

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE SANTA  
CATARINA - IFSC

ANDRÉ CARLESSO MORGANTI  
RAFAEL ONDINO DE SOUZA

CLIMATIZAÇÃO UTILIZANDO RESFRIAMENTO EVAPORATIVO: ESTUDO  
TEÓRICO DA APLICABILIDADE EM COMPARAÇÃO COM O SISTEMA DE  
CLIMATIZAÇÃO CONVENCIONAL

Joinville - SC

2022

ANDRÉ CARLESSO MORGANTI  
RAFAEL ONDINO DE SOUZA

CLIMATIZAÇÃO UTILIZANDO RESFRIAMENTO EVAPORATIVO: ESTUDO  
TEÓRICO DA APLICABILIDADE EM COMPARAÇÃO COM O SISTEMA DE  
CLIMATIZAÇÃO CONVENCIONAL

Trabalho de Conclusão de Curso  
apresentado ao Bacharelado em  
Engenharia Mecânica do Câmpus  
Joinville do Instituto Federal de  
Educação, Ciência e Tecnologia de  
Santa Catarina para obtenção do  
diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Charles  
Sóstenes Assunção.

Joinville - SC

2022

Morgantti, André Carlesso.

Climatização utilizando resfriamento evaporativo: estudo teórico da aplicabilidade em comparação com o sistema de climatização convencional / André Carlesso Morgantti, Rafael Ondino de Souza. – Joinville, SC, 2022. 124 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, Curso de Bacharelado Engenharia Mecânica, Joinville, SC, 2022.

Orientador: Charles Sóstenes Assunção.

Climatização. Resfriamento Evaporativo. Conforto Térmico. I. Souza, Rafael Ondino de. II. Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia de Santa Catarina. III. Título.

CLIMATIZAÇÃO UTILIZANDO RESFRIAMENTO EVAPORATIVO: ESTUDO  
TEÓRICO DA APLICABILIDADE EM COMPARAÇÃO COM OS SISTEMAS DE  
CLIMATIZAÇÃO CONVENCIONAL

ANDRÉ CARLESSO MORGANTI  
RAFAEL ONDINO DE SOUZA

Este trabalho foi julgado adequado para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina, e aprovado na sua forma final pela comissão avaliadora abaixo indicada.

Joinville, \_\_\_\_\_ de \_\_\_\_\_ de 2022

---

Prof. Dr. Charles Sóstenes Assunção  
Orientador  
Instituto Federal de Santa Catarina

---

Prof. Dr. Evandro Rodrigo Dário  
Convidado  
Instituto Federal de Santa Catarina

---

Eng. João Carlos Gonzaga Junior  
Convidado

Arplus Engenharia

Dedicamos este trabalho aos nossos familiares, por todo o apoio e confiança em nós depositados; e aos nossos professores, pela paciência e apoio que recebemos durante a elaboração do mesmo.

## **AGRADECIMENTOS**

Aos nossos familiares e companheiros, pela compreensão e por compartilharem do nosso ideal, incentivando-nos a prosseguir a jornada, fossem quais fossem os obstáculos e por sempre estarem ao nosso lado.

Ao Professor Doutor Charles Sóstenes Assunção, por ter aceitado ser nosso orientador e especialmente pela motivação, incentivo e empenho dedicado para nos auxiliar na construção deste Trabalho de Conclusão de Curso.

Ao Engenheiro Mecânico João Carlos Gonzaga Junior pelo conhecimento compartilhado e em especial pela paciência e atenção que foram fundamentais durante este período.

Ao Engenheiro Mecânico Jefferson Luiz Fontana Carara e a Munters Brasil por terem nos recebido de forma incrível, compartilhando o conhecimento e nos apresentando suas instalações.

A todos que direta ou indiretamente fazem parte da construção deste trabalho e da nossa formação, o nosso muito obrigado.

“Inteligência é a habilidade de se adaptar às mudanças.” – Stephen Hawking



## RESUMO

Este estudo busca analisar a viabilidade de utilização do resfriamento evaporativo em sistemas de climatização em substituição aos sistemas convencionais através de um comparativo entre eles. O comparativo tem por objetivo compreender se a aplicabilidade do sistema de climatização através de resfriamento evaporativo pode apresentar uma resposta positiva considerando as seguintes variáveis que podem afetar o seu resultado: conforto térmico, condições climáticas das regiões que serão analisadas, características internas e externas dos ambientes e o tipo de carga térmica dos ambientes que serão analisados, eficiência energética, custos operacionais, e impactos ambientais que esta substituição pode ocasionar. Selecionou-se as cidades de Brasília/DF e Belém/PA para este estudo pois apresentam características climáticas distintas, a primeira com altas temperaturas e baixa umidade relativa e a segunda com altas temperaturas e alta umidade relativa. Além das cidades, selecionou-se dois ambientes para a análise, uma sala de painéis e um refeitório, pois ambos são comumente encontrados na indústria e apresentam modelos de edificação distintos. Para auxiliar no planejamento e execução dos cálculos utilizados para o comparativo, aplicou-se a utilização do software CAD para o desenvolvimento das plantas que apresentam as informações dos ambientes e o software HAP para analisar as características da carga térmica em função do ambiente e da localização, assim como as fórmulas presentes na revisão de literatura. Conclui-se com este trabalho que a utilização do sistema de climatização evaporativo mostrou ser uma alternativa interessante ao sistema de climatização convencional, por apresentar um ótimo desempenho e custos inferiores quando aplicado em regiões de alta temperatura e baixa umidade, pois as condições climáticas externas do ambiente precisam ser consideradas nesta análise. Além disso, compreende-se que a continuidade dos estudos pertinentes ao tema mostra-se essencial para capacitar profissionais na correta utilização desta alternativa sustentável.

**Palavras-chave:** Climatização. Resfriamento Evaporativo. Conforto Térmico.

## **ABSTRACT**

This study analyzes the feasibility of using evaporative cooling in air conditioning systems to replace the conventional systems through a comparison between them. This comparison goal is to understand if the applicability of the air conditioning system through evaporative cooling has a positive response considering the following variables that can affect your result: thermal comfort, weather condition of the regions that will be studied, internal and external features and the type of thermal load of the environments that will be analyzed, energy efficiency, operational costs, and environmental impacts that this replacement can cause. The cities of Brasilia, DF and Belem, PA were selected for this study because they have distinct weather conditions. The first one has high temperatures and low relative air humidity, and the second one has high temperatures and high relative air humidity. In addition to cities chosen, two environments were selected for analysis, a panel room and a dining hall, as both are commonly found in industrial buildings and have distinct construction structures. To assist the planning and execution of calculations used in the comparison, CAD software was used for the development of plans which provide information from the environments studied, and HAP software was used to analyze the thermal load features depending on the environment and location, as well the formulas present in the literature review were used. This study concluded that the use of an evaporative air conditioning system proved to be an interesting alternative to conventional air conditioning systems. Because, evaporative air conditioning system presents excellent performance and lower cost when used in areas of high temperature and low humidity, the external climatic conditions of the environment need to be considered in this analysis. Furthermore, it is understood that the continuity of studies relevant to the theme is essential to qualify professionals in the correct use of this sustainable alternative.

Keywords: Air Conditioning. Evaporative Cooling. Thermal Comfort.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Principais destaques de política de eficiência energética	31
Figura 2 – Consumo por classe	32
Figura 3 – Climas brasileiros	33
Figura 4 - Energia evitada acumulada (TWh) - cenários A, B e C, com taxa anual de crescimento de 3% no volume de vendas	36
Figura 5 - Evolução do consumo (TWh) - cenários atual, A, B e C, com taxa anual de crescimento de 3% no volume de vendas	3
Figura 6 - Principais parâmetros relacionados ao conforto térmico em ambientes climatizados	39
Figura 7 - Diagrama psicrométrico e condições de conforto para inverno e verão	40
Figura 8 - Ilustração do diagrama psicrométrico	43
Figura 9 - Infiltração de ar exterior	51
Figura 10 – Representação ciclo de refrigeração	54
Figura 11 – Diagrama temperatura x entropia para ciclo de refrigeração	55
Figura 12 – Demonstrativo de funcionamento do processo de resfriamento evaporativo	57
Figura 13 – Carta psicrométrica para processo evaporativo adiabático	57
Figura 14 - Planta baixa sala de painéis	61
Figura 15 - Corte A-A	62
Figura 16 - Planta baixa refeitório	64
Figura 17 - Corte A-A	65
Figura 18 - Vista geral da interface do software HAP	69
Figura 19 – Eficiência de saturação	71
Figura 20 – Catálogo de seleção Munters	73
Figura 21 – Catálogo de seleção Carrier	74
Figura 22 – Desempenho do equipamento	75
Figura 23 - Variação média mensal da temperatura de bulbo seco e da temperatura de bulbo úmido para a cidade de Brasília/DF	76
Figura 24 - Variação média mensal da temperatura de bulbo seco e da temperatura de bulbo úmido para a cidade de Belém/PA	76

Figura 25 - Frequência de ocorrência das temperaturas de bulbo seco ao longo do ano para Brasília/DF	77
Figura 26 - Frequência de ocorrência das temperaturas de bulbo seco ao longo do ano para Belém/PA	78
Figura 27 - Variação da umidade relativa média para a cidade de Brasília/DF	79
Figura 28 - Variação da umidade relativa média para a cidade de Belém/PA	79
Figura 29 - Carga térmica média mensal para a sala de painéis em Brasília/DF	82
Figura 30 - Carga térmica média mensal para a sala de painéis em Belém/PA	82
Figura 31 - Carga térmica média mensal para o refeitório em Brasília/DF	85
Figura 32 - Carga térmica média mensal para o refeitório em Belém/PA	85
Figura 33 - Comparativo entre temperaturas externas e internas médias para a sala de painéis em Brasília/DF	89
Figura 34 - Vazão necessária do equipamento evaporativo para manter a temperatura constante no interior do recinto	90
Figura 35 - Diagrama psicrométrico com as condições no interior da sala de painéis para o dia de projeto	92
Figura 36 - Comparativo entre as temperaturas externas e internas médias para a sala de painéis em Belém/PA	94
Figura 37 - Comparativo entre temperaturas externas e internas médias para a sala de painéis em Belém/PA	96
Figura 38 - Variação das temperaturas médias externas e internas para o refeitório em Brasília/DF	97
Figura 39 - Vazão necessária do equipamento evaporativo para manter a temperatura constante no interior do recinto	98
Figura 40 - Diagrama psicrométrico com as condições no interior do refeitório para o dia de projeto	99
Figura 41 - Diagrama psicrométrico com as condições no interior do refeitório para o dia de projeto	101
Figura 42 – Eficiência para o sistema evaporativo direto na cidade de Brasília/DF	102
Figura 43 – Eficiência para o sistema evaporativo direto na cidade de Belém/PA	103
Figura 44 – Relação de coeficiente de performance	104

Figura 45 – Variação de coeficiente de performance	106
Figura 46 – Temperatura de bulbo seco de insuflamento em função da temperatura de bulbo seco externa e da umidade relativa externa	108
Figura 47 – Variação de temperatura de bulbo seco (externa x insuflamento) em função da umidade relativa externa	109
Figura 48 – Aumento da vazão devido à diminuição da variação entre a temperatura desejada na sala e a temperatura de insuflamento	110

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparativa de conversão de energia a calor/luz entre tecnologias de iluminação	47
Tabela 2 - Trocas de ar por hora nos recintos	49
Tabela 3 - Características construtivas sala de painéis	61
Tabela 4 - Características internas sala de painéis	62
Tabela 5 - Características construtivas refeitório	64
Tabela 6 - Características internas do refeitório	64
Tabela 7 - Carga térmica dia de projeto sala de painéis Brasília/DF	78
Tabela 8 - Carga térmica dia de projeto sala de painéis Belém/PA	79
Tabela 9 - Carga térmica dia de projeto refeitório em Brasília/DF	81
Tabela 10 - Carga térmica dia de projeto refeitório em Belém/PA	82
Tabela 11 – Dados pontos críticos/ dia de projeto	84
Tabela 12 – Seleção de equipamentos evaporativos direto	85
Tabela 13 – Seleção de equipamentos a gás	86
Tabela 14 - Temperatura final da sala em função da ocorrência das temperaturas de bulbo seco ao longo do ano	91
Tabela 15 - Ocorrência das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido ao longo do Ano	93
Tabela 16 - Temperatura final da sala em função da ocorrência das temperaturas de bulbo seco ao longo do ano	98
Tabela 17 - Relação de custos operacionais	105

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning

IEA - International Energy Agency

EPE - Empresa de Pesquisa Energética

GCE - Câmara de Gestão da Crise Energética

IEI - International Energy Initiative

PDE - Plano Decenal de Expansão de Energia

PNE - Plano Nacional de Energia

HVAC - Heating, Ventilating and Air Conditioning

OMS - Organização Mundial da Saúde

ABNT - Associação Brasileira de Normas Técnicas

NBR - Norma Brasileira

CAD - Computer Aided Design

INMET - Instituto Nacional de Meteorologia

HAP - Hourly Analysis Program

EPS - Poliestireno Expandido

INMETRO - Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia

PA - Estado do Pará

DF - Distrito Federal

## LISTA DE SÍMBOLOS

$H$  - Entalpia

$h$  - Entalpia específica

$u$  - Energia interna

$P_v$  - Pressão parcial do vapor da água

$\omega$  - Umidade absoluta do ar

$P_t$  - Pressão total

$\phi$  - Umidade relativa do ar

$Q_t$  - Carga térmica total

$Q_c$  - Carga térmica devido à condução

$Q_i$  - Carga térmica devido à insolação

$Q_{ps}$  - Carga térmica devido às pessoas

$Q_{eq}$  - Carga térmica devido aos equipamentos

$Q_{il}$  - Carga térmica devido a iluminação

$Q_{inf}$  - Carga térmica devido a infiltração

$Q_{ren}$  - Carga térmica devido a renovação de ar

$U$  - Coeficiente global de transmissão de calor

$A$  - Área

$R_t$  - Resistência térmica

$P$  - Potência

$I_t$  - Coeficiente de transferência de calor solar

$Q_{ent}$  - Calor absorvido pelo fluido

$m$  - Massa

$\varepsilon$  - Eficiência do sistema evaporativo

$TBS$  - Temperatura de bulbo seco

$\beta$  - Desempenho ou Coeficiente de Performance

$Q_{sai}$  - Calor retirado do ambiente

$W_{ent}$  - Trabalho fornecido ao sistema

$P_{atm}$  - Pressão atmosférica

$P_{atm_{nível\ do\ mar}}$  - Pressão atmosférica a nível do mar



$M$  - Massa molar do ar

$g$  - Aceleração da gravidade

$R$  - Constante universal dos gases

$\varphi$  - Fator de redução

$T$  - Temperatura

$Alt$  - Altitude do local

$P_s$  - Pressão de vapor saturado

$A_p$  - Constante

$P_s, t_{bu}$  - Pressão de vapor saturado calculada para a temperatura de bulbo úmido

$\gamma$  - Constante psicrométrica

$V$  - Vazão volumétrica

$Q_s$  - Calor sensível

$d$  - densidade do ar

$c_p$  - Calor específico do ar

TR - Toneladas de Refrigeração

$M_{h_2o}$  - Massa molecular da água

$V_z$  - Vazão de ar

$\Delta T$  - Diferença entre a temperatura

$Q_l$  - Calor latente

$c/v$  - Calor latente de vaporização da água

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>19</b>
1.1	Definição do problema	20
1.2	Objetivos	21
1.2.1	Objetivo geral	21
1.2.2	Objetivos específicos	21
1.3	Justificativa	22
<b>2</b>	<b>REVISÃO DE LITERATURA</b>	<b>23</b>
2.1	Eficiência energética no Brasil	23
2.2	Regiões brasileiras e suas características climáticas	25
2.3	Cenário brasileiro em relação ao uso de ar condicionado	27
2.4	Conforto térmico	30
2.5	Propriedades do ar atmosférico	33
2.6	Carta psicrométrica	35
2.7	Calor sensível	36
2.8	Calor latente	37
2.9	Carga térmica	37
2.10	Climatização por expansão de gás direta (convencional)	46
2.11	Climatização por resfriamento evaporativo direto	49
2.12	Desempenho para sistemas de climatização	52
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>53</b>
3.1	Planejamento do comparativo	53
3.2	Definição dos ambientes para os cálculos do comparativo	54
3.2.1	Modelamento CAD	54
3.3	Definição da localização e dados climáticos	60
3.4	Levantamento de carga térmica	61
3.5	Método para a seleção dos equipamentos	63
<b>4</b>	<b>ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÃO</b>	<b>69</b>
4.1	Dados climáticos dos locais selecionados	69
4.2	Carga térmica sala de painéis	73
4.3	Carga térmica refeitório	76
4.4	Seleção equipamentos	79

<b>4.5</b>	<b>Análise do desempenho dos sistemas de climatização evaporativos</b>	<b>80</b>
4.5.1	Desempenho do sistema de climatização evaporativo na sala de painéis em Brasília/DF	81
4.5.2	Desempenho do sistema de climatização evaporativo na sala de painéis em Belém/PA	85
4.5.3	Desempenho do sistema de climatização evaporativo no refeitório em Brasília/DF	89
4.5.4	Desempenho do sistema de climatização evaporativo no refeitório em Belém/PA	93
<b>4.6</b>	<b>Análise da eficiência dos sistemas evaporativos</b>	<b>94</b>
<b>4.7</b>	<b>Análise dos custos operacionais de cada sistema</b>	<b>96</b>
<b>4.8</b>	<b>Análise das condições ideais de aplicação dos sistemas evaporativos</b>	<b>97</b>
<b>4.9</b>	<b>Análise comparativa entre a aplicação dos sistemas de climatização por resfriamento evaporativo e expansão a gás</b>	<b>99</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO</b>	<b>102</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>104</b>
	<b>ANEXO 1 - Propriedades térmicas dos materiais - Paredes - 1</b>	<b>110</b>
	<b>ANEXO 2 - Propriedades térmicas dos materiais - Paredes - 9</b>	<b>110</b>
	<b>ANEXO 3 - Propriedades térmicas dos materiais - Paredes - 14</b>	<b>110</b>
	<b>ANEXO 4 - Propriedades térmicas dos materiais - Coberturas - 20</b>	<b>111</b>
	<b>ANEXO 5 - Propriedades térmicas dos materiais - Vidros - 19</b>	<b>111</b>
	<b>ANEXO 6 - Insolação incidente para 20°S em kcal/h·m<sup>2</sup></b>	<b>112</b>
	<b>ANEXO 7 - Fator de redução</b>	<b>113</b>
	<b>ANEXO 8 - Calor liberado pelas pessoas</b>	<b>114</b>
	<b>ANEXO 9 - Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação</b>	<b>115</b>
	<b>ANEXO 10 - Eficiência da distribuição de ar nas zonas de ventilação</b>	<b>116</b>
	<b>ANEXO 11 - Cargas projetadas para pré-definições estáticas de pisos segundo DIN 1055-3</b>	<b>116</b>
	<b>ANEXO 12 - Estrutura das telhas térmicas trapezoidais</b>	<b>117</b>
	<b>ANEXO 13 - Tabela de Redução de Temperatura por Meio do Sistema de Resfriamento Evaporativo</b>	<b>118</b>

## 1. INTRODUÇÃO

O conforto térmico é definido pela ASHARE (American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers) como “a condição da mente na qual o indivíduo expressa satisfação com o ambiente térmico” (ASHRAE Standard 55, 1992 apud ASHRAE, 2001, pg. 8.1).

O desenvolvimento tecnológico trouxe à climatização um novo propósito, esta ação deixou de ser apenas voltada para manter as condições de conforto térmico do corpo humano, e passou a atender as necessidades da indústria, tanto para fornecer parâmetros de umidade e temperatura requeridos em um determinado processo, quanto para refrigerar equipamentos a fim de protegê-los do superaquecimento e aumentar a vida útil deles.

Atualmente, há a utilização em larga escala do sistema de climatização por compressão de fluido refrigerante, também chamado de sistema de climatização por expansão a gás (convencional), mas este estudo teórico busca analisar se há um resultado positivo na aplicabilidade de resfriamento evaporativo, que é um processo vinculado à refrigeração de ambientes por vaporização de água, e compreender em quais condições esta aplicação é benéfica.

Para que a climatização ocorra é necessário que energia seja consumida, esse consumo de energia aumenta consideravelmente de acordo com a condição final desejada, pois quanto mais distante da condição natural do ambiente, maior será o consumo de energia.

De acordo com IEA (2018, pg. 11) o aumento do uso de condicionadores de ar mais que triplicou nas últimas décadas e este uso contribui cada vez mais com o aumento da demanda de energia, sendo necessário avaliar alternativas sustentáveis para a climatização de ambientes, com o intuito de reduzir o impacto na matriz energética devido à alta demanda de energia para este fim.

Este estudo elabora um comparativo entre o sistema de climatização convencional e o sistema de climatização que utiliza o resfriamento evaporativo; compreendendo em quais regiões climáticas brasileiras o sistema de climatização evaporativo pode apresentar melhor desempenho, mantendo as condições de conforto térmico ou as temperaturas desejadas no ambiente; analisando o desempenho dos climatizadores evaporativos em função da carga térmica gerada no

recinto, em situações distintas, onde os parâmetros de temperatura e umidade variam conforme a utilização do local; realizando a análise de viabilidade e eficiência entre os dois tipos de sistema de climatização (evaporativo e convencional).

A pesquisa abre espaço para discussões sobre o impacto ambiental que o uso de ar condicionados pode ocasionar e se este impacto pode ser reduzido com a apresentação de uma alternativa de climatização de ambientes com base em um processo que utiliza a evaporação da água, proporcionando um local fresco e com maior umidade, e mantendo o conforto térmico do ambiente. Apresentam-se dados que oferecem parâmetros para orientar e auxiliar os profissionais deste segmento na tomada de decisão sobre a escolha do tipo de sistema de climatização que será utilizado, além de orientar as condições ideais para a aplicação correta do sistema, considerando as variáveis que podem interferir no resultado esperado, trazendo uma alternativa sustentável para o conforto térmico de ambientes.

Além disso, o sistema de climatização com resfriamento evaporativo pode auxiliar no uso eficiente da energia elétrica, reduzindo os impactos ambientais gerados e objetivando o desenvolvimento sustentável, impactando positivamente ao longo de toda a cadeia energética.

Este Trabalho de Conclusão de Curso está estruturado em cinco seções. Além desta introdução, a segunda seção apresentará o fundamento teórico que abordará a pesquisa teórica sobre a aplicabilidade do resfriamento evaporativo e quais as diferenças entre ele e o resfriamento por fluido refrigerante. A terceira seção enfatizará a metodologia utilizada no desenvolvimento da pesquisa. Em seguida, a quarta seção apresentará a análise e discussão dos resultados obtidos e por fim, a quinta seção evidenciará as considerações finais.

### **1.1. Definição do problema**

Definir as condições em que a utilização do sistema de climatização por resfriamento evaporativo se apresente viável em substituição ao uso dos sistemas de climatização convencionais.

Para compreender a aplicabilidade deste tipo de resfriamento é necessário considerar as variáveis relacionadas à eficiência energética de acordo com as

condições de aplicação, custos de aquisição, assim como os impactos ambientais que esta substituição pode ocasionar.

## **1.2. Objetivos**

### **1.2.1. Objetivo geral**

Elaborar um comparativo entre sistemas de climatização convencionais e sistemas de climatização com resfriamento evaporativo para compreender se a aplicação deste tipo, de resfriamento evaporativo, apresenta um resultado igual ou superior considerando as condições de conforto térmico, as condições climáticas de aplicação, a eficiência energética do sistema, os custos operacionais e os impactos ambientais que esta substituição pode ocasionar.

Oferecer parâmetros para orientar e auxiliar os profissionais deste segmento na tomada de decisão sobre a escolha do tipo de sistema de climatização que será utilizado, além de apresentar as condições ideais para a aplicação correta do sistema considerando as variáveis que podem interferir no resultado esperado.

### **1.2.2. Objetivos específicos**

- Elaborar um comparativo entre o sistema de climatização convencional e o sistema de climatização que utiliza o resfriamento evaporativo;
- Compreender quais regiões climáticas brasileiras o sistema de climatização evaporativo pode apresentar melhor desempenho, mantendo as condições de conforto térmico ou as temperaturas desejadas no ambiente;
- Analisar o desempenho dos climatizadores evaporativos em função da carga térmica gerada no recinto, analisando situações distintas, onde os parâmetros de temperatura e umidade variam conforme a utilização do local;
- Comparar os custos operacionais do sistema de climatização evaporativo e da aplicação do sistema de climatização convencional;
- Realizar a análise de viabilidade e eficiência entre os dois tipos de sistema de climatização (evaporativo e convencional).

### **1.3. Justificativa**

A pesquisa apresenta uma alternativa de climatização de ambientes com base em um processo que utiliza a evaporação da água para proporcionar um local fresco e com maior umidade mantendo o conforto térmico do ambiente.

Este estudo oferece parâmetros para orientar e auxiliar profissionais na tomada de decisão sobre a escolha do tipo de sistema de climatização considerando as variáveis que podem interferir no resultado da eficiência esperada pela climatização, como por exemplo, a condição climática da região que o sistema será instalado, além de apontar as condições ideais para a aplicação correta do sistema com resfriamento evaporativo.

Além disso, a utilização do sistema de climatização com resfriamento evaporativo pode auxiliar no uso eficiente da energia elétrica, reduzindo os impactos ambientais gerados, objetivando o desenvolvimento sustentável, impactando positivamente ao longo de toda a cadeia energética.

## 2. REVISÃO DE LITERATURA

### 2.1. Eficiência energética no Brasil

O documento Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2022 (ano base 2021) elaborado pela EPE (Empresa de Pesquisa Energética) aponta que em 2021 o Brasil gerou 293.290 GWh de energia elétrica, destacando-se as fontes hídricas que geraram 55,3% da potência elétrica consumida no território brasileiro, enquanto as demais geraram 44,7%. As demais fontes estão distribuídas da seguinte forma: gás natural (13,2%), eólica (11,0%), biomassa (7,9%), nuclear (2,2%), carvão (2,7%), derivados de petróleo (2,8%), solar (2,6%) e outras (2,3%).

Conforme Paloma Guitarrara, via Brasil Escola (2022), apesar das fontes hídricas serem uma fonte renovável de energia, a falta de alternativas para a geração de potência elétrica pode causar uma crise energética. Ela ainda traz que “no início dos anos 2000, o Brasil era quase completamente dependente das hidrelétricas para o abastecimento interno de energia, as quais representavam uma parcela de 89% da matriz energética do país”.

A falta de chuvas em determinadas porções do território, aliada à maior demanda energética, fez com que o nível dos reservatórios das regiões Sudeste e Nordeste, principalmente, ficassem bastante abaixo da capacidade de segurança recomendada (ROCKMANN; MATTOS, 2021).

Em 30 de abril, ao fim do chamado período úmido, que concentra as chuvas na região centro-sul do país, os reservatórios do Sudeste estavam com 32% da capacidade, 17 pontos percentuais abaixo da folga necessária, ‘o mínimo de poupança no banco’. No Nordeste estavam com 33%, também 17 pontos percentuais a menos do que a curva de segurança recomendada (ROCKMANN; MATTOS, 2021).

Ou seja, ao final do período chuvoso no início de 2001, em ambas as regiões, os reservatórios das hidrelétricas se encontravam com níveis reduzidos em 17%, abaixo do que era então considerado ideal. Sudeste e Nordeste estavam funcionando com 32% e 33% da sua capacidade respectivamente.

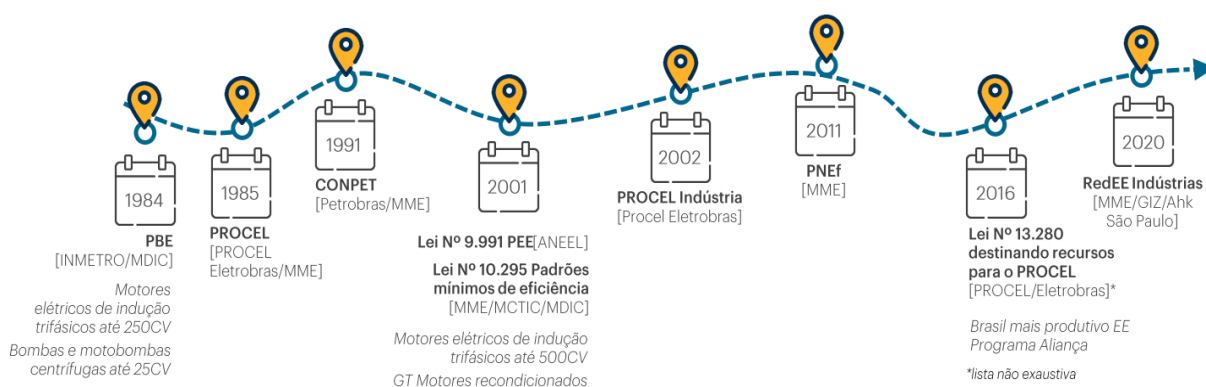
A escassez de energia no início do século ocasionou a interrupção de fornecimento (acionamento) de energia elétrica no país, e afetou principalmente as



regiões do Nordeste, Sudeste, Centro-Oeste e Distrito Federal. A atitude de cortes de programas afetou a indústria, ocasionando produção reduzida, e afetou também a população, pois o preço da energia foi reajustado (GUITARRARA, 2022).

Ainda segundo Guitarrara (2022), após a crise econômica que o Brasil passou devido ao apagão de 2001, o governo federal optou por criar a Câmara de Gestão da Crise Energética (GCE) que, com o apoio das instituições governamentais criaram políticas públicas voltadas a alternativas energéticas, para o racionamento e o uso consciente da energia. A Figura 1 mostra os principais destaques de política de eficiência energética.

Figura 1 – Principais destaques de política de eficiência energética

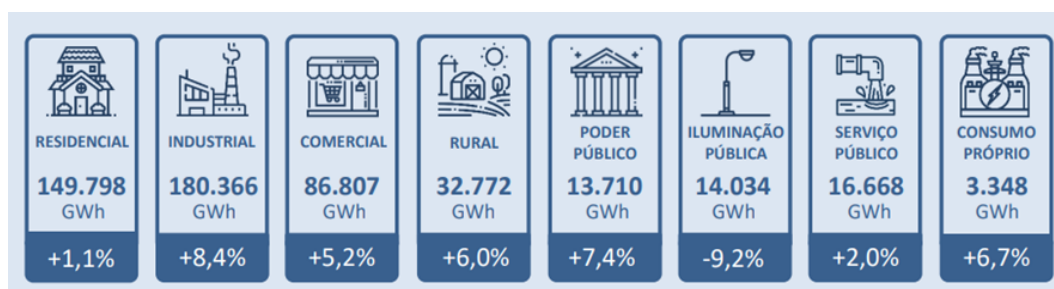


Fonte: Atlas da eficiência energética (2021)

“A eficiência energética tem como objetivo otimizar o aproveitamento das fontes de energia para reduzir custos e colaborar com o meio ambiente. Isso significa realizar os mesmos processos utilizando menos recursos” (ESFERA ENERGIA, 2021).

Apesar das políticas públicas instauradas no Brasil no decorrer das últimas décadas, a demanda energética é ainda uma preocupação (EPE, 2018). A Figura 2 mostra o consumo de energia por classe e suas respectivas variações no consumo com base no ano anterior.

Figura 2 – Consumo por classe



Fonte: Anuário estatístico de energia elétrica (2022)

É possível observar na imagem acima uma crescente significativa no consumo de energia. Levando em consideração que o Brasil possui elevado potencial para desenvolvimento industrial, é notório que esses números tendem a aumentar com o decorrer dos anos. Contudo, caso o desenvolvimento do país não seja dirigido com conceitos sustentáveis há a possibilidade de ocorrer uma nova crise energética.

## 2.2. Regiões brasileiras e suas características climáticas

As variações climáticas entre as regiões ocorre devido ao posicionamento em relação a latitude, altitude, proximidade com litoral ou bacias hidrográficas e pela influência de massas de ar, seja ela continental ou marítima (ALMEIDA; RIGOLIN, 2012).

Como o Brasil é um país com grande amplitude territorial, tem seu relevo diversificado e com grande formação hidrográfica, possui seis tipos de clima que são bem distintos dependendo da região onde se encontram (GUITARRARA, 2022). Na Figura 3 pode-se observar os tipos de clima presentes no Brasil.

Figura 3 – Climas brasileiros



**Fonte:** Guitarrara via Brasil Escola (2022)

Para esclarecer as diferenças entre os climas, Guitarrara ainda traz em tópicos as características de cada um.

