacidade de refrigeração produzida e a potência necessária consumida.

$$\text{COP} = \frac{\text{Capacidade de refrigeração útil}}{\text{Potência consumida}} \quad (4.7)$$

Quanto maior for o COP, melhor será a eficiência do sistema. Em *chillers*, o COP é frequentemente utilizado como índice para avaliar a eficiência, porém considera condições de operação a plena carga. Para uma análise mais precisa, considerando a variação de carga do *chiller*, o que geralmente ocorre em situações práticas, é utilizado o IPLV - *Integrated Part Load Value*, que leva em consideração o COP em cargas parciais.

Apesar do desempenho energético do sistema de água gelada depender da análise de todos os componentes, o *chiller* é o maior consumidor de energia elétrica (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2017). Entre os itens que afetam o desempenho de *chillers* estão as rotinas de manutenção, tipo de fluido refrigerante utilizado, eficiência do motor do compressor, eficiência dos trocadores de calor e os parâmetros de operação.

Entre os principais parâmetros de operação que influenciam na eficiência do sistema de refrigeração estão as temperaturas de evaporação e de condensação. Quanto maior a temperatura de evaporação (*setpoint* de água gelada) e menor a temperatura de condensação, menor é o trabalho de compressão realizado pelo compressor e, conseqüentemente, menor o consumo do motor.

A mudança das temperaturas de evaporação e condensação altera a pressão do fluido refrigerante no ciclo de refrigeração, impactando no COP do *chiller*. Çengel e Boles (2013) citam uma regra prática em que o COP aumenta de 2% a 4% para cada °C de diminuição da temperatura de condensação ou aumento da temperatura de evaporação. (WADA, 2016) cita uma análise de um ciclo utilizando o refrigerante R-22. Uma diminuição de 10°C na temperatura de condensação fez com que o COP aumentasse de 4,04 para 5,44. Já um mesmo aumento de 10°C na temperatura de evaporação alterou o COP de 5,3 para 8,5.

A relação de pressão no ciclo de refrigeração é chamada de *lift*, e quanto menor for a diferença entre a pressão de condensação e a pressão de evaporação, menor será o trabalho realizado pelo compressor. No *chiller*, o diferencial entre a temperatura de saída de água gelada e a temperatura de evaporação do refrigerante no evaporador; ou entre a temperatura de saída da água de condensação e a temperatura de condensação do refrigerante no condensador, é chamada de *approach*. Quanto menor for o *approach* no condensador menor será a temperatura de condensação e a potência consumida pelo motor, enquanto menor o *approach* no evaporador maior será a temperatura de evaporação e a capacidade de resfriamento, resultando em uma maior eficiência (MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE, 2017). Esses parâmetros indicam a importância da eficácia dos trocadores de calor do *chiller* e o bom isolamento dos circuitos hidráulicos para um *setpoint* de temperatura de água gelada em conformidade com a necessidade da instalação.

#### 4.10.4.2 Automação e monitoramento

O monitoramento dos sistemas que fazem parte da infraestrutura do *Data Center* é fundamental para garantir a disponibilidade de toda a instalação. O BMS - *Building Management System* é um sistema de gestão predial que utiliza protocolos de comunicação para se conectar aos sistemas elétricos e mecânicos e permitir o monitoramento e controle remotamente.

O BMS pode controlar por meio de diferentes plataformas os diversos sistemas da infraestrutura física do *Data Center* como bombas, válvulas, motores, geradores; monitorar as condições ambientais da sala de computadores, como umidade e temperatura dos racks; e fornecer dados otimizados para redução do consumo de energia. O registro e armazenamento de logs de consumo elétrico, tempo de operação, temperatura de funcionamento, entre outros, podem gerar relatórios com indicadores de desempenho dos sistemas e contribuir para o planejamento de ações estratégicas.

O sistema de automação predial é capaz de atender às necessidades específicas de operação da instalação. No sistema de água gelada, sensores de pressão são capazes de controlar a velocidade dos motores das bombas, dos ventiladores dos *fan coils* e das torres de resfriamento, dependendo da demanda de carga térmica (MINISTÉRIO DO

MEIO AMBIENTE, 2017). O gerenciamento autônomo evita falhas humanas que podem comprometer o funcionamento de sistemas e permite implantações de medidas de eficiência, como o desligamento do sistema de iluminação em ambientes ociosos, por exemplo.

#### 4.10.4.3 Uso de inversores de frequência

No sistema de água gelada, os motores estão presentes em diversos componentes, seja para fornecer trabalho de eixo em bombas e compressores, seja para acionar ventiladores em *fan coils* e torres de resfriamento em sistemas de condensação a água. O controle de velocidade dos motores permite além da economia de energia, uma velocidade compatível com os requisitos de operação, com possibilidade de acionamento remoto. A velocidade de motores de corrente alternada é dada pela Equação 4.8, onde a velocidade síncrona de rotação muda proporcionalmente com a mudança da frequência elétrica. Inversores de frequência são os equipamentos preferencialmente utilizados para controlar a velocidade dos motores por meio da variação de frequência.

$$\mathbf{n} = \frac{120 \cdot f}{p} \quad (4.8)$$

Onde,

$n$  = Velocidade síncrona de rotação;

$f$  = Frequência;

$p$  = Número de polos do motor.

Os inversores de frequência utilizam técnicas de modulação de largura de pulso para variar a frequência e tensão de alimentação de motores. O controle de velocidade dos motores por frequência variável abrange uma grande faixa de operação desde baixos níveis, como 5% da velocidade nominal do motor até o dobro da velocidade nominal (CHAPMAN, 2013). Outra vantagem do uso de inversores de frequência é a partida em rampa de motores, substituindo o uso de chaves compensadoras, partida em estrela-triângulo e *soft starters*. O uso de rampa de aceleração durante a partida de motores reduz tanto a corrente de partida quanto a queda de tensão da instalação no momento da manobra.

*Chillers* de grande porte utilizam motores trifásicos com tensão entre 200 V e 575 V e durante a partida, principalmente em condições de altas pressões e alta viscosidade do óleo lubrificante, a corrente pode chegar a 600% do valor da corrente nominal (ASHRAE, 2016). Nos sistemas atuais de água gelada os inversores de frequência garantem uma redução no consumo de energia, substituindo antigas válvulas e dâmpers, controlando o consumo de acordo com a necessidade de vazão, pressão ou temperatura do sistema.

Na análise de eficiência de *chillers*, o uso de inversor de frequência em compressores têm grande importância no desempenho do sistema. Em *chillers* centrífugos, o controle de velocidade do motor do compressor permite sua redução de capacidade e abertura

otimizada das palhetas de entrada do compressor quando operando a cargas parciais, garantindo o funcionamento na região máxima de eficiência (ASHRAE, 2016). Hoje há diversas soluções no mercado que permitem um controle preciso de velocidade do compressor, chamados de compressores inverter. Um exemplo que utiliza essa tecnologia são os compressores centrífugos série GXG-SIT/GSG-SIT da Johnson Controls Hitachi que, de acordo com o fabricante, podem atingir um COP de 21,4 com baixa temperatura da água de condensação, operando a 40% de capacidade. Esses modelos ainda operam com menor volume de refrigerante, menor peso e menor volume comparado aos modelos convencionais (HITACHI, 2015).

## 4.11 Dinâmica dos Fluidos Computacional

A Dinâmica dos Fluidos Computacional, do inglês *Computational Fluid Dynamics - CFD*, é uma ferramenta de simulação numérica para análise de sistemas envolvendo fluidos e transferência de calor. O uso de simulações em CFD é considerado uma solução alternativa aos custos de métodos experimentais. Com grande nível de detalhes dos resultados, é capaz de reduzir o tempo de projeto e pode ser a única solução em sistemas complexos onde a realização de experimentos é limitada ou até impossível. A tecnologia de CFD está integrada na indústria aeroespacial desde a década de 1960, mas somente na década de 1990, com o desenvolvimento da capacidade computacional dos *hardwares*, sua utilização ganhou força nas mais diversas áreas (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Os softwares de Dinâmica dos Fluidos Computacional disponíveis no mercado têm se esforçado em desenvolver interfaces de fácil interação ao usuário. Os códigos para solução de problemas de dinâmica dos fluidos são divididos em três etapas: Pré-processador, Processador e Pós-processador. O Pré-processador é a etapa de modelagem do problema onde é definido a geometria, criado o domínio com a geração da malha e definidas as condições de contorno. No Processador é calculada a solução do problema de acordo com o método numérico adotado, aplicando as equações governantes nos volumes de controle e solucionando-as com métodos iterativos. Já o Pós-processador é a interface que permite a visualização dos resultados obtidos, como gráficos, distribuição de temperatura, vetores de pressão, entre outros (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

A solução de problemas utilizando CFD permite a geração de um grande volume de resultados que se reflete em uma aproximação realística do sistema real. No entanto, uma boa simulação depende da correta definição das condições de contorno e parâmetros que devem ser considerados ou desprezados para permitir o processamento da simulação, preservando a qualidade dos resultados (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). Os resultados obtidos de uma simulação em CFD devem ser avaliados para garantir a validade dos dados. Os baixos resíduos resultantes do método iterativo, pouca diferença entre a

taxa de fluxo de massa de entrada e saída do domínio e a validação dos resultados gerados com dados experimentais são exemplos de indícios de convergência dos resultados com o modelo real.

A utilização da Dinâmica dos Fluidos Computacional para análise de casos reais confere subsídios para a tomada de decisões em projetos. No trabalho realizado por (SILVA, 2013), o autor utilizou a simulação em CFD para comparar a distribuição do ar com duas diferentes configurações de evaporador, a fim de minimizar zonas de diferentes temperaturas em câmaras frigoríficas.

Outro trabalho interessante foi realizado por (SILVA, 2011), que por meio da simulação computacional, pode sugerir intervenções, como a instalações de exaustores, para a melhora do conforto térmico em uma praça de alimentação de um shopping, que utiliza o resfriamento evaporativo. Os resultados mostraram que com a instalação das intervenções aplicáveis, é possível uma redução de 5°C na temperatura central do local e um aumento de 354% de volume e 210% de velocidade, passando de  $0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  para  $1,27 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ .

(BARBOSA, 2017) realizou um estudo simulando a viabilidade de um sistema de energia e de vazão exterior variável no sistema de ar condicionado do plenário da Câmara dos Deputados, em Brasília. Os resultados mostraram que a utilização de dispositivo de recuperação de energia reduziria em até 19,5% a capacidade de refrigeração demandada para o sistema. A simulação realizada no software ANSYS Fluent, mostrou o campo de velocidades no ambiente e permitiu validar com os resultados obtidos experimentalmente.