- Equatorial: clima quente porém úmido;
- Semiárido: clima quente e seco, com poucos momentos de chuvas e quando há, são mal distribuídas;
- Tropical: clima que possui duas estações do ano bem definidas, uma delas é quente e úmida e a outra é mais fria e seca;
- Tropical de altitude: este clima está presente em altitudes superiores a 800m e a sua principal característica é ter temperaturas mais amenas que no tropical típico. As geadas podem acontecer no inverno pela ação de massas de ar frias;
- Tropical atlântico: Suas principais características são a elevada umidade e chuvas intensas em sua região, que geralmente concentram-se nos meses de inverno;
- Subtropical: clima marcado por baixas temperaturas, principalmente no inverno resultando em frio e ainda há eventual ocorrência de geada e precipitação na forma de neve. Está mais presente no Sul do Brasil.

Almeida e Rigolin (2012, p. 75) ressaltam que “os fenômenos meteorológicos ou elementos do clima sofrem a influência de algumas variantes que chamamos de fatores modificadores de clima”, ou seja, as características climáticas, que definem o tipo de clima de uma região, podem sofrer mudanças substanciais, que dependem dos fatores modificadores de clima e da época do ano.

### **2.3. Cenário brasileiro em relação ao uso de ar condicionado**

Segundo o Relatório Anual IEI Brasil 2019, criado em parceria pelo IEI (International Energy Initiative) Brasil e o Instituto Clima e Sociedade, o uso de aparelhos de ar condicionado aumentou consideravelmente nas últimas décadas, impulsionado pelas temperaturas mais elevadas e o aumento da renda. Porém, o relatório ainda destaca que apesar disto, o setor apresenta alta capacidade de crescimento.

Em concordância com o relatório anterior, a Nota Técnica EPE 030/2018: Uso de Ar Condicionado no Setor Residencial Brasileiro aponta que “o consumo de energia elétrica para condicionamento de ar nas residências brasileiras mais que triplicou nos último 12 anos”, ou seja, o aumento no uso de ar condicionados nas residências está contribuindo cada vez mais com o aumento da demanda de energia. A Nota Técnica mencionada, ainda aponta que esta crescente demanda por ar condicionado é impulsionada pelo crescimento econômico e populacional de países emergentes, os quais estão situados nas zonas mais tropicais do planeta, e mais suscetíveis às mudanças climáticas, tornando o resfriamento ambiental uma questão de saúde. E, ainda espera-se que a demanda continue crescendo em ritmo acelerado nas próximas décadas no Brasil.

Para complementar, de acordo com o relatório do Balanço de Energia útil no Brasil (2018) elaborado pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE), nos setores comercial e residencial, houve um aumento significativo da destinação de energia para os sistemas de climatização artificial, representando na matriz de serviços energéticos destes setores uma participação de 32% e 33%, respectivamente, quando comparado com os dados anteriores verificamos que no setor residencial este consumo teve um grande salto, passando dos 15% para os 33% já citados. Ou seja, os relatórios elaborados pelas instituições envolvidas com a matriz energética

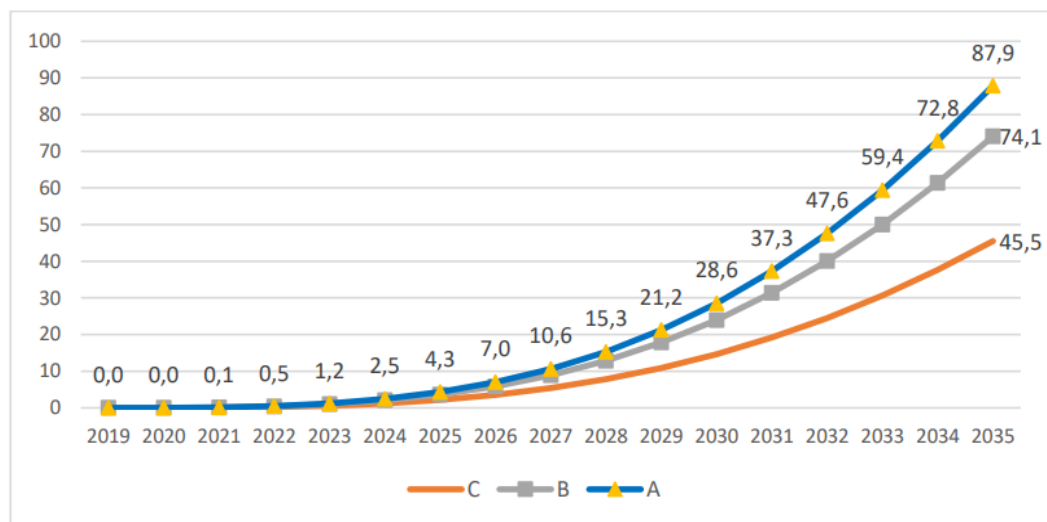
do Brasil concordam sobre o aumento na destinação de energia elétrica para o ar condicionado nas residências brasileiras, sendo necessário uma alternativa para suprir este aumento.

O PDE (Plano Decenal de Expansão de Energia) 2022 elaborado pelo EPE (2022) aponta que a posse do equipamento de ar condicionado no setor residencial é de 0,3 unidades por residência, dado que demonstra e confirma o que já foi mencionado anteriormente, o potencial de crescimento deste segmento.

Ainda em complemento a este assunto, de acordo com a Nota Técnica EPE 030/2018: Uso de Ar Condicionado no Setor Residencial Brasileiro elaborado pela EPE em 2018, no Brasil a demanda de energia para refrigeração ambiental, através do uso de aparelhos de ar condicionado, cresce de forma mais rápida do que a demanda para outros usos, sendo que somente no setor residencial estima-se que o consumo de energia elétrica para climatização artificial tenha aumentado cerca de 237% entre os anos de 2005 e 2017.

De acordo com o Instituto Escolhas (2020), através da elaboração de um estudo com a previsão de crescimento no setor de ar condicionado no Brasil em relação ao ganho de eficiência energética dos aparelhos, é possível realizar uma redução de 87,9 TWh no consumo de energia até 2035, ou seja, aproximadamente R\$ 68,5 bilhões economizados em energia elétrica durante este período. Ainda de acordo com o estudo, foram previstos três cenários até o ano de 2035 considerando um crescimento de 3% ao ano no volume de vendas do setor: cenário A onde tem-se um ganho de eficiência de 2%; cenário B com ganho de eficiência de 1,75%; cenário C com ganho de eficiência de 1,25%. Conforme pode ser observado na Figura 4.

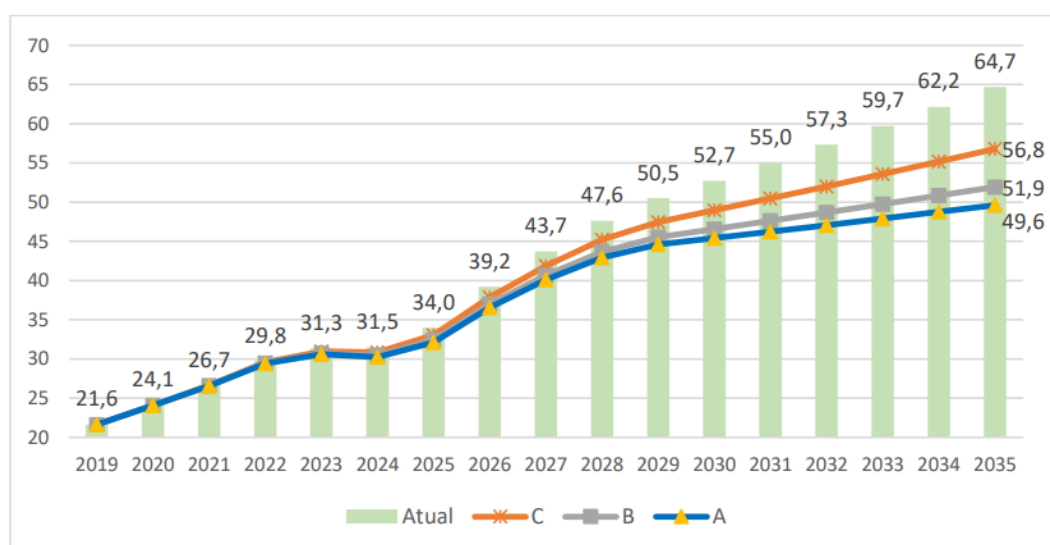
Figura 4 - Energia evitada acumulada (TWh) - cenários A, B e C, com taxa anual de crescimento de 3% no volume de vendas



Fonte: Instituto Escolhas (2020)

Outra situação apresentada pelo Instituto Escolhas (2020) é a evolução no consumo anual de energia elétrica devido aos aparelhos de ar condicionado até o ano de 2035 considerando um crescimento de 3% ao ano nas vendas, levando em consideração a projeção atual e a projeção para os cenários A, B e C e seus respectivos ganhos de eficiência previstos, como verifica-se na Figura 5.

Figura 5 - Evolução do consumo (TWh) - cenários atual, A, B e C, com taxa anual de crescimento de 3% no volume de vendas



Fonte: Instituto Escolhas (2020)

Observa-se que o ganho em eficiência energética dos aparelhos condicionadores de ar impacta positivamente no consumo elétrico, criando a condição de aumento do setor sem a necessidade de aumentar a produção de energia na mesma proporção.

A Nota Técnica EPE 03/2018 também traz uma preocupação pertinente em relação à eficiência energética, ela aponta que:

A promoção do uso eficiente de energia traz impactos positivos ao longo de toda a cadeia energética, que deve ser uma das prioridades da política energética nacional, com benefícios de ordem energética, econômica, ambiental e social. (Nota Técnica EPE 030/2018, 2018)

Ou seja, o uso eficiente da energia elétrica e a redução dos impactos ambientais gerados é uma necessidade visando o desenvolvimento sustentável, trazendo impactos positivos ao longo de toda a cadeia energética.

Em concordância com este pensamento, o PNE (Plano Nacional de Energia) 2050, elaborado em 2020 pela EPE, mostra que o aumento da eficiência elétrica se mostra fundamental para suprir a demanda prevista para 2050 no Brasil pois estima-se que este ganho em eficiência contribua em uma redução de cerca de 17% da necessidade total de eletricidade, diminuindo assim o investimento necessário para expansão do setor.

#### **2.4. Conforto térmico**

O conforto térmico é fundamental para o desenvolvimento de atividades e processos, sendo que a partir do momento em que não se alcança o nível de conforto térmico desejado de forma natural, é necessário a aplicação de equipamentos voltados para Aquecimento, Ventilação e Ar-Condicionado, ou seja, sistemas HVAC, sigla da língua inglesa para Heating, Ventilation e Air Conditioning (CHUANG; ZENG; LEE, 2019). Outro fator importante, que deve-se considerar, é a qualidade do ar interior, de acordo com pesquisas realizadas pela OMS (Organização Mundial da Saúde) em 2021, uma das ameaças a saúde pública são as doenças respiratórias devido a poluição em ambientes fechados, ou seja, essas

doenças estão relacionadas a manutenção precária e a falta de renovação de ar em locais com sistemas convencionais, os quais promovem a recirculação do ar.

Para compreender o resfriamento evaporativo e se é possível utilizá-lo em sistemas de climatização promovendo uma temperatura confortável no ambiente, é necessário entender o que é o conforto térmico e como ele afeta a satisfação do indivíduo com o ambiente térmico ao seu redor.

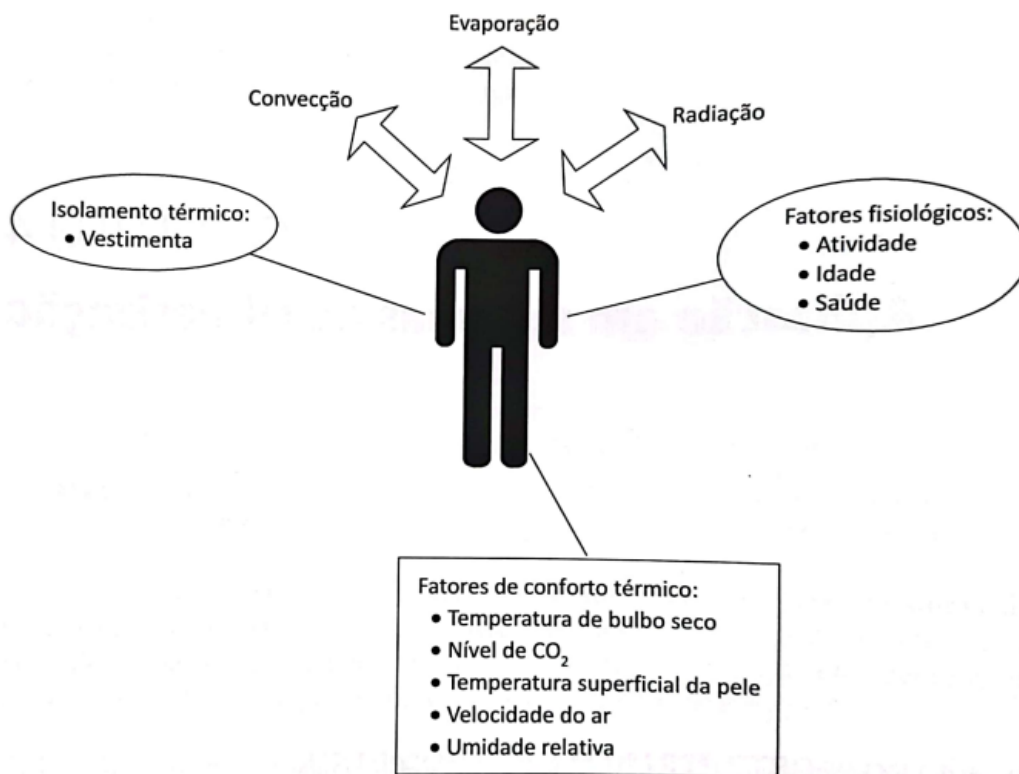
De acordo com o Manual do Conforto Térmico escrito por Frota e Schiffer em 2001, as exigências humanas referente ao bem estar relacionado à temperatura corporal estão relacionadas ao funcionamento do organismo.

O homem é um animal homeotérmico. Seu organismo é mantido a uma temperatura interna sensivelmente constante. Essa temperatura é da ordem de 37°C, com limites muito estreitos — entre 36,1 e 37,2°C —, sendo 32°C o limite inferior e 42°C o limite superior [...]. O organismo dos homeotérmicos pode ser comparado a uma máquina térmica — sua energia é conseguida através de fenômenos térmicos. (FROTA; SCHIFFER, 2011, p. 20)

Os fenômenos térmicos auxiliarão o organismo, através do metabolismo, a produzir energia para o corpo humano. Os autores Frota e Schiffer (2001) ainda trazem que cerca de 80% dessa energia adquirida se transforma em calor para manter o organismo em equilíbrio e o restante é transformado em potencialidade de ação para o trabalho. Os autores, além disso, indicam que quando as trocas de calor entre o ambiente e o corpo humano ocorrem sem maior esforço, temos a condição de conforto térmico, já quando a transferência de calor entre o corpo e o ambiente apresenta ganho ou perda de maneira excessiva, ocorre a sensação de frio ou de calor. A Figura 6 apresenta os principais parâmetros que afetam o conforto térmico, dentre os quais se destacam a temperatura de bulbo seco e a umidade relativa do ar.



Figura 6 - Principais parâmetros relacionados ao conforto térmico em ambientes climatizados

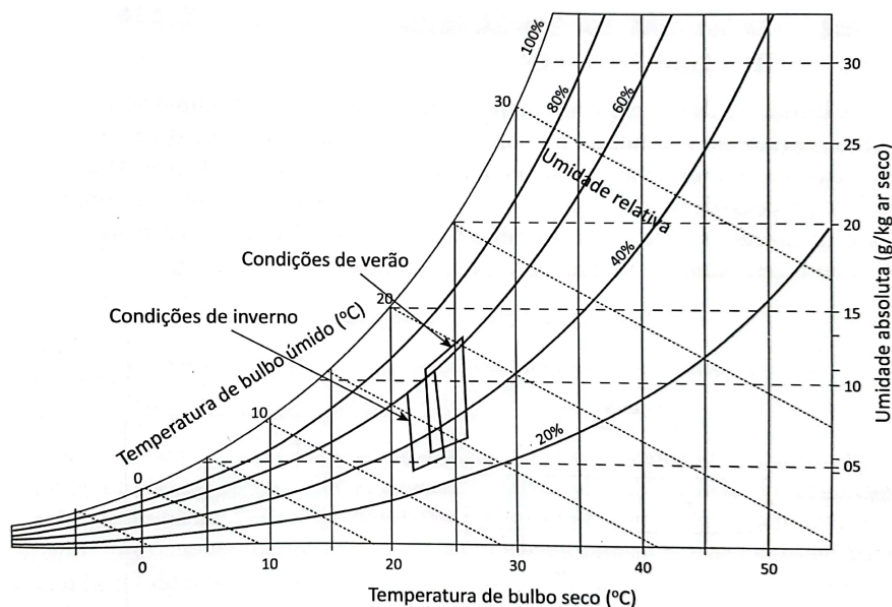


**Fonte:** Simões-Moreira e Hernandez Neto (2019)

Em concordância com a ABNT NBR 16401-2 (2008, p.6), o autor aponta os principais parâmetros ambientais que podem afetar o conforto térmico, destacando a temperatura de bulbo seco e a umidade relativa para o desenvolvimento deste estudo. A ABNT NBR 16401-2 ainda determina os parâmetros de conforto térmico para o inverno e verão, considerando as faixas ideais de temperatura de bulbo seco e da umidade relativa.

A Figura 7, abaixo, demonstra a região das condições de conforto térmico para o inverno e para o verão, destacadas no diagrama psicrométrico.

Figura 7 - Diagrama psicrométrico e condições de conforto para inverno e verão



Fonte: Simões-Moreira e Hernandez Neto (2019)

## 2.5. Propriedades do ar atmosférico

### *Temperatura de bulbo seco*

A temperatura de bulbo seco é a temperatura medida por um termômetro sensível, limpo, seco, protegido contra irradiações, não sendo afetado pelo vapor d'água do ar, ou seja, ela é medida por um termômetro exposto ao ar e protegido da radiação e da umidade, para não ter interferências em seu resultado.

### *Temperatura de bulbo úmido*

A temperatura de bulbo úmido depende da umidade relativa do ar e da temperatura de bulbo seco. Ela é medida por um “termômetro comum, exposto a uma corrente de ar, cujo bulbo esteja coberto por um tecido poroso umedecido” (MATOS, 2003, p. 13), ocasionando o equilíbrio de temperatura da mistura ar-vapor/bulbo. Esta será a temperatura de bulbo úmido, sendo que a mesma será inferior à temperatura de bulbo seco. Sendo que o aparelho utilizado para medir a temperatura de bulbo úmido é denominado de psicrômetro, que também fornece a temperatura de bulbo seco.

### *Entalpia específica*

“A entalpia,  $H$ , é a propriedade que combina as propriedades energia interna, pressão e volume. [...] Analogamente à energia interna, pode-se definir a *entalpia específica*,  $h$ , ou seja, a entalpia por unidade de massa da substância” (SIMÕES-MOREIRA; HERNANDEZ NETO, 2019, p.34). A entalpia específica pode ser encontrada pela fórmula abaixo:

$$h = u + Pv$$

Onde  $u$  é a energia interna de uma substância por unidade de massa, e  $Pv$ , conforme a lei das pressões parciais de Dalton, é a pressão parcial do vapor da água.

### *Umidade absoluta do ar*

A umidade absoluta é definida como a quantidade de vapor presente na mistura ar-vapor, expressa em kg de vapor por kg de ar seco. Pode-se calcular a umidade absoluta através da equação abaixo:

$$\omega = 0,622 \cdot \frac{Pv}{Pt - Pv}$$

Onde  $Pt$  é a pressão total e  $Pv$  é a pressão parcial de vapor de água no ar.

### *Umidade relativa do ar*

A umidade relativa é definida como sendo a razão entre a fração molar de vapor de água no ar úmido e a fração do vapor de água no ar saturado à mesma temperatura. A umidade relativa do ar, expressa em porcentagem, pode ser encontrada utilizando a fórmula apresentada abaixo:

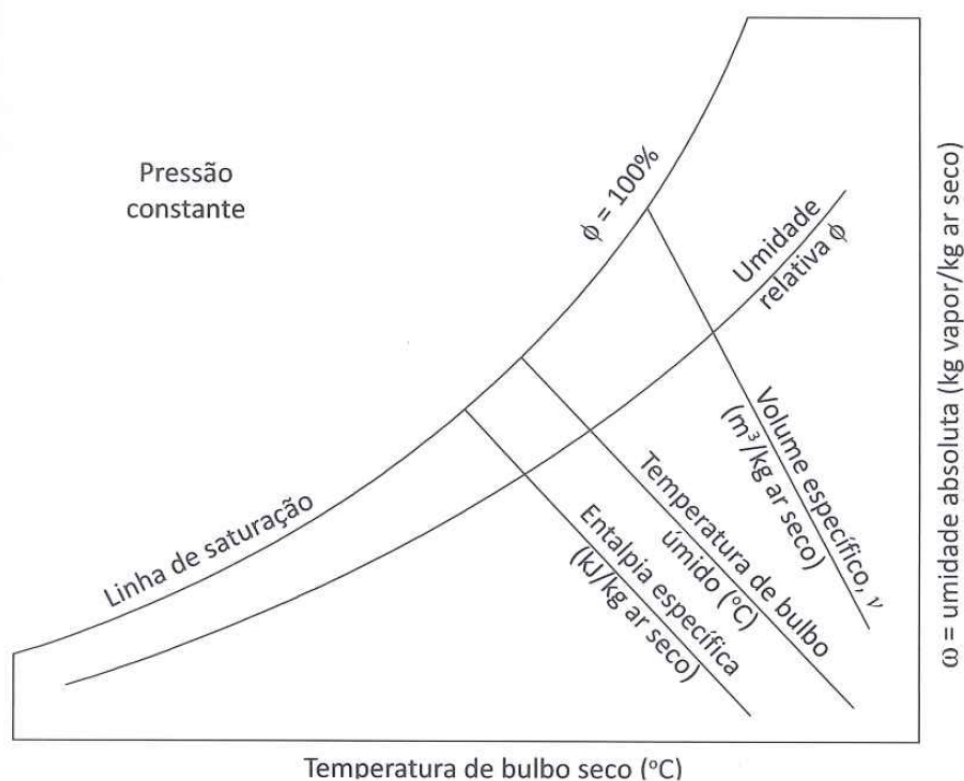
$$\phi = \frac{\text{Pressão parcial do vapor de água}}{\text{Pressão de saturação de água pura à mesma temperatura}} \cdot 100$$

Em outros termos, a umidade relativa do ar é a relação entre a quantidade de água existente no ar e a quantidade máxima que poderia ser suportada na mesma temperatura.

## **2.6. Carta psicrométrica**

A carta psicrométrica, também chamada de diagrama psicrométrico, permite identificar diversos processos como aquecimento, resfriamento, umidificação e refrigeração, e determinar os estados e as propriedades do ar úmido. Sendo que os diagramas psicrométricos são construídos para pressão constante, uma vez que na maioria dos processos ela é invariável, ou a variação é desprezível. O conforto térmico está diretamente ligado à temperatura e a umidade relativa, sendo que através da carta psicrométrica é possível definir as faixas que atendem esta condição, e também aplica-se o estudo da psicometria para a produção comercial e intensiva de animais e plantas, conservação de produtos agrícolas e estimativa de tempo e energia para processos de secagem, umidificação, resfriamento, armazenamento e processamento de grãos (SIMÕES-MOREIRA E HERNANDEZ NETO, 2019). Na Figura 8 tem-se uma versão simplificada da carta psicrométrica destacando as propriedades que a compõem e a forma como são apresentadas.

Figura 8 - Ilustração do diagrama psicrométrico



**Fonte:** Simões-Moreira e Hernandez Neto (2019)

Pode-se observar na imagem acima que no eixo das abscissas está a temperatura de bulbo seco e no eixo das ordenadas está a umidade absoluta, as demais propriedades como temperatura de bulbo úmido, temperatura de ponto de orvalho, umidade relativa, entalpia específica e volume específico, possuem traçados distintos no diagrama, interagindo entre si através das intersecções.

## 2.7. Calor sensível

O calor sensível pode ser definido como a introdução (ou remoção) de calor em um recinto alterando sua temperatura sem que ocorra a mudança de estado da matéria.

De forma geral segundo Creder (2004, p.16) o “calor sensível é o calor que se sente, é a propriedade que pode ser medida pelo termômetro comum”, sendo que o ganho de calor sensível pode ser resultado de várias maneiras, como por exemplo: através de condução, convecção, radiação, pelas pessoas no recinto, pela iluminação, pelos equipamentos, etc.

## 2.8. Calor latente

Quando a troca de calor acarreta na mudança de estado, como na vaporização, sem que haja mudança de temperatura, temos o calor latente.

É a quantidade de calor que se acrescenta ou retira de um corpo, causando a sua mudança de estado, sem mudar a temperatura; é o calor absorvido que provoca a evaporação de água ou outros líquidos.

*Exemplo:* A água no estado sólido (gelo) necessita de 80 kcal por kg para passar para o estado líquido a 0°C. Enquanto se fornece esse calor, a temperatura da água permanece constante, ou seja, 0°C.

Então o calor latente de fusão da água é de 80 kcal/kg. Se continuarmos acrescentando calor à água líquida, a sua temperatura passará de 0° C a 100°C, exigindo 100 kcal de calor. A partir dessa temperatura, se quisermos passar ao estado de vapor, teremos que acrescentar mais 538 kcal, porém a sua temperatura permanecerá em 100°C enquanto ainda existir líquido. Logo, o calor latente de vaporização da água é de 538 kcal/kg. É o calor que ferve a água da chaleira. (CREDER, 2004, p. 17)

Ou seja, o ganho de calor latente ocorre quando tem-se um aumento ou diminuição do vapor de água presente na zona de ocupação. Ainda segundo o mesmo autor da citação acima, tanto o calor sensível quanto o calor latente são emitidos ou recebidos pelo corpo humano, o calor latente é o responsável pela vaporização da transpiração e da respiração. Tendo isto em mente, o calor total é igual a soma do calor sensível e do calor latente.

## 2.9. Carga térmica

Segundo Creder (2004, p. 88), “a carga térmica é definida como a quantidade de calor sensível e calor latente, [...] que deve ser retirado ou colocado no recinto a fim de proporcionar as condições de conforto desejadas”. Ainda conforme o mesmo autor, essa carga térmica pode ser incorporada no ambiente por meio de: condução, insolação, pessoas, equipamentos, infiltração e ventilação (renovação de ar). Sendo que a carga térmica total é a soma de cada parcela de carga térmica, conforme equação:

$$Q_t = Q_c + Q_i + Q_{ps} + Q_{eq} + Q_{il} + Q_{inf} + Q_{ren}$$

Desta forma a carga é variável, pois os fatores que nela influem também irão variar ao longo do tempo.

### *Carga térmica devido à condução*

A carga térmica gerada por condução (calor sensível) é a energia térmica transmitida através das paredes, piso e teto, onde o ganho de calor ocorre devido à diferença de temperatura entre o ambiente externo e o ambiente climatizado (CREDER, 2004). Ainda conforme Creder (2004, p.89) “a transferência de calor do ar a uma superfície, ou vice-versa, se processa por meio da condutância da superfície de contato”.

Para o cálculo da carga térmica do ar condicionado, utiliza-se o coeficiente global de transferência de calor,  $U$ , que possui seus valores listados para os materiais mais comuns empregados na construção civil, de acordo com os 5 primeiros Anexos, ou seja, este coeficiente é obtido em função da diferença de temperaturas entre ambos os lados da superfície. Sendo a fórmula geral para o cálculo de carga térmica devido à condução apresentada abaixo:

$$Q_c = A \cdot U \cdot \Delta T$$

Onde:

$Q_c$  - Calor devido a condução (W);

$A$  - Área de superfície ( $m^2$ );

$U$  - Coeficiente global de transferência de calor (W);

$\Delta T$  - Diferença de temperatura entre a face externa e interna da superfície (K);

Conforme a NBR ABNT-15220 (2003), nos casos em que o material não é homogêneo, como em paredes, onde tem-se mais de um material compondo a estrutura, utilizam-se, para cálculos mais precisos, as resistências que cada material opõe ao fluxo, obtendo assim o coeficiente global de transferência de calor conforme equação abaixo:

$$U = \frac{1}{R_{si} + R_t + R_{se}}$$

Onde:

$U$  - Coeficiente global de transferência de calor ( $W/m^2 \cdot K$ );

$R_{tsi}$  - Resistência térmica superficial interna ( $m^2 \cdot K/W$ );

$R_{tse}$  - Resistência térmica superficial externa ( $m^2 \cdot K/W$ );

$R_t$  - Resistência térmica em função de cada material ( $m^2 \cdot K/W$ );

A resistência térmica de cada material assim como os valores de resistência térmica superficial interna e externa são obtidos através da NBR ABNT-15220 (2003), sendo que a resistência térmica de cada material relaciona a área de superfície do fluxo de calor, o coeficiente de condutividade térmica e a espessura de cada material.

### *Carga térmica devido à insolação*

A energia solar apresenta alto potencial energético, já sendo utilizada como fonte térmica pela humanidade, e por isso, ela é a responsável, na maior parte das vezes, pela maior quantidade de carga térmica nos cálculos que envolvem o ar condicionado (normalmente através da radiação e convecção). Esta carga térmica devido à insolação (calor sensível), pode ser dividida em insolação através de superfícies transparentes (vidros), e insolação em superfícies opacas. Ela é definida como o ganho de energia térmica decorrente da incidência de radiação solar direta sobre as superfícies do ambiente refrigerado, levando em consideração as coordenadas geográficas do local, a incidência dos raios solares, o tipo de construção, a cor e a rugosidade da superfície, e a refletância da superfície (CREDER, 2004). A equação geral para cálculo de calor devido a insolação é apresentada abaixo:

$$Q_i = A \cdot I_t \cdot \varphi \cdot 1,163$$



Onde:

$Q_i$  - Calor devido a insolação (W);

$A$  - Área de superfície ( $m^2$ );

$It$  - Coeficiente de transferência de calor solar ( $kcal/h \cdot m^2$ ) (Anexo 6);

$\varphi$  - Fator de redução (Anexo 7);

Conforme a ABNT NBR 16401-1 (2008), para cálculos envolvendo a carga térmica devido à insolação, é necessário considerar o dia de projeto, horário de utilização do ambiente, dia típico do mês mais frio e o mais quente do ano, para ter uma estimativa mais precisa pois a insolação é oriunda do Sol.

### *Carga térmica devido às pessoas*

A carga térmica dissipada no ambiente através da atividade humana pode ser de calor sensível e de calor latente, variando conforme o estado em que se encontra o indivíduo, em repouso ou realizando uma determinada atividade (CREDER, 2004)

Se submetido à atividade física violenta, o corpo humano pode emitir até cinco vezes mais calor do que em repouso. Considerando-se que a temperatura média normal de uma pessoa é de  $37^\circ\text{C}$  ( $98,6^\circ\text{F}$ ), verifica-se experimentalmente que quanto maior é a temperatura externa, maior é a quantidade de calor latente emitida, e quanto menor esta temperatura, maior é o calor sensível. Isso pode ser explicado do seguinte modo: o organismo humano possui um mecanismo termostático que, atuando sobre o metabolismo, mantém a temperatura do corpo aproximadamente constante, embora variem as condições externas. Se a temperatura exterior é superior a  $37^\circ\text{C}$  ( $98,6^\circ\text{F}$ ), o calor é transferido do exterior para o corpo, e isso provoca a transpiração e em consequência a eliminação de vapor d'água pela respiração, adicionando apenas calor latente ao ar. Se a temperatura exterior é inferior a  $15,6^\circ\text{C}$  ( $60^\circ\text{F}$ ), a transferência de calor se dá do corpo para o ambiente, porém somente na forma de calor sensível. Entre essas temperaturas externas, ou seja, entre  $15,6^\circ\text{C}$  e  $37^\circ\text{C}$ , o corpo humano emite calor sensível e calor latente ao ambiente, mantendo constante o calor total. (CREDER, 2004, p.99)

Os dados de calor sensível e calor latente liberados pelas pessoas no ambiente podem ser obtidos através do Anexo 8 obtido na ABNT NBR 16401-1 de

2008, e calculados conforme o número de ocupantes do recinto e a atividade que estão realizando de acordo com as equações abaixo:

$$Q_{ps} = n_p \cdot (C_s + C_l)$$

Onde:

$Q_{ps}$  - Calor devido às pessoas (W);

$n_p$  - número de pessoas;

$C_s$  - Calor sensível liberado pelos ocupantes (W);

$C_l$  - Calor latente liberado pelos ocupantes (W);

#### *Carga térmica devido aos equipamentos*

Os equipamentos presentes no ambiente climatizado geram carga térmica, calor sensível, através da dissipação de calor dos seus componentes. Os motores elétricos instalados dentro do recinto também contribuem com a adição de carga térmica devido às perdas nos enrolamentos, devendo ser avaliado se seu uso é contínuo ou intermitente. (CREDER, 2004)

As taxas de dissipação de calor dos equipamentos mais comuns podem ser encontradas nas tabelas anexas da ABNT NBR 16401-1 de 2008 e os dados de dissipação térmica dos equipamentos também são normalmente fornecidos nos manuais dos fabricantes, e calculados através da fórmula abaixo:

$$Q_{eq} = \frac{P}{\eta}$$

Onde:

$Q_{eq}$  - Calor devido aos equipamentos (W);

$P$  - Potência (W) (de acordo com os dados do fabricante);

$\eta$  - Rendimento do equipamento (%) (de acordo com os dados do fabricante);

#### *Carga térmica devido à iluminação*

A carga térmica devido à iluminação é dissipada através de lâmpadas que necessitam, ou não, de equipamentos adicionais para realizar tal atividade considerando o tipo de lâmpada que está sendo utilizada (CREDER, 2004). Tendo isso em mente, é possível encontrar a carga térmica dissipada pela iluminação na tabela na ABNT NBR 16401-1 de 2008 de acordo com a equação abaixo:

$$Q_{il} = P_d \cdot N$$

Onde:

*Q<sub>il</sub>* - Calor devido a iluminação (W);

*P<sub>d</sub>* - Potência térmica dissipada (W) (de acordo com os dados do fabricante);

*N* - Quantidade;

A lâmpada fluorescente é a que mais produz calor para o ambiente, cerca de 40%, conforme o site Dicas Led em 2019, e isso se comprova com a Tabela 1, abaixo, disponibilizada por eles no post divulgado.