#### 4.11.1 Equações governantes

O uso de CFD apresenta-se como um reforço na obtenção de resultados por meio de simulações utilizando métodos numéricas, somando-se aos métodos analítico e experimental na resolução de problemas de engenharia. O comportamento de um fluido em três dimensões é modelado por cinco equações diferenciais parciais: conservação da massa; equação do momento nas três dimensões e equação da energia. Entre as variáveis termodinâmicas das equações governantes estão a densidade, pressão, energia interna e temperatura, que são relacionadas, considerando o fluido em equilíbrio termodinâmico, por meio de equações de estado. Em fluidos compressíveis, as equações de estado permitem relacionar a equação de energia às equações de momento e conservação de massa (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

As equações governantes possuem incógnitas relacionadas às tensões viscosas que agem sobre o fluido. Em fluidos Newtonianos essas tensões são proporcionais às taxas de deformação do fluido. No século 19 os trabalhos de Claude Navier, Simeon Poisson e George Stokes permitiram um modelo adequado que considera as tensões viscosas nas

equações de conservação, na forma de equações de Navier-Stokes. Essas equações trouxeram grandes progressos para o estudo de fluidos, porém, devido à complexidade de equações diferenciais parciais não lineares, as soluções analíticas até hoje são possíveis apenas para casos simples e com condições específicas (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007; SILVA, 2011). Essa realidade demonstra a importância de simulações numéricas para escoamentos com aplicações práticas, fazendo do CFD a ferramenta viável para esses estudos.

#### 4.11.2 Malha numérica

A primeira etapa para a solução de problemas de fluidos utilizando CFD é a criação da geometria, o domínio do problema. A malha numérica consiste na discretização do domínio em pequenos volumes de controle onde as variáveis definidas serão calculadas. Essa subdivisão permite o cálculo das equações algébricas em cada elemento e quanto maior for o nível de refinamento da malha, maior será a precisão dos resultados. Porém, o nível de refinamento deve ser cuidadosamente definido, pois quanto maior for o número de elementos maior será o tempo de processamento e a demanda computacional.

O software ANSYS Fluent utiliza o método de volumes finitos para a realização de simulações e em geometrias tridimensionais permite a subdivisão do domínio em elementos em forma hexaédrica, tetraédrica, piramidal, prisma triangular e poliédrica (Figura 13). A malha pode ser gerada com elementos em forma estruturada ou não estruturada (ANSYS, 2013).

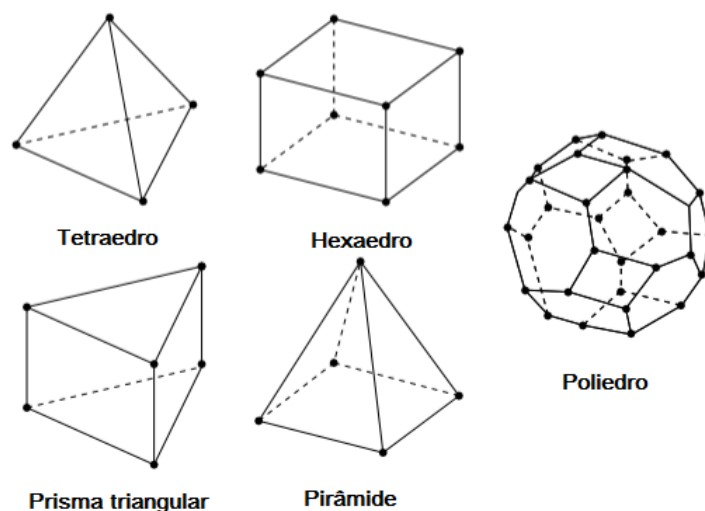


Figura 13 – Forma dos elementos da malha. Fonte: (ANSYS, 2013)

As malhas estruturadas (Figura 14) são assim denominadas pois apresentam uma distribuição de forma ordenada, o que facilita o cálculo dos balanços e a quantidade de memória necessária durante uma simulação. Já a malha não estruturada tem seus elementos dispostos de forma aleatória, necessitando de uma matriz de conectividade que deve ser acessada diversas vezes, aumentando o nível de complexidade e o número de

operações durante o processamento. Este tipo de configuração, porém, possibilita e facilita a criação da malha em geometrias complexas (ANSYS, 2013).

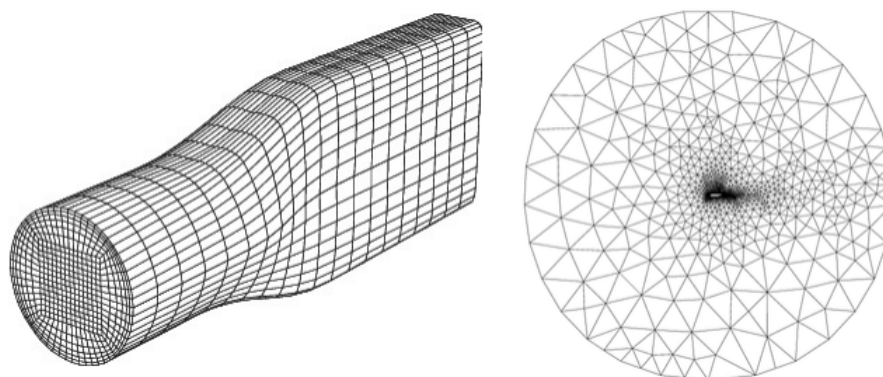


Figura 14 – Exemplo de malha estruturada (à esquerda) e não estruturada (à direita).  
Fonte: (ANSYS, 2013)



## 5 Estudo de caso

Em instituições financeiras, os *Data Centers* devem garantir alta disponibilidade e são responsáveis pelo processamento, armazenamento e transferência de dados que permitem a consulta de saldos, realização de saques de quantias em espécie em terminais de autoatendimento, realização de pagamentos e de transações entre clientes e bancos, no Brasil e no exterior. De acordo com AlKhateeb et al. (2003, apud Júnior, 2016), a disponibilidade de aplicações bancárias deve ser de 99,999%, garantindo a integridade dos serviços e redução significativa de custos para o Banco. Devido à natureza e importância das operações financeiras, o custo de indisponibilidade de um *Internet Banking*, por exemplo, pode chegar a US\$ 7.000,00 por minuto (PEÑALOZA, 2003).

A fim de preservar a imagem da organização e garantir a continuidade de seus negócios, o monitoramento 24 horas por dia, durante 7 dias por semana, se faz obrigatório para os ativos de TI. Incidentes em redes de comunicação, sistemas de homologação, banco de dados ou até em aplicações mais simples devem ser imediatamente identificados e corrigidos pelas equipes de suporte (JÚNIOR, 2016). Em *Data Centers*, o monitoramento e gerenciamento das operações são frequentemente realizadas em uma sala NOC - *Network Operations Center*.

Este trabalho apresenta o estudo de caso do sistema de climatização de uma sala NOC (Figura 15) de um *Data Center* de um Banco localizado em Brasília - Distrito Federal, que necessita operar com baixa temperatura de água gelada. Devido ao desconforto térmico do local, alguns parâmetros de operação foram alterados, impactando na eficiência de todo o sistema de água gelada do *Data Center*. Dessa forma, foram calculadas as cargas térmicas da sala e, com a determinação das condições de contorno, simulado o comportamento do ar insuflado na sala em dois diferentes cenários, com o auxílio da Dinâmica dos Fluidos Computacional – CFD.



Figura 15 – Sala NOC do *Data Center*. Fonte: O autor

## 5.1 O sistema de climatização da sala

Localizada em Brasília, a sala possui duas áreas nas extremidades com estações de trabalho, que correspondem ao chamado segundo nível de atendimento, para onde são encaminhadas as demandas identificadas que não foram solucionadas pelo primeiro nível. Já o primeiro nível, responsável pela primeira identificação das ocorrências, está localizado em uma área disposta em degraus, ao centro da sala, com um painel de monitoramento localizado no ponto de pé direito mais alto. O sistema de climatização da sala possui quatro equipamentos *fan coil*, sendo dois principais e dois redundantes, que insuflam o ar frio na sala pelo sistema de insuflamento pelo piso (Figura 16).



Figura 16 – Difusores de piso da sala NOC do *Data Center*. Fonte: O autor

Os quatro *fan coils* da sala NOC compartilham uma pequena vazão da água gelada da CAG que atende os equipamentos de TI do *Data Center*. A água é bombeada até as unidades condicionadoras de ar por uma Bomba de Água Gelada Secundária – BAGs. Devido ao seu funcionamento ininterrupto, a sala de monitoramento é considerada um ambiente crítico do *Data Center*, necessitando de um sistema de condicionamento de ar funcionando 24 horas por dia, atendendo às condições de conforto térmico dos ocupantes. Porém, os funcionários que trabalham na área dos degraus (primeiro nível) constantemente reportam à equipe de engenharia desconforto térmico relacionado ao frio, enquanto os que permanecem em estações de trabalho localizadas no nível da sala (segundo nível) sentem desconforto térmico relacionado ao calor.

Para tentar garantir um maior conforto térmico dos ocupantes, a equipe de engenharia do complexo decidiu diminuir a vazão de ar de insuflamento dos difusores localizados nos degraus (primeiro nível) e aumentar a quantidade de unidades *fan coils* operando simultaneamente. Não obtendo resultados com a sensação de conforto térmico dos ocupantes, decidiu-se então diminuir o *setpoint* de temperatura de água gelada do *chiller* do *Data Center* para 10°C.

Essa nova condição de operação faz com que a sala de monitoramento interfira na eficiência de toda a planta do sistema de climatização do *Data Center*. Atualmente a sala possui apenas um ponto de retorno para o ar, localizado atrás do painel de monitoramento, o que oferece uma dificuldade no escoamento do ar de retorno. A arquitetura da sala, com a disposição de degraus ao centro, também proporciona uma distribuição desigual do ar. Assim, foram estudadas propostas a fim de alterar o sistema de insuflamento de ar da sala NOC.

### 5.1.1 Propostas de melhoria

Para a melhoria do sistema de climatização da sala foram propostas três ideias, porém a sala possui uma arquitetura característica que limita a implantação de algumas soluções. A primeira proposta foi a mudança nos pontos de insuflamento de ar dos difusores no piso para o teto. No entanto, grande parte da sala possui uma altura de pé direito de 2,4 metros com vigas entre o forro e a laje superior, limitando o espaço para a instalação dos dutos.

Assim, a segunda proposta foi a instalação no teto de unidades fancoletes de água gelada do tipo cassete (Figura 17). Essas unidades necessitam apenas de dois circuitos hidráulicos para entrada e saída de água gelada das unidades, que poderia ser instalado entre as vigas. Essa última proposta, porém, apresenta um risco para o *Data Center* já que é necessário a circulação de água gelada dentro da sala, comprometendo sua operação em caso de manutenções ou acidentes.



Figura 17 – Unidade fancolete de água gelada. Fonte: (TRANE, 2020)

Após esgotadas as possibilidades de mudança dos pontos de insuflamento de ar para o teto, decidiu-se permanecer com o insuflamento pelo piso. Dessa forma, foi proposto a ampliação dos pontos de retorno de ar para o teto, nas laterais da sala e na área do primeiro nível, que possui pé direito mais alto, conforme a Figura 18. As novas 22 grelhas de retorno se somam ao único ponto de retorno atual localizado atrás do painel de monitoramento. Para validar a proposta, foram realizadas duas simulações comparativas entre a condição atual e o cenário proposto.