Tabela 1 - Comparativa de conversão de energia a calor/luz entre tecnologias de iluminação

	Luz produzida	Calor produzido	Radiação IR produzida
<b>Led</b>	70-80%	20-30%	0%
<b>Florescente</b>	20%	40%	40%
<b>Incandescente</b>	10%	20%	70%

Fonte: Dicas Led (2019)

### *Carga térmica devido à infiltração*

Segundo Creder (2004) "o movimento de ar exterior possibilita a sua penetração através das frestas nas portas, janelas ou outras aberturas" e esta adição de ar pode ser de calor sensível ou de calor latente, podendo ser calculada a sua estimativa (estimativa pois há dificuldade de encontrar o resultado com precisão) através de dois métodos: o método da troca de ar e o método das frestas, levando em consideração que quando a pressão interior do recinto é maior do que a pressão exterior, a carga térmica devido a infiltração pode ser desprezada.

Creder (2004, p. 105) ainda traz que o método da troca de ar calcula a infiltração através das portas e janelas do recinto, considerando o fluxo de ar com base no número de trocas de ar por hora em função da quantidade de entradas de ar no ambiente, conforme Tabela 2 abaixo, em complemento ao exposto, para o cálculo multiplica-se o número de trocas por hora pelo calor específico do ar e pela diferença de temperatura interna e externa, conforme as fórmulas abaixo:

$$Q_s = V_z \cdot d \cdot c_p \cdot \Delta T$$

Onde:

$Q_s$  - Calor sensível devido a infiltração (W);

$V_z$  - Vazão de ar infiltrado ( $m^3/h$ )

$d$  - Densidade do ar (adotado  $1,05 \text{ kg}/m^3$ );

$c_p$  - Calor latente de vaporização da água (adotado  $1,005 \text{ kJ}/\text{kg}$ );

$\Delta T$  - Diferença de temperatura entre o ar externo e do ambiente (K);

$$Q_l = V_z \cdot d \cdot c_{lv} \cdot \Delta w$$

Onde:

$Q_l$  - Calor latente devido a infiltração (W);

$V_z$  - Vazão de ar infiltrado ( $m^3/h$ )

$d$  - Densidade do ar (adotado  $1,05 \text{ kg}/m^3$ );

$c_{lv}$  - Calor latente de vaporização da água (adotado  $2,4535 \cdot 10^3 \text{ kJ}/\text{kg}$ );

$\Delta w$  - Diferença entre a umidade absoluta interna e externa ( $\text{g}/\text{kg}$  de ar seco);

$$Q_{inf} = Q_s + Q_l$$

Onde:

$Q_{inf}$  - Calor total devido a infiltração (W);

Tabela 2 - Trocas de ar por hora nos recintos

Janelas ou portas existentes	Trocas por hora
Nenhuma janela ou porta para o exterior	0,75
Janelas ou portas em uma parede	1,00
Janelas ou portas em duas paredes	1,50
Janelas ou portas em três paredes	2,00
Lojas	2,00

Fonte: Creder (2004). Adaptada pelos autores

Já o método de frestas traz que a infiltração de ar exterior pode ser calculada através dos valores obtidos na Figura 9 abaixo e multiplicados pelo comprimento linear da fresta obtendo a vazão de ar infiltrado, aplicando assim as equações vistas anteriormente.

Figura 9 - Infiltração de ar exterior

<i>Ar pelas Frestas</i>		
<i>Tipo de Abertura</i>	<i>Observação</i>	<i>m³/h por Metro de Fresta</i>
Janela		
- comum		3,0
- basculante		3,0
- guilhotina c/ caixilho de madeira	Mal ajustada	6,5
	Bem ajustada	2,0
- guilhotina c/ caixilho metálico	Sem vedação	4,5
	Com vedação	1,8
Porta	Mal ajustada	13,0
	Bem ajustada	6,5

<i>Ar pelas Portas</i>		
<i>Local</i>	<i>m³/h por Pessoa Presente no Recinto Condicionado</i>	
	<i>Porta Giratória (1,80 m)</i>	<i>Porta de Vaivém (0,90 m)</i>
Bancos	11	14
Barbearias	7	9
Drogarias e farmácias	10	12
Escritórios de corretagem	9	9
Escritórios privados	-	4
Escritórios em geral	-	7
Lojas de cigarros	32	51
Lojas em geral	12	14
Quartos de hospitais	-	7
Restaurantes	3	4
Salas de chá ou café	7	9

*Ar pelas Portas Abertas*

Porta de 90 cm – 1.350 m³/h  
 Porta de 180 cm – 2.000 m³/h

Para contrabalançar a infiltração com tomada de ar nos condicionadores:

Porta de 90 cm – 1.750 m³/h  
 Porta de 180 cm – 2.450 m³/h

**Fonte:** Creder (2004, p. 107)

*Carga térmica devido a ventilação (renovação de ar)*

De acordo com a ABNT NBR 16401-3 de 2008, os ambientes climatizados com ocupação de pessoas devem prever sistemas de ventilação mecânica para a captação de ar externo, filtragem e insuflamento no recinto, a fim de promover a renovação do ar, uma vez que os sistemas de ar-condicionado convencionais tratam apenas o ar do recinto, recirculando-o durante todo o período de funcionamento, e também para compensação das perdas ocorridas por frestas ou aberturas. A Norma ainda aponta que a renovação de ar garante a qualidade interna do ar, evitando concentração de gases poluentes e contaminantes, auxiliando na prevenção de doenças respiratórias e garantindo o bem estar dos ocupantes.

A vazão eficaz pode ser obtida através da relação de ocupantes e da área do ambiente conforme dados do Anexo 9 e da equação abaixo:

$$V_{ef} = P_z \cdot F_p + A_z \cdot F_a$$

Onde:

*V<sub>ef</sub>* - Vazão eficaz (L/s);

*F<sub>p</sub>* - Vazão por pessoa (L/s);

*F<sub>a</sub>* - Vazão por área ocupada (L/s·m<sup>2</sup>);

*P<sub>z</sub>* - Número de pessoas;

*A<sub>z</sub>* - Área ocupada (m<sup>2</sup>);

Com isto calcula-se a vazão de renovação conforme fórmula a seguir:

$$V_{zr} = \frac{V_{ef}}{E_z}$$

Onde:

*V<sub>zr</sub>* - Vazão de renovação (L/s);

*V<sub>ef</sub>* - Vazão eficaz (L/s);

*E<sub>z</sub>* - Eficiência da distribuição de ar na zona (Anexo 10).

De acordo com os dados obtidos calcula-se a carga de calor sensível e calor latente devido à renovação, assim como a carga térmica total utilizando as equações abaixo:

$$Q_s = (V_{zr} \cdot 3,6) \cdot d \cdot c_p \cdot \Delta T$$

Onde:

$Q_s$  - Calor sensível devido à renovação de ar (W);

$V_z$  - Vazão de ar de renovação (L/s);

$d$  - Densidade do ar (adotado 1,05 kg/m<sup>3</sup>);

$c_p$  - Calor latente de vaporização da água (adotado 1,005 kJ/kg);

$\Delta T$  - Diferença de temperatura entre o ar externo e do ambiente (K);

$$Q_l = (V_z \cdot 3,6) \cdot d \cdot c_{lv} \cdot \Delta w$$

Onde:

$Q_l$  - Calor latente devido a renovação de ar (W);

$V_z$  - Vazão de ar infiltrado (L/s);

$d$  - Densidade do ar (adotado 1,05 kg/m<sup>3</sup>);

$c_{lv}$  - Calor latente de vaporização da água (adotado 2,4535 · 10<sup>3</sup> kJ/kg);

$\Delta w$  - Diferença entre a umidade absoluta interna e externa (g/kg de ar seco);

$$Q_{ren} = Q_s + Q_l$$

Onde:

$Q_{ren}$  - Calor total devido a renovação de ar (W);

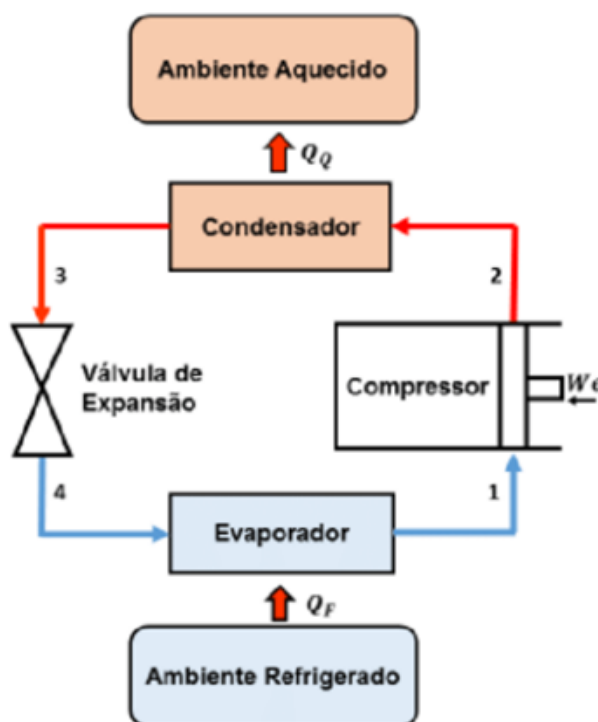
## 2.10. Climatização por expansão de gás direta (convencional)

Conforme Rodrigues (2018, p. 25), “o ciclo de refrigeração por compressão de vapor é composto por quatro processos fundamentais de transformação do estado do fluido refrigerante: expansão, vaporização, compressão e condensação”.

“O circuito do sistema é composto pela união entre compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador, além de fluido refrigerante e tubulação frigorífica para o transporte do fluido” (SILVA; SILVA, 2007, p.29).

Na Figura 10 apresenta-se um ciclo de refrigeração por expansão de gás para esclarecer o funcionamento deste sistema.

Figura 10 – Representação ciclo de refrigeração

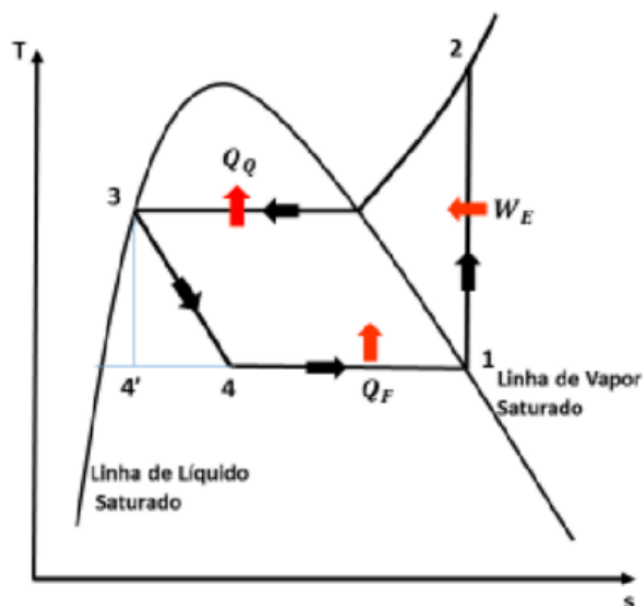


Fonte: FREITAS; ROSA (2018, p. 3)

No ciclo, o compressor (1,2) promove a circulação do fluido, e é responsável por elevar a pressão e a temperatura do mesmo. No condensador (2,3) é rejeitado o calor absorvido pelo evaporador somado ao calor promovido pela compressão do fluido, fornecendo condições para o fluido condensar. O dispositivo de expansão (3,4) cria uma restrição entre o condensador e o evaporador, acarretando na redução da pressão após o dispositivo, e no conseqüente aumento de volume do fluido. O evaporador (4,1) absorve calor do ambiente e fornece ao fluido. O fluido ao receber calor expande e retorna ao compressor na forma de vapor e reinicia o ciclo. (SILVA; SILVA, 2007, p.30-31). A Figura 11 demonstra a variação do estado termodinâmico do fluido refrigerante durante o ciclo de refrigeração.



Figura 11 – Diagrama temperatura x entropia para ciclo de refrigeração



Fonte: Adaptado de Çengel e Boles (2013 p. 494)

A figura acima representa um ciclo ideal de compressão de vapor e nela é possível observar as mudanças de fase do fluido refrigerante à medida que o sistema recebe e cede energia.

Para um ciclo de refrigeração, a capacidade térmica que um sistema tem de retirar calor do ambiente a ser climatizado será determinada pela variação de entalpia do fluido na entrada e saída do evaporador, respectivamente pontos 4 e 1 da Figura 12, conforme equação a seguir (MORAN et al., 2018).

$$Q_{ent} = m \cdot (h_1 - h_4)$$

Onde:

$Q_{ent}$  - Calor absorvido pelo fluido (J);

$m$  - massa (kg);

$h_4$  - entalpia na entrada do evaporador (J/kg);

$h_1$  - entalpia na saída do evaporador (J/kg).

### 2.11. Climatização por resfriamento evaporativo direto

Camargo aponta em seu artigo Resfriamento evaporativo: poupando a energia e o meio ambiente (2003, p. 1) que:

O resfriamento evaporativo opera utilizando fenômenos naturais através de processos induzidos nos quais a água e o ar são os fluidos de trabalho. Consiste na utilização da evaporação de água através da passagem de um fluxo de ar, provocando uma redução na temperatura do ar.

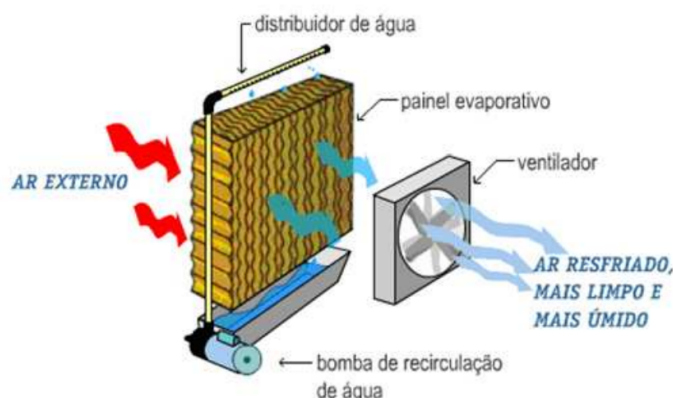
Esse processo possui como principal característica o fato de ser mais eficiente quando as temperaturas são mais elevadas, ou seja, quando a necessidade de resfriamento é maior para o conforto humano. Além disso, o aumento da umidade é benéfico em regiões secas e, em outras regiões, com a umidificação, do ar insuflado deixa de causar o desconfortável ressecamento da pele e mucosas do corpo que os sistemas convencionais proporcionam. (CAMARGO, 2003, P.1)

Ou seja, o resfriamento evaporativo é um processo de resfriamento que utiliza o calor latente transferido na evaporação da água para reduzir a temperatura de uma corrente de ar.

Sendo um sistema alternativo ao sistema convencional de climatização de ambientes, ponto principal deste estudo, que conforme Miranda e Freitas (2010, p. 10) “tem se mostrado eficiente em regiões de clima seco. [...] O princípio básico da refrigeração evaporativa está relacionado com a diferença entre a temperatura de bulbo seco e de bulbo úmido do ar”.

Este processo conta basicamente com um ventilador, uma célula evaporativa ou colméia, e uma bomba d'água. O ventilador tem a função de deslocar o ar através da célula evaporativa, a bomba por sua vez mantém a célula evaporativa molhada e por fim a célula evaporativa absorve a água fornecida pela bomba aumentando a área de contato entre o ar e uma superfície úmida (MIRANDA; FREITAS, 2010). Tal fluxo pode ser analisado na Figura 12.

Figura 12 – Demonstrativo de funcionamento do processo de resfriamento evaporativo

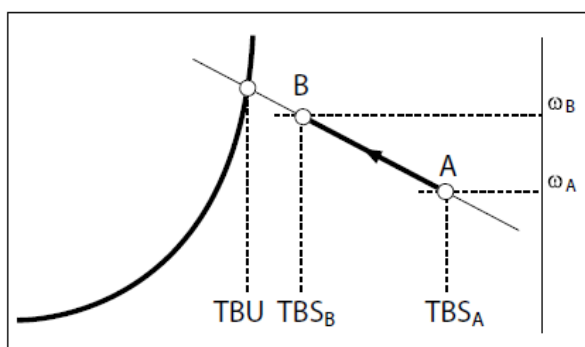


Fonte: Miranda e Freitas (2010, p. 10)

Pode-se observar através da figura acima que quando o ar seco externo entra em contato com a superfície molhada, através do painel evaporativo que foi alimentado com água pelo distribuidor, ele carrega consigo partículas de água, aumentando a umidade do fluxo de ar que atravessa a colméia e é incorporado ao ambiente pelo ventilador, o ar inserido no ambiente pelo ventilador apresenta menor temperatura de bulbo seco, maior umidade relativa e menor concentração de impurezas em relação às características do ar externo.

O processo de redução de temperatura de bulbo seco do fluxo de ar ocorre de forma adiabática levando em consideração que a entalpia específica do ar admitido é igual a entalpia do ar entregue pelo equipamento. Isso ocorre pois ao ponto que a temperatura de bulbo seco reduz, remoção de calor sensível, a umidade é elevada, acréscimo de calor latente (Bastos, 2011). A Figura 13 representa um processo adiabático para os sistemas evaporativos.

Figura 13 – Carta psicrométrica para processo evaporativo adiabático



Fonte: Elaborada pelos pelos autores.

É possível observar na figura acima que, para manter a entalpia constante os valores de temperatura de bulbo seco e umidade absoluta variam proporcionalmente e em direções opostas.

Segundo Bastos (2011) a diferença de temperatura de bulbo seco do fluxo de ar entre a entrada e saída do equipamento está limitada à variação de umidade absoluta do fluxo de ar após ser tratado pelo equipamento, ou seja, quanto maior for a variação de umidade relativa do fluxo de ar entre a entrada e saída do equipamento, maior será a redução de temperatura de bulbo seco entre o ar admitido e insuflado.

Masiero (2006) destaca que apesar de seus benéficos os sistemas evaporativos possuem limitações de aplicabilidade, tais como: exigências às condições climáticas e ventilação cruzada, e a impossibilidade de regulação automática da temperatura.

Segundo Duan (2011, p. 17), a fórmula abaixo descreve a eficiência do sistema evaporativo direto, levando em consideração a temperatura de bulbo seco na entrada e saída do equipamento e a temperatura de bulbo úmido na entrada. Sendo que quanto mais próximo o valor da temperatura de bulbo seco na saída do equipamento estiver da temperatura de bulbo úmido na entrada, mais eficiente será o equipamento.

$$\varepsilon = \frac{TBS_e - TBS_s}{TBS_e - TBU_e}$$

Onde:

$\varepsilon$  - Eficiência do sistema evaporativo

$TBS_e$  - Temperatura de bulbo seco externa (°C)

$TBU_e$  - Temperatura de bulbo úmida externa (°C)

$TBS_s$  - Temperatura de bulbo seco na saída do equipamento ( °C)

Conforme Duan (2021, p.17), a efetividade de saturação dos atuais sistemas de resfriamento evaporativo direto é variada de 70% a 95% dependendo da espessura da célula evaporativa e da velocidade em que o fluxo de ar flui por ela. Onde a área e tempo de contato com a célula molhada contribuem para o aumento da eficiência enquanto o aumento da velocidade ocasionando um regime turbulento

impacta negativamente.

## 2.12. Desempenho para sistemas de climatização

O desempenho para sistemas de climatização relaciona a quantidade de energia retirada de um ambiente na forma de calor pela quantidade de energia fornecida ao sistema em forma de trabalho (MORAN et al., 2018). A equação a seguir demonstra essa relação para obter o indicador de desempenho.

$$\beta = \frac{Q_{sai}}{W_{ent}}$$

Onde:

$\beta$  - Desempenho ou Coeficiente de Performance;

$Q_{sai}$  - Calor retirado do ambiente (kW);

$W_{ent}$  - Trabalho fornecido ao sistema (kW).

O coeficiente de performance é um valor adimensional que pode ser utilizado como indicador de eficiência energética, sendo que quanto maior for seu valor mais eficiente será o sistema, ou seja, quanto maior o valor do coeficiente de performance menor será o consumo de energia pelo sistema para tratar uma determinada carga térmica (MORAN et al., 2018).

### **3. METODOLOGIA**

Para comparação do sistema de climatização através de resfriamento evaporativo e do sistema de climatização através de expansão de gás direta, propõe-se a análise dos dois sistemas operando em condições idênticas, com o mesmo modelo de edificação, a mesma localização e a mesma carga térmica. Dessa forma será possível a avaliação da eficiência dos sistemas em função das condições externas e da carga térmica interna.

#### **3.1. Planejamento do comparativo**

O primeiro passo foi a definição dos ambientes a serem analisados, após isto realizou-se o desenvolvimento do projeto, em software CAD (Computer Aided Design) de cada ambiente escolhido, definindo suas características construtivas, utilização, ocupação e de funcionamento. Após a conclusão do projeto em CAD, foram definidas as cidades para o comparativo, cada uma com suas características climáticas. Essas características foram consideradas utilizando os arquivos climáticos disponibilizados pelo INMET (Instituto Brasileiro de Meteorologia).

Para o cálculo da carga térmica foi utilizado o software HAP (Hourly Analysis Program), da fabricante Carrier, o mesmo é fornecido gratuitamente pela fabricante a empresas credenciadas.

A carga térmica devido a infiltração foi desprezada pois os ambientes estarão pressurizados, devido ao sistema de resfriamento evaporativo trabalhar com 100% de ar externo.

Após encontrar a carga térmica, verificou-se o desempenho do sistema de resfriamento evaporativo para cada ambiente, conforme sua localização geográfica e as respectivas características climáticas. Com estes dados foi possível avaliar os parâmetros ideais para aplicação do sistema por resfriamento evaporativo e utilizar estes dados para comparar o sistema de climatização por resfriamento evaporativo e o sistema de climatização por expansão a gás direta (convencional), avaliando suas eficiências e custo operacional.

### 3.2. Definição dos ambientes para os cálculos do comparativo

Definiu-se dois ambientes com características distintas: sala de painéis elétricos e refeitório. Foi escolhida a sala de painéis elétricos pois é um ambiente comum em grandes indústrias, onde, devido aos equipamentos existentes dentro dela, tem-se uma alta carga de calor sensível. E foi escolhido o refeitório para o comparativo pois também é comum em empresas, possuindo picos de concentração de pessoas com alta carga de calor sensível e de calor latente.

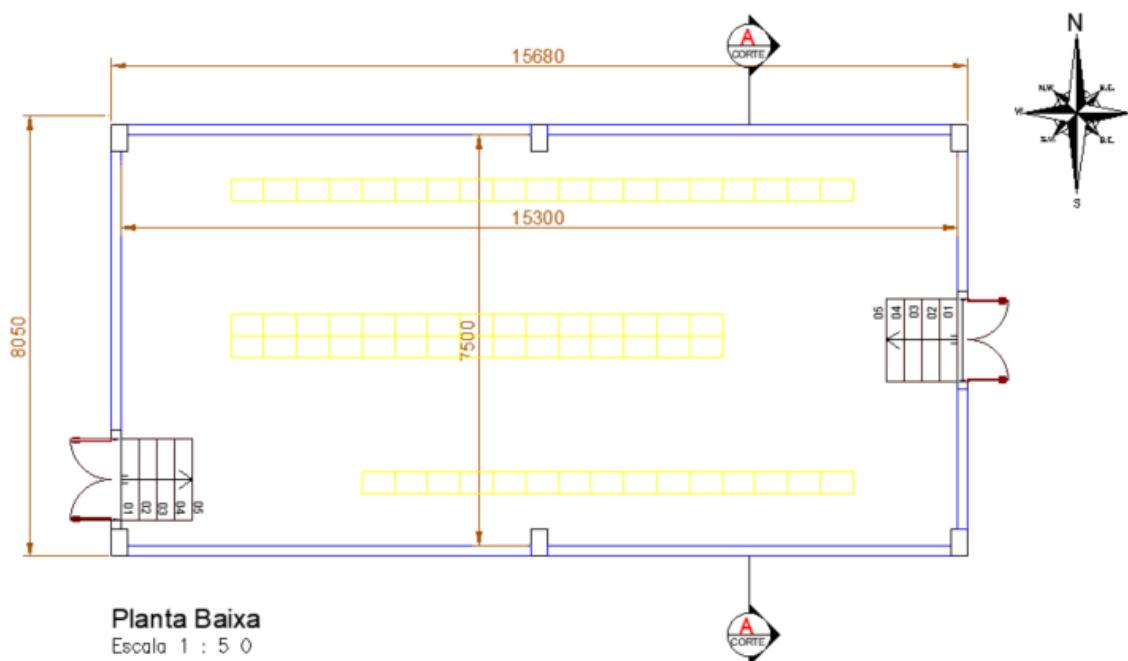
#### 3.2.1. Modelamento CAD

O modelamento CAD é necessário para a criação das plantas baixas para os dois ambientes com base nos modelos comumente encontrados nas indústrias, assim como suas características construtivas e de ocupação.

##### *Sala de painéis elétricos*

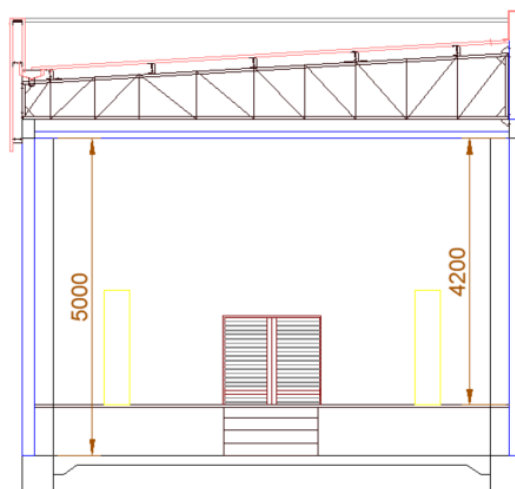
A posição geográfica e as dimensões podem ser observadas na planta baixa apresentada na Figura 14, e na vista em corte apresentada na Figura 15.

Figura 14 - Planta baixa sala de painéis



Fonte: Elaborada pelos autores

Figura 15 - Corte A-A

**Corte A-A**

Escala 1 : 5 0

**Fonte:** Elaborada pelos autores

Para as características do ambiente, considerou-se que a sala de painéis elétricos possui área de 114,75 m<sup>2</sup> e pé direito livre de 4,2 metros, laje maciça de concreto, piso em concreto e piso elevado, conforme Anexo 11, que apresenta-se como padrão deste tipo de sala facilitando a passagem dos cabos e também para as atividades de manutenção. Para as paredes foi considerado a utilização de blocos de concreto de 140 mm, com reboco de 25 mm nas duas faces e pintura clara. Considerou-se para o telhado a utilização de telhas térmicas compostas por duas faces de chapa em aço e preenchimento em EPS (Poliestireno Expandido), conforme o Anexo 12. Considerou-se que a sala não possui janelas, e as portas são do tipo veneziana, fabricadas em aço, com pintura clara.

Na Tabela 3 pode-se observar um resumo das características construtivas, assim como seus respectivos coeficientes de transferência de calor global, obtidos de acordo com os dados encontrados nos 5 primeiros anexos.



Tabela 3 - Características construtivas sala de painéis

CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS SALA DE PAINÉIS			
Item	Área [m <sup>2</sup> ]	Materiais	Coefficiente Global de Transferência de Calor [W/(m <sup>2</sup> k)]
Parede Externa Norte	78,4	Reboco 25 mm + bloco de concreto 140 mm + reboco 25 mm + pinura clara	2,69
Parede Externa Sul	78,4	Reboco 25 mm + bloco de concreto 140 mm + reboco 25 mm + pinura clara	2,69
Parede Externa Leste	40,3	Reboco 25 mm + bloco de concreto 140 mm + reboco 25 mm + pinura clara	2,69
Parede Externa Oeste	40,3	Reboco 25 mm + bloco de concreto 140 mm + reboco 25 mm + pinura clara	2,69
Piso Elevado	114,8	Placas de fibrocimento 28 mm	---
Cobertura	114,8	Laje de concreto 100 mm + telhado em painéis de EPS 40 mm com revestimento em ambos os lados de chapa de aço 0,5 mm	0,68
Porta	3,2	Porta tipo veneziana em aço com pintura clara	5,9

**Fonte:** Elaborado pelos autores de acordo com o anexo da portaria INMETRO nº 50/2013

Para as características internas do ambiente, considerou-se que a sala de painéis elétricos alimenta uma linha de produção que opera durante 24 horas, ou seja, a carga térmica fornecida pelos componentes elétricos e eletrônicos é constante. Cada painel possui dimensões de 600x400x1800 mm (comprimento x largura x altura) e dissipa 950 Watts de potência térmica, de acordo com dados de fabricantes. É de grande importância que os componentes elétricos e eletrônicos operem na faixa de temperatura estipulada pelos fabricantes, garantindo o correto funcionamento e aumentando a vida útil desses equipamentos. A potência térmica dissipada é diferente da potência elétrica, sendo que os dados podem ser encontrados na ficha técnica fornecida pelo fabricante. De forma geral, a potência térmica dissipada está associada à eficiência do componente, ou seja, se o componente tem 90% de eficiência, logo ele terá 10% de perda, sendo que esta perda é majoritariamente através da dissipação térmica.

Considerou-se que a sala não possui ocupantes fixos, apenas algumas visitas a cada turno por uma equipe de manutenção formada por duas pessoas, sendo uma carga praticamente desprezível. Considerou-se que a iluminação da sala é composta por 16 lâmpadas tubulares de led com 40 Watts de potência cada uma, totalizando 640 Watts. Conforme visto anteriormente, as lâmpadas de LED dissipam cerca de 20% de sua potência em energia térmica, ou seja, 20% de 640 Watts totalizam 128 Watts. Na Tabela 4 apresenta-se um resumo das características internas do ambiente.

Tabela 4 - Características internas sala de painéis

CARACTERÍSTICAS INTERNAS SALA DE PAINÉIS			
Descrição	Quantidade	Potência Dissipada	Período Diário
Pessoas	2	---	3 horas
Iluminação	16	128 Watts	24 horas
Painéis Elétricos	64	60800 Watts	24 horas

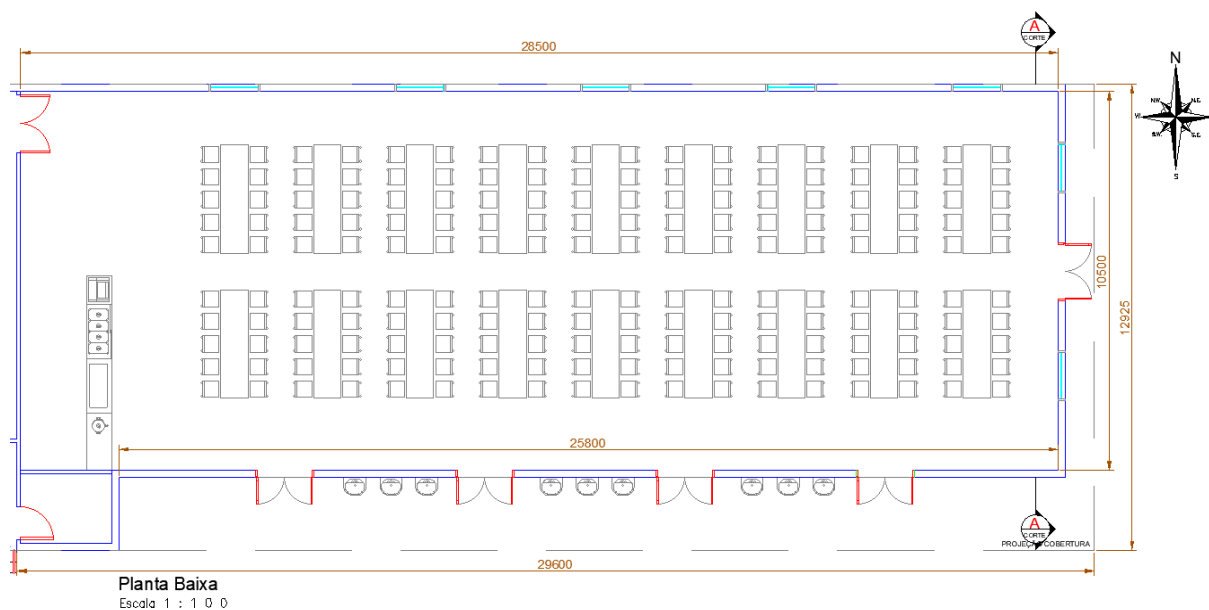
Fonte: Elaborada pelos autores

### Refeitório

Os refeitórios possuem picos de carga térmica, em geral, temos nos horário das refeições uma ocupação de 70% a 100%, sendo que basicamente a maior parcela de calor gerado é proveniente das pessoas e uma pequena parcela é em função dos alimentos quentes e dos equipamentos existentes no sistema de buffet que mantém a temperatura da comida.

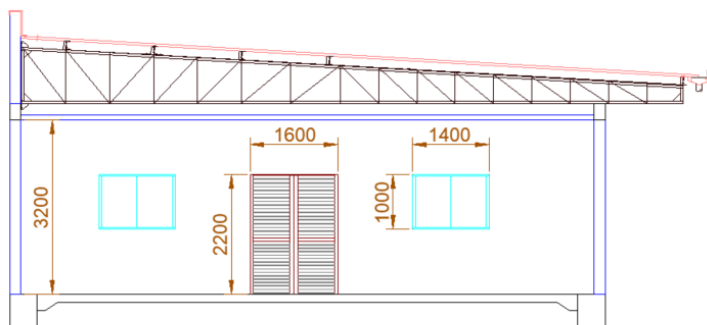
Para este trabalho será analisada somente a área do refeitório, não considerando as áreas adjacentes (ambientes não climatizados). A posição geográfica e as dimensões podem ser observadas na planta baixa conforme a Figura 16 abaixo, e na vista em corte na Figura 17 logo em seguida.

Figura 16 - Planta baixa refeitório



Fonte: Elaborada pelos autores

Figura 17 - Corte A-A

Corte A-A  
Escala 1 : 5 0

**Fonte:** Elaborada pelos autores

Para as características construtivas do ambiente, considerou-se que o refeitório possui área total de 299,25 m<sup>2</sup>, com pé direito livre de 3,2 m. Para as paredes, considerou-se que elas são compostas de tijolos cerâmicos, reboco nas duas faces e pintura clara, com piso em concreto e revestimento cerâmico, e laje maciça de concreto. Considerou-se que a cobertura é composta por telhas térmicas trapezoidais compostas por duas faces de chapa em aço e preenchimento em EPS, conforme o Anexo 12 deste trabalho. Considerou-se que na face sul tem-se o beiral da cobertura avançando cerca de 2 m, e na face leste considerou-se que o beiral da cobertura avança 80 cm. Considerou-se que as portas externas e internas são do tipo veneziana em aço, com pintura clara e que as janelas possuem perfis em alumínio e vidros laminados incolores com espessura de 8 mm.

Na Tabela 5 abaixo pode-se observar um resumo das características construtivas, assim como seus respectivos coeficientes de transferência de calor global, obtidos de acordo com os dados dos 5 primeiros anexos deste estudo.

Tabela 5 - Características construtivas refeitório

CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS REFEITÓRIO			
Item	Área [m <sup>2</sup> ]	Materiais	Coefficiente Global de Transferência de Calor [W/(m <sup>2</sup> k)]
Parede Externa Norte	91,2	Reboco 25 mm + bloco cerâmico 140 mm + reboco 25 mm + pinura clara	1,85
Parede Externa Sul	82,6	Reboco 25 mm + bloco cerâmico 140 mm + reboco 25 mm + pinura clara	1,85
Parede Interna Sul	8,6	Reboco 25 mm + bloco cerâmico 90 mm + reboco 25 mm + pinura clara	2,46
Parede Externa Leste	33,6	Reboco 25 mm + bloco cerâmico 140 mm + reboco 25 mm + pinura clara	1,85
Parede Interna Oeste	33,6	Reboco 25 mm + bloco cerâmico 90 mm + reboco 25 mm + pinura clara	2,46
Piso	299,25	Concreto	---
Cobertura	382,58	Laje de concreto 100 mm + telhado em painéis de EPS 40 mm com revestimento em ambos os lados de chapa de aço 0,5 mm	0,68
Porta	3,52	Porta tipo veneziana em aço com pintura clara	5,9
Janela	1,4	Vidro laminado incolor com 8 mm de espessura	5,7

**Fonte:** Elaborado pelos autores de acordo com o anexo da portaria INMETRO nº 50/2013

Para as características internas do ambiente, considerou-se que o refeitório possui capacidade de ocupação total de 170 pessoas com balcões aquecidos que possuem as seguintes dimensões: 3,8 m x 0,7 m, sendo que a dissipação de energia térmica pode ser obtida através da NBR 16401-1 de 2008. Considerou-se que a iluminação é composta por 40 lâmpadas led tubulares com 40 Watts cada uma, totalizando 1.600 Watts, Conforme visto anteriormente, as lâmpadas de LED dissipam cerca de 20% de sua potência em energia térmica, ou seja, tem-se 320 Watts de dissipação térmica. Na Tabela 6 apresenta-se um resumo das características internas do ambiente.

Tabela 6 - Características internas do refeitório

CARACTERÍSTICAS INTERNAS REFEITÓRIO			
Descrição	Quantidade	Potência Dissipada	Período Diário
Pessoas	170	---	4 horas
Iluminação	40	320 Watts	8 horas
Balcão aquecido	1	18760 Watts (12400 W de calor sensível + 6360 W de calor latente)	4 horas

**Fonte:** Elaborada pelos autores de acordo com os dados da ABNT NBR 16401-1

### 3.3. Definição da localização e dados climáticos

Os dados climáticos de cada região podem ser obtidos através do site do INMET, que disponibiliza os arquivos na extensão compatível com o software de análise que será utilizado. O arquivo climático apresenta os dados anuais de cada cidade monitorada e é carregado diretamente no software HAP. Com estes dados climáticos fornecidos pelo INMET é possível realizar uma análise precisa da variação de temperatura e umidade ao longo do ano, e conseqüentemente a variação de carga térmica do ambiente analisado.

Para este estudo, optou-se por utilizar os dados das cidades de Belém/PA e Brasília/DF. Belém/PA por apresentar um clima predominantemente quente e úmido e Brasília/DF por apresentar um clima quente e seco.

Outra fator importante é a altitude de cada local, conforme os dados obtidos na ABNT 16401-1 de 2008, Brasília situa-se a 1061 metros de altitude em relação ao nível do mar, enquanto Belém está a 16 metros de altitude, dessa forma calcula-se a pressão atmosférica em função da altitude de acordo com a equação abaixo:

$$Patm = Patm_{\text{nível do mar}} \cdot e^{\frac{-Mg}{RT} \cdot Alt}$$

Onde:

*Patm* - Pressão atmosférica (kPa)

*Patm*<sub>nível do mar</sub> - Pressão atmosférica a nível do mar (101,325 kPa)

*M* - Massa molar do ar (adotado 28,96 M/g mol<sup>-1</sup>)

*g* - Aceleração da gravidade (9,81 m/s<sup>2</sup>)

*R* - Constante universal dos gases (8,31 J/mol K)

*T* - Temperatura do local (adotado temperatura ambiente de 298 K)

*Alt* - Altitude do local (km)

Assim, através da equação, obtém-se a pressão atmosférica de 89,7 kPa para Brasília e 101,3 kPa para Belém. Nota-se que para Belém considerou-se a pressão atmosférica a nível do mar, pois a variação mostrou-se desprezível.

Os dados da umidade relativa do ar (informações importantes para os cálculos de análise) são obtidos em função das temperaturas médias de bulbo úmido e bulbo seco relacionando as pressões de vapor e de vapor saturado conforme as equações apresentadas abaixo:

$$P_s = A_p \cdot 10^{7,5 \cdot T / 273,3 + T}$$

Onde:

*P<sub>s</sub>* - Pressão de vapor saturado (Pa)

*A<sub>p</sub>* - Constante (610,8 Pa)

*T* - Temperatura (°C)

$$P_v = P_{s,tbu} - \gamma \cdot P_{atm} \cdot (T_{BSe} - T_{BUe})$$

Onde:

*P<sub>v</sub>* - Pressão de vapor (Pa)

*P<sub>s,tbu</sub>* - Pressão de vapor saturado calculada para a temperatura de bulbo úmido (Pa)

*γ* - Constante psicrométrica ( $6,6 \cdot 10^6 / K$ )

*P<sub>atm</sub>* - Pressão atmosférica local (Pa)

*T<sub>BSe</sub>* - Temperatura de bulbo seco externa (°C)

*T<sub>BUe</sub>* - Temperatura de bulbo úmido externa (°C)

$$\phi = \frac{P_v}{P_s} \cdot 100$$

Onde  $\phi$  é a umidade relativa expressa em porcentagem.

### 3.4. Levantamento de carga térmica

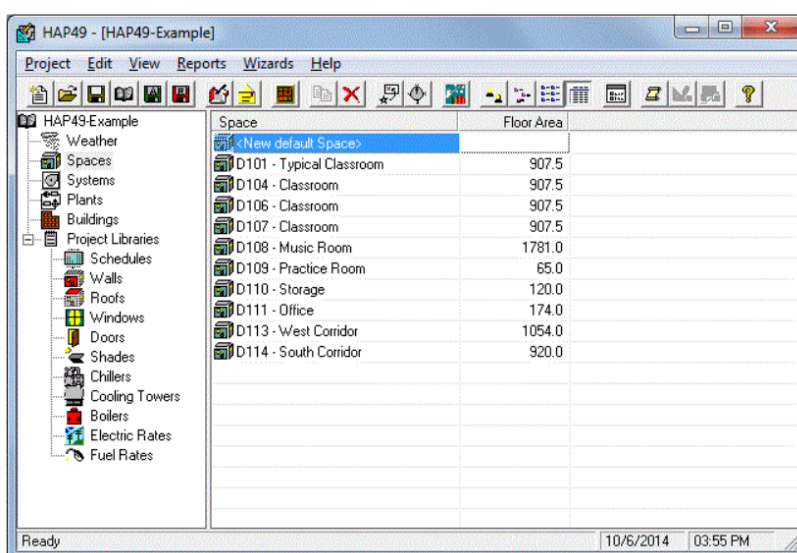
Para o cálculo da carga térmica será utilizado o software Hourly Analysis Program (HAP), fornecido gratuitamente a empresas credenciadas pela fabricante Carrier. O software possui interface simples e intuitiva, com a possibilidade de

carregamento de arquivos climáticos, disponibilizados pelo INMET, conforme as cidades escolhidas.

A carga térmica devido a infiltração é desconsiderada devido ao sistema de resfriamento evaporativo manter o ambiente com pressão positiva, pois recebe 100% de ar externo e, com auxílio de um exaustor, instalado de forma a garantir a ventilação cruzada no ambiente, exaure cerca de 80% da vazão de insuflamento.

Na Figura 18 pode-se observar a interface do programa e suas principais funções.

Figura 18 - Vista geral da interface do software HAP



Fonte: HAP v4.9

Para execução das simulações no sistema, tem-se a divisão dos dados em cinco categorias: dados climáticos do local escolhido (*Weather*), características externas e internas dos espaços (*Spaces*), características dos sistemas de climatização e ventilação (*Systems*), características dos sistemas centrais (*Plants*) e características do edifício (*Buildings*).

Na categoria *Weather*, referente às características climáticas, o software definirá as características climáticas referente ao período de verão e inverno conforme o local escolhido. O HAP faz as simulações com base no arquivo climático carregado, considerando os perfis de temperatura e umidade correspondentes.

Na categoria *Spaces*, referente às características externas e internas do ambiente, o software possibilita a entrada dos dados referente a geometria do

modelo baseada na área de superfície e orientação geográfica, esses dados são obtidos através do projeto. Para a caracterização do espaço é necessário a inclusão dos seguintes dados nos campos correspondente dentro do software:

- Cargas internas (iluminação, equipamentos, pessoas, diversos);
- Paredes, janelas, portas e sombreamento;
- Coberturas e clarabóias;
- Infiltrações de ar;
- Pavimentos (sobre o solo ou entre andares);
- Divisórias internas (paredes ou forro).

Na categoria *Systems* referente aos sistemas de climatização e ventilação, o software possibilita a entrada dos dados conforme o tipo de sistema de climatização e/ou ventilação que serão utilizados, assim como os perfis de horários e temperatura para cada zona climatizada.

Na categoria *Plants* referente aos sistemas centrais, o software permite a criação e identificação das centrais térmicas dos sistemas, ou seja, a definição dos sistemas que estarão associados, como por exemplo as centrais de água gelada, água quente e vapor.

Na categoria *Buildings* referente às informações de edifícios, o software possibilita a criação ou associação de edifícios incluindo todos os sistemas de HVAC associados às zonas térmicas criadas. Esta categoria permite a análise do perfil de consumo energético dos sistemas, assim como os custos associados.

### **3.5. Método para a seleção dos equipamentos**

A partir dos dados de carga térmica, dados psicométricos do ar externo e do recinto a ser climatizado, selecionou-se os equipamentos de climatização com o auxílio dos catálogos e das instruções dos fabricantes. Neste trabalho utilizou-se informações fornecidas pela Munters e Carrier, fabricantes de equipamentos evaporativos e de expansão, respectivamente.



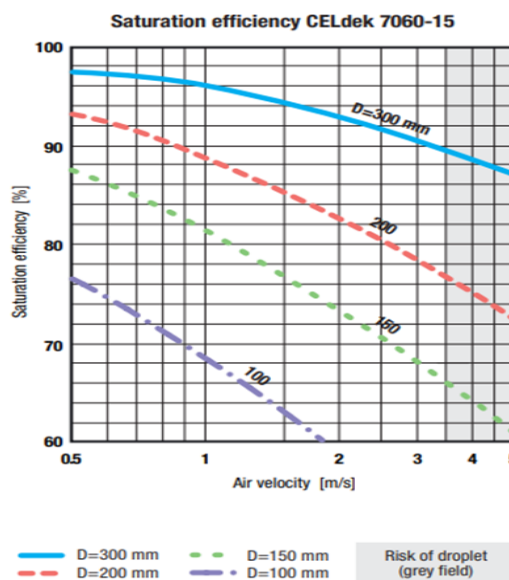
### Método para a seleção de equipamentos evaporativos

Conforme os dados fornecidos pelo fabricante, para dimensionar a vazão requerida e selecionar o equipamento deve ser desconsiderada a carga de calor latente gerada no interior do recinto, uma vez que o ar entregue pelo equipamento encontra-se praticamente saturado, e não tem potencial expressivo para tratar esse tipo de carga.

Para a seleção do sistema de climatização evaporativo utilizam-se os seguintes passos:

- Selecionar velocidade de face e espessura do painel evaporativo junto ao catálogo do fabricante. A Figura 19 descreve a influência entre velocidade de face e espessura do painel na efetividade do equipamento, ou seja, a porcentagem de umidade relativa do fluxo de ar entregue pelo painel evaporativo;

Figura 19 – Eficiência de saturação



Fonte: Catálogo Munters

- Após a definição da eficiência do painel evaporativo e com as condições psicrométricas externas, pode-se, através de relações psicrométricas, definir a temperatura de bulbo seco a ser insuflada pelo equipamento;

- Com os dados psicométricos do recinto e temperatura de bulbo seco a ser insuflada pelo equipamento pode-se, utilizando da equação abaixo, determinar a vazão volumétrica de ar que deve ser fornecida pelo equipamento a fim de atender a carga térmica do recinto.

$$V = \left( \frac{Q_s}{d \cdot cp \cdot (TBSs - TBSr)} \right) \cdot 3600$$

Onde:

*V* - Vazão volumétrica (m<sup>3</sup>/h);

*Q<sub>s</sub>* - Calor sensível (kW);

*d* - densidade do ar (1,05 kg/m<sup>3</sup>);

*cp* - Calor específico do ar (1,004 kJ/kg·°C);

*TBSs* - Temperatura de bulbo seco na saída do equipamento (°C);

*TBSr* - Temperatura de bulbo seco no recinto (°C).

- Com a vazão dimensionada para o dia de projeto, seleciona-se, junto ao catálogo do fornecedor, o equipamento que fornece a vazão requerida.

A Figura 20 apresenta um recorte do catálogo de seleção de equipamentos evaporativos Munters.

Figura 20 – Catálogo de seleção Munters

Modelo	Vazão máx. ar (m <sup>3</sup> /h)*	Eficiência de resfriamento	Potência (CV)*	Dimensões C x L x A (mm)	Peso Seco (Kg)	Peso em operação (Kg)	Saída do Ar A x L (mm)	
Simples Aspiração	TBb 7	7.000	83%	2,0	975 x 925 x 1.025	180	230	340 x 386
	TBb 14	14.000	93%	4,0	1.550 x 1.250 x 1.400	270	350	560 x 480
	TBb 23	23.400	93%	6,0	1.275 x 1.550 x 1.700	382	543	655 x 700
	TBb 35	35.100	93%	12,5	2.030 x 1.860 x 2.000	760	1.030	960 x 805
Dupla Aspiração	TBb 60	58.600	93%	15,0	3.610 x 1.605 x 2.100	985	1.320	1.190 x 1.010
	TBb 80	80.300	93%	25,0	3.675 x 1.910 x 2.400	1.311	1.726	1.130 x 1.125
	TBb 100	106.500	93%	40,0	3.990 x 2.215 x 2.540	1.936	2.429	1.510 x 1.260

Modelo	Vazão máx. ar (m <sup>3</sup> /h)	Potência (CV)*	Peso Seco (kg)	Peso em Operação (kg)	Comprimento (mm)	Largura (mm)	Altura (mm)	Abertura na parede (mm)
TBb 180	18.000	0,75	150	260	880	1.235	1595	1.095 x 1.095
TBb 300	30.000	1	206	285	950	1.535	1945	1.390 x 1.390



Fonte: Adaptado catálogo Munters

Na figura acima, além da vazão fornecida pelo equipamento, é apresentado informações como eficiência, dimensão, potência e peso. Apesar da eficiência e o consumo elétrica serem o objeto de estudo deste trabalho o tamanho assim como o peso do equipamentos podem ser fatores que viabilizam ou não aplicação dos sistemas evaporativos

#### *Método para a seleção de equipamentos de expansão a gás*

Os fornecedores desse tipo de equipamentos normalmente expressam a capacidade de refrigeração de seus produtos em unidades fora do SI (sistema internacional de medidas), dessa forma, pode ser necessário a conversão de unidades conforme relação abaixo:

$$1 \text{ Btu/h} = 0,252 \text{ Kcal/h} = 0,293 \text{ W} \text{ e } 1 \text{ TR} = 12.000 \text{ Btu/h}$$

Tendo em mente a necessidade da conversão, utilizou-se o catálogo do fornecedor para selecionar o modelo do equipamento de acordo com a carga térmica a ser tratada.

A Figura 21 apresenta um recorte do catálogo de seleção para splits de alta capacidade da marca Carrier.

Figura 21 – Catálogo de seleção Carrier



Tabelas 1b - Características Técnicas Gerais 40MX com 38EXD

UNIDADE EVAPORADORA	40MX						
	15	20	25	30	40	45	50
Capacidade (kcal/h) [1] com 38EXD	44418	52114	73151	90200	106682	123821	138926
Alimentação principal (V/ph/Hz)	220, 380, 440 / 3 / 60						
Tensão de Comando (V/ph/Hz)	220 / 1 / 60						
Nº de Estágios de Capacidade	1			2			
Refrigerante - Tipo	HFC-410A						

Fonte: Catálogo Carrier

Após a seleção do modelo conforme a capacidade requerida, foi necessário validar se nas condições climáticas de trabalho o equipamento atenderá a carga térmica estabelecida.

Na Figura 22 é apresentado os dados de desempenho do equipamento em função da temperatura externa, condições psicrométricas dentro do ambiente e capacidade do equipamento para tratar carga sensível e latente..

Figura 22 – Desempenho do equipamento

		( 40MX15 + 38EXC15 )												
		6612												
		22				24,35				26,7				
		12	14	16	18	14	16	18	20	16	18	20	22	
TAs ambiente externo (°C)	20	CT	---	---	45513	48326	---	45517	48226	51183	45481	48217	51069	54195
		CS	---	---	30616	26506	---	35201	31050	26969	39673	35601	31434	27354
		PEC	---	---	11665	11949	---	11664	11941	12241	11656	11938	12235	12561
	25	CT	---	---	44024	46738	---	44025	46659	49500	43997	46635	49406	52321
		CS	---	---	29907	25822	---	34481	30350	26274	38956	34889	30740	26622
		PEC	---	---	12782	13064	---	12780	13058	13360	12772	13056	13354	13671
	30	CT	---	---	42404	44982	---	42410	44935	47654	42420	44912	47578	50385
		CS	---	---	29152	25075	---	33708	29584	25516	38159	34112	29998	25895
		PEC	---	---	13956	14235	---	13954	14231	14529	13947	14228	14523	14840
	35	CT	---	---	40636	43076	---	40637	43070	45616	40677	43041	45593	48258
		CS	---	---	28307	24218	---	32861	28761	24662	37254	33297	29184	25089
		PEC	---	---	15170	15448	---	15168	15445	15737	15165	15442	15735	16045
	40	CT	---	36518	38737	41058	36689	38743	41047	43483	38731	41026	43455	45996
		CS	---	31474	27420	23348	35485	31963	27895	23820	36185	32410	28315	24238
		PEC	---	16143	16399	16668	16149	16397	16665	16951	16390	16664	16950	17256
	45	CT	32545	34587	36678	38894	34849	36679	38875	41190	36730	38855	41156	43565
		CS	32509	30484	26467	22438	34024	31000	26959	22906	35036	31459	27388	23333
		PEC	17956	17355	17607	17873	17380	17605	17871	18153	17608	17871	18152	18449

**LEGENDA:**

CT: Capacidade Total (kcal/h)

CS: Capacidade Sensível (kcal/h)

PEC: Potência Elétrica da Unidade Condensadora (W)

VAe: Vazão de Ar do Evaporador (m³/h)

TBSee: Temperatura de Bulbo Seco na Entrada do Evaporador (°C)

TBUee: Temperatura de Bulbo Úmido na Entrada do Evaporador (°C)

Fonte: Adaptado do catálogo Carrier

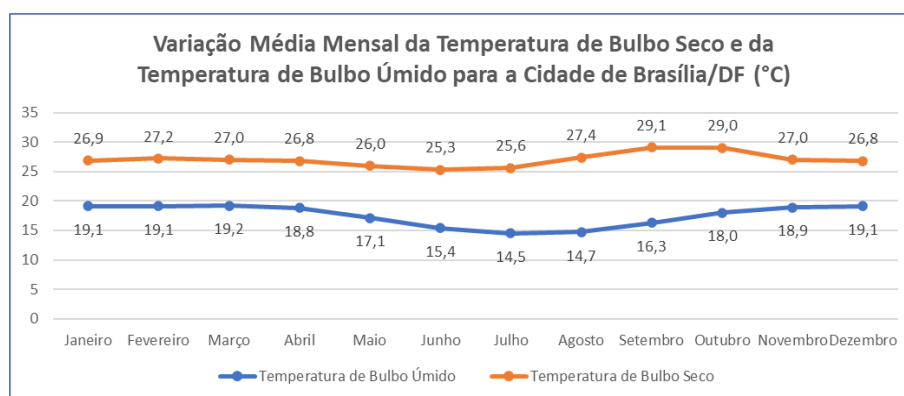
Na Figura acima é apresentado as informações de desempenho para o equipamento de 40MX15+38EX15, no qual observa-se que a medida que a temperatura externa se eleva, a capacidade total do equipamento é reduzida, assim, com o aumento da temperatura e umidade no interior do recinto, a capacidade de refrigeração aumenta. A variação da capacidade de refrigeração em função das condições de aplicação, assim como o potencial para cada tipo de carga térmica deve ser levado em consideração para a correta seleção do equipamento.

## 4. ANÁLISE DOS RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1. Dados climáticos dos locais selecionados

Abaixo apresenta-se a Figura 23, que aponta a variação da temperatura de bulbo úmido e a variação da temperatura de bulbo seco ao longo dos meses para a cidade de Brasília, e a Figura 24, que apresenta os dados para a cidade de Belém.

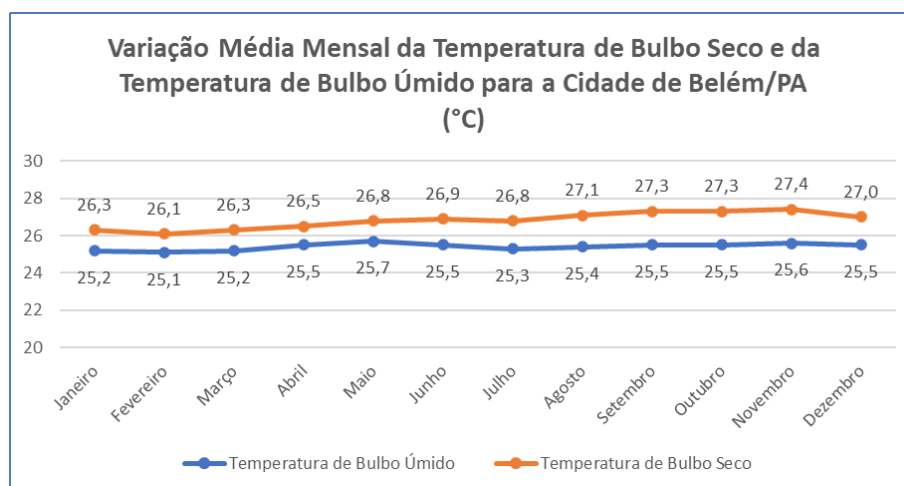
Figura 23 - Variação média mensal da temperatura de bulbo seco e da temperatura de bulbo úmido para a cidade de Brasília/DF



Fonte: Adaptada de INMET (2022)

Observa-se na imagem acima que a diferença entre a temperatura de bulbo seco e bulbo úmido mantém-se em torno de 8°C ao longo do ano.

Figura 24 - Variação média mensal da temperatura de bulbo seco e da temperatura de bulbo úmido para a cidade de Belém/PA

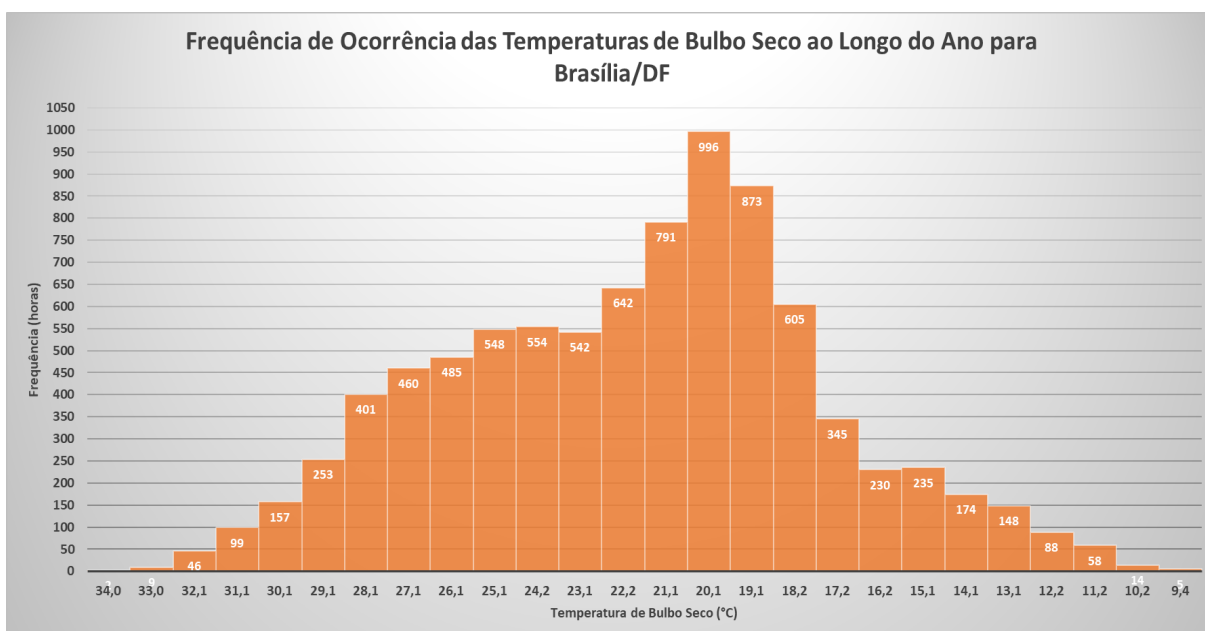


Fonte: Adaptada de INMET (2022)

Pode-se observar que a cidade de Belém apresenta uma média alta de temperaturas de bulbo seco, mantendo-se acima dos 26°C. Também observa-se que a diferença entre a temperatura de bulbo seco e a temperatura de bulbo úmido é menor, quando comparado com a cidade de Brasília, ficando, em média, em torno de 2°C.

Através da Figura 25 e da Figura 26 observa-se a frequência da ocorrência das temperaturas de bulbo seco ao longo do ano para as cidades de Brasília e de Belém, respectivamente. Os dados são apresentados relacionando a quantidade de horas em que ocorrem determinadas temperaturas durante o ano.

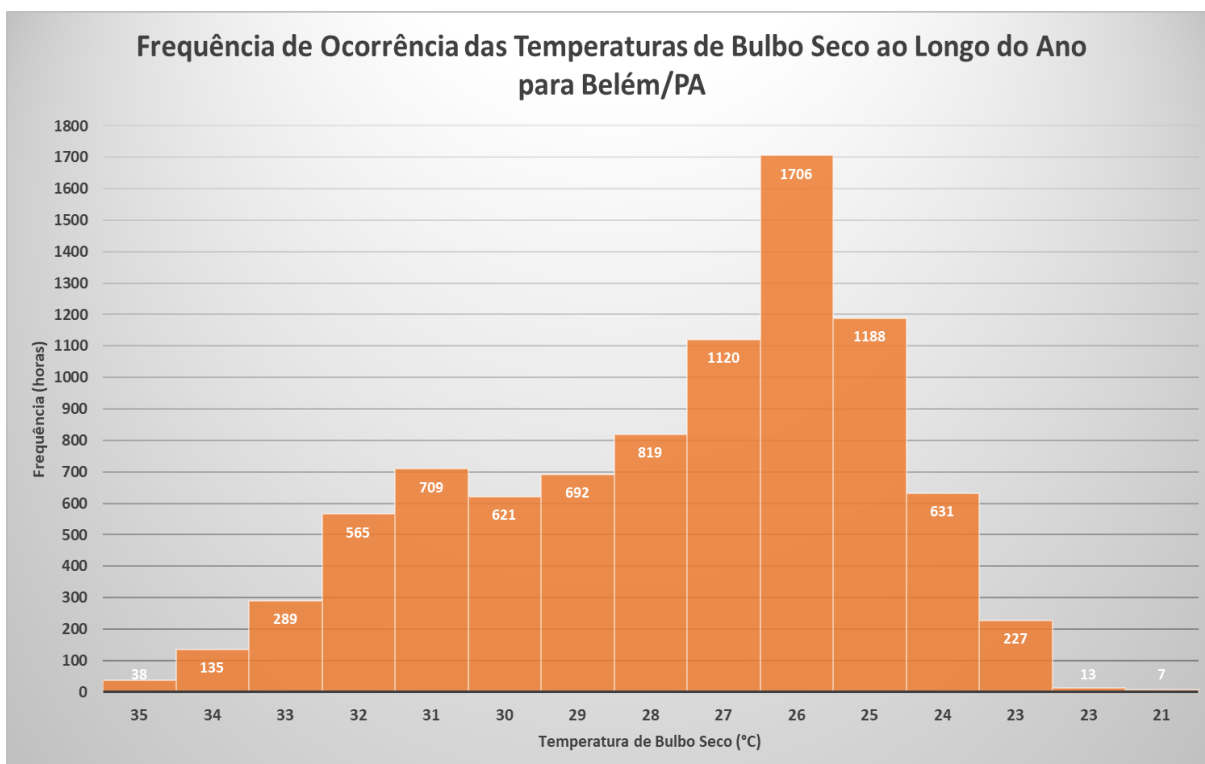
Figura 25 - Frequência de ocorrência das temperaturas de bulbo seco ao longo do ano para Brasília/DF



**Fonte:** Adaptada de Goulart, Lamberts e Firmino (1998)

Verifica-se no gráfico acima que as temperaturas em Brasília mantêm-se na faixa entre 17°C a 28°C em cerca de 80% do ano, com as máximas acima de 28°C ocorrendo em cerca de 6% do ano e as mínimas abaixo de 17°C ocorrendo em cerca de 11% do ano.