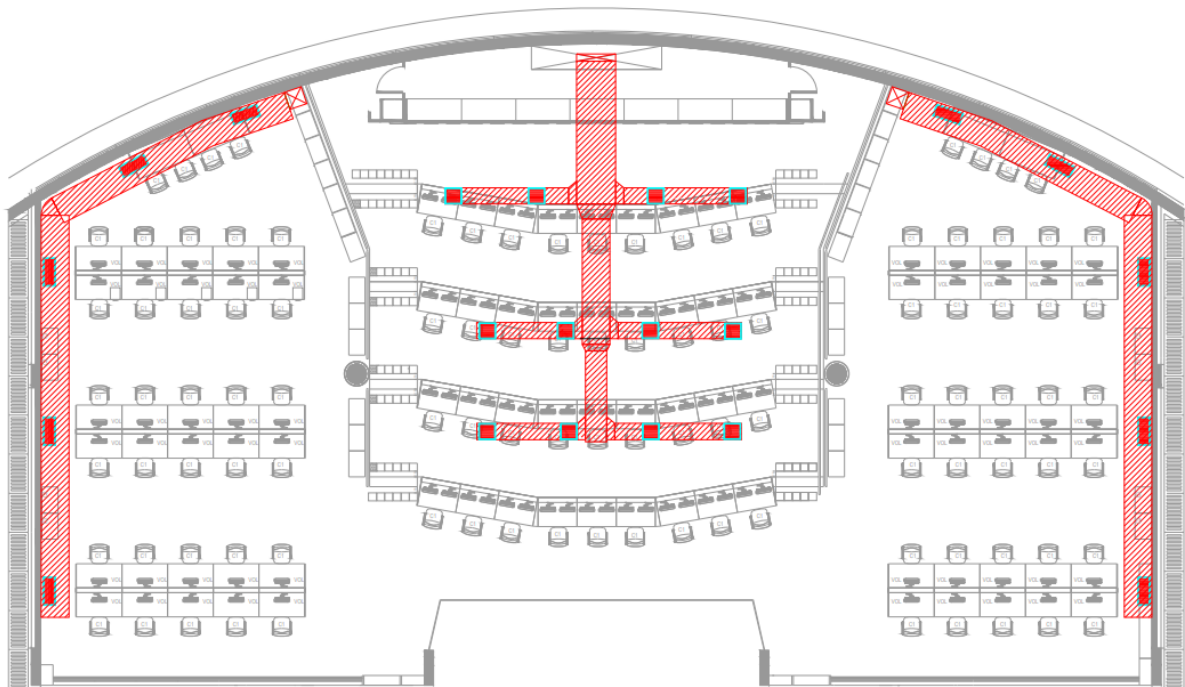


Figura 18 – Detalhe da proposta de instalação de novos pontos de retorno de ar. Fonte: Banco

### 5.1.2 Carga térmica da sala

Apesar das condições de conforto térmico estarem associadas à diversos fatores como metabolismo e vestimentas de cada indivíduo, as constantes e generalizadas reclamações indicam que algum fator ambiental esteja influenciando no desconforto térmico dos ocupantes da sala. Para a compreensão das necessidades do sistema de ar condicionado da sala foi realizado o cálculo de carga térmica do local utilizando as fórmulas 4.3 e 4.4.

Para o cálculo da transferência de calor pelas paredes opacas foi considerado os valores de  $\alpha = 0,2$  (paredes brancas);  $h_e = 20 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$  (parede exterior na posição vertical);  $I_g = 208,3 \frac{W}{m^2}$  e  $K = 1,85 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ . A sala possui ainda dois vidros laterais, cada um com 5 metros de comprimento e 2 metros de altura. Para o coeficiente global de transferência de calor, definiu-se o valor de  $K = 5,7 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$  e o fator solar  $S_{tr} = 0,86$  (vidros transparentes) (FROTA; SCHIFFER, 2001; INMETRO, 2013).

Segundo a norma ABNT NBR 16401-1 (ABNT, 2008), item 5.1, foi definida a frequência anual de ocorrência para os dados climáticos entre 1% e 99%. Assim, para a região de Brasília definiu-se a temperatura de bulbo seco em 31,1°C. Para a taxa de calor liberado pelas pessoas considerou-se a tabela C.1 da norma, com o valor ajustado de 115 W com nível de trabalho leve. As tabelas C.2 e C.3 trazem valores de dissipação de calor pela iluminação e por computadores, definidos em 17  $\frac{W}{m^2}$  para lâmpadas fluorescentes, 55 W para computadores, 70 W para monitores médios e 80 W para monitores grandes (ABNT, 2008).

Descrição	Área [ $m^2$ ]	Quantidade	Calor total [W]
Ocupação máxima	-	116	13.340
Parede norte	112,4	-	2.117,5
Parede sul	70,2	-	0
Parede leste	34,8	-	655,6
Parede oeste	34,8	-	655,6
Vidro direito	10	-	2.253,3
Vidro esquerdo	10	-	2.253,3
Lâmpada spot (fluorescente)	0,3	-	5,5
Lâmpada (fluorescente)	22,6	-	362,8
Computadores	-	112	6160
Monitores	-	224	15.680
Tela de monitoramento	-	24	1920
<b>Total</b>			<b>44.943,83</b>

Tabela 2 – Dados de carga térmica da sala

A Tabela 3 mostra a capacidade nominal dos *fan coils* da sala NOC. Para tentar atingir-se uma maior sensação de conforto térmico dos ocupantes, todos os *fan coils* operam simultaneamente, mesmo que apenas um seja suficiente para a demanda de carga térmica

do local. O *setpoint* de temperatura das unidades condicionadoras de ar foi definido em 22°C, e a velocidade do ventilador e a vazão da válvula de água gelada operam em 100% da capacidade.

<i>Fan Coil</i>	Capacidade [TR]
16/16A	12,7
17/17A	11,7

Tabela 3 – Capacidade nominal dos *fan coils* da sala NOC. Fonte: O autor

## 5.2 Simulação computacional

Foram realizadas duas simulações do sistema de condicionamento de ar da sala utilizando o software ANSYS Fluent. A primeira simulação considera a condição atual com *setpoint* de temperatura de água gelada em 10°C e serve para compreender o comportamento do ar insuflado atualmente e de parâmetro para validação do modelo. Já a segunda têm o objetivo de validar a eficácia da proposta de instalação de novos pontos de retorno de ar melhorando a sensação de conforto térmico dos ocupantes com a alteração do *setpoint* de água gelada para 12°C.

### 5.2.1 Modelagem da sala

O modelo da sala foi gerado em um CAD 3D utilizando o software CATIA com as dimensões reais (Figura 19). Foram utilizados cilindros e paralelepípedos para a modelagem das cargas térmicas, como pessoas, computadores e tela de monitoramento; e para modelagem do duto de retorno (Figura 20).

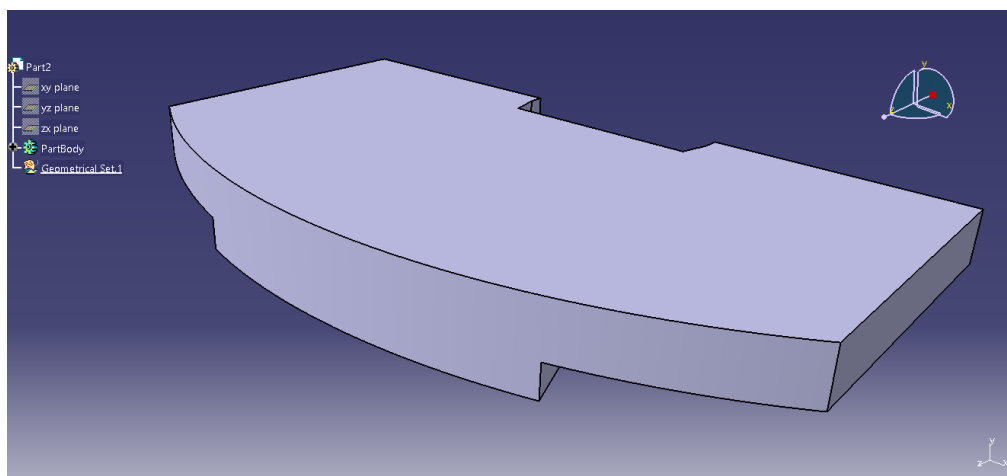


Figura 19 – Modelo CAD em 3D da sala NOC. Fonte: O autor

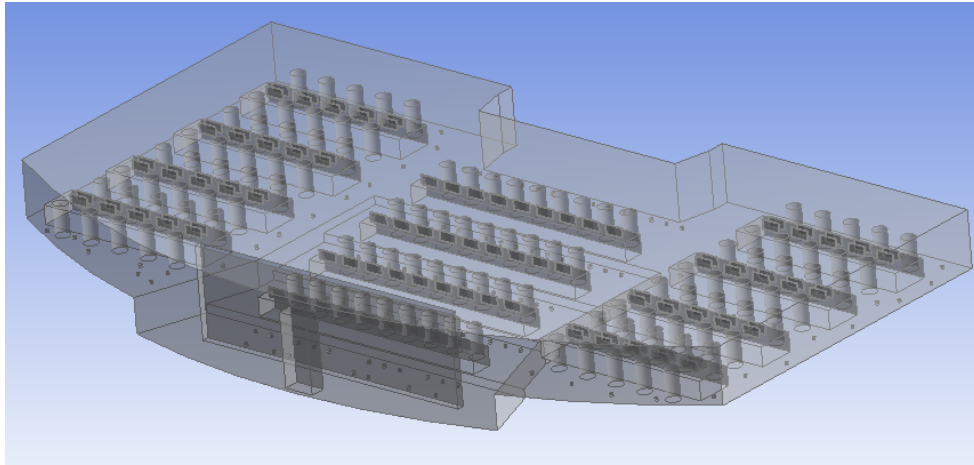


Figura 20 – Modelo CAD em 3D da sala NOC com cargas térmicas. Fonte: O autor

### 5.2.2 Condições de contorno

O modelo de turbulência adotado nesta simulação foi o k- $\epsilon$ , baseado na viscosidade turbulenta, conhecida como hipótese de Boussinesq. O modelo resolve duas equações de transporte considerando as tensões de Reynolds e é muito utilizado em cálculos práticos de engenharia envolvendo escoamentos. O modelo k- $\epsilon$  não é indicado para estudo de escoamentos que sofrem gradiente de pressão adversos sob uma superfície lisa, como em modelos aerodinâmicos (ANSYS, 2013). A escolha desse modelo considerou sua ampla utilização na indústria e a pouca relevância dos resultados sob a camada limite no problema.