Figura 26 - Frequência de ocorrência das temperaturas de bulbo seco ao longo do ano para Belém/PA



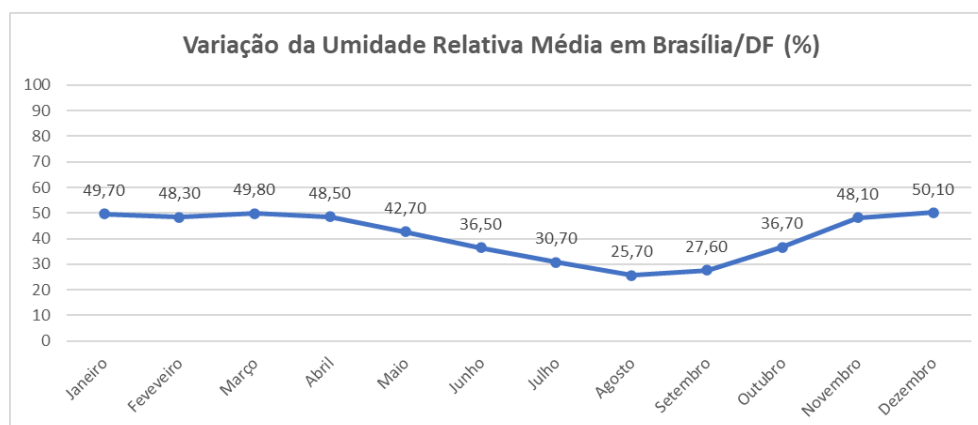
Fonte: Adaptada de Goulart, Lamberts e Firmino (1998)

Para a cidade de Belém observa-se temperaturas predominantes entre 24°C e 32°C, ou seja, as temperaturas mantêm-se elevadas ao longo de todo o ano, registrando picos de temperaturas acima dos 30°C em cerca de 27% do ano.

Abaixo, na Figura 27 apresentam-se os dados de umidade relativa calculados para cada mês em função das temperaturas de bulbo úmido e bulbo seco para a cidade de Brasília e em sequência, a Figura 28 mostra os dados obtidos para a cidade de Belém.



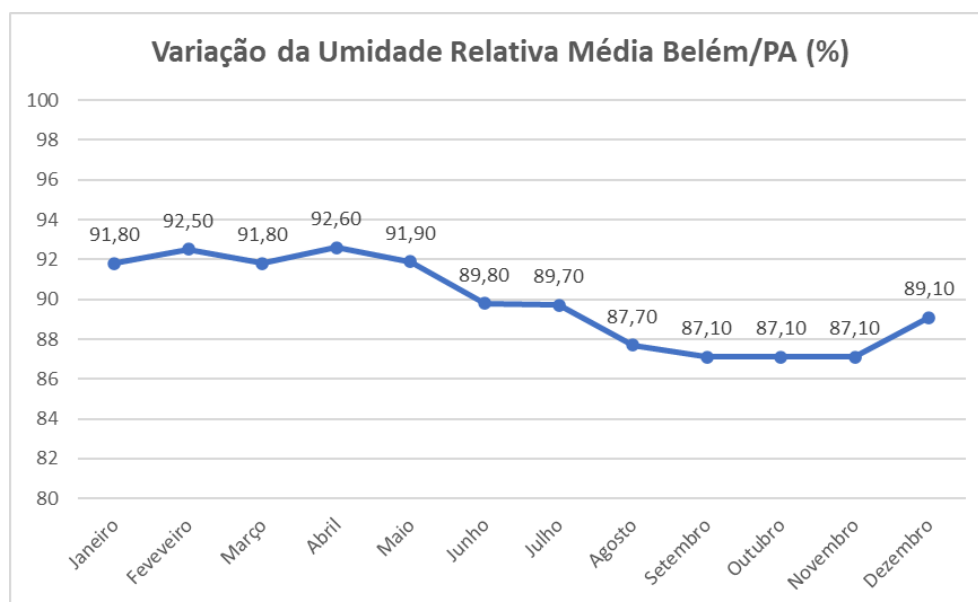
Figura 27 - Variação da umidade relativa média para a cidade de Brasília/DF



Fonte: adaptado de INMET (2022)

Verifica-se, através do gráfico acima, que a umidade relativa da cidade de Brasília apresenta índices baixos, mantendo-se em patamares abaixo dos 50% durante o ano. Deve-se salientar que os dados tratam de uma média ajustada em função das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido, sendo que ao analisar a variação diária podem-se obter valores diferentes.

Figura 28 - Variação da umidade relativa média para a cidade de Belém/PA



Fonte: adaptado de INMET (2022)

Observa-se que a média de umidade relativa do ar para a cidade de Belém é extremamente alta, mantendo uma média acima de 85% em todos os meses

## 4.2. Carga térmica sala de painéis

Na Tabela 7, tem-se a carga térmica calculada para a cidade de Brasília e na Tabela 8, tem-se a carga térmica calculada considerando a cidade de Belém. Deve-se observar que os resultados obtidos para os cálculos de carga térmica representam o dia típico de projeto, definido por Goulart, Lamberts e Firmino (1998), como o dia que representa uma média do conjunto de dias com as temperaturas mais elevadas, definida pelo cálculo das declinações solares. Dessa forma, tem-se a condição de carga térmica crítica que o sistema de climatização deve atender.

Tabela 7 - Carga térmica dia de projeto sala de painéis Brasília/DF

	Dia de Projeto Verão		
	Dados em Dezembro às 18:00 TBS = 28,4°C / TBU = 17,5°C		
Zonas Analisadas	Detalhes	Calor Sensível (kW)	Calor Latente (kW)
Paredes	231 m <sup>2</sup>	6,867	-
Telhado	115 m <sup>2</sup>	1,16	-
Portas	6 m <sup>2</sup>	0,076	-
Iluminação	128 W	0,128	-
Equipamentos Elétricos	60,800 kW	60,796	-
Pessoas	2	0,173	0,267
<b>Total</b>	-	<b>69,200</b>	<b>0,267</b>

Fonte: Adaptado do software HAP

Através do cálculo realizado no software verifica-se uma carga térmica total de 69,467 kW, sendo quase que inteiramente de calor sensível.

Tabela 8 - Carga térmica dia de projeto sala de painéis Belém/PA

<b>Dia de Projeto Verão</b>			
<b>Dados em Dezembro às 17:00</b>			
TBS = 32,0°C / TBU = 25,4°C			
Zonas Analisadas	Detalhes	Calor Sensível (kW)	Calor Latente (kW)
Paredes	231 m <sup>2</sup>	9,048	-
Telhado	115 m <sup>2</sup>	1,401	-
Portas	6 m <sup>2</sup>	0,130	-
Iluminação	128 W	0,128	-
Equipamentos Elétricos	60,800 kW	60,796	-
Pessoas	2	0,173	0,267
<b>Total</b>	-	<b>71,676</b>	<b>0,267</b>

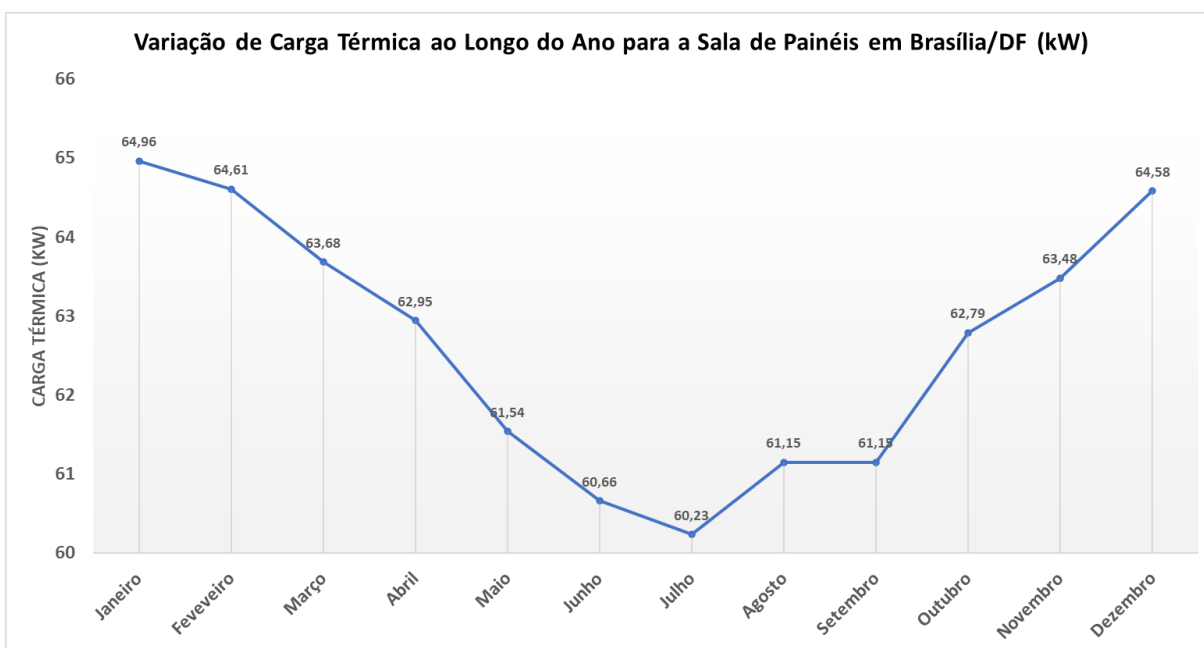
**Fonte:** Adaptado do software HAP

Verifica-se que os valores obtidos são similares, considerando que a maior parte é devido a dissipação térmica dos painéis elétricos e entende-se que esta diferença no valor da carga térmica está relacionada às condições externas de cada local.

Outro fator importante a considerar é o tipo de carga térmica obtida na simulação, sendo quase exclusivamente de calor sensível.

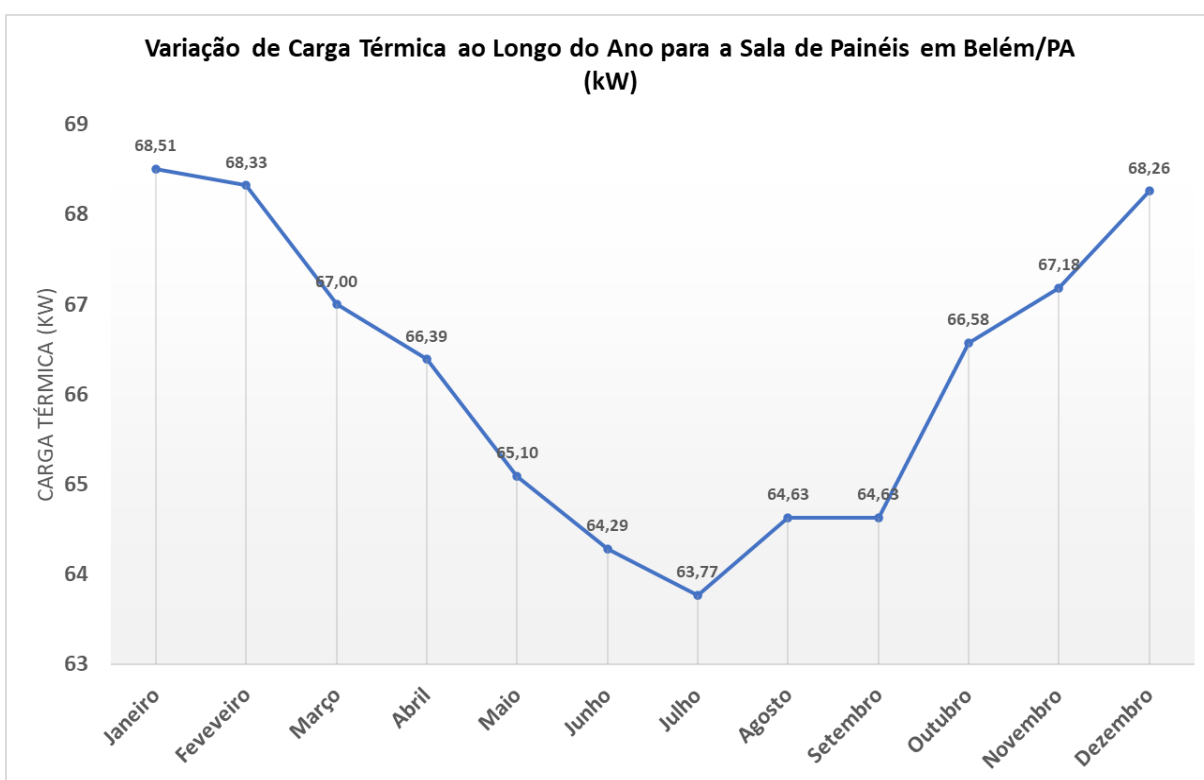
Os relatórios com as variações de carga térmica ao longo do ano forneceram os dados da Figura 29 para a cidade de Brasília e da Figura 30 para a cidade de Belém, através das simulações realizadas no software HAP.

Figura 29 - Carga térmica média mensal para a sala de painéis em Brasília/DF



Fonte: Elaborada através dos dados obtidos no software HAP

Figura 30 - Carga térmica média mensal para a sala de painéis em Belém/PA



Fonte: Elaborada através dos dados obtidos no software HAP

Observa-se que para a cidade de Belém mesmo a condição de menor carga térmica média, registrada no mês de julho, é muito próxima a condição de maior

carga térmica média registrada em Brasília, consequência das elevadas temperaturas médias anuais registradas em Belém.

### 4.3. Carga térmica refeitório

Na Tabela 9 apresenta-se a carga térmica calculada para a cidade de Brasília e na Tabela 10 apresenta-se a carga térmica calculada considerando a cidade de Belém, ambas com resultados para o dia típico de projeto de verão, apresentando a carga térmica crítica para o sistema de climatização.

Tabela 9 - Carga térmica dia de projeto refeitório em Brasília/DF

Dia de Projeto Verão			
Dados em Dezembro às 12:00 TBS = 28,7°C / TBU = 17,4°C			
Zonas Analisadas	Detalhes	Calor Sensível (kW)	Calor Latente (kW)
Janelas - Insolação	10 m <sup>2</sup>	0,859	-
Paredes	182 m <sup>2</sup>	1,277	-
Telhado	442 m <sup>2</sup>	3,014	-
Janelas - Condução	10 m <sup>2</sup>	0,277	-
Portas	16 m <sup>2</sup>	0,476	-
Divisões Internas	42 m <sup>2</sup>	0,671	-
Iluminação	320 W	0,320	-
Pessoas	170	7,794	13,447
Diversos	-	12,400	6,360
<b>Total</b>	-	<b>27,088</b>	<b>19,807</b>

Fonte: Adaptada do software HAP

Percebe-se uma carga térmica bem equilibrada entre calor sensível e calor latente, sendo que a primeira representa cerca de 58% e a segunda cerca de 42% da carga térmica total, que é de 46,895 kW. Esta grande parcela de calor latente é ocasionada principalmente devido às pessoas.

Tabela 10 - Carga térmica dia de projeto refeitório em Belém/PA

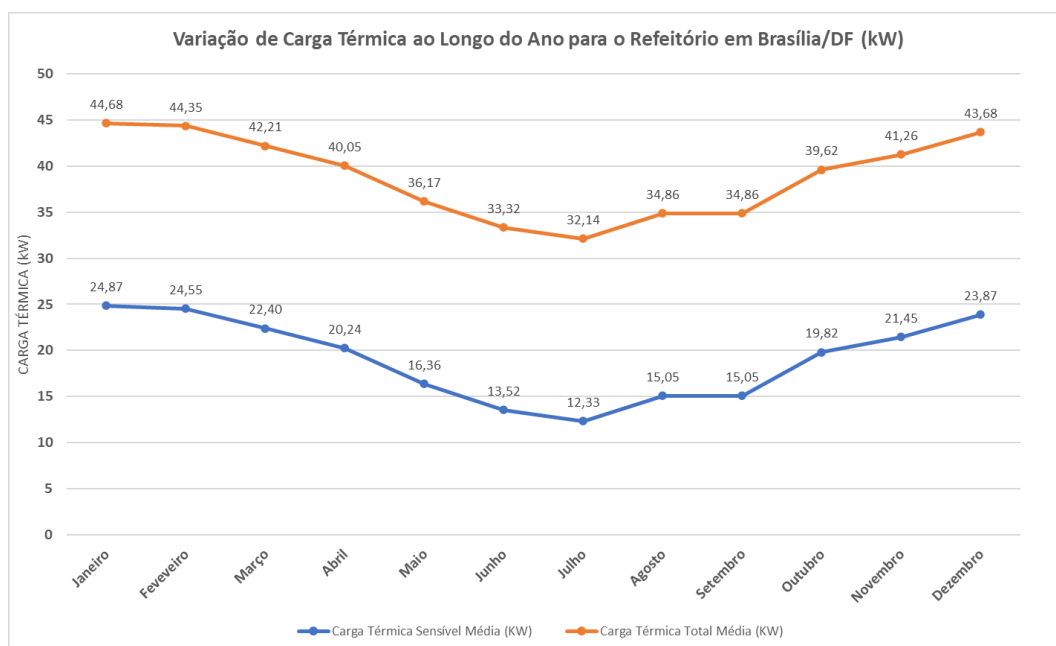
Dia de Projeto Verão			
Dados em Dezembro às 12:00			
TBS = 30,9°C / TBU = 25,1°C			
Zonas Analisadas	Detalhes	Calor Sensível (kW)	Calor Latente (kW)
Janelas - Insolação	10 m <sup>2</sup>	0,753	-
Paredes	182 m <sup>2</sup>	3,070	-
Telhado	442 m <sup>2</sup>	4,006	-
Janelas - Condução	10 m <sup>2</sup>	0,436	-
Portas	16 m <sup>2</sup>	0,656	-
Divisões Internas	42 m <sup>2</sup>	0,830	-
Iluminação	320 W	0,320	-
Pessoas	170	7,794	13,447
Diversos	-	12,400	6,360
<b>Total</b>	-	<b>30,265</b>	<b>19,807</b>

**Fonte:** Adaptada do software HAP

Observa-se que para a cidade de Belém tem-se uma parcela maior de calor sensível devido às condições externas, condução, insolação e convecção, sendo que a parcela de calor latente se mantém a mesma em ambas as cidades, dessa forma, encontra-se uma carga térmica total de 50,072 kW.

Abaixo apresentam-se as variações de carga térmica sensível e de carga térmica total para as cidades de Brasília, Figura 31, e Belém, Figura 32, resultado das simulações realizadas no software HAP. A carga térmica de calor latente não será apresentada pois sua variação é mínima ao longo do ano.

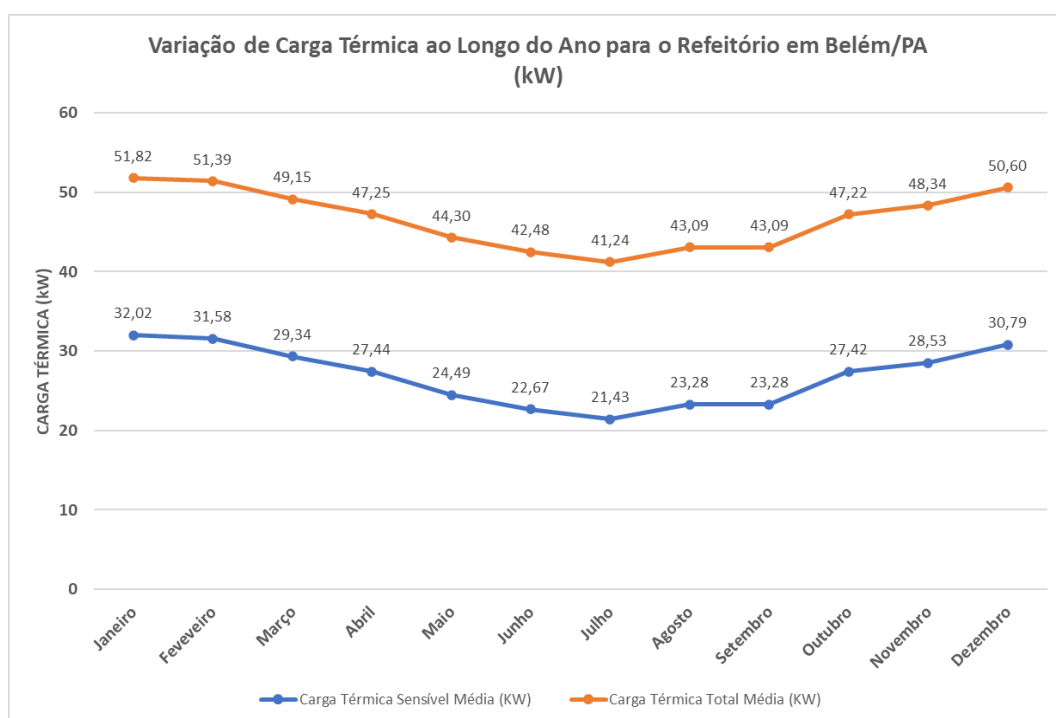
Figura 31 - Carga térmica média mensal para o refeitório em Brasília/DF



Fonte: Elaborada através dos dados obtidos no software HAP

Observa-se a grande variação entre a carga térmica sensível entre os meses de inverno e verão, sendo que nos meses de janeiro e fevereiro temos o dobro da carga térmica sensível registrada em julho.

Figura 32 - Carga térmica média mensal para o refeitório em Belém/PA



Fonte: Elaborada através dos dados obtidos no software HAP

Nota-se que em Belém a variação da carga térmica sensível ao longo do ano é menor, mantendo-se em patamares elevados durante o maior período do ano.

#### 4.4. Seleção equipamentos

Na seleção de equipamentos utilizou-se os métodos de seleção e as condições de dia de projeto, conforme apresentado anteriormente (no item 3.5). Na Tabela 11 é apresentado os dados utilizados para a seleção dos equipamentos.

Tabela 11 – Dados pontos críticos/ dia de projeto

Dados pontos críticos / dia de projeto					
		Carga Sensível (kW)	Carga Latente (kW)	Temperatura de bulbo seco (°C)	Temperatura de bulbo úmido (°C)
<b>Brasília</b>	Refeitório	27,03	19,80	28,7	17,4
	Sala de painéis	69,07	0,26	28,4	17,5
<b>Belém</b>	Refeitório	29,95	19,80	30,9	25,1
	Sala de painéis	71,55	0,26	32	25,4

Fonte: Elaborada pelos autores

#### *Seleção dos sistemas evaporativos*

No decorrer da seleção dos equipamentos evaporativos para a cidade de Belém constatou-se que, para as condições climáticas no momento de pico de carga o fluxo de ar insuflado pelo equipamento apresenta temperatura de bulbo seco superior a temperatura requerida no interior do recinto (24°C), essa condição deve-se à elevada umidade relativa do ar atmosférico. Para viabilizar a seleção desse tipo de equipamento para os ambientes analisados na cidade Belém / PA, a temperatura requerida no interior do recinto foi elevada em 1,5°C.

Na Tabela 12 é apresentada a vazão requerida e a seleção dos equipamentos evaporativos para tratar a carga térmica dos ambientes, assim como a potência consumida pelo equipamento, conforme catálogo do fabricante.



Tabela 12 – Seleção de equipamentos evaporativos direto

<b>Seleção equipamentos evaporativos direto</b>						
		<b>Vazão de ar (m<sup>3</sup>/h)</b>	<b>Modelo Axial</b>	<b>Potência nominal (kW)</b>	<b>Modelo BrisBox</b>	<b>Potência nominal (kW)</b>
<b>Brasília</b>	Refeitório	16877	1 x TBb 180	0,56	TBb 14	2,94
	Sala de painéis	43603	1 x TBb 180 + 1 x TBb 300	1,29	1 x TBb 35 + 1 x TBb 7	12,13
<b>Belém</b>	Refeitório	124753	4 x TBb 300	2,94	2 x TBb 60	22,06
	Sala de painéis	555335	1 x TBb 180 + 18 x TBb 300	13,79	10 x TBb 60	220,65

**Fonte:** Elaborada pelos autores

Na tabela acima é apresentada duas alternativas possíveis para a seleção dos sistemas evaporativos direto da fabricante Munters. A Primeira delas conta com ventiladores axiais, onde os equipamentos possuem baixo consumo de energia elétrica, esse tipo de equipamento normalmente é instalado diretamente nas paredes dos ambientes, uma vez que não possuem pressão estática disponível para ser aplicados em redes de dutos. A segunda alternativa conta com equipamentos mais elaborados, esses possuem ventiladores siroco, o qual fornece maior pressão estática, sendo possível sua aplicação a rede de dutos, Todavia consomem mais energia quando comparados com os equipamentos axiais.

Observa-se ainda que para a cidade de Belém, apesar dos valores de carga térmica serem similares, a vazão requerida é pelo menos 4 vezes maior do que para a cidade de Brasília.

#### *Seleção de equipamentos de expansão à gás*

Na Tabela 13 é apresentada a capacidade de refrigeração e a seleção dos equipamentos de expansão a gás para tratar a carga térmica dos ambientes, além da potência consumida pelo equipamento, conforme catálogo do fabricante.

Tabela 13 – Seleção de equipamentos a gás

Seleção equipamentos de expansão a gás				
		Capacidade de refrigeração (kW)	Seleção / Modelo	Potência nominal (kW)
Brasília	Refeitório	32,88	38EXD10 + 40MXA	13,93
	Sala de painéis	78,29	38EXD25 + 40MXA	32,16
Belém	Refeitório	32,88	38EXD10 + 40MXA	13,93
	Sala de painéis	78,29	38EXD25 + 40MXA	32,16

Fonte: Elaborada pelos autores

A tabela acima apresenta os valores de capacidade de refrigeração e potência nominal para cada modelo de equipamento de acordo com os dados de catálogo para o dia de projeto. Ainda é possível observar que mesmo a carga térmica da sala de painéis sendo próxima ao valor da carga térmica do refeitório, a capacidade nominal de refrigeração dos equipamentos selecionados são bem distintas, isso porque na sala de painéis o calor gerado no ambiente é praticamente apenas calor sensível. Sendo assim, o equipamento é dimensionado a partir da sua capacidade de calor sensível.

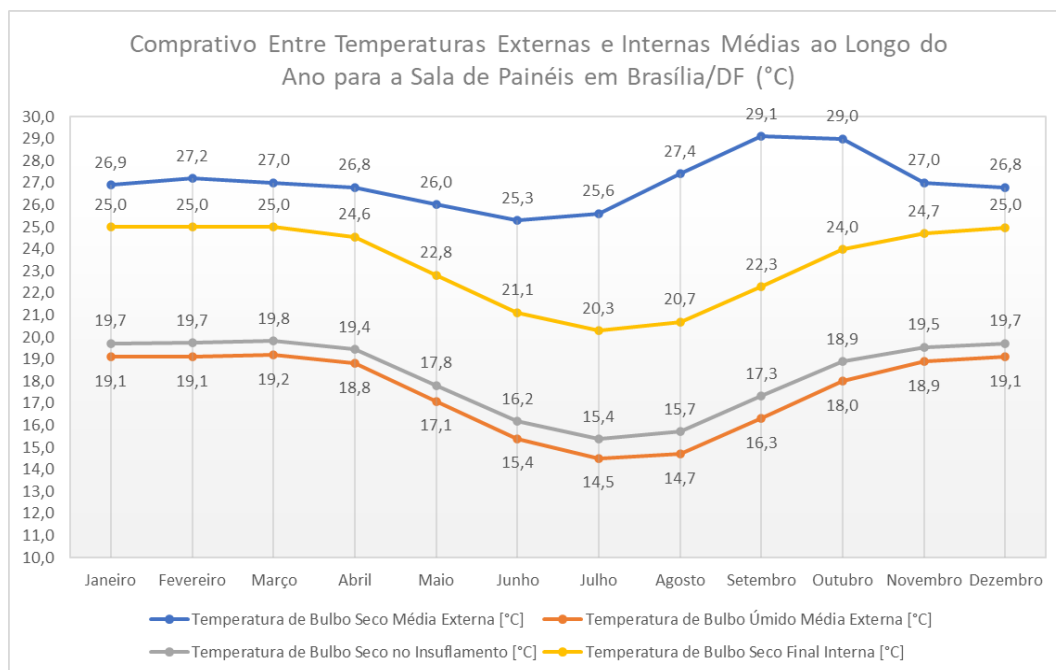
#### 4.5. Análise do desempenho dos sistemas de climatização evaporativos

Realiza-se uma análise detalhada do desempenho dos sistemas climatização evaporativos em função de cada ambiente e local de instalação, obtendo-se os resultados para cada aplicação. Para os sistemas convencionais não é necessária esta análise, uma vez que eles são capazes de realizar o condicionamento do ar mesmo em condições adversas, em troca do aumento no consumo energético ou agregando dispositivos ao equipamento conforme os parâmetros internos desejados.

##### 4.5.1. Desempenho do sistema de climatização evaporativo na sala de painéis em Brasília/DF

De acordo com os resultados obtidos verificou-se que o sistema evaporativo atendeu de forma satisfatória as condições para a sala de painéis em Brasília, mantendo a temperatura do ambiente em níveis aceitáveis ao longo do ano, conforme observa-se na Figura 33.

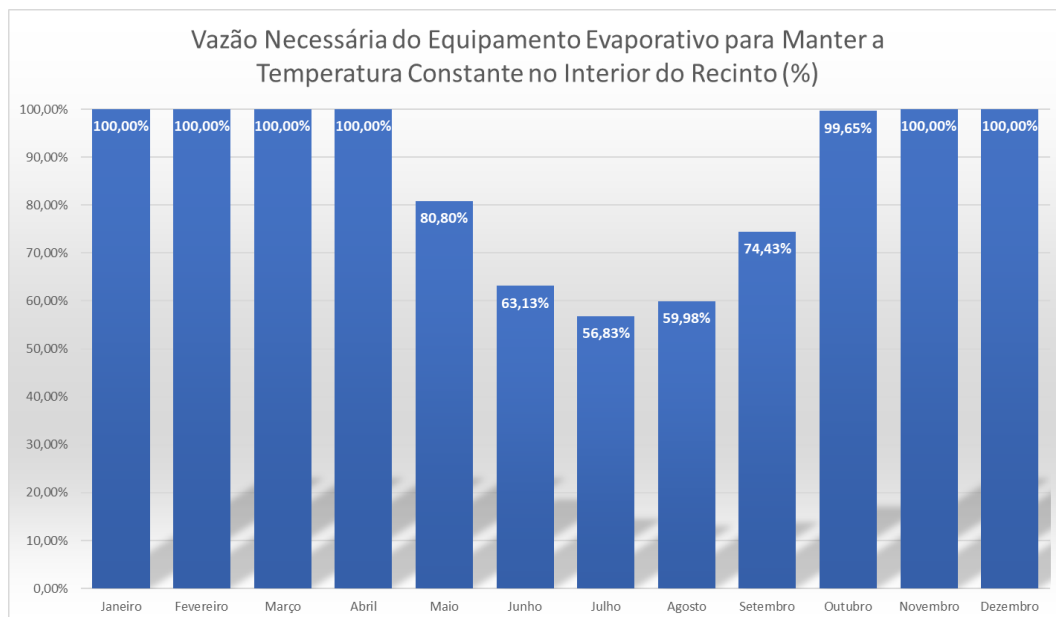
Figura 33 - Comparativo entre temperaturas externas e internas médias para a sala de painéis em Brasília/DF



Fonte: Elaborada pelos autores

Verifica-se que a temperatura de bulbo seco de insuflamento, obtida logo após a saturação do ar no painel evaporativo, mantém-se próxima da temperatura de bulbo úmido externa e a temperatura final da sala é influenciada pela carga térmica gerada no ambiente. Nota-se que entre os meses de junho e agosto, nas condições de inverno, a vazão do equipamento pode ser modulada em níveis abaixo da capacidade total, conseguindo manter a temperatura desejada conforme Figura 34.