Como critério de convergência da simulação, adotou-se 10.000 iterações para interrupção dos cálculos.

#### 5.2.2.1 Insuflamento e retorno do ar

Para a determinação dos parâmetros do ar de insuflamento e retorno com *setpoint* de água gelada em 10°C foram medidas as temperaturas e velocidades em todos os difusores da sala e no duto de retorno utilizando um termo-higrômetro digital Minipa MTH-1300 e um balometer Alnor EBT721 (Figura 21).



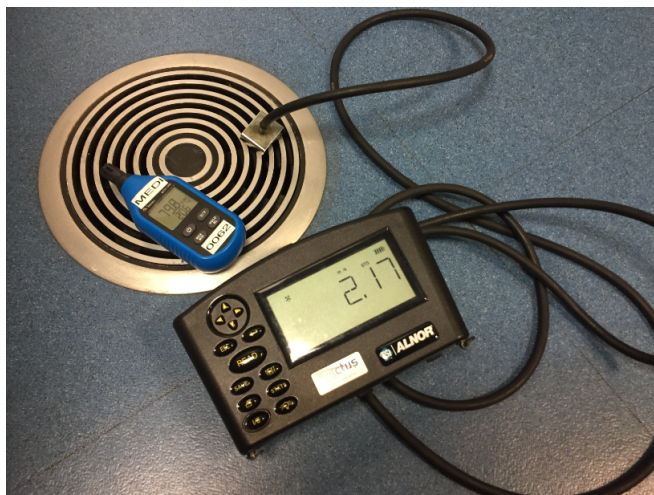


Figura 21 – Medições de temperatura e velocidade do ar realizadas nos difusores do piso.  
Fonte: O autor

A sala possui 137 difusores de piso modelo FBA150 da fabricante Trox, com 150 mm de diâmetro. Os difusores foram modelados como círculos com mesmo diâmetro, com as condições de contorno conforme a média das medições realizadas (Tabela 4).

Área	Temperatura [°C]	Velocidade [ $m \cdot s^{-1}$ ]
Primeiro nível	20,3	0,5
Segundo nível	21,1	1,3

Tabela 4 – Resultados das medições realizadas com *setpoint* de temperatura de água gelada a 10°C. Fonte: O autor

A simulação da nova condição de insuflamento com a ampliação dos pontos de retorno de ar têm como objetivo, além de analisar os parâmetros de conforto térmico dos ocupantes, propor a operação do sistema de água gelada com *setpoint* de temperatura em 12°C, conferindo menor consumo de energia para a instalação. Dessa forma, foi alterado o *setpoint* de temperatura de água gelada para 12°C e coletado os dados de temperatura e velocidade de insuflamento do ar na sala. Sem alteração de velocidade dos ventiladores dos *fan coils*, os valores de velocidade permaneceram constantes, enquanto as temperaturas sofreram um aumento, sendo a área do primeiro nível com a maior diferença (Tabela 5).

Área	Temperatura [°C]	Velocidade [ $m \cdot s^{-1}$ ]
Primeiro nível	21,7	0,5
Segundo nível	21,5	1,3

Tabela 5 – Resultados das medições realizadas com *setpoint* de temperatura de água gelada a 12°C. Fonte: O autor



### 5.2.3 Criação da malha

Levando em consideração a precisão dos resultados e o tempo e desempenho computacional foi gerado uma malha com elementos tetraedros com 300 mm de tamanho máximo de cada face. A malha refinada (Figura 22) gerou 3.221.648 elementos e 607.033 nós.

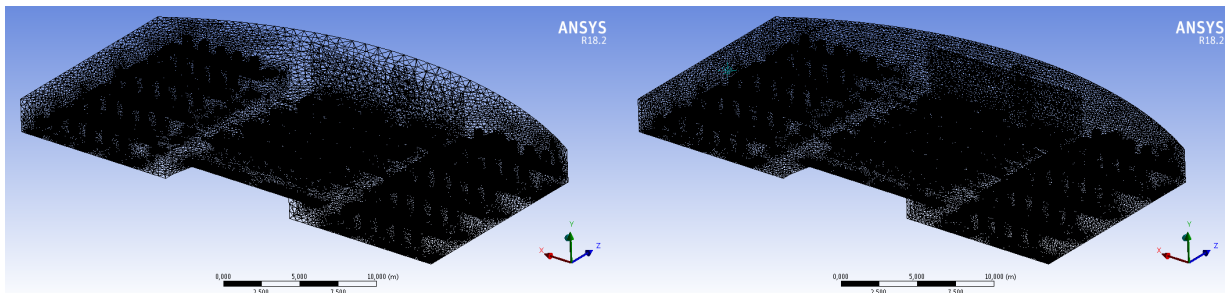


Figura 22 – Comparação entre malha grossa (à esquerda) e malha refinada (à direita).  
Fonte: O autor

### 5.3 Condições de operação do *chiller*

A CAG do *Data Center* possui quatro *chillers* centrífugos da fabricante Trane com capacidade de 700 TR cada, e outros dois *chillers* parafusos com capacidade de 300 TR cada. Os *chillers* centrífugos utilizam o refrigerante R-123, enquanto os parafusos utilizam o R-134a. A quantidade de *chillers* disponíveis atende ao nível de redundância 2(N+1) da instalação e funcionam em esquema de rodízio, porém, atualmente a demanda de carga térmica equivale a apenas 75% da capacidade nominal de um *chiller* centrífugo.

A Figura 23 mostra um diagrama simplificado da CAG do *Data Center* que inclui ainda oito torres de resfriamento que operam sob demanda. Os *chillers* parafusos só entram em operação caso haja necessidade de complementar carga frigorífica, o que não ocorre no cenário atual.

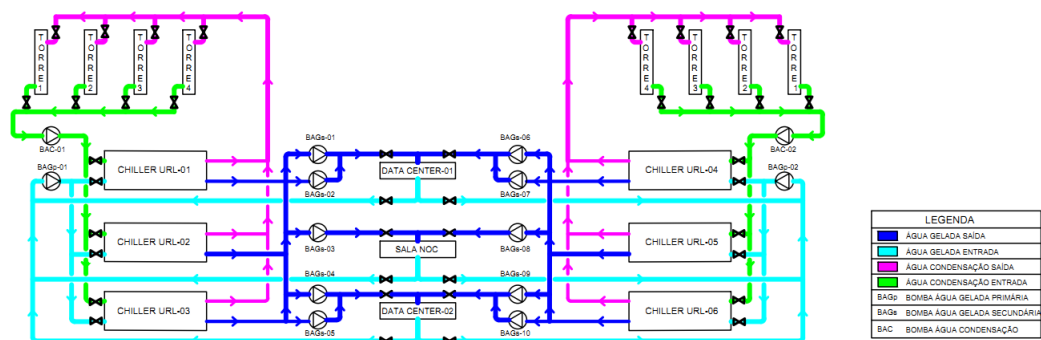


Figura 23 – Diagrama simplificado da CAG do *Data Center*. Fonte: O autor

## 6 Resultados

### 6.1 Simulações

#### 6.1.1 Condição de operação atual

Para a condição de operação atual, com insuflamento do ar com *setpoint* de temperatura de água gelada em 10°C, a simulação realizada indica uma distribuição homogênea de temperatura em quase toda a sala (Figura 24). A Tabela 6 mostra as diferenças entre medições de temperaturas realizadas em diferentes pontos da sala, a 1,1 m do piso, para o modelo simulado e a condição real. A maior diferença de temperatura é no lado leste/sul, com diferença de 1,1°C. Ainda assim, a simulação apresenta uma convergência com os valores reais, onde as temperaturas variam em alguns décimos de graus Celsius. A diferença da vazão mássica de entrada e saída no domínio da sala foi de  $2,5 \cdot 10^{-3} \frac{kg}{s}$ .

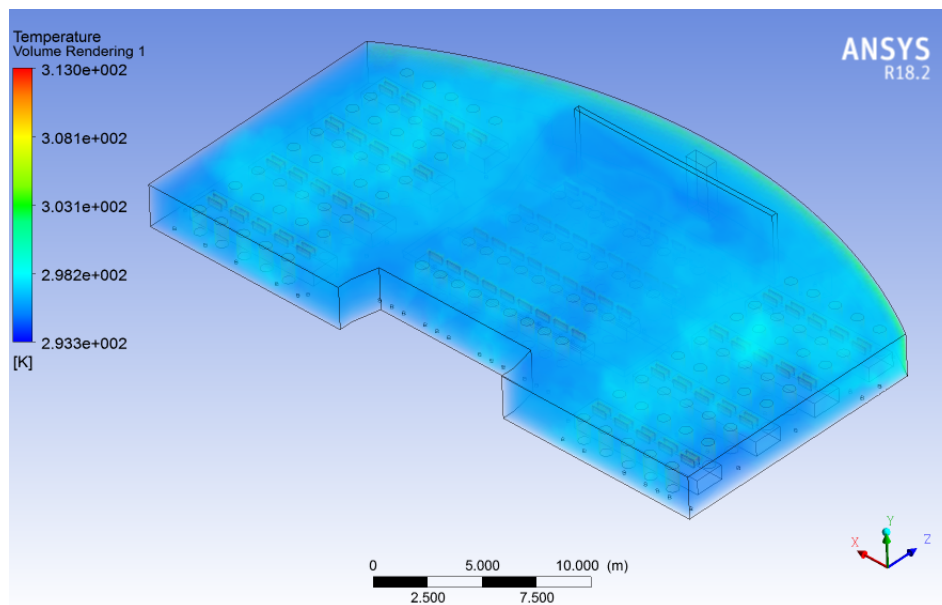


Figura 24 – Gradiente de temperatura da sala com *setpoint* de temperatura de água gelada a 10°C. Fonte: O autor

Posição	Temperatura média real [°C]	Temperatura média simulada [°C]	Diferença de temperatura [°C]
Lado oeste/norte	22,7	22,9	0,2
Lado oeste/sul	23,0	22,3	-0,7
Lado leste/norte	23,4	23,6	0,2
Lado leste/sul	23,1	22,0	-1,1
Centro (segundo nível)	23,3	23,0	-0,3
Primeiro degrau	22,8	23,0	0,2
Segundo degrau	22,9	23,3	0,4
Terceiro degrau	22,4	23,0	0,6
Quarto degrau	22,2	22,6	0,4

Tabela 6 – Comparação entre as medições de temperatura real e simulada para condição de *setpoint* de temperatura de água gelada a 10°C. Fonte: O autor

Já para a velocidade do ar é possível perceber maiores valores próximo às zonas de insuflamento, sem valores significativos para o restante da sala. Porém, as Figuras (25 e 26) mostram uma predominância do ar insuflado na região dos degraus (primeiro nível), sugerindo um escoamento do ar e a formação de um bolsão de ar frio no local, indicando que o único duto de retorno atrás do painel de monitoramento é insuficiente para a vazão de ar insuflado. Apesar da baixa velocidade do ar na região, esse fenômeno pode explicar o desconforto térmico reportado pelos ocupantes do primeiro nível.