Figura 34 - Vazão necessária do equipamento evaporativo para manter a temperatura constante no interior do recinto



Fonte: Elaborada pelos autores

Observa-se que no mês de julho a capacidade de vazão pode ser reduzida pela metade, mantendo a temperatura interna desejada, na faixa de 24°C.

Obtém-se a umidade no interior do ambiente realizando a mistura das correntes de ar entre as condições de insuflamento e as condições do recinto, uma vez que temos as condições do ar saturado sendo insuflado, utiliza-se a equação da umidade relativa para obtenção da pressão parcial de vapor, após isto utiliza-se a equação abaixo para o cálculo da umidade absoluta:

$$\omega = \frac{P_v}{RT} \cdot M_{h_2o}$$

Onde:

$\omega$  - Umidade absoluta ( $g/m^3$ )

$P_v$  - Pressão parcial de vapor (Pa)

$R$  - Constante universal dos gases (8,314 J/mol·K)

$T$  - Temperatura de bulbo seco (K)

$M_{h_2o}$  - Massa molecular da água (18 g/mol)

Com o valor da umidade absoluta calculado realiza-se a conversão de unidade, multiplicando-se o resultado por 1000 e dividindo-se pela densidade do ar, assim obtém-se o valor em kg de vapor por kg de ar seco. Como a sala de painéis não apresenta carga de calor a latente, a umidade absoluta será definida pela condição de insuflamento.

Após isto, manipula-se a equação da quantidade de calor, alterando a vazão mássica pela vazão volumétrica e deixando-a em função da temperatura final desejada na sala, conforme abaixo:

$$Q_s = V_z \cdot d \cdot c_p \cdot (TBS_s - TBS_i), \text{ logo:}$$

$$TBS_s = \frac{Q_s}{d \cdot c_p \cdot V_z} + TBS_i$$

Onde:

*TBS<sub>s</sub>* - Temperatura de bulbo seco no recinto (°C);

*Q<sub>s</sub>* - Carga térmica de calor sensível (kW);

*d* - Densidade do ar (adotado 1,05 kg/m<sup>3</sup>);

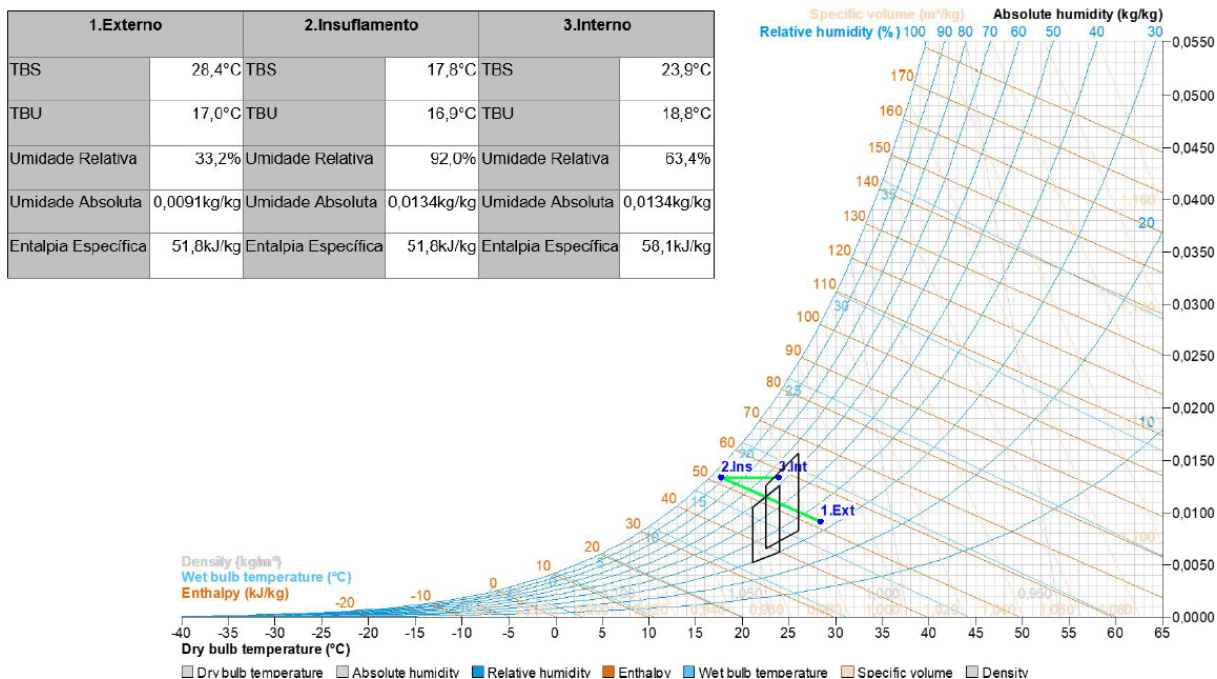
*c<sub>p</sub>* - Calor latente de vaporização da água (adotado 1,005 kJ/kg);

*V<sub>z</sub>* - Vazão de insuflamento do equipamento (m<sup>3</sup>/s);

*TBS<sub>i</sub>* - Temperatura de bulbo seco de insuflamento (°C).

Assim, com os dados da temperatura e umidade absoluta na sala pode-se, através da carta psicrométrica, obter os demais parâmetros. No diagrama psicrométrico representado na Figura 35, pode-se observar as condições de umidade e temperatura obtidas na sala considerando a situação crítica, conforme apontado no levantamento de carga térmica para o dia de projeto.

Figura 35 - Diagrama psicrométrico com as condições no interior da sala de painéis para o dia de projeto



**Fonte:** Elaborada pelos autores através do software Psychrometrics Parameters Daikin

Observa-se a condição externa representada no ponto 1, já no ponto 2 tem-se a condição na saída do resfriador evaporativo adiabático e no ponto 3 será a condição final da sala. Nota-se que as condições obtidas na sala encontram-se dentro dos níveis estipulados para conforto térmico, representado pelos envelopes no gráfico para as condições de verão e inverno. Verifica-se que a umidade relativa dentro do ambiente fica acima dos 60%, condição que mantém-se nesta média ao longo do ano, isto deve-se a carga térmica essencialmente de calor sensível, não alterando a umidade absoluta no interior da sala, variando apenas a umidade relativa.

Na Tabela 14 observa-se a ocorrência das temperaturas de bulbo seco em quantidade de horas ao longo do ano e como comporta-se a temperatura final no recinto considerando a carga térmica.

Tabela 14 - Temperatura final da sala em função da ocorrência das temperaturas de bulbo seco ao longo do ano

Frequência (horas)	Temperatura de Bulbo Seco (°C)	Temperatura de Bulbo Umido (°C)	Temperatura Final da Sala (°C)
2	34	16,46	22,1
9	33	17,23	22,8
46	32	17,24	22,9
99	31	17,37	23,0
157	30	17,59	23,2
253	29	17,87	23,5
401	28	17,69	23,3
460	27	17,62	23,2
485	26	17,50	23,1
548	25	17,35	23,0
554	24	17,24	22,9
542	23	17,24	22,9
642	22	17,09	22,7
791	21	16,94	22,6
996	20	16,79	22,4
873	19	16,08	21,7
605	18	15,13	20,7
345	17	13,78	19,4
230	16	14,74	20,4
235	15	11,92	17,5
174	14	11,09	16,7
148	13	10,29	15,9
88	12	9,52	15,1
58	11	8,73	14,3
14	10	8,33	13,9
5	9	7,60	13,2

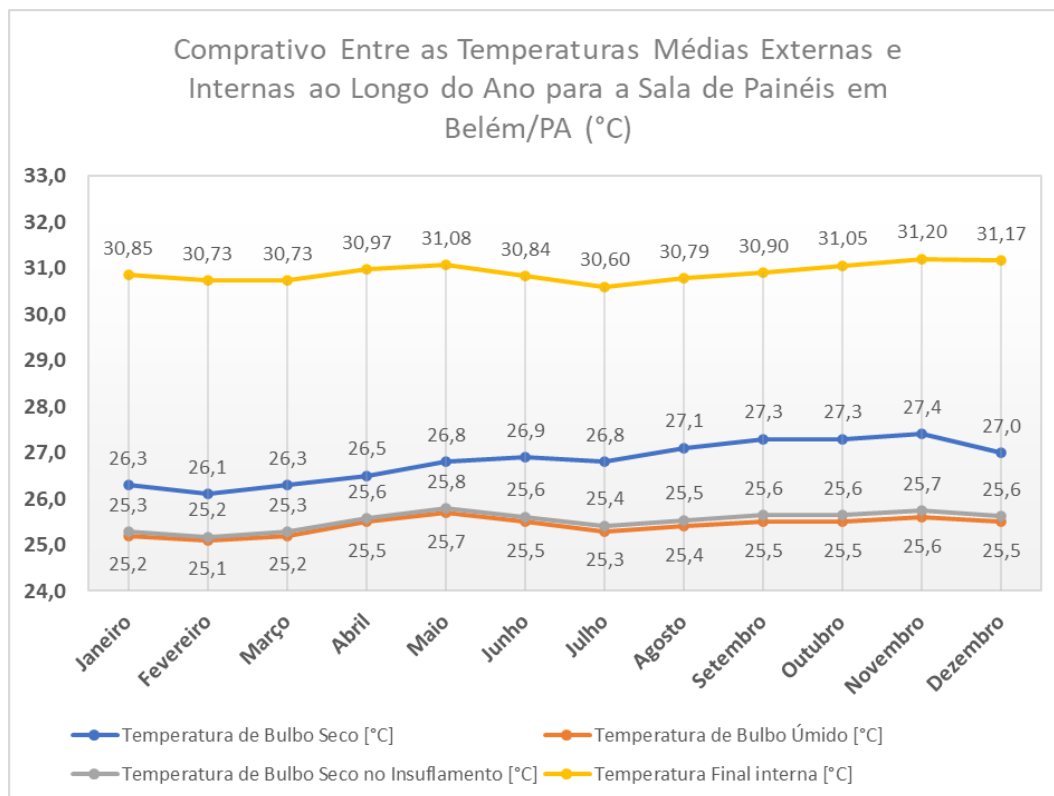
**Fonte:** Adaptada de Goulart, Lamberts e Firmino (1998) com os resultados obtidos para a sala

Pode-se observar através dos dados apresentados na tabela acima que em relação a temperatura de bulbo seco interna o sistema se mostra altamente eficiente, garantido as temperaturas desejadas ao longo de todo ano. Para os dados acima considerou-se o equipamento de resfriamento evaporativo operando com 100% da capacidade de vazão.

#### 4.5.2. Desempenho do sistema de climatização evaporativo na sala de painéis em Belém/PA

Analisa-se as condições de temperaturas de bulbo úmido e bulbo seco externas para a cidade de Belém, assim como as condições de insuflamento do equipamento e a temperatura final da sala, utilizando o mesmo equipamento de resfriamento evaporativo selecionado para a cidade de Brasília, conforme Figura 36.

Figura 36 - Comparativo entre as temperaturas externas e internas médias para a sala de painéis em Belém/PA



Fonte: Elaborada pelos autores

Verifica-se que a temperatura final da sala mantém-se acima dos 30°C, isto ocorre devido a alta umidade relativa de Belém, elevando a temperatura de bulbo úmido, assim, mesmo o painel evaporativo apresentando alta eficiência, a menor temperatura possível de insuflamento será a temperatura de bulbo úmido, a qual fica, em média, acima dos 25°C ao longo do ano. Pode-se também analisar através da equação abaixo:

$$\Delta T = \frac{Q_s}{Vz \cdot cp \cdot d}$$

Onde:

$\Delta T$  - Diferença entre a temperatura final da sala e a temperatura de insuflamento do equipamento (°C);

$Q_s$  - Carga térmica de calor sensível (KW);

$d$  - Densidade do ar (adotado 1,05 kg/m<sup>3</sup>);

$cp$  - Calor específico do ar (adotado 1,005 KJ/kg°C);



$V_z$  - Vazão de insuflamento do equipamento ( $m^3/s$ );

Aplicando a carga térmica do dia de projeto, 71,5 kW, e a mesma vazão selecionada para o equipamento aplicado às condições de Brasília, 11,67  $m^3/s$ , tem-se:

$$\Delta T = \frac{71,5}{11,67 \cdot 1,005 \cdot 1,05} = 5,8^\circ C$$

Logo, verifica-se que para atender a carga térmica da sala, a temperatura de insuflamento deve estar em torno de 6°C abaixo da temperatura da sala, condição inviável para o sistema evaporativo devido a alta umidade relativa do ar externo. Completando a análise, podem-se observar os dados na Tabela 15, onde tem-se a frequência de ocorrência das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido em quantidade de horas no período de um ano.

Tabela 15 - Ocorrência das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido ao longo do Ano

Horas	Temperatura de Bulbo Seco (°C)	Temperatura de Bulbo úmido (°C)	Ocorrência (%)
10	32	29	0,11%
222	31	28	2,53%
927	31	28	10,58%
2054	30	26	23,45%
2311	28	25	26,38%
1957	26	25	22,34%
732	26	24	8,36%
445	24	23	5,08%
98	23	22	1,12%
4	22	21	0,05%

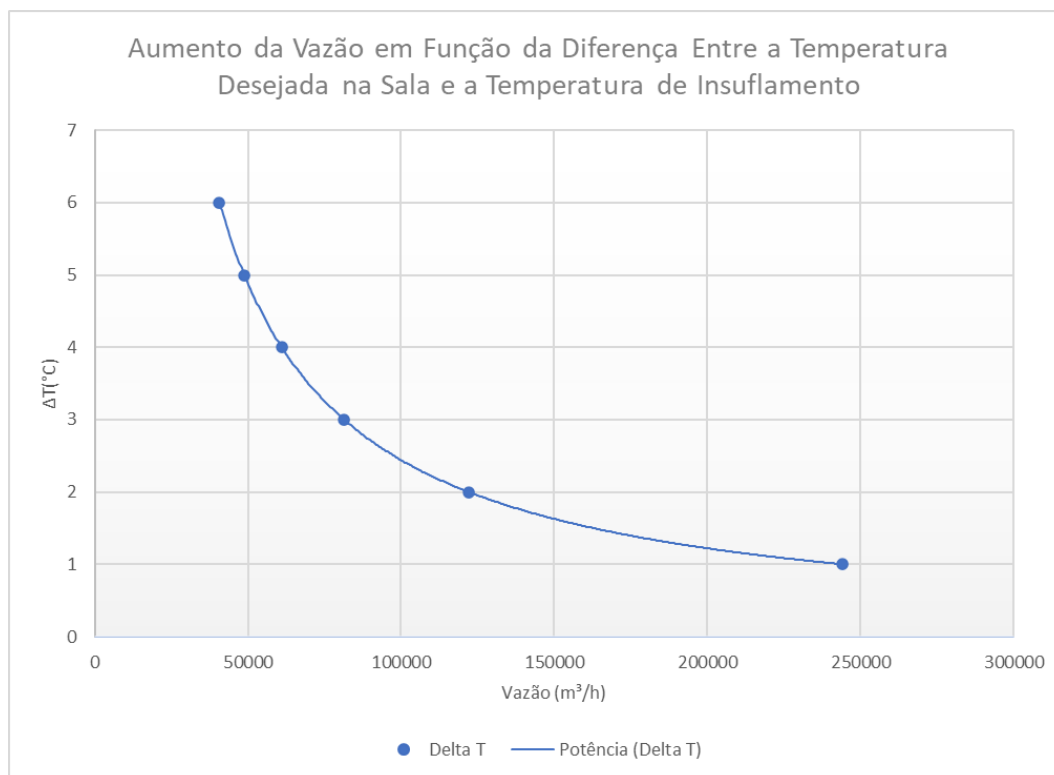
**Fonte:** Adaptada de Goulart, Lamberts e Firmino (1998)

De acordo com os dados, verifica-se que a temperatura de bulbo úmido encontra-se em 24°C ou menos em apenas 14,91% do ano, ou seja, mesmo desconsiderando a carga térmica interna, somente em uma pequena parcela do ano chega-se à temperatura de conforto.

Pode-se também realizar uma análise do comportamento da vazão necessária de ar do equipamento evaporativo em função da diminuição da diferença entre a temperatura da sala e a temperatura de insuflamento do equipamento,

conforme Figura 37. Para isto mantém-se a carga térmica do dia de projeto, 71,5 kW, e a temperatura desejada na sala, 24°C.

Figura 37 - Comparativo entre temperaturas externas e internas médias para a sala de painéis em Belém/PA



Fonte: Elaborada pelos autores

Observa-se que quanto mais a temperatura de insuflamento aproxima-se da temperatura desejada, ou seja, diminui o  $\Delta T$ , maior é a vazão necessária, aumentando de forma potencial. De forma prática, uma menor diferença de temperatura acarreta em um equipamento com maiores dimensões e conseqüentemente mais caro, além de necessitar de mais espaço e uma infraestrutura maior para sua instalação.

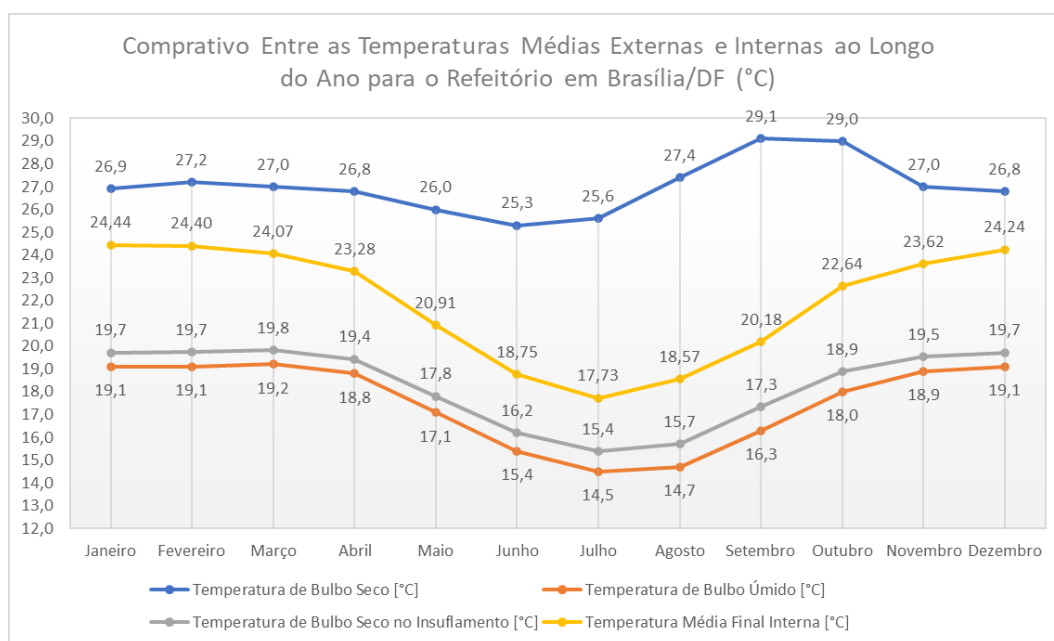
Conclui-se que o sistema de resfriamento evaporativo mostrou-se inviável para a condição de Belém, devido a alta umidade relativa e conseqüentemente a baixa variação entre a temperatura de bulbo úmido e a temperatura de bulbo seco. Nestas condições, o equipamento necessário para atender a demanda de carga térmica precisa elevar a vazão de ar, quanto menor a diferença de temperatura maior deve ser a vazão, fator que acaba inviabilizando o sistema, seja por custo de aquisição ou espaço e infraestrutura necessários para a instalação, além de não

suprir as necessidades de temperatura e umidade no interior da sala. Outro fator a destacar é que ao aumentar a vazão acaba-se aumentando a velocidade do vento no interior do recinto, distanciando-se ainda mais das condições ideais, dessa forma descartou-se a sua aplicação.

#### 4.5.3. Desempenho do sistema de climatização evaporativo no refeitório em Brasília/DF

A aplicação do sistema de resfriamento evaporativo no refeitório mostrou-se altamente eficiente em relação a temperatura, alcançando ótimos níveis de desempenho como verifica-se na Figura 38.

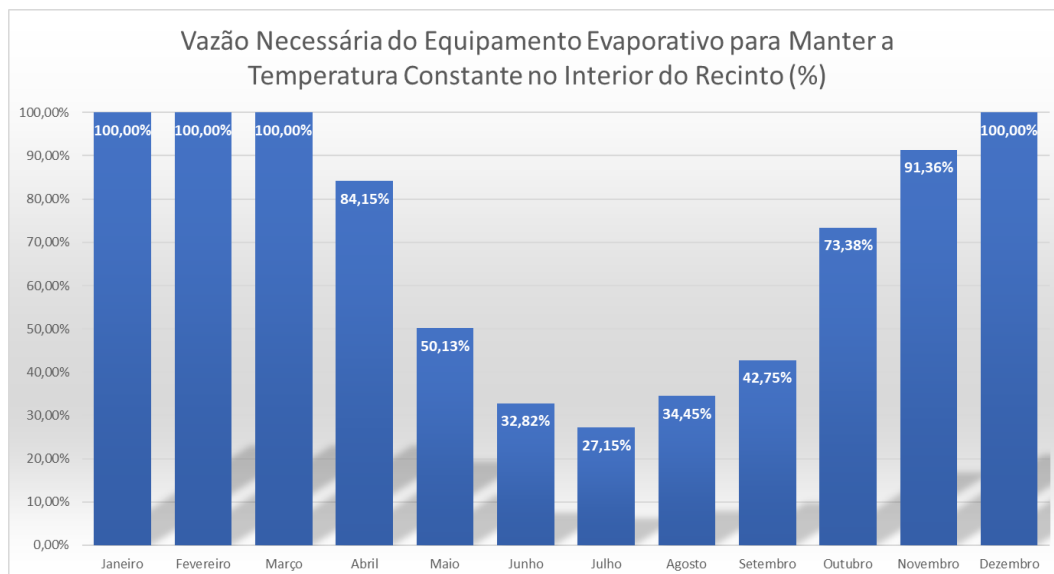
Figura 38 - Variação das temperaturas médias externas e internas para o refeitório em Brasília/DF



Fonte: Elaborada pelos autores

Observam-se no gráfico acima as temperaturas externas, as temperaturas de insuflamento e as temperaturas finais obtidas no recinto. Verifica-se que o equipamento não necessitaria estar operando com 100% da capacidade de vazão e ainda assim manter um desempenho satisfatório mesmo em vazão parcial. Assim, avaliam-se as condições de operação do sistema conforme a Figura 39.

Figura 39 - Vazão necessária do equipamento evaporativo para manter a temperatura constante no interior do recinto



Fonte: Elaborada pelos autores

Observa-se que entre maio e setembro, o equipamento evaporativo pode operar com a capacidade de 50% ou menos, alcançando, no mês de julho, uma vazão necessária de apenas 30% da capacidade total para atender a carga térmica.

Um fator crítico para os sistemas de climatização evaporativos é a umidade relativa, pois seu princípio de funcionamento é a diminuição da temperatura em função da saturação do ar, portanto, os recintos climatizados com este sistema tendem a ter umidade relativa alta. Este ponto torna-se ainda mais crítico em função do aumento de carga térmica latente, pois o sistema é dimensionado apenas para a carga térmica de calor sensível e por consequência do seu princípio de funcionamento acaba-se aumentando a umidade absoluta do ar, fato já verificado anteriormente, que quando combinado a geração de calor latente, que também tem por princípio o aumento da umidade absoluta do ambiente, cria uma condição de umidade relativa interna ainda maior. Abaixo, verifica-se a equação para o cálculo da carga térmica latente:

$$Ql = Vz \cdot d \cdot clv \cdot (ws - wi)$$

Onde:

*Ql* - Calor latente (kW);

$d$  - Densidade do ar (adotado  $1,05 \text{ kg/m}^3$ );

$clv$  - Calor latente de vaporização da água (adotado  $2,4535 \cdot 10^3 \text{ kJ/kg}$ );

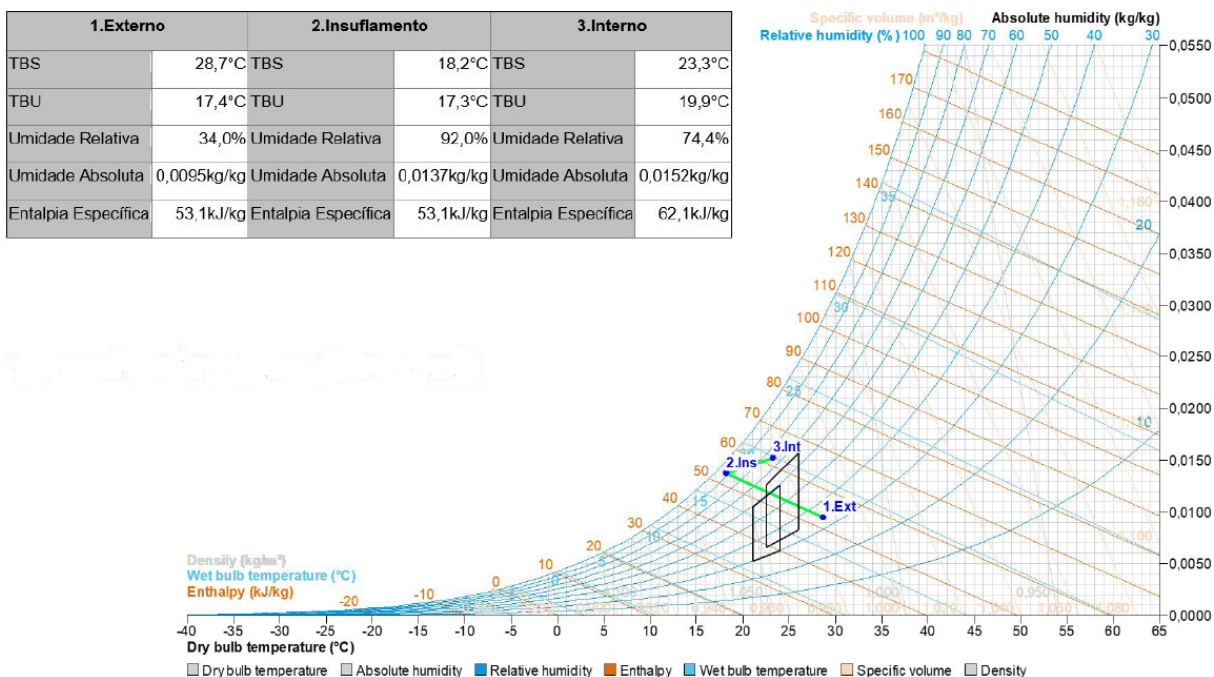
$Vz$  - Vazão de insuflamento do equipamento ( $\text{m}^3/\text{s}$ );

$ws$  - Umidade absoluta interna ( $\text{g/kg}$  de ar seco);

$wi$  - Umidade absoluta do ar insuflado ( $\text{g/kg}$  de ar seco)

Manipulou-se a fórmula apresentada anteriormente deixando-a em função da umidade absoluta interna. Após isto, utilizou-se o valor do calor latente obtido no levantamento de carga térmica, assim como as demais condições também já obtidas anteriormente, e com isto calculou-se a umidade absoluta final da sala, e em consequência encontrou-se-se as condições internas, que podem ser verificadas na carta psicrométrica, conforme Figura 40 (adota-se a condição de dia de projeto para plotagem dos pontos).

Figura 40 - Diagrama psicrométrico com as condições no interior do refeitório para o dia de projeto



**Fonte:** Elaborada pelos autores através do software Psychrometrics Parameters Daikin

Verifica-se a influência da carga térmica de calor latente na condição final interna, elevando a umidade absoluta e conseqüentemente a umidade relativa, assim tem-se o ponto 3, referente às condições internas, acima do limite superior do envelope das condições ideais de conforto para o verão. Pode-se, dessa forma,

avaliar a influência da carga térmica de calor latente na condição de conforto térmico, ou seja, quanto maior a carga de calor latente maior será a umidade relativa na sala, fugindo das condições ideais.

Na Tabela 16 observa-se a ocorrência das temperaturas de bulbo seco em quantidade de horas ao longo do ano e como comportar-se a temperatura final no recinto considerando a carga térmica.

Tabela 16 - Temperatura final da sala em função da ocorrência das temperaturas de bulbo seco ao longo do ano

Frequência (horas)	Temperatura de Bulbo Seco (°C)	Temperatura de Bulbo Umido (°C)	Temperatura Final da Sala (°C)
2	34	16,46	21,6
9	33	17,23	22,4
46	32	17,24	22,4
99	31	17,37	22,5
157	30	17,59	22,7
253	29	17,87	23,0
401	28	17,69	22,8
460	27	17,62	22,7
485	26	17,50	22,6
548	25	17,35	22,5
554	24	17,24	22,4
542	23	17,24	22,4
642	22	17,09	22,2
791	21	16,94	22,1
996	20	16,79	21,9
873	19	16,08	21,2
605	18	15,13	20,3
345	17	13,78	18,9
230	16	14,74	19,9
235	15	11,92	17,0
174	14	11,09	16,2
148	13	10,29	15,4
88	12	9,52	14,6
58	11	8,73	13,9
14	10	8,33	13,5
5	9	7,60	12,7

**Fonte:** Adaptada de Goulart, Lamberts e Firmino (1998) com os resultados obtidos para a sala

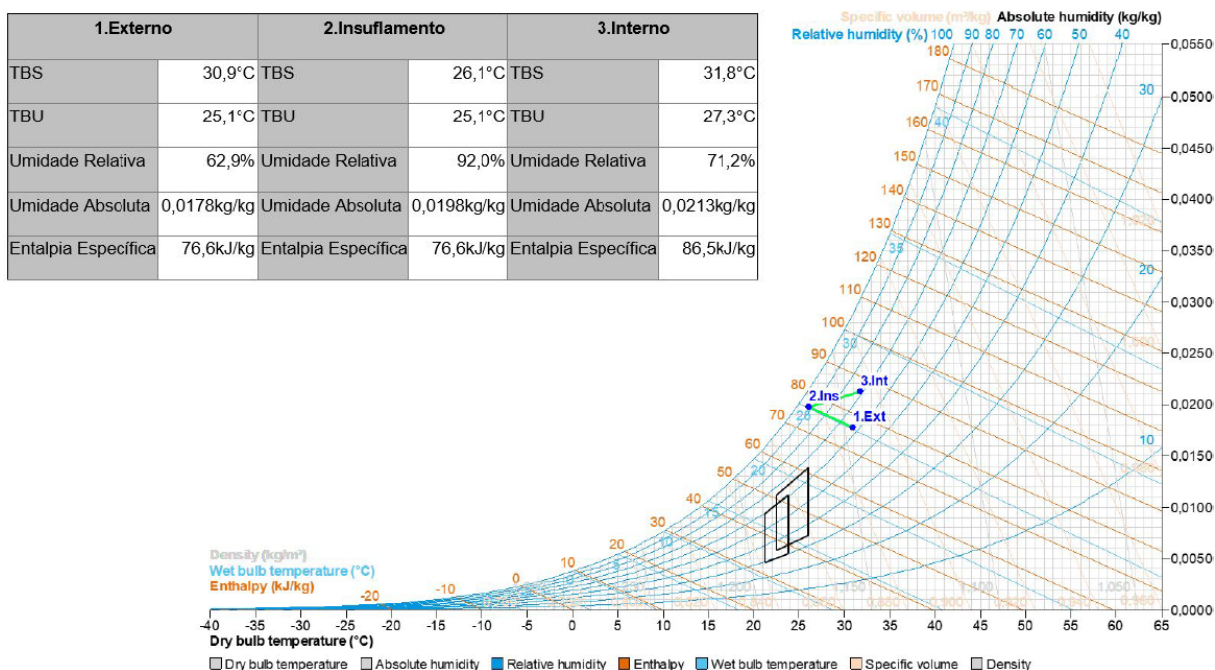
Pode-se observar através dos dados apresentados na tabela que em relação a temperatura de bulbo seco interna o sistema se mostra altamente eficiente, garantido as temperaturas desejadas ao longo de todo ano. Considerou-se o equipamento de resfriamento evaporativo operando com 100% da capacidade de vazão.

#### 4.5.4. Desempenho do sistema de climatização evaporativo no refeitório em Belém/PA

Em concordância com os resultados obtidos para a sala de painéis para a cidade de Belém, a mesma situação aplica-se ao refeitório, onde devido às condições climáticas externas o sistema de resfriamento evaporativo torna-se inviável, sendo impossível atender às faixas de temperatura e umidade necessárias no recinto na maior parte do ano.