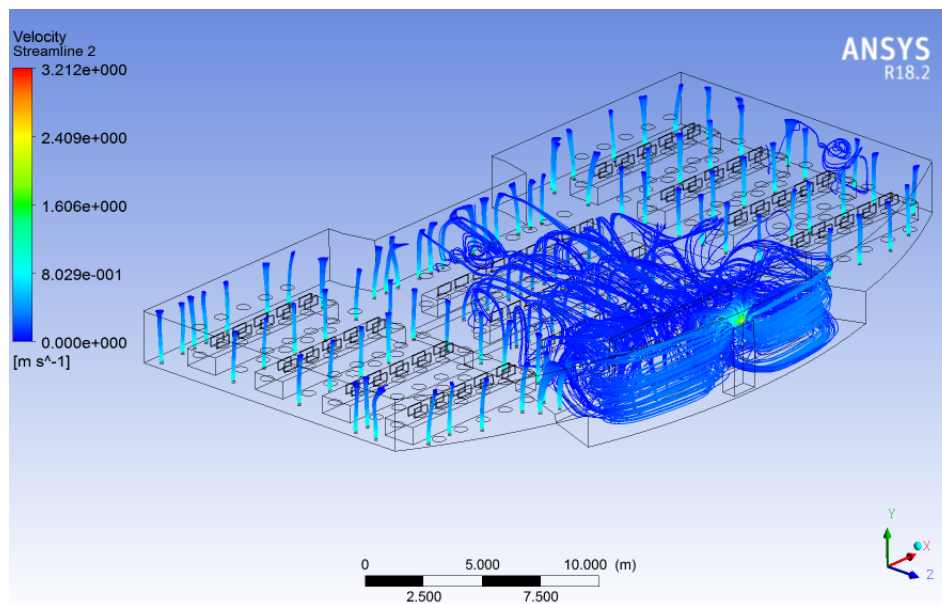


Figura 25 – Linhas de corrente do ar frio insuflado com *setpoint* de temperatura de água gelada a 10°C. Fonte: O autor

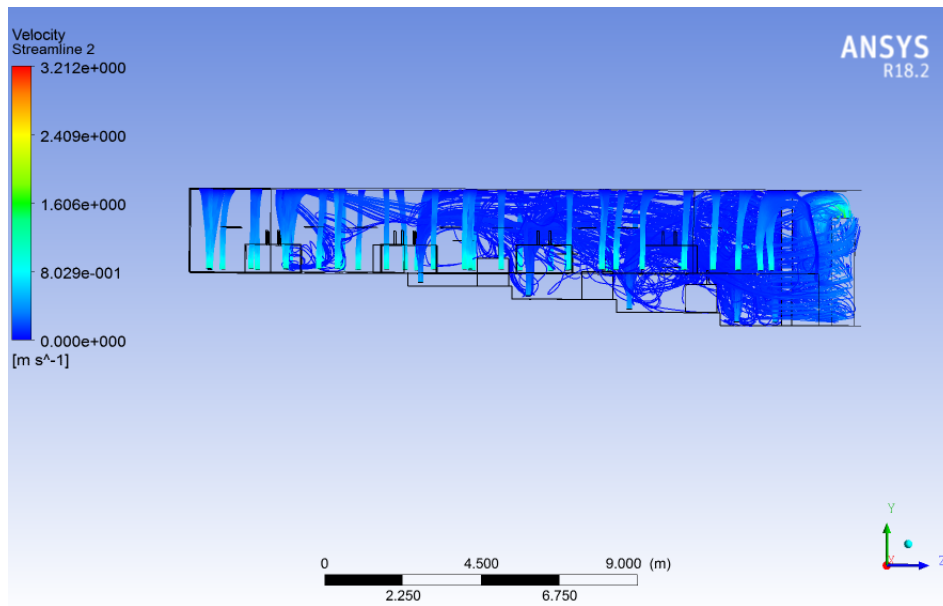


Figura 26 – Permanência do ar na região do primeiro nível da sala com *setpoint* de temperatura de água gelada a 10°C. Fonte: O autor

### 6.1.2 Condição de operação proposta

A simulação realizada com novos pontos de retorno de ar e com novos valores de temperatura do ar de insuflamento, devido à alteração do *setpoint* de temperatura de água gelada para 12°C, sugere pouca alteração na distribuição de temperatura da sala, predominante em 24°C (Figura 27).

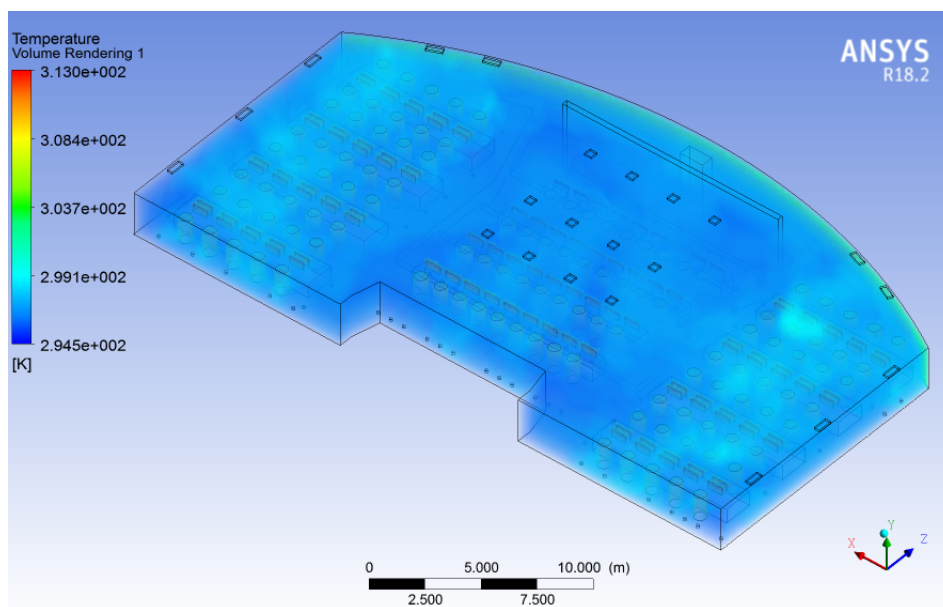


Figura 27 – Gradiente de temperatura da sala com *setpoint* de temperatura de água gelada a 12°C. Fonte: O autor

A Figura 28 mostra as linhas de corrente do ar insuflado na sala, indicando

novamente uma predominância do ar frio na área do primeiro nível. Entretanto, devido aos novos pontos de retorno de ar, principalmente sobre a área dos degraus, há uma melhor distribuição do fluxo de ar nessa região, e pouca quantidade de ar escoava para o duto de retorno atrás do painel de monitoramento.

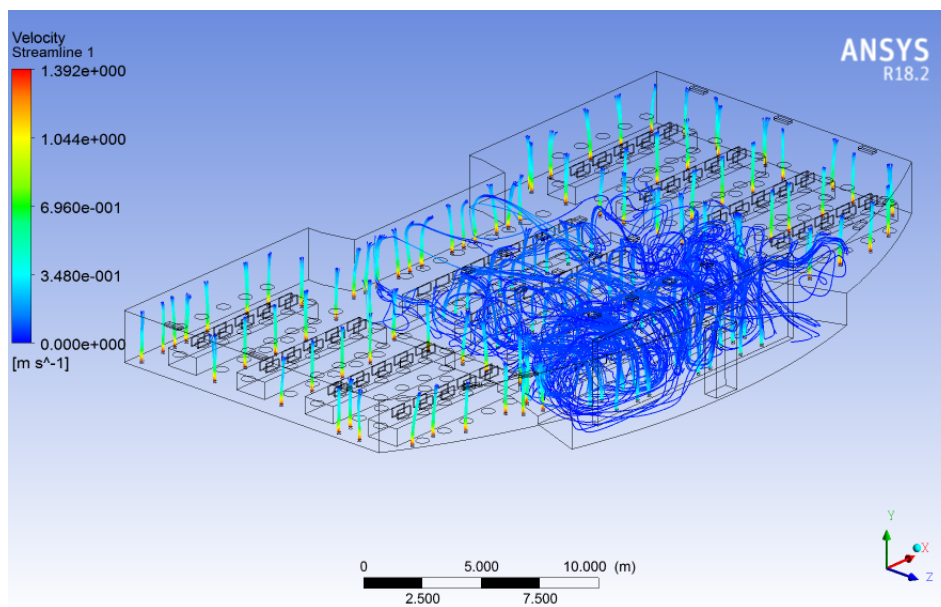


Figura 28 – Linhas de corrente do ar frio insuflado com *setpoint* de temperatura de água gelada a 12°C. Fonte: O autor

A simulação sugere que a instalação de novos pontos de retorno de ar no teto e a alteração do *setpoint* de temperatura de água gelada para 12°C pouco interferem na distribuição de temperatura da sala e, apesar da melhor distribuição, ainda há predominância do escoamento do ar para a região do primeiro nível.

A norma ABNT NBR 16401-2 especifica parâmetros de um ambiente interno capazes de produzir sensação de conforto térmico na maioria dos ocupantes utilizando vestimentas típicas da estação e em atividade sedentária ou leve (ABNT, 2008). Considerando o tipo de atividade desenvolvida pelos ocupantes da sala NOC como leve, foi definido essa norma como parâmetro de comparação entre as variáveis ambientais obtidas com a simulação da nova condição de operação proposta e os requisitos da norma para atingir-se uma sensação aceitável de conforto térmico.

As medições de temperatura e velocidade do ar foram tomadas a 0,1 m e 1,1 m do piso, conforme o item 6.2.3 da norma ABNT NBR 16401-2, considerando pessoas sentadas (ABNT, 2008). O item 5.3 da norma estabelece que a diferença de temperatura em um plano vertical, entre 0,1 m e 1,1 m do piso, deve ser inferior a 3 K ou 3°C. A Tabela 7 mostra as temperaturas do modelo simulado com as alterações propostas, onde a maior variação de temperatura no plano vertical ocorre no segundo degrau, atingindo 2°C.

Posição	Temperatura a 0,1 m do piso [°C]	Temperatura a 1,1 m do piso [°C]	Diferença de temperatura [°C]
Lado oeste/norte	23,7	24,6	0,9
Lado oeste/sul	22,9	23,1	0,2
Lado leste/norte	24,9	24,7	-0,2
Lado leste/sul	22,9	23,7	0,8
Centro (segundo nível)	23,5	23,4	-0,1
Primeiro degrau	24,3	25,3	1,0
Segundo degrau	26,3	24,3	-2,0
Terceiro degrau	24,4	25,3	0,9
Quarto degrau	23,7	23,7	0

Tabela 7 – Variação das temperaturas do modelo simulado obtidas a 0,1 m e 1,1 m do piso. Fonte: O autor

Para a velocidade do ar, foi considerado a estação do verão com roupas típicas da estação. O item 5.1 da norma estabelece velocidade média do ar em  $0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  (ABNT, 2008). Os valores simulados para as mesmas posições da Tabela 8 variaram entre  $0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$  e  $0,02 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ , dentro do limite estabelecido.

Posição	Velocidade a 0,1 m do piso [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	Velocidade a 1,1 m do piso [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]	Diferença de velocidade [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ ]
Lado oeste/norte	0	0	0
Lado oeste/sul	0	0	0
Lado leste/norte	0	0	0
Lado leste/sul	0	0	0
Centro (segundo nível)	0	0,10	0,10
Primeiro degrau	0	0,05	0,05
Segundo degrau	0	0,04	0,04
Terceiro degrau	0,02	0,02	0
Quarto degrau	0,02	0,04	0,02

Tabela 8 – Variação das velocidades do modelo simulado obtidas a 0,1 m e 1,1 m do piso. Fonte: O autor

## 6.2 Consumo de energia do *chiller*

Devido às constantes reclamações de desconforto térmico pelos ocupantes da sala NOC, a alteração do *setpoint* de temperatura de água gelada para  $10^\circ\text{C}$  foi uma das intervenções realizadas pela equipe de engenharia. A Tabela 9 mostra os parâmetros de operação do *chiller* centrífugo operando com *setpoint* de temperatura de água gelada em  $10^\circ\text{C}$  e  $12^\circ\text{C}$ .

<i>Setpoint 10°C</i>		<i>Setpoint 12°C</i>	
<i>Chiller</i>	Centrífugo	<i>Chiller</i>	Centrífugo
Fluido refrigerante	R-123	Fluido refrigerante	R-123
Pressão do refrigerante no condensador	128,2 kPa	Pressão do refrigerante no condensador	121,6 kPa
Pressão do refrigerante no evaporador	48,6 kPa	Pressão do refrigerante no evaporador	51,5 kPa
Temperatura do refrigerante no condensador	34,2°C	Temperatura do refrigerante no condensador	32,8°C
Temperatura do refrigerante no evaporador	8,9°C	Temperatura do refrigerante no evaporador	10,3°C

Tabela 9 – Parâmetros de operação do *chiller*. Fonte: O autor

Foram coletados os dados de consumo dos *chillers* entre os dias 3 e 27 dos meses de novembro de 2019 e 2020, operando a 10°C e 12°C, respectivamente. A escolha dos mesmos meses se deu pelas condições climáticas semelhantes, diminuindo as interferências nos resultados causadas por fatores externos, ainda que as variações possam ocorrer. O gráfico da Figura 29 mostra o consumo diário neste período.

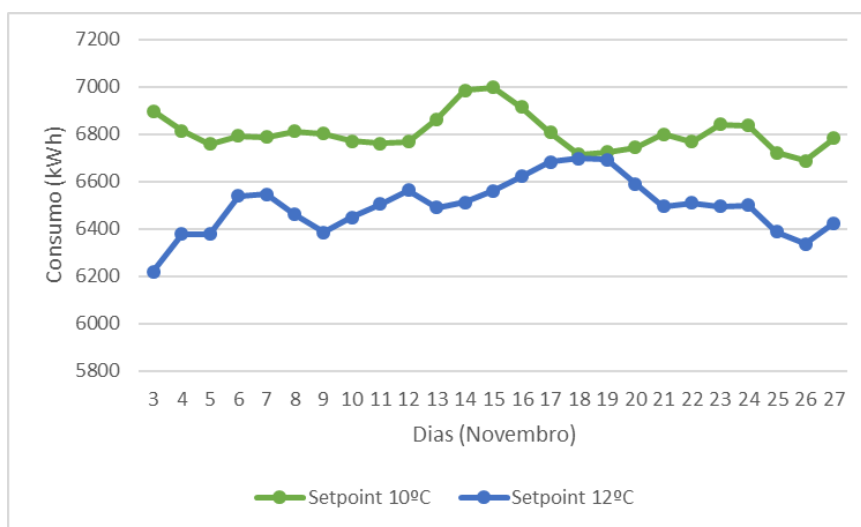


Figura 29 – Consumo diário dos *chillers* entre o período analisado. Fonte: O autor

Com o aumento de 2°C no *setpoint* de temperatura de água gelada o consumo médio diário dos chillers diminuiu de 6.806,21 kWh para 6.496,58 kWh, uma redução de 5%. O *lift* de pressão entre o condensador e o evaporador caiu de 79,6 kPa para 70,1kPa, diminuindo o trabalho de compressão realizado pelo compressor.

Para a análise do impacto na eficiência do *chiller* foram calculados os Coeficientes de Performance com base no consumo médio diário, considerando a operação em 525 TR de carga de refrigeração (75% da capacidade nominal). A Tabela 10 mostra a diferença do COP, de 6,5 para 6,8.

<i>Setpoint</i>	<i>COP</i>
10°C	6,5
12°C	6,8

Tabela 10 – COP calculado considerando o consumo médio diário. Fonte: O autor

### 6.2.1 Análise econômica

A redução no consumo de energia tem impacto na eficiência de toda a instalação apenas com a redução do *setpoint* de temperatura de água gelada. Para a análise econômica da redução no consumo, foi considerado a seguinte modalidade tarifária vigente (Tabela 11):

Tarifa:	Tarifa horária azul
Período:	Seco
Tarifa consumo ponta:	R\$ 0,7901793
Tarifa consumo fora ponta:	R\$ 0,5442512
Tarifa demanda ponta:	R\$ 28,7934619
Tarifa demanda fora ponta:	R\$ 11,1791810

Tabela 11 – Modalidade tarifária considerada. Fonte: O autor

Assumindo a variação na demanda insuficiente para uma readequação do valor contratado, foram consideradas apenas as tarifas de consumo ponta e fora ponta para análise do impacto econômico, desconsiderando, inclusive, possíveis cobranças por energia reativa excedente. Considerando o período analisado entre os dias 3 e 27 de novembro de ambos os anos com 19 dias úteis, onde a tarifa ponta se aplica, e o consumo médio diário constante ao longo do dia, a fatura de consumo dos *chillers* passou de R\$ 96.582,56 para R\$ 92.188,83, representando uma economia de R\$ 4.393,73 durante o período analisado. O potencial de economia anual com o aumento do *setpoint* de temperatura de água gelada em 2°C pode ser de R\$ 64.148,46.

Essa economia reflete o consumo de energia do compressor do *chiller* operando entre os novos limites de operação. Caso o motor do compressor fosse controlado por um inversor de frequência, alterando a velocidade de acordo com a demanda de carga, a operação seria mais otimizada e os resultados de economia de energia poderiam atingir maiores níveis. Essa realidade caracteriza instalações com *chillers* com compressores inverter.



## 7 Conclusões

Neste trabalho foi apresentado um referencial teórico das características do sistema de climatização e seu impacto no consumo de energia elétrica de *Data Centers*. Foi elaborado um estudo do sistema de climatização ineficiente da sala de monitoramento e operação de um *Data Center*, que devido ao desconforto térmico dos ocupantes, necessita operar com menor temperatura de água gelada, interferindo na eficiência energética de todo a instalação.

Foram realizadas duas simulações numéricas utilizando o recurso de Dinâmica dos Fluidos Computacional a fim de compreender o comportamento do sistema de climatização da sala. Após validação do modelo, foi realizado uma simulação considerando a proposta do aumento dos pontos de retorno de ar da sala e mudança do *setpoint* de temperatura de água gelada de 10°C para 12°C.

Os resultados mostraram uma redução de 5% no consumo médio de energia dos *chillers* com o aumento de 2°C no *setpoint* de temperatura de água gelada. Essa redução permitiu uma economia de R\$ 4.393,73 no período analisado durante 25 dias. Um sistema de climatização dedicado à sala de computadores do *Data Center* evita interferências de fatores ambientais de outras áreas da instalação e permite a operação em condições otimizadas de acordo com a necessidade das cargas críticas de TI.

Para trabalhos futuros sugere-se a avaliação de conforto térmico dos ocupantes individualmente nas estações de trabalho com maior refinamento da malha numérica, considerando as condições de temperatura e velocidade do ar insuflado, vestimentas e dados para determinação de parâmetros utilizando carta psicrométrica. Sugere-se ainda estudos para implantação de medidas de eficiência para outros componentes do sistema de água gelada e análise do consumo de energia do *chiller* operando com maior *setpoint* de temperatura de água gelada.

# Referências

- ABE, V. C. Determinação de parâmetros de operação de sistema de distribuição de ar frio pelo piso em ambientes de escritórios. São Paulo, 2007. Citado na página 36.
- AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELETRICA. Resolução normativa nº 414. 2010. Acessado em 24-11-2020. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/cedoc/bren2010414.pdf>>. Citado 2 vezes nas páginas 10 e 40.
- ANSYS. *ANSYS Fluent: User's guide*. [S.l.], 2013. Citado 4 vezes nas páginas 8, 46, 47 e 54.
- ASHRAE. *ASHRAE Handbook—HVAC Systems and Equipment*. [S.l.], 2016. Atlanta. Citado 8 vezes nas páginas 8, 25, 26, 27, 30, 31, 43 e 44.
- ASHRAETC9.9. *Data Center Power Equipment Thermal Guidelines and Best Practices*. [S.l.], 2016. Citado na página 32.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TECNICAS. *ABNT NBR 16401: Instalações de ar-condicionado - sistemas centrais e unitários*. [S.l.], 2008. 60 p. Rio de Janeiro. Citado 3 vezes nas páginas 52, 60 e 61.
- BARBOSA, M. P. Estudo de viabilidade de sistemas de renovação de ar variável e recuperação de energia em unidades de ar condicionado. Brasília, 2017. Citado na página 45.
- CHAPMAN, S. J. *Fundamentos de máquinas elétricas*. Porto Alegre, 2013. ISBN 978-85-8055-206-5. Citado 2 vezes nas páginas 20 e 43.
- CORRÊA, P. C. P. Metodologia numérica de otimização de data centers por análise de cfd. Brasília, 2014. Citado 4 vezes nas páginas 19, 21, 23 e 32.
- DATACENTER KNOWLEDGE. Study: Data centers responsible for 1 percent of all electricity consumed worldwide. 2020. Acessado em 18-11-2020. Disponível em: <<https://www.datacenterknowledge.com/energy/study-data-centers-responsible-1-percent-all-electricity-consumed-worldwide>>. Citado 2 vezes nas páginas 16 e 36.
- ELETROBRÁS. *Resultado Procel 2018: Ano base 2017*. Brasília, 2018. Citado na página 15.
- ELLAN. *Rack para Servidor*. [S.l.], 2020. Acessado em 10-12-2020. Disponível em: <<https://ellan.com.br/rack-para-servidor>>. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 39.
- FROTA, A. B.; SCHIFFER, S. R. *Manual de Conforto Térmico*. São Paulo, Brasil, 2001. Citado 4 vezes nas páginas 33, 34, 35 e 52.
- GOOGLE. Google data centers: Eficiência. 2020. Acessado em 18-11-2020. Disponível em: <<https://www.google.com/intl/pt-BR/about/datacenters/efficiency>>. Citado na página 38.