Outro fator importante de análise para a condição do refeitório é a umidade relativa interna final do ambiente, visto que Belém apresenta alta umidade relativa e esta condição agrava ainda mais a utilização do sistema evaporativo, uma vez que a redução da temperatura é dada em função do aumento da umidade absoluta do ar. Sendo assim, a mistura entre a corrente de ar insuflada com o ar interno terá uma umidade absoluta ainda maior. Dessa forma, através do uso do diagrama psicrométrico, pode-se observar a condição final obtida para o dia de projeto na Figura 41, utilizando o mesmo equipamento selecionado para Brasília.

Figura 41 - Diagrama psicrométrico com as condições no interior do refeitório para o dia de projeto



**Fonte:** Elaborada pelos autores através do software Psychrometrics Parameters Daikin

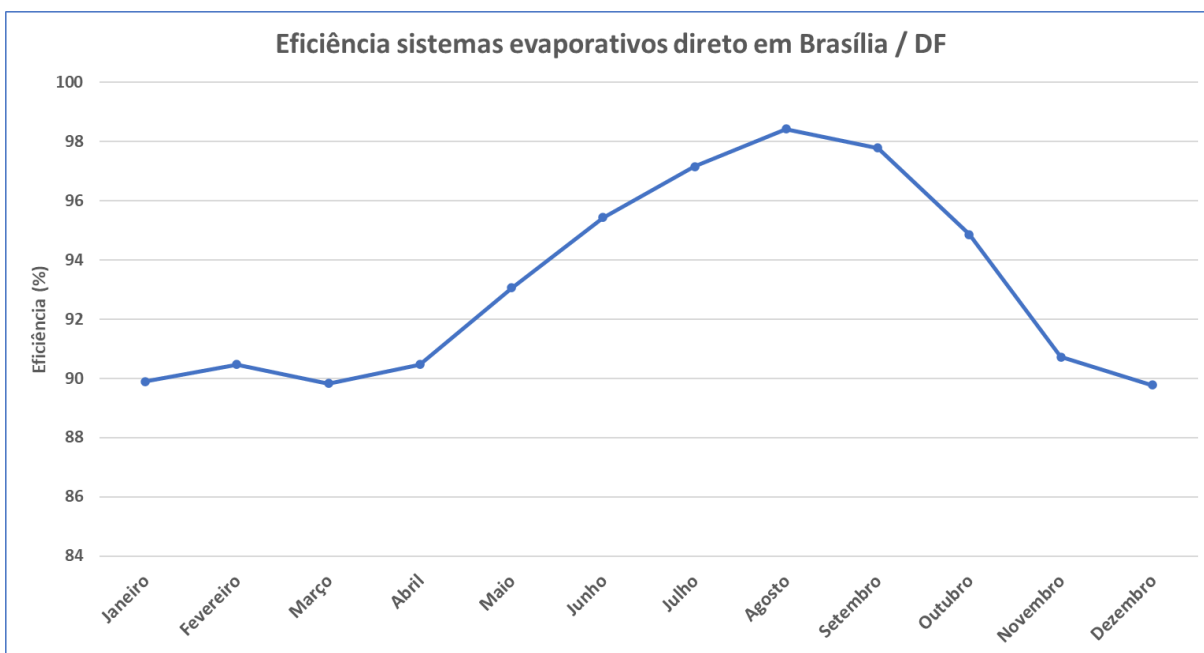
Percebe-se que as condições obtidas no ponto 2, referente ao insuflamento do equipamento, e no ponto 3, condição final interna, estão muito distantes dos envelopes definidos com as condições de conforto térmico.

#### 4.6. Análise da eficiência dos sistemas evaporativos

Para as regiões que são objeto de estudo deste trabalho criou-se gráficos que demonstram a variação da eficiência para sistemas evaporativos direto de acordo com as condições climáticas de cada região durante o ano. As curvas foram geradas a partir da equação da eficiência para sistemas evaporativos direto considerando que o processo de resfriamento é adiabático e que o volume de ar entregue pelo equipamento apresenta 90% de umidade relativa. Quanto às condições psicrométricas do ar de entrada, foram definidas com base nos dados climáticos de cada região.

A Figura 42 abaixo apresenta o gráfico de eficiência para os sistemas evaporativos direto aplicados na cidade de Brasília/DF.

Figura 42 – Eficiência para o sistema evaporativo direto na cidade de Brasília/DF



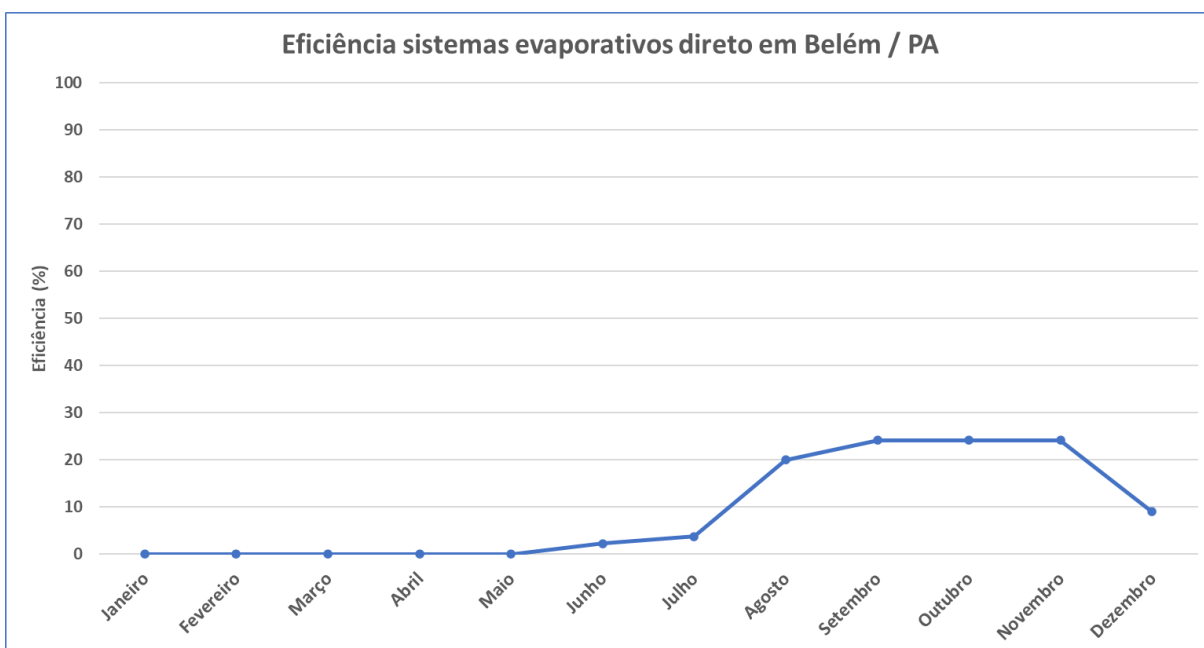
Fonte: Elaborado pelos autores



Percebe-se que na cidade de Brasília, o sistema evaporativo apresenta alto índice de eficiência, isso ocorre pois o ar atmosférico da região apresenta baixa umidade relativa e dessa forma, esse tipo de equipamento apresenta alta efetividade. Como é considerado que o equipamento entregue o fluxo de ar com umidade relativa de 90%, quanto maior for a diferença dessa unidade para a condição de entrada, maior será a redução de temperatura de bulbo seco entre entrada e saída do equipamento.

A Figura 43 abaixo apresenta o gráfico de eficiência para os sistemas evaporativo direto aplicado na cidade de Belém/PA.

Figura 43 – Eficiência para o sistema evaporativo direto na cidade de Belém/PA



**Fonte:** Elaborado pelos autores

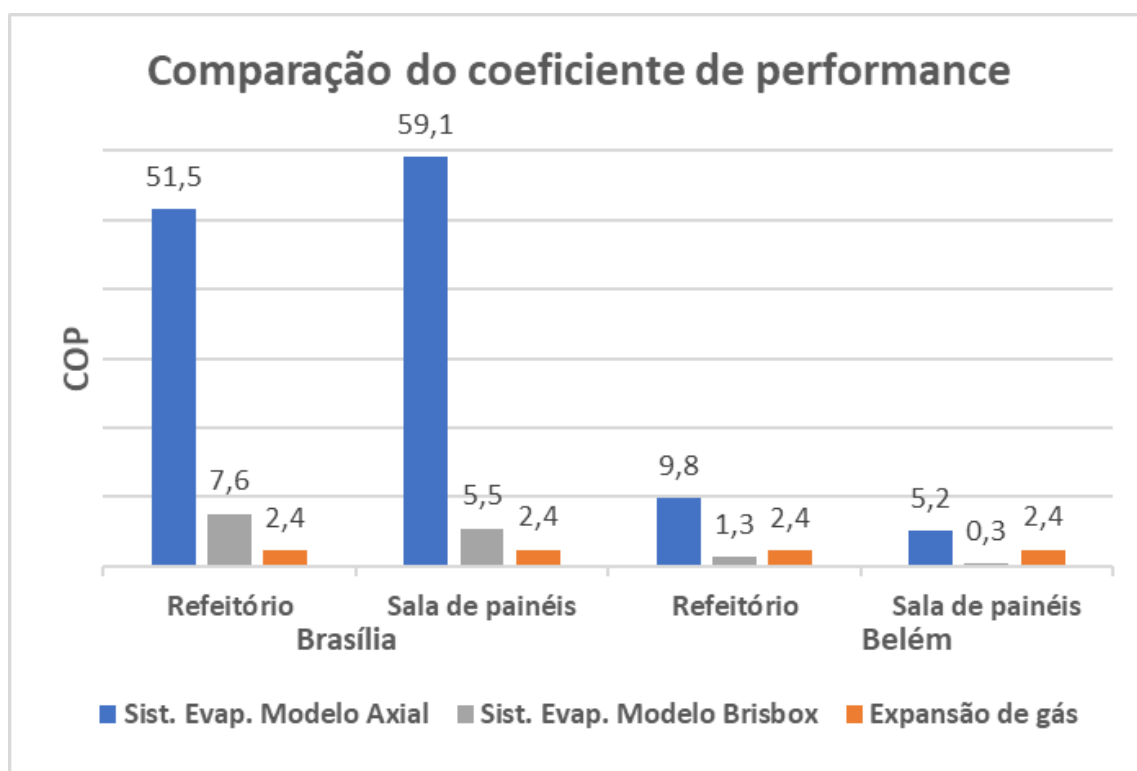
Compreende-se que os sistemas evaporativos diretos na cidade de Belém não contribuem para a climatização durante o primeiro semestre do ano, isso decorre pois a umidade relativa do ar admitido pelo equipamento é maior do que a umidade relativa que pode ser entregue pelo mesmo. Sendo assim, nesses períodos que a umidade relativa externa é maior que 90% os equipamentos evaporativos não serão efetivos, pois não haverá redução de temperatura de bulbo seco entre entrada e saída do equipamento, uma vez que o equipamento não elevará a umidade relativa do fluxo de ar.

#### 4.7. Análise dos custos operacionais de cada sistema

Tendo os equipamentos definidos, é possível avaliar o coeficiente de performance de cada seleção. Com os dados de carga térmica e condições climáticas para o dia de projeto, assim como os dados de capacidade de refrigeração / vazão e potência nominal conforme o catálogo de fornecedores é possível encontrar o valor do COP segundo a equação apresentada anteriormente.

Esse coeficiente é visto como um indicador de eficiência energética para os equipamentos de climatização, sendo que quanto maior ele for mais eficiente será o sistema. A Figura 44 apresenta os valores de coeficiente de performance em comparação aos sistemas evaporativos e de expansão a gás para cada ambiente nas cidades de Brasília/ DF e Belém/ PA, levando em consideração os dados de carga térmica e condições climáticas no dia do projeto.

Figura 44 – Relação de coeficiente de performance



Fonte: Elaborada pelos autores.

.Observa-se na figura acima que para a cidade de Brasília os equipamentos de resfriamento evaporativo apresentam alto coeficiente de performance, viabilizando sua aplicação devido às condições climáticas da região. Já para a

cidade de Belém, mesmo levando em consideração a elevação  $1,5^{\circ}\text{C}$  no interior no recinto para a seleção do equipamento, a aplicação dos sistemas evaporativos se torna inviável, pois além de não atender a carga térmica do recinto consome mais energia que os sistemas de expansão de gás.

Vale ressaltar que o coeficiente de performance oscila à medida que as condições climáticas externas variam. Como visto anteriormente, a eficiência dos sistemas evaporativos é dependente do nível de umidade no ar externo, enquanto a capacidade de refrigeração e o consumo elétrico do condensador está atrelada à temperatura externa.

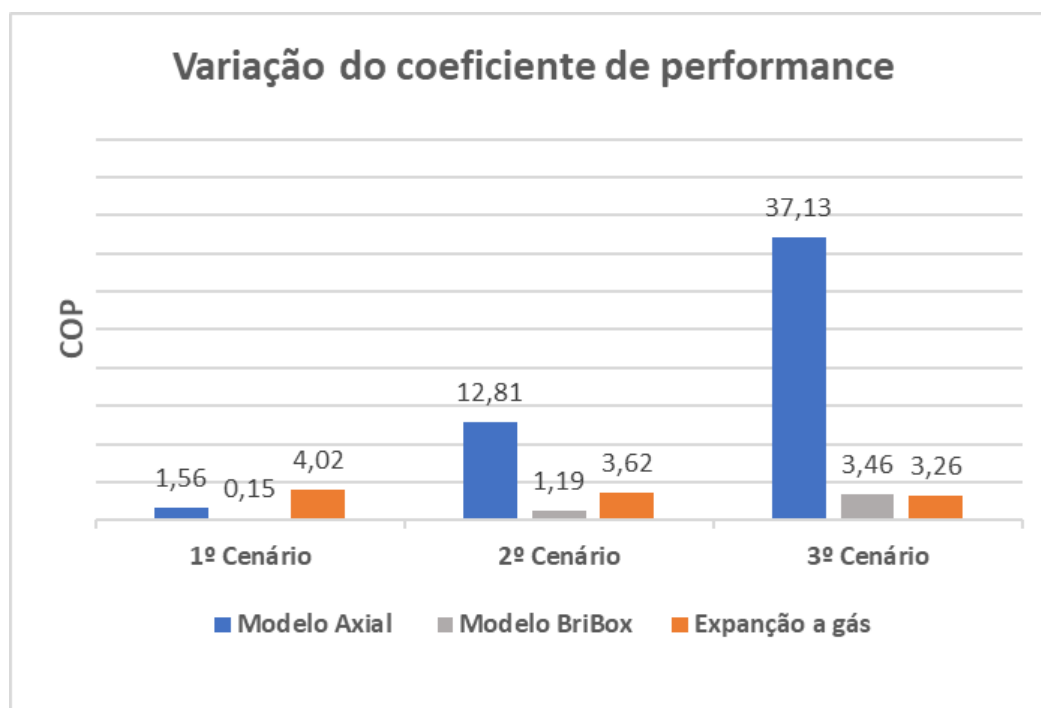
A Figura 45 demonstra a variação do coeficiente de performance em função da capacidade de refrigeração para os sistemas evaporativos e de expansão a gás para a sala de painéis na cidade de Brasília. Foram sugeridos 3 cenários climáticos sendo as condições externas distintas e a condição interna fixa em  $24^{\circ}\text{C}$  (Temperatura de bulbo seco) e 40% de umidade relativa:

1° cenário - Temperatura de bulbo seco externa:  $25^{\circ}\text{C}$  / Umidade relativa externa 90%

2° cenário - Temperatura de bulbo seco externa:  $30^{\circ}\text{C}$  / Umidade relativa externa 50%

3° cenário - Temperatura de bulbo seco externa:  $35^{\circ}\text{C}$  / Umidade relativa externa 20%

Figura 45 – Variação de coeficiente de performance



Fonte: Elaborada pelos autores.

A figura acima demonstra que a performance dos sistemas evaporativos são mais suscetíveis às variações climáticas do que os sistemas de expansão a gás. Tal performance impacta diretamente no custo operacional dos equipamentos, pois quanto maior for o coeficiente de performance menor será o gasto energético para climatizar o ambiente.

O sistema evaporativo além de consumir energia elétrica necessita de fornecimento de água tratada para que o mesmo possa elevar a umidade relativa do ar. O consumo de água do equipamento em regiões onde a umidade relativa é reduzida pode representar uma parcela expressiva no custo operacional do equipamento. Tomando como exemplo o 3º cenário Os equipamentos evaporativos ao elevarem a umidade relativa de 20% para 90% um volume de ar de aproximadamente 42.000 m<sup>3</sup>, consumiria aproximadamente 170 litros.

Tendo como base os valores médios de kw/h e m<sup>3</sup> de água tratada para o ano de 2021, é possível estimar os custos operacionais para os sistemas de climatização aplicados à sala de painéis, considerando o 3º cenário, para a carga térmica do dia de projeto.

A Tabela 17 apresenta os custos relacionados a operação dos sistemas de climatização aplicados a sala de painéis na cidade de Brasília, levando em conta o

3º cenário climático, assim como os valores médios de kW/h forra e em horário de pico, e valor médio do m<sup>3</sup> de água para a região centro oeste do Brasil para o ano de 2021.

Tabela 17 - Relação de custos operacionais

<b>Custo operacional diário - Sala elétrica Brasília</b>			
	<b>Modelo Axial</b>	<b>Modelo BrisBox</b>	<b>Expansão a gás</b>
<b>Energia Elétrica</b>	R\$ 30,22	R\$ 284,00	R\$ 753,50
<b>Água</b>	R\$ 17,01	R\$ 17,01	---
<b>Total</b>	R\$ 47,23	R\$ 301,01	R\$ 753,50

Fonte: Elaborada pelos autores.

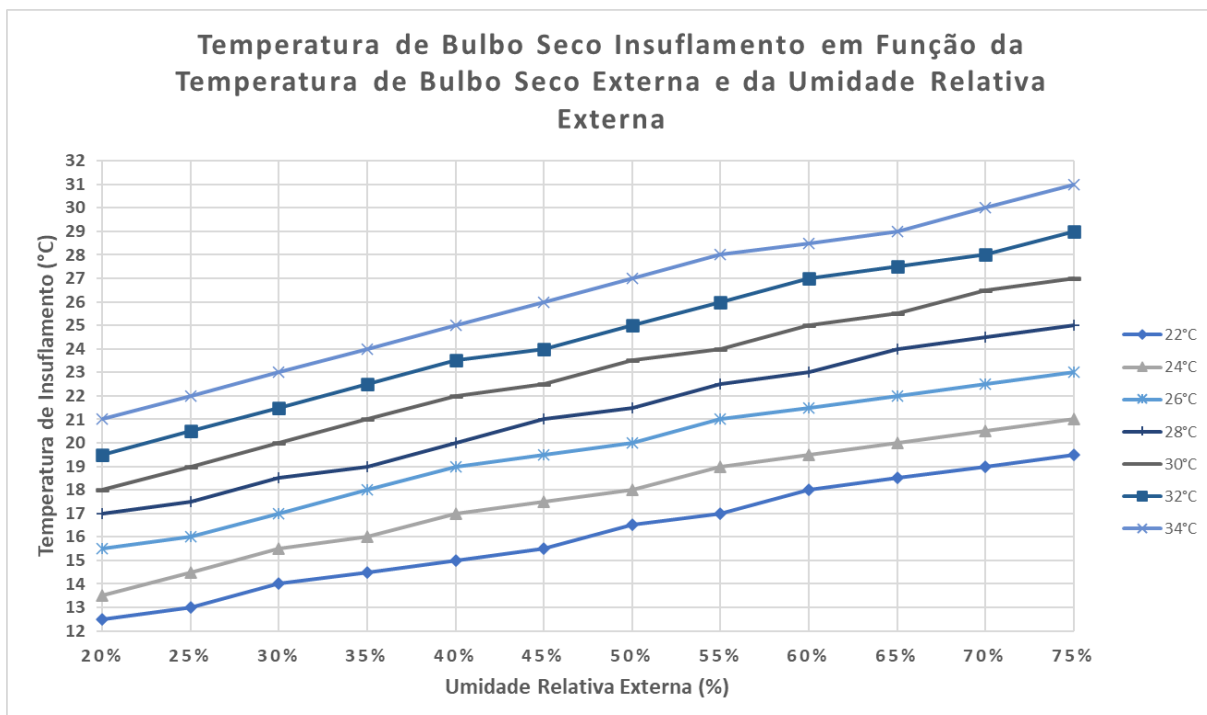
Na tabela acima é possível observar que mesmo com o consumo elevado de água nos sistemas evaporativos para a cidade de Brasília, os custos operacionais para esse tipo de sistema são bem inferiores quando comparados com os sistemas de climatização por expansão.

#### **4.8. Análise das condições ideais de aplicação dos sistemas evaporativos**

A partir da análise dos sistemas de climatização por resfriamento evaporativo, podemos destacar os gráficos que relacionam os principais parâmetros para selecionar as condições ideais para sua aplicação.

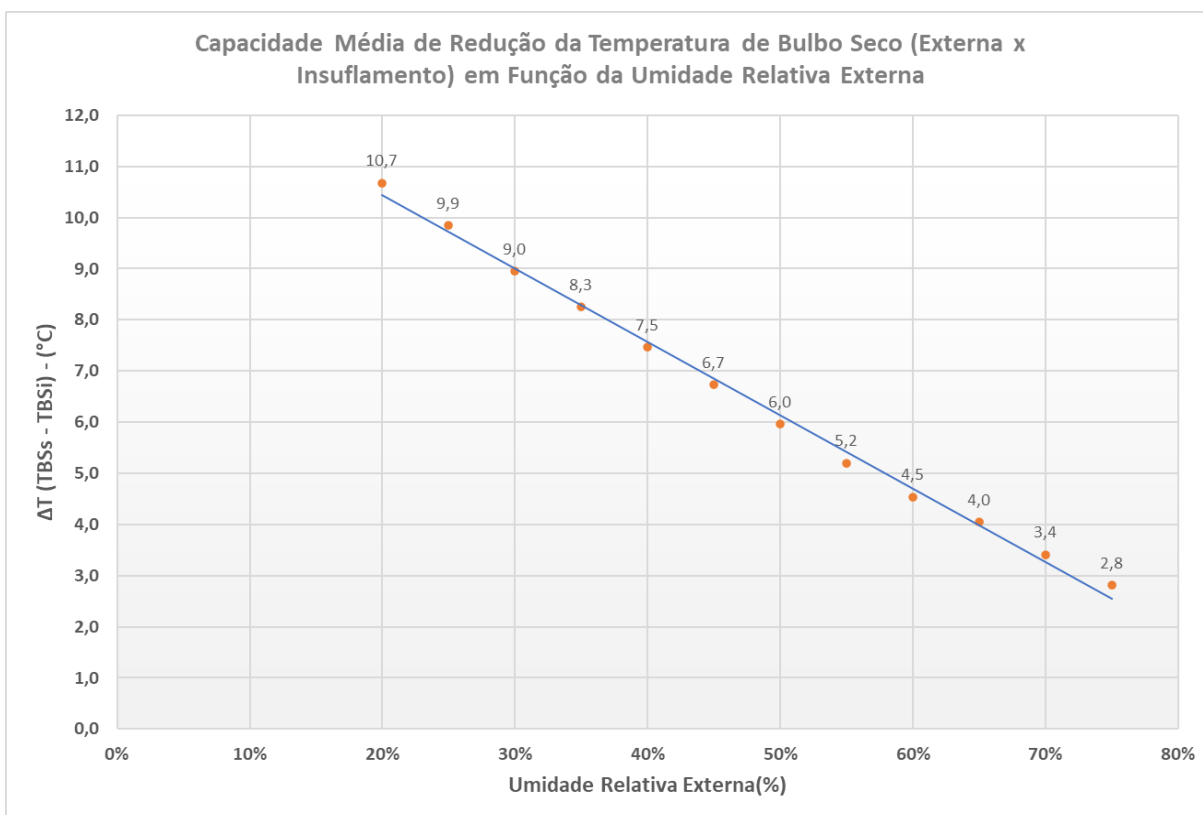
Na Figura 46, relaciona-se a temperatura de bulbo seco de insuflamento em função da temperatura de bulbo seco externa e da umidade relativa externa e a Figura 47 traz de forma simplificada esta análise, apresentando a média de redução da temperatura de bulbo seco, entre a externa e a insuflada, em função da umidade relativa externa. Assim, avalia-se a capacidade do equipamento de reduzir a temperatura do ar em função das características externas.

Figura 46 – Temperatura de bulbo seco de insuflamento em função da temperatura de bulbo seco externa e da umidade relativa externa



Fonte: Adaptada de Basenge conforme dados do Anexo 13

Figura 47 – Variação de temperatura de bulbo seco (externa x insuflamento) em função da umidade relativa externa

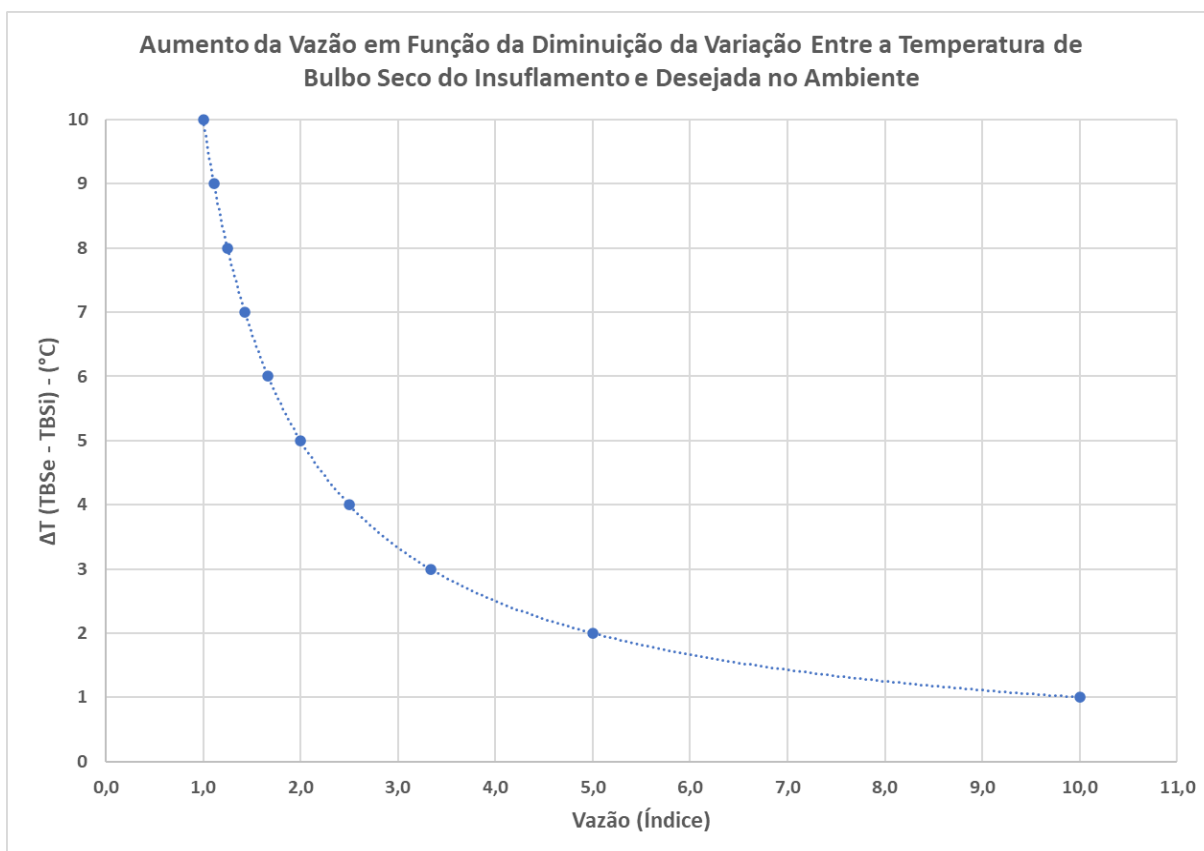


**Fonte:** Adaptada de Basenge conforme dados do Anexo 13

Observa-se que quanto maior é a umidade relativa externa, menor será a diferença entre a temperatura de bulbo seco externa e a temperatura de bulbo seco do ar insuflado. Nota-se que a partir de 70% de umidade relativa externa, a capacidade do equipamento em reduzir a temperatura do ar fica abaixo dos 3,5°C.

Outro ponto analisado, através da Figura 48, é a necessidade do aumento da vazão do equipamento evaporativo, para atender determinada carga térmica no interior do recinto, em relação à variação da temperatura de bulbo seco entre o ar insuflado e a temperatura desejada no ambiente. Ou seja, quanto menor a diferença entre a temperatura de insuflamento e a temperatura desejada na sala, maior terá de ser a vazão do equipamento para atender esta condição.

Figura 48 – Aumento da vazão devido à diminuição da variação entre a temperatura desejada na sala e a temperatura de insuflamento



Fonte: Elaborada pelos autores

Apresenta-se a vazão como índice para facilitar a análise. Dessa forma verifica-se que para uma temperatura de insuflamento 10°C abaixo da temperatura desejada na sala, temos uma capacidade de vazão de 1, já quando esta diferença diminui de 10°C para 5°C necessita-se de um equipamento com 2 vezes a vazão inicial. De acordo com os dados, analisa-se que uma diferença abaixo de 3°C inviabiliza o uso do sistema evaporativo, pois suas dimensões e o seu custo tornam-se cada vez maiores para atender a vazão necessária.

#### **4.9. Análise comparativa entre a aplicação dos sistemas de climatização por resfriamento evaporativo e expansão a gás**

A partir da análise dos sistemas de climatização por resfriamento evaporativo podemos destacar os principais pontos e realizar um comparativo com os sistemas convencionais.



- O sistema de climatização evaporativo mostra-se altamente eficiente em regiões com clima quente e seco, sendo uma alternativa viável aos sistemas de climatização convencionais;
- As regiões centro-oeste e nordeste, ocupando basicamente as regiões de clima tropical e semi-árido, possuem as características climáticas mais propícias para aplicação do sistema de resfriamento evaporativo, apresentando variação de até 10°C entre as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido e baixa umidade relativa, abaixo dos 60%. Para as demais regiões brasileiras, os sistemas convencionais são os mais indicados. Ressalta-se que há a necessidade de avaliar a escolha do tipo de sistema em função das características do local e das condições internas desejadas;
- Em ambientes com carga térmica majoritariamente latente, e com a necessidade do controle de umidade, os sistemas de climatização convencionais são mais indicados, visto que os sistemas evaporativos tendem a aumentar a umidade absoluta do recinto, aumentando assim a umidade relativa;
- Quando a utilização do sistema evaporativo mostra-se ser uma alternativa viável, tem-se um custo de operação menor do que nos equipamentos convencionais devido ao baixo consumo de energia do equipamento evaporativo. Entretanto, os custos de aquisição e instalação apresentam alta variação em função da aplicação e suas necessidades, não sendo possível apresentar uma estimativa precisa;
- O fato do sistema evaporativo trabalhar com 100% de ar externo contribui para o aumento da qualidade do ar interno, minimizando riscos de contaminação do ar, sendo este um problema frequente em sistemas convencionais com manutenção ineficiente;
- A manutenção e limpeza dos sistemas evaporativos é mais simples que nos sistemas convencionais;
- Apesar da manutenção e limpeza dos equipamentos evaporativos serem mais simples, elas devem acontecer com maior periodicidade que nos equipamentos convencionais;
- A instalação de sistemas evaporativos é contraindicada em locais com elevada concentração de partículas suspensas no ar na parte externa, fator

este que ocasiona a saturação da célula evaporativa com frequência, aumentando ainda mais a necessidade de limpeza e manutenção, e também acarretando na diminuição da vida útil dela;

- O consumo energético dos sistemas evaporativos é baixo quando comparado aos sistemas convencionais, podendo alcançar 75% menos consumo de energia em determinadas condições;
- É necessário o controle da qualidade e das condições da água utilizada no sistema de resfriamento evaporativo, fatores que influenciam na eficiência do equipamento e na sua vida útil;
- As construções devem ser pensadas para utilização do sistema evaporativo, visto que as necessidades de instalação são diferentes dos sistemas convencionais;

Ressalta-se que o objetivo deste trabalho não é a substituição completa dos sistemas convencionais e sim, orientar seu uso de forma consciente, avaliando sempre as condições locais e os parâmetros desejados para a seleção do sistema mais adequado à aplicação.

## 5. CONCLUSÃO

As contribuições deste trabalho apresentam caráter teórico, utilizando como base a pesquisa e o referencial bibliográfico sobre o assunto, resultando em um extenso material para apoiar profissionais da área e abrir discussões e possibilidades de estudos futuros de caráter experimental, para avaliar de forma empírica e validar os resultados.