- GOSNEY, W. B. *Principles of Refrigeration*. London: [s.n.], 1982. Citado na página 23.
- HITACHI. *Chiller Centrífugo de Alta Eficiência INVERTER: Série gxg-sit/gsg-sit 300 a 1.000 tr.* [S.l.], 2015. Citado na página 44.
- INMETRO. *Portaria n.º 50 - Anexo geral V - Catálogo de propriedades térmicas de paredes, coberturas e vidros.* [S.l.], 2013. Citado na página 52.
- JÚNIOR, N. F. T. Levantamento de processos e indicadores em área de gerenciamento de facilidades em data center de empresa do setor bancário - um estudo de caso. São Paulo, p. 85, 2016. Citado na página 48.
- LEITE, B. C. C. Sistema de ar condicionado com insuflamento pelo piso em ambientes de escritórios: avaliação do conforto térmico e condições de operação. São Paulo, 2003. Citado 2 vezes nas páginas 35 e 36.
- MARÈ, R. M. Estudo da eficiência da ventilação em sistema de climatização com distribuição do ar pelo piso. São Paulo, 2010. Citado na página 36.
- MARIN, P. S. *Data Centers engenharia: infraestrutura física*. São Paulo, 2016. ISBN 978-85-69397-01-4. Citado 10 vezes nas páginas 8, 16, 20, 21, 22, 32, 37, 38, 39 e 41.
- MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. *Uso de ar condicionado no Setor Residencial Brasileiro: Perspectivas e contribuições para o avanço em eficiência energética*. Brasília, 2018. Citado na página 15.
- MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. *Ar condicionado: Guia prático sobre sistemas de água gelada*. Brasília, 2017. Citado 7 vezes nas páginas 15, 29, 30, 33, 41, 42 e 43.
- NUNES, T. K. Modelagem, simulação e otimização de sistemas de refrigeração por compressão de vapor. 2015. Citado 2 vezes nas páginas 16 e 24.
- PEÑALOZA, W. Erp a savior or slayer of enterprise competitiveness. Suíça, França, 2003. Disponível em: <<http://bu.ufsc.br/framerefer.html>>. Citado na página 48.
- PROCEL. *Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial: Livro técnico*. Rio de Janeiro, 2005. Citado 2 vezes nas páginas 29 e 31.
- SARAIVA, L. P. Desenvolvimento de uma planilha de excel para o cálculo de carga térmica para climatização de ambientes para conforto térmico. 2015. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 34.
- SILVA, J. D. C. Simulação e experimentação de sistemas de distribuição de ar em câmaras refrigeradas. Campinas, São Paulo, 2013. Citado na página 45.
- SILVA, P. A. S. F. Simulação numérica e de campo para avaliação de um sistema por resfriamento evaporativo em uma praça de alimentação. Brasília, 2011. Citado 2 vezes nas páginas 45 e 46.
- STOECKER, W. F.; JONES, J. W. *Refrigeração e ar condicionado*. [S.l.], 1985. Citado na página 33.
- TRANE. *Resfriadores CenTraVac™ CVHE, CVHF, CVHG. Resfriados a Água. Com Controle Tracer AdaptiView™: Instalação, operação e manutenção*. [S.l.], 2011. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 29.

- TRANE. Unidades fancoletes de água gelada trane. 2020. Acessado em 19-11-2020. Disponível em: <<https://www.trane.com/commercial/latin-america/br/pt/products-systems/equipment/Fancoletes/FWC-FWH1.html>>. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 51.
- TROX. *Floor diffusers*: Type fb. [S.l.], 2010. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 36.
- UPTIME INSTITUTE. Annual data center survey results. 2019. Citado na página 38.
- UPTIME INSTITUTE. Data center energy use goes up and up and up. 2020. Acessado em 18-11-2020. Disponível em: <<https://journal.uptimeinstitute.com/data-center-energy-use-goes-up-and-up>>. Citado na página 36.
- UPTIME INSTITUTE. *Post-pandemic data centers*. Seattle, 2020. Citado na página 19.
- VERAS, M. *Virtualização: Componente central do datacenter*. São Paulo: [s.n.], 2011. Citado 2 vezes nas páginas 37 e 38.
- VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics*. Harlow: [s.n.], 2007. Segunda edição. Citado 3 vezes nas páginas 44, 45 e 46.
- VILAIN, R. *Projeto de Câmaras frias de pequeno porte*. [S.l.], 2018. Citado 2 vezes nas páginas 27 e 28.
- WADA, J. K. O. Análise da eficiência energética dos sistemas de climatização centralizada; estudo de caso no polo industrial de manaus. 2016. Citado na página 42.
- WADA, J. K. O. et al. Comparação entre a climatização por chiller de parafuso e por chiller centrífugo. v. 11, n. 128, 2016. Citado na página 29.
- ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. *Termodinâmica*. [S.l.], 2013. 1018 p. Citado 4 vezes nas páginas 8, 24, 25 e 27.

# Anexos

Medições difusores de piso				
Área	Coordenada	Velocidade (m/s)	Setpoint 10°C	Setpoint 12°C
			Temperatura (°C)	Temperatura (°C)
2° nível	AC46	1	21,1	22
	Z46	0,18	22,1	22,1
	W46	1,34	21	18,4
	T46	2,04	19,3	17,9
	R46	1,99	19,4	18,8
	O46	2,03	19,4	18,7
	M46	2,11	19,5	18,8
	I46	0	21,4	19,4
	E46	2,1	21,3	19,9
	E49	0	21,8	20,4
	E52	2,1	20,7	19,6
	G53	1,86	20,4	19,8
	H56	2,11	21,7	20,3
	J55	0,29	21,4	20,2
	K56	2,06	21	20
	J53	0	22,7	20,7
	J51	2,1	21,5	21
	J49	0,2	21,7	21,1
	M55	2,04	21,8	19,9
	M54	2,16	21,3	19,3
	M52	2,13	21	19,7
	M50	1,97	20,9	20,1
	N56	1,96	21,8	21
	Q55	0,12	22,4	22,7
	Q54	0,11	22,6	22,7
	Q52	0,2	22,6	22,6
	Q50	0,2	22,7	22,7
	X#	0	23,9	21,5
	AA#	1,9	23,5	21,7
	AC56	2,13	22,8	22,5
	AC55	1,38	22,9	22
	AC53	1,92	22,7	22,1
	AC51	0,1	22,7	22,3
	AC49	0,05	23	22,3
	Z36	0,68	23,5	22,6
	Z35	0,73	23,3	22,6
	Z33	0,26	23,1	22,5
	Z32	0,34	22,9	22,5
	Z31	0,71	22,3	22,5
	Z30	0,72	22,2	22,5
Z29	0,7	22,3	22,6	
Z28	0,83	22,1	22,6	
Z27	0,77	22,1	22,7	
Z25	0,62	21,8	22,7	
Z23	0,18	21,8	22,8	
Z21	0,65	21,3	22,8	
AC14	1,98	22,3	22,8	

AC12	1,78	21,7	22,8
AC10	1,75	21,5	22,9
AC8	1,66	21,4	22,9
AC6	1,7	21,3	22,8
AC4	1,71	21,2	22,8
AC2	1,91	21,2	22,8
Z15	1,66	20,4	23,1
X15	1,61	20,7	23
T15	1,74	20,6	22,5
R15	1,7	18,8	22,2
O15	1,7	18,4	21,8
M15	1,71	18	21,5
J15	1,71	18	21,3
H15	1,71	18,3	21,2
G14	1,71	20,3	21,2
E14	1,85	19,9	21,2
D12	1,77	19,7	21,3
G11	1,73	18,8	21,8
G9	1,76	18,7	21,8
E8	1,79	20,6	21,7
E6	1,8	20,5	21,8
H1	1,74	21,2	21,7
K3	1,76	19,8	21,6
K1	1,68	19,8	21,7
N8	1,67	21,8	21,2
N6	1,77	20,7	21,4
N4	1,73	19,4	21,5
N2	1,69	19,3	21,6
Q8	1,77	20,6	21,3
Q6	1,71	20,2	21,5
Q4	1,79	19,4	21,7
Q2	1,72	19	21,8
T21	0,24	22,4	22,1
T22	0,69	21,8	22,1
T23	0,68	21,3	22,1
T24	0,68	20,8	22,1
T25	0,71	20,9	22,1
T26	0,71	20,9	22,1
T27	0,73	20,8	22,1
T28	0,48	20,9	22,1
T30	0,43	20,9	22,1
T31	0,03	21	22,1
T32	0,63	20,7	22,1
T33	0,41	20,1	22
T34	0,35	19,3	21,8
T36	0,53	19,4	21,7
O21	0,72	20,3	22
O23	0,63	19,9	21,9
O24	0,6	19,9	21,9
O25	0,68	19,8	21,8

1° nível	O27	0,69	19,7	21,8
	O28	0,7	19,8	21,8
	O29	0,69	19,9	21,8
	O31	0,73	20	21,8
	O32	0,07	20	21,8
	O33	0,73	20,6	21,7
	O35	0,52	20,5	21,6
	O37	0,15	20,4	21,4
	J21	0,54	22,2	21,7
	J22	0,57	21,5	21,6
	J23	0,64	20,8	21,6
	J24	0,69	20,4	21,6
	J25	0,06	20,7	21,6
	J26	0,65	20,5	21,6
	J27	0,01	20,4	21,7
	J28	0,14	20,7	21,7
	J30	0,06	20,9	21,7
	J31	0,1	21,1	23,1
	J32	0,14	21,2	22,5
	J33	0,02	21,2	22,4
	J34	0,07	21,3	22,1
	J36	0,71	21,2	21,9
	F21	0,67	19,2	21,7
	F22	0,63	19,1	21,6
	F23	0,56	19,1	21,6
	F25	0,65	19,1	21,5
	F27	0,61	19,3	21,4
	F29	0,64	19,4	21,2
	F30	0,69	19,5	21,2
	F31	0,44	19,7	21,2
	F33	0,69	19,8	21,1
	F35	0,03	20	21,1
	F36	0,8	19,77	21,1
	D21	0,68	19,7	21,3
D23	0,68	19,4	21,2	
D25	0,6	19,4	21,2	
D26	0,59	19,5	21,2	
D32	0,62	19,7	21,1	
D33	0,55	19,7	21	
D34	0,58	19,6	20,9	
RETORNO		3,22	23,6	25,2





**Data Log Table Display**

<b>Date and Time</b>	<b>CAG-1- MULTIMEDIDOR- URL-03, kWh System Total</b>	<b>CAG-1- MULTIMEDIDOR- URL-02, kWh System Total</b>	<b>CAG-1- MULTIMEDIDOR- URL-01, kWh System Total</b>	<b>CAG-2- MULTIMEDIDOR- URL-06, kWh System Total</b>	<b>CAG-2- MULTIMEDIDOR- URL-05, kWh System Total</b>	<b>CAG-2- MULTIMEDIDOR- URL-04, kWh System Total</b>
01 Nov 2019 1:00 PM	3195,474 kWh	751219,813 kWh	1500646,750 kWh	3155,572 kWh	1359990,750 kWh	1345248,375 kWh
02 Nov 2019 1:00 PM	3195,474 kWh	751219,813 kWh	1507543,625 kWh	3155,572 kWh	1359990,750 kWh	1345248,375 kWh
03 Nov 2019 1:00 PM	3195,631 kWh	751219,813 kWh	1514358,500 kWh	3155,572 kWh	1359990,750 kWh	1345248,375 kWh
04 Nov 2019 1:00 PM	3195,631 kWh	751219,813 kWh	1521116,500 kWh	3155,572 kWh	1359990,750 kWh	1345248,375 kWh
05 Nov 2019 1:00 PM	3195,631 kWh	751219,813 kWh	1527909,500 kWh	3155,572 kWh	1359990,750 kWh	1345248,375 kWh
06 Nov 2019 1:00 PM	3195,631 kWh	751219,813 kWh	1534698,125 kWh	3155,572 kWh	1359990,750 kWh	1345248,375 kWh
07 Nov 2019 1:00 PM	3195,631 kWh	751219,813 kWh	1541509,375 kWh	3155,572 kWh	1359990,750 kWh	1345248,375 kWh
08 Nov 2019 1:00 PM	3195,631 kWh	751219,813 kWh	1548311,625 kWh	3155,572 kWh	1359990,750 kWh	1345248,375 kWh
09 Nov 2019 1:00 PM	3195,631 kWh	751219,813 kWh	1555082,500 kWh	3155,572 kWh	1359990,750 kWh	1345248,375 kWh
10 Nov 2019 1:00 PM	3195,631 kWh	751219,813 kWh	1561843,875 kWh	3155,572 kWh	1359990,750 kWh	1345248,375 kWh
11 Nov 2019 1:00 PM	3195,631 kWh	751219,813 kWh	1568612,875 kWh	3155,572 kWh	1359990,750 kWh	1345248,375 kWh
12 Nov 2019 1:00 PM	3195,631 kWh	751219,813 kWh	1575475,750 kWh	3155,572 kWh	1359990,750 kWh	1345248,375 kWh
13 Nov 2019 1:00 PM	3195,631 kWh	751219,813 kWh	1582461,125 kWh	3155,572 kWh	1359990,750 kWh	1345248,375 kWh
14 Nov 2019 1:00 PM	3195,631 kWh	751219,813 kWh	1589459,000 kWh	3155,572 kWh	1359990,750 kWh	1345248,375 kWh
15 Nov 2019 1:00 PM	3195,631 kWh	751219,813 kWh	1596373,000 kWh	3155,572 kWh	1359990,750 kWh	1345248,375 kWh
16 Nov 2019	3195,631 kWh	751219,813 kWh	1603179,125 kWh	3155,572 kWh	1359990,750 kWh	1345248,375 kWh

1:00 PM 17 Nov 2019	3195,631 kWH	751219,813 kWH	1609894,750 kWH	3155,572 kWH	1359990,750 kWH	1345248,375 kWH
1:00 PM 18 Nov 2019	3195,631 kWH	751219,813 kWH	1616620,000 kWH	3155,572 kWH	1359990,750 kWH	1345248,375 kWH
1:00 PM 19 Nov 2019	3195,631 kWH	751219,813 kWH	1623363,500 kWH	3155,572 kWH	1359990,750 kWH	1345248,375 kWH
1:00 PM 20 Nov 2019	3195,631 kWH	751219,813 kWH	1630163,000 kWH	3155,572 kWH	1359990,750 kWH	1345248,375 kWH
1:00 PM 21 Nov 2019	3195,631 kWH	751219,813 kWH	1636931,750 kWH	3155,572 kWH	1359990,750 kWH	1345248,375 kWH
1:00 PM 22 Nov 2019	3195,631 kWH	751219,813 kWH	1643773,375 kWH	3155,572 kWH	1359990,750 kWH	1345248,375 kWH
1:00 PM 23 Nov 2019	3195,631 kWH	751219,813 kWH	1650609,125 kWH	3155,572 kWH	1359990,750 kWH	1345248,375 kWH
1:00 PM 24 Nov 2019	3195,631 kWH	751219,813 kWH	1657332,125 kWH	3155,572 kWH	1359990,750 kWH	1345248,375 kWH
1:00 PM 25 Nov 2019	3195,631 kWH	751219,813 kWH	1664019,875 kWH	3155,572 kWH	1359990,750 kWH	1345248,375 kWH
1:00 PM 26 Nov 2019	3195,631 kWH	751219,813 kWH	1670802,000 kWH	3155,572 kWH	1359990,750 kWH	1345248,375 kWH
1:00 PM 27 Nov 2019	3195,631 kWH	751219,813 kWH	1677662,750 kWH	3155,572 kWH	1359990,750 kWH	1345248,375 kWH
1:00 PM 28 Nov 2019	3195,631 kWH	751219,813 kWH	1684552,125 kWH	3155,572 kWH	1359990,750 kWH	1345248,375 kWH
1:00 PM 29 Nov 2019	3195,631 kWH	751219,813 kWH	1691421,250 kWH	3155,572 kWH	1359990,750 kWH	1345248,375 kWH
1:00 PM 30 Nov 2019	3195,631 kWH	751219,813 kWH	1698398,625 kWH	3155,572 kWH	1359990,750 kWH	1345248,375 kWH



**Data Log Table Display**

<b>Date and Time</b>	<b>CAG-1- MULTIMEDIDOR- URL-03, kWh System Total</b>	<b>CAG-1- MULTIMEDIDOR- URL-02, kWh System Total</b>	<b>CAG-1- MULTIMEDIDOR- URL-01, kWh System Total</b>	<b>CAG-2- MULTIMEDIDOR- URL-06, kWh System Total</b>	<b>CAG-2- MULTIMEDIDOR- URL-05, kWh System Total</b>	<b>CAG-2- MULTIMEDIDOR- URL-04, kWh System Total</b>
02 Nov 2020 1:25 PM	4273,175 kWh	856730,438 kWh	2535481,250 kWh	3944,508 kWh	2049574,625 kWh	2029560,125 kWh
03 Nov 2020 1:00 PM	4273,175 kWh	856730,438 kWh	2535481,250 kWh	3944,508 kWh	2055794,375 kWh	2029560,125 kWh
04 Nov 2020 1:00 PM	4273,175 kWh	856730,438 kWh	2541091,500 kWh	3944,508 kWh	2056562,875 kWh	2029560,125 kWh
05 Nov 2020 1:00 PM	4273,175 kWh	862495,938 kWh	2541253,000 kWh	3944,508 kWh	2056562,875 kWh	2030011,000 kWh
06 Nov 2020 1:00 PM	4273,175 kWh	863657,625 kWh	2541253,000 kWh	3944,508 kWh	2056562,875 kWh	2035388,250 kWh
07 Nov 2020 1:00 PM	4273,175 kWh	863657,625 kWh	2541613,750 kWh	3944,508 kWh	2056562,875 kWh	2041574,500 kWh
08 Nov 2020 1:00 PM	4273,175 kWh	863657,625 kWh	2541613,750 kWh	3944,508 kWh	2056562,875 kWh	2048034,250 kWh
09 Nov 2020 1:00 PM	4273,175 kWh	863657,625 kWh	2541613,750 kWh	3944,508 kWh	2056562,875 kWh	2054419,750 kWh
10 Nov 2020 1:00 PM	4273,175 kWh	863657,625 kWh	2541613,750 kWh	3944,508 kWh	2056562,875 kWh	2060867,750 kWh
11 Nov 2020 1:00 PM	4273,175 kWh	863657,625 kWh	2541613,750 kWh	3944,508 kWh	2056562,875 kWh	2067372,125 kWh
12 Nov 2020 1:00 PM	4273,175 kWh	863657,625 kWh	2541613,750 kWh	3944,508 kWh	2056562,875 kWh	2073935,750 kWh
13 Nov 2020 1:00 PM	4273,175 kWh	863657,625 kWh	2541613,750 kWh	3944,508 kWh	2056562,875 kWh	2080425,250 kWh
14 Nov 2020 1:00 PM	4273,175 kWh	863657,625 kWh	2542817,750 kWh	3944,508 kWh	2056562,875 kWh	2085732,625 kWh
15 Nov 2020 1:00 PM	4273,175 kWh	863657,625 kWh	2549378,250 kWh	3944,508 kWh	2056562,875 kWh	2085732,625 kWh
16 Nov 2020 1:00 PM	4273,175 kWh	863657,625 kWh	2555999,250 kWh	3944,508 kWh	2056562,875 kWh	2085732,625 kWh
17 Nov 2020	4273,175 kWh	863657,625 kWh	2562681,500 kWh	3944,508 kWh	2056562,875 kWh	2085732,625 kWh

1:00 PM 18 Nov 2020	4273,175 kWH	863657,625 kWH	2568657,250 kWH	3944,508 kWH	2056917,000 kWH	2086099,125 kWH
1:00 PM 19 Nov 2020	4273,175 kWH	868633,688 kWH	2568657,250 kWH	3984,759 kWH	2058444,250 kWH	2086247,875 kWH
1:00 PM 20 Nov 2020	4273,175 kWH	875225,000 kWH	2568657,250 kWH	3984,759 kWH	2058444,250 kWH	2086247,875 kWH
1:00 PM 21 Nov 2020	4273,175 kWH	881719,750 kWH	2568657,250 kWH	3984,759 kWH	2058444,250 kWH	2086247,875 kWH
1:00 PM 22 Nov 2020	4273,175 kWH	886758,938 kWH	2568657,250 kWH	3984,759 kWH	2059915,125 kWH	2086247,875 kWH
1:00 PM 23 Nov 2020	4273,175 kWH	892449,375 kWH	2568657,250 kWH	3984,759 kWH	2060720,000 kWH	2086247,875 kWH
1:00 PM 24 Nov 2020	4273,175 kWH	898534,375 kWH	2568915,750 kWH	3984,759 kWH	2060876,000 kWH	2086247,875 kWH
1:00 PM 25 Nov 2020	4273,175 kWH	904920,938 kWH	2568915,750 kWH	3984,759 kWH	2060876,000 kWH	2086247,875 kWH
1:00 PM 26 Nov 2020	4273,175 kWH	911199,625 kWH	2568915,750 kWH	3984,759 kWH	2060932,000 kWH	2086250,000 kWH
1:00 PM 27 Nov 2020	4273,175 kWH	911199,625 kWH	2568915,750 kWH	3994,245 kWH	2067322,375 kWH	2086273,500 kWH