Conclui-se que o estudo sobre os sistemas de climatização mostra-se primordial para sua correta aplicação e uso. Através dos dados obtidos neste Trabalho de Conclusão de Curso verificou-se que o sistema de climatização evaporativo mostrou ser uma alternativa interessante ao sistema de climatização convencional, por apresentar um ótimo desempenho e custos de operação inferiores.

Deve-se ressaltar que sua aplicação está condicionada às condições climáticas externas pois observou-se no decorrer do trabalho que seu máximo desempenho ocorre em regiões de alta temperatura e baixa umidade. No Brasil, pode-se destacar sua aplicação na região Centro-Oeste e Nordeste por apresentar resultados positivos em sua utilização. Outro fator primordial para seu uso é a análise da carga térmica interna, onde tem-se o melhor desempenho do equipamento para cargas de calor sensível, mantendo a umidade e a temperatura em níveis aceitáveis, já quando há uma carga majoritariamente de calor latente, conclui-se que gera um desconforto térmico devido à alta umidade relativa resultante do recinto.

Devido ao baixo consumo de energia do sistema de climatização por resfriamento evaporativo, seu uso pode ser ampliado para locais maiores e mais abertos, onde as características da construção inviabilizam a aplicação de sistemas convencionais, pois mesmo não obtendo os parâmetros definidos para conforto térmico, podem-se obter condições melhores do que a externa.

Atualmente, a baixa difusão de informações e estudos a respeito do sistema evaporativo torna a escolha pelo sistema de climatização convencional a mais utilizada e quando o sistema evaporativo é aplicado, em geral, está em condições adversas, comprometendo sua eficiência e o resultado final. Dessa forma, o conhecimento profundo das vantagens e desvantagens de cada técnica de climatização, assim como suas limitações, devem ser conhecidas pelo profissional

responsável pelo projeto de forma a extrair o melhor resultado a partir de cada sistema, garantindo benefícios econômicos ao cliente, como a redução do consumo energético e a obtenção da maior qualidade do ar interno.

O avanço nos estudos sobre o sistema de climatização evaporativo no Brasil mostra-se essencial, para capacitar tecnicamente os profissionais para o seu correto uso e aplicação em função das condições climáticas do local e condições internas desejadas, além de alterar o planejamento da concepção das construções de forma a prever a utilização desta alternativa sustentável.

## REFERÊNCIAS

ALMEIDA, Lúcia Marina Alves de; RIGOLIN, Taércio Barbosa. Os fatores que influenciam o clima. *In: GEOGRAFIA: Novo ensino médio*. 3ª ed. São Paulo: Editora Ática, 2012. v. único, cap. 11, p. 75-80. ISBN 9788508112197.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING AND AIR CONDITIONING – ASHARE. **Physiological principles for comfort and health**. In: Handbook Fundamental. Atlata, 2001. p. 8.1 – 8.2

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 15220**: Desempenho térmico de edificações. Rio de Janeiro, 2003.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401**: Instalações de ar condicionado - Sistemas centrais e unitários. Rio de Janeiro, 2008.

BASENGE. **Tabela de Redução de Temperatura por Meio do Sistema de Resfriamento Evaporativo**. Disponível em: <https://www.basenge.com.br/>. Acesso em: 26 jun. 2022.

Brasil, Ministério de Minas e Energia, Empresa de Pesquisa Energética. Plano Decenal de Expansão de Energia 2022 / Ministério de Minas e Energia. Empresa de Pesquisa Energética. Brasília: MME/EPE, 2013.

Bottecchia, Otávio Luiz. “A Fórmula Barométrica Como Instrumento de Ensino Em Química”. *Química Nova*, vol. 32, nº 7, 2009, p. 1965–70. *DOI.org (Crossref)*, <https://doi.org/10.1590/S0100-40422009000700047>.

CAMARGO, J. R. Resfriamento evaporativo: poupando a energia e o meio ambiente. *Revista Ciências Exatas*, Taubaté, v. 10, p.69-75, 2004.

CAMARGO, José Rui *et al.* **SISTEMAS DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO E EVAPORATIVO-ADSORTIVO APLICADOS AO CONDICIONAMENTO DE AR**.

CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY, “**Manual de Aire Acondicionado**”, Marcombo Boixareu Editores, 1983.

CHUANG, Ho-Chiao; ZENG, Yu-Xiang; LEE, Chen-Ta. Study on a chiller of air conditioning system by sensing refrigerant pressure feedback control with stepless variable speed driving technology. **Building And Environment**, [S.L.], v. 149, p. 157-168, fev. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.buildenv.2018.12.024>.

CREDER, Hélio. **Instalações de Ar Condicionado**. 6º Edição. Rio de Janeiro. Editora LTC, 2004.

DATTA, S., SAHGAL, P. N., SUBRAHMANYAM, S., DHINGRA, S. C., KISHORE, V. V. N. “**Design and operating characteristics of evaporative cooling systems**”, Department of Chemical Engineering, Indian Institute of technology, New Delhi, India. 1986.

DICASLED. **Gestão térmica nas luminárias LED**. 2019. DicasLed. Disponível em: <https://www.dicasled.pt/gestao-termica-das-luminarias-led/>. Acesso em: 29 maio 2022.

DUAN, Zhiyin. **Investigation of a Novel Dew Point Indirect Evaporative Air Conditioning System for Buildings**. 2011. 188 p. Tese (Filosofia) - Universidade de Nottingham, [S. /], 2011.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Uso de Ar Condicionado no Setor Residencial Brasileiro: Perspectivas e contribuições para o avanço em eficiência energética**. Brasil, 2018. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/imprensa/noticias/uso-de-ar-condicionado-no-setor-residencial-brasileiro-perspectivas-e-contribuicoes-para-o-avanco-em-eficiencia-energetica>> . Acesso em 11 de novembro de 2021.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Plano Nacional de Energia - 2050**. Brasil, 2020. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/Plano-Nacional-de-Energia-2050>>. Acesso em 11 de novembro de 2021.

Engineering ToolBox, (2001). Disponível em: <https://www.engineeringtoolbox.com>. Acesso em 19 jun. 2022

FROTA, Anésia Barros; SCHIFFER, Sueli Ramos. **Manual de Conforto Térmico**. 5. ed. São Paulo: Studio Nobel, 2001.

GOULART, Solange; LAMBERTS, Roberto; FIRMINO, Samanta. **Dados Climáticos para Projeto e Avaliação Energética de Edificações para 14 Cidades Brasileiras**. 2. ed. Florianópolis: Ufsc, 1998. 345 p.

GUITARRARA, Paloma. "Climas do Brasil"; Brasil Escola. Disponível em: <https://brasilecola.uol.com.br/brasil/os-climas-brasil.htm>. Acesso em 06 de junho de 2022.

IEA [INTERNATIONAL ENERGY AGENCY]. **The Future of Cooling: Opportunities for energy-efficient air conditioning**. OECD/IEA: Paris, 2018. Disponível em: <https://www.iea.org/reports/the-future-of-cooling>. Acesso em 10 de janeiro de 2022.

IEI Brasil. **Impactos da Melhoria na Eficiência de Ar-Condicionado: projeto kigali, iniciativa eficiência (mp-18-00257)**. Projeto Kigali, Iniciativa Eficiência (MP-18-00257). 2019. Disponível em: [https://iei-brasil.org/wp-content/uploads/2019/02/Relatorio\\_Kigali.pdf](https://iei-brasil.org/wp-content/uploads/2019/02/Relatorio_Kigali.pdf). Acesso em: 12 jun. 2022.

INMET. **Gráfico Comparativo Umidade Relativa**. Disponível em: <https://clima.inmet.gov.br/GraficosClimatologicos>. Acesso em: 05 jun. 2022.

INMETRO. **Portaria INMETRO nº 50/ 2013: Requisitos de avaliação da conformidade para eficiência energética de edificações residencial, comercial, de serviço e público.** Anexo geral V – catálogo de propriedades térmicas de paredes, coberturas e vidros. Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/>. Acesso em: 20 jun. 2022.

INSTITUTO ESCOLHAS. **Estudo Caminhos Para Eficiência do Ar Condicionado no Brasil.** São Paulo: Instituto Escolhas, 2020. Disponível em: [https://www.escolhas.org/wp-content/uploads/2020/09/Estudo\\_Caminhos-para-eficiencia-do-arcondicionado-no-Brasil\\_RELATORIO.pdf](https://www.escolhas.org/wp-content/uploads/2020/09/Estudo_Caminhos-para-eficiencia-do-arcondicionado-no-Brasil_RELATORIO.pdf). Acesso em: 25 jun. 2022.

KINGSPAN ISOESTE. **Telhas Isotérmicas Trapezoidais EPS.** 2022. Disponível em: <https://kingspan-isoeste.com.br/telhas-isotermicas-trapezoidal-eps/>. Acesso em: 20 jun. 2022.

KNAUF. **Pisos Elevados Knauf.** Disponível em: <https://knauf.com.br/>. Acesso em: 20 jun. 2022.

LAMBERTS, Roberto; DUTRA, Luciano; PEREIRA, Fernando. **Eficiência Energética na Arquitetura.**: capítulo 1: um segundo breve histórico. 3. ed. Rio de Janeiro: Procel, 2009. 361 p.

MATOS, Rudmar Serafim. **Apostila de Climatização.** Paraná: UFPR, 2003

MASIERO, D. S. F. M. **Resfriamento evaporativo e condicionamento de ar convencional:** estudo experimental comparativo. 2006. 121 f. Dissertação (Mestrado) - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo - USP, São Paulo, 2006.

MENEZES, Milton Serpa. **Apostila Refrigeração e Ar Condicionado.** Passo Fundo, Rs: Upf, 2005.

MIRANDA, Antônio Cássio Araújo; FREITAS, Hamilson Leão Pires de Castro. **PROJETO E AUTOMAÇÃO DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO HÍBRIDO.**



Orientador: Prof. Adolfo Bauchpiess. 2010. 89 f. Tese (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade de Brasília Faculdade de tecnologia, Brasília, 2010.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N.; BOETTNER, Daise D.; BAILEY, Margaret B. **Princípios de termodinâmica para a engenharia**. 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018. 862 p. ISBN 9781118412930.

PENA, S.M. **Sistemas de Ar Condicionado e Refrigeração**. Rio de Janeiro: ELETROBRAS; PROCEL, 2002.

PIRANI, MARCELO JOSÉ. **Apostila de Refrigeração e Ar Condicionado**, 2004.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Daniel Ebinuma. 2003. 140 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2003.

RODRIGUES, Daniel de Souza. **ANÁLISE PSICROMÉTRICA EM SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE AR**. Orientador: Nísio de Carvalho Lobo Brum / Carlos Eduardo Leme Nóbrega. 2018. 139 p. Tese (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2018.

SILVA, José de Castro; SILVA, Ana Cristina G. Castro. **Refrigeração e climatização para técnicos e engenheiros**. Rio de Janeiro: Ciência Moderna Ltda, 2007. 346 p. ISBN 9788573936391.

SIMÕES-MOREIRA, José Roberto; HERNANDEZ NETO, Alberto. **Fundamento e Aplicações Da Psicometria**. 2. ed. São Paulo: Blucher, 2019. 280 p.

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

Wilbert F. Stoecker, "Industrial refrigeration handbook", New York : McGraw-Hill, 1998.

WORLD HEALTH ORGANIZATION et al. **WHO global air quality guidelines: particulate matter (PM2.5 and PM10), ozone, nitrogen dioxide, sulfur dioxide and carbon monoxide**. World Health Organization, 2021.

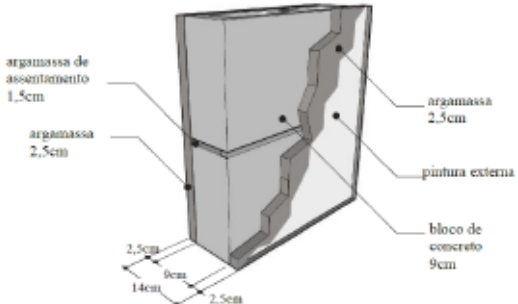
## ANEXOS

**ANEXO 1 - Propriedades térmicas dos materiais - Paredes - 1**

Fonte: Anexo da portaria INMETRO nº 50/2013

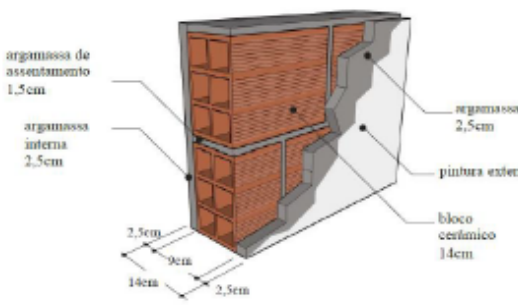
ANEXO DA PORTARIA INMETRO Nº 50/ 2013

**ANEXO GERAL V – CATÁLOGO DE PROPRIEDADES TÉRMICAS DE PAREDES, COBERTURAS E VIDROS****a) Paredes:**

	Descrição:	1					
	Argamassa interna (2,5cm) Bloco de concreto (9,0 x 19,0 x 39,0cm) Argamassa externa (2,5cm) Pintura externa ( $\alpha$ )	<table border="1"> <thead> <tr> <th>U</th> <th><math>C_T</math></th> </tr> <tr> <th>[W/(m<sup>2</sup>K)]</th> <th>[kJ/m<sup>2</sup>K]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>2,78</td> <td>209</td> </tr> </tbody> </table>	U	$C_T$	[W/(m <sup>2</sup> K)]	[kJ/m <sup>2</sup> K]	2,78
U	$C_T$						
[W/(m <sup>2</sup> K)]	[kJ/m <sup>2</sup> K]						
2,78	209						

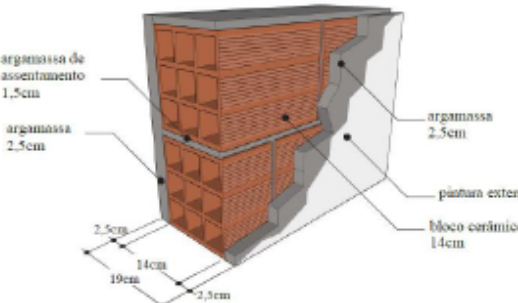
**ANEXO 2 - Propriedades térmicas dos materiais - Paredes - 9**

Fonte: Anexo da portaria INMETRO nº 50/2013

	Descrição:	9					
	Argamassa interna (2,5cm) Bloco cerâmico (9,0 x 14,0 x 24,0 cm) Argamassa externa (2,5cm) Pintura externa ( $\alpha$ )	<table border="1"> <thead> <tr> <th>U</th> <th><math>C_T</math></th> </tr> <tr> <th>[W/(m<sup>2</sup>K)]</th> <th>[kJ/m<sup>2</sup>K]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>2,46</td> <td>150</td> </tr> </tbody> </table>	U	$C_T$	[W/(m <sup>2</sup> K)]	[kJ/m <sup>2</sup> K]	2,46
U	$C_T$						
[W/(m <sup>2</sup> K)]	[kJ/m <sup>2</sup> K]						
2,46	150						

**ANEXO 3 - Propriedades térmicas dos materiais - Paredes - 14**

Fonte: Anexo da portaria INMETRO nº 50/2013

	Descrição:	14					
	Argamassa interna (2,5cm) Bloco cerâmico (14,0 x 19,0 x 29,0cm) Argamassa externa (2,5cm) Pintura externa ( $\alpha$ )	<table border="1"> <thead> <tr> <th>U</th> <th><math>C_T</math></th> </tr> <tr> <th>[W/(m<sup>2</sup>K)]</th> <th>[kJ/m<sup>2</sup>K]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1,85</td> <td>161</td> </tr> </tbody> </table>	U	$C_T$	[W/(m <sup>2</sup> K)]	[kJ/m <sup>2</sup> K]	1,85
U	$C_T$						
[W/(m <sup>2</sup> K)]	[kJ/m <sup>2</sup> K]						
1,85	161						

## ANEXO 4 - Propriedades térmicas dos materiais - Coberturas - 20

Fonte: Anexo da portaria INMETRO nº 50/2013

<p>telha metálica</p> <p>poliestireno 4cm</p> <p>telha metálica</p> <p>câmara de ar</p> <p>Laje maciça 10cm</p>	Descrição:	20					
	<p>Laje maciça 10,0cm</p> <p>Câmara de ar (&gt; 5,0 cm)</p> <p>Telha metálica* 0,1cm</p> <p>Poliestireno (isopor) 4,0cm</p> <p>Telha metálica* 0,1cm</p> <p>* A transmitância térmica independe se a telha tem formato trapezoidal ou ondulada</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>U</th> <th>C<sub>T</sub></th> </tr> <tr> <th>[W/(m²K)]</th> <th>[kJ/m²K]</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center;">0,68</td> <td style="text-align: center;">229</td> </tr> </tbody> </table>	U	C <sub>T</sub>	[W/(m²K)]	[kJ/m²K]	0,68	229
U	C <sub>T</sub>						
[W/(m²K)]	[kJ/m²K]						
0,68	229						

## ANEXO 5 - Propriedades térmicas dos materiais - Vidros - 19

Fonte: Anexo da portaria INMETRO nº 50/2013

Nº	Tipo de vidro	Camadas e espessuras (mm)	FS	$\alpha$	U
19	Laminado cinza A	Vidro de controle solar (4mm) + Pvb incolor + Vidro incolor (4mm)	0,39	56%	5,7





## ANEXO 8 - Calor liberado pelas pessoas

Fonte: ABNT NBR 16401-1 (2008)

Nível de atividade	Local	Calor total (W)		Calor Sensível (W)	Calor latente (W)	% Radiante do calor sensível	
		Homem adulto	Ajustado M/F <sup>a</sup>			Baixa velocidade do ar	Alta velocidade do ar
Sentado no teatro	Teatro matinê	115	95	65	30		
Sentado no teatro, noite	Teatro noite	115	105	70	35	60	27
Sentado, trabalho leve	Escritórios, hotéis, apartamentos	130	115	70	45		
Atividade moderada em trabalhos de escritório	Escritórios, hotéis, apartamentos	140	130	75	55		
Parado em pé, trabalho moderado; caminhando	Loja de varejo ou de departamentos	160	130	75	55	58	38
Caminhando, parado em pé	Farmácia, agência bancária	160	145	75	70		
Trabalho sedentário	Restaurante <sup>b</sup>	145	160	80	80		
Trabalho leve em bancada	Fábrica	235	220	80	140		
Dançando moderadamente	Salão de baile	265	250	90	160	49	35
Caminhando 4,8 km/h; trabalho leve em máquina operatriz	Fábrica	295	295	110	185		
Jogando boliche <sup>c</sup>	Boliche	440	425	170	255		
Trabalho pesado	Fábrica	440	425	170	255	54	19
Trabalho pesado em máquina operatriz; carregando carga	Fábrica	470	470	185	285		
Praticando esportes	Ginásio, academia	585	525	210	315		

NOTA 1 Valores baseados em temperatura de bulbo seco ambiente de 24 °C. Para uma temperatura de bulbo seco ambiente de 27 °C, o calor total permanece o mesmo, porém o calor sensível deve ser reduzido em aproximadamente 20 %, e o calor latente aumentado correspondentemente. Para uma temperatura de bulbo seco ambiente de 21 °C, também o calor total permanece o mesmo, porém o calor sensível deve ser aumentado em aproximadamente 20 %, e o calor latente reduzido correspondentemente.

NOTA 2 Valores arredondados em 5 W.

<sup>a</sup> O valor do calor ajustado é baseado numa porcentagem normal de homens, mulheres e crianças para cada uma das aplicações listadas, postulando-se que o calor liberado por uma mulher adulta é aproximadamente 85 % daquele liberado por um homem adulto, e o calor liberado por uma criança é aproximadamente 75 % daquele liberado por um homem adulto.

<sup>b</sup> O ganho de calor ajustado inclui 18 W para um prato de comida individual (9 W de calor sensível e 9 W latente).

<sup>c</sup> Considerando uma pessoa por cancha realmente jogando boliche, e todas as demais sentadas (117 W), paradas em pé ou caminhando lentamente (231 W).

Fonte:

Adaptado de 2005 ASHRAE *Fundamentals Handbook*, Capítulo 30, "Nonresidential Cooling and Heating Load Calculations", Tabela 1.

## ANEXO 9 - Vazão eficaz mínima de ar exterior para ventilação

Fonte: ABNT NBR 16401-3 (2008)

Local	D pessoas/ 100 m <sup>2</sup>	Nível 1		Nível 2		Nível 3		Exaustão mecânica L/s* m <sup>2 a</sup>
		F <sub>p</sub> L/s* pess.	F <sub>a</sub> L/s*m <sup>2</sup>	F <sub>p</sub> L/s* pess.	F <sub>a</sub> L/s*m <sup>2</sup>	F <sub>p</sub> L/s* pess.	F <sub>a</sub> L/s*m <sup>2</sup>	
<b>Comércio varejista</b>								
Supermercado de alto padrão	8	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Supermercado de padrão médio	10	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Supermercado popular	12	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Mall de centros comerciais	40	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Lojas (exceto abaixo)	15	3,8	0,6	4,8	0,8	5,7	0,9	--
Salão de beleza e/ou barbearia <sup>b</sup>	25	10	0,6	12,5	0,8	15,0	0,9	--
Animais de estimação <sup>b</sup>	10	3,8	0,9	4,8	1,1	5,7	1,4	4,5
Lavanderia "self-service"	20	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
<b>Edifícios de escritórios</b>								
Hall do edifício, recepção	10	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritórios de diretoria	6	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com baixa densidade	11	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com média densidade	14	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Escritório com alta densidade	20	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Sala de reunião	50	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
CPD (exceto impressoras)	4	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
Sala impressoras, copiadoras	--	--	--	--	--	--	--	2,5
Sala digitação	60	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--
"Call center"	60	3,8	0,6	4,8	0,8	5,7	0,9	--
<b>Bancos</b>								
Bancos (área do público)	41	3,8	0,3	4,8	0,4	5,7	0,5	--
Caixa forte	5	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5	--

Local	D pessoas/ 100 m <sup>2</sup>	Nível 1		Nível 2		Nível 3		Exaustão mecânica L/s* m <sup>2 a</sup>
		F <sub>p</sub> L/s* pess.	F <sub>a</sub> L/s*m <sup>2</sup>	F <sub>p</sub> L/s* pess.	F <sub>a</sub> L/s*m <sup>2</sup>	F <sub>p</sub> L/s* pess.	F <sub>a</sub> L/s*m <sup>2</sup>	
<b>Locais diversos</b>								
Câmara escura	--	--	--	--	--	--	--	5,0
Copa	--	--	--	--	--	--	--	1,5
Sala exclusiva para fumar <sup>f</sup>	--	--	--	--	--	--	--	9,0
Sanitários públicos	--	--	--	--	--	--	--	35 / bacia
Vestiários coletivos	--	--	--	--	--	--	--	2,5

Legenda

Nível 1 - Nível mínimo vazão de ar exterior para ventilação.

Nível 2 - Nível intermediário da vazão de ar exterior para ventilação.

Nível 3 - Vazões ar exterior para ventilação que segundo estudos existem evidências de redução de reclamações e manifestações alérgicas

F<sub>p</sub> - Fração do ar exterior relacionada às pessoas (L/s\* pessoa)

F<sub>a</sub> - Fração do ar exterior relacionada ao recinto (L/s\*m<sup>2</sup>)

D - Densidade de ocupação esperada, referida à área útil ocupada (pessoas/100 m<sup>2</sup>)

NOTA 1 A aplicação desta Tabela está condicionada à obediência a todos os demais requisitos desta parte da ABNT NBR 16401.

NOTA 2 O nível (1,2 ou 3) de ar externo a ser utilizado no projeto deve ser definido entre o projetista e o cliente.

NOTA 3 As vazões de ar exterior estipuladas são baseadas na proibição de fumar nos recintos (exceto local reservado).

NOTA 4 Ar exterior com densidade do ar 1,2 kg/ m<sup>3</sup> (a vazão deve ser corrigida para a densidade efetiva).

<sup>a</sup> O ar de reposição para a exaustão pode ser proveniente de recintos vizinhos.

<sup>b</sup> Não recircular para outros recintos.

<sup>c</sup> Tratamento especial do ar exterior pode ser necessário para remover odores ou vapores nocivos.

<sup>d</sup> Tratamento especial do ar exterior pode ser necessário para remover elementos prejudiciais às obras de arte.

<sup>e</sup> A vazão estipulada não contempla controle de umidade. Pode ser necessário aumentar a vazão ou instalar um sistema de desumidificação.

<sup>f</sup> Não há valores estabelecidos da vazão de ar exterior necessária para diluir a fumaça de tabaco a níveis aceitáveis. A vazão de exaustão estipulada visa apenas evitar uma concentração excessiva de fumaça no recinto e a sua propagação para recintos vizinhos.



## ANEXO 10 - Eficiência da distribuição de ar nas zonas de ventilação

Fonte: ABNT NBR 16401-3 (2008)

Configuração da distribuição de ar	$E_z$
Insuflação de ar frio pelo forro	1,0
Insuflação de ar quente pelo forro e retorno pelo piso	1,0
Insuflação de ar quente pelo forro, 8°C ou mais acima da temperatura do espaço e retorno pelo forro	0,8
Insuflação de ar quente pelo forro a menos de 8°C acima da temperatura do espaço pelo forro, desde que o jato de ar insuflado alcance uma distância de 1,4 m do piso à velocidade de 0,8 m/s	1,0
Insuflação de ar frio pelo piso e retorno pelo forro, desde que o jato de ar insuflado alcance uma distância de 1,4 m ou mais do piso à velocidade de 0,8 m/s	1,0
Insuflação de ar frio pelo piso, com fluxo de deslocamento a baixa velocidade e estratificação térmica, e retorno pelo forro	1,2
Insuflação de ar quente pelo piso e retorno pelo piso	1,0
Insuflação de ar quente pelo piso e retorno pelo forro	0,7
Ar de reposição suprido do lado oposto à exaustão ou ao retorno	0,8
Ar de reposição suprido à proximidade da exaustão ou do retorno	0,5

## ANEXO 11 - Cargas projetadas para pré-definições estáticas de pisos segundo DIN 1055-3

Fonte: Knauf

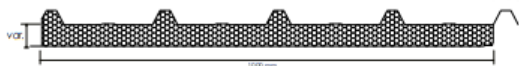
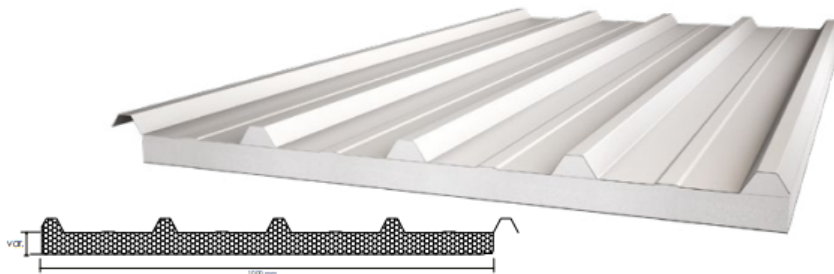
Cargas projetadas para pré-definições estáticas de pisos segundo DIN 1055-3					
Nr	Utilização	Exemplos	$K_n/m^2$	$K_n$	Espessura de painel padrão*
1	Sem classificação	soleiras de meio-esquadria, não trafegável	n/a	n/a	25
2	Cozinhas	Sótãos, não apropriado para uso residencial, mas trafegável, dimensão limpa menos que 1,80 m	1.0	1.0	25
3	Habituação e salas residenciais	Salas e corredores em edifícios residenciais, quartos de hospitais, cômodos de hotéis, incluindo as cozinhas e banheiros	2.0	1.0	25
4	Escritórios, áreas de trabalho, corredores	Corredores em edifícios comerciais, escritórios, laboratórios e alojamentos, incluindo seus corredores.	2.0	2.0	25
5	Escritórios, áreas de trabalho, corredores	Corredores de hospitais, hotéis, asilos, internatos, etc., cozinhas e alojamentos, incluindo teatros que funcionam sem equipamento de carga pesada.	3.0	3.0	25
6	Escritórios, áreas de trabalho e corredores	Vide No. 5, mas que permite equipamentos pesados.	5.0	4.0	28
7	Salas de reuniões e áreas de convivência	Áreas com mesas, por exemplo, em escolas, cafés, restaurantes, salas de jantar / halls, salas de leitura e recepções.	3.0	4.0	28
8	Salas de reuniões e áreas de convivência	Pisos com cadeiras fixas, por exemplo, em igrejas, teatros ou cinemas, halls de congresso, halls de leitura, salas de reunião, salas de espera.	4.0	4.0	28
9	Salas de reuniões e áreas de convivência	Pisos de livre tráfego, por exemplo, em museus, áreas de exibição..., halls de entrada de edifícios públicos e hotéis.	5.0	4.0	28
10	Salas de reuniões e áreas de convivência	Halls de dançeteria, salas de ginástica e palcos.	5.0	7.0**	28+13
11	Salas de reuniões e áreas de convivência	Áreas para grandes encontros, por exemplo, halls de concerto, varandas e áreas de entradas, tribunas com cadeiras fixas	5.0	4.0	28
12	Lojas	Pisos de lojas com menos do que 50 m <sup>2</sup> de área de venda dentro de edifícios comerciais e residenciais.	2.0	2.0	25
13	Lojas	Pisos de lojas de atacado e lojas de departamento	5.0	4.0	28
14	Lojas	Vide No. 13, mas com possibilidade de cargas maiores pela presença de prateleiras.	5.0	7.0**	28+13
15	Fábricas, oficinas e armazéns	Pisos de fábricas e oficinas com baixas atividades de carga.	5.0	4.0	28
16	Fábricas, oficinas e armazéns	Pisos de armazéns e livrarias.	6.0	7.0**	28+13

\* Exemplo para as distâncias da construção de sustentação de 600 mm  
 \*\* EN 13213 projeta apenas cargas de trabalho e testes aprovados até 6.0 kN

## ANEXO 12 - Estrutura das telhas térmicas trapezoidais

Fonte: Kingspan Isoeste

### ISOTELHA EPS



Possui 5 trapézios, dando grande resistência mecânica, permitindo maior espaçamento entre terças e resultando em economia na estrutura.

#### VANTAGENS:

- Economia na aquisição do sistema de climatização
- Maior durabilidade
- Excelente acabamento
- Redução no consumo de energia mensal
- Perfeita estanqueidade

#### CARACTERÍSTICAS DO REVESTIMENTO:

##### Aço galvanizado:

A espessura pode variar de #0,38 mm, #0,43 mm ou #0,50 mm (superior/inferior) (Conforme normas ABNT-NBR 7013 e ABNT-NBR 7008), face superior cromatizada com primer epóxi (4 a 6 microns), acabamento com pintura em poliéster (18 a 22 microns) e face inferior cromatizada com primer epóxi (4 a 6 microns).

##### Filme de alumínio branco:

Espessura #0,04 mm (inferior)

#### DADOS QUÍMICOS-FÍSICOS DO NÚCLEO:

##### EPS: (Poliestireno Expandido)

classe tipo 3F, com densidade média de 15 Kg/m<sup>3</sup>, condutividade térmica de 0,035 W/m.k e tolerância conforme norma ABNT-NBR 11949-9.

#### CORES DISPONÍVEIS:

(OU TRAS CORES SOB CONSULTA)

RAL 9003

RAL 7035

RAL 1015



AS TONALIDADES PODEM VARIAR DE ACORDO COM A SUPERFÍCIE APLICADA

#### Revestimento Interno



Filme Alumínio

#### Revestimento Externo/Interno



Aço Fritado

#### Encaixe



#### Detalhes Técnicos

Nº de apoios	Espessura isolante (mm)	Peso próprio (kg/m²)		U Coef. global de transm. calor (w/m².k)	Comprimento máximo (m)		Vão máximo entre apoios (mm)	
		Aço/Aço	Aço/Filme		Aço/Aço	Aço/Filme	Aço/Aço	Aço/Filme
▲▲	30	9,50	4,80	1,17	12	7,5	2500	1800
	50	10,00	5,10	0,70	12	7,5	3250	1800
	100	11,00	5,70	0,35	12	7,5	4500	1800
▲▲▲	30	9,50	4,80	1,17	12	7,5	2750	1600
	50	10,00	5,10	0,70	12	7,5	3500	1800
	100	11,00	5,70	0,35	12	7,5	4500	1800

#### Tamanho mínimo das peças - 2,5 metros

\*A inclinação mínima recomendada é de 4% para cobertura com comprimento da água de no máximo 20m. Depois disso consulte a Kingspan Isoeste para maiores detalhes. \*Cobertura fixada de L180 / fechamento fixado de L170

Para a instalação consulte o manual de instalação disponível em [www.kingspanisoeste.com.br](http://www.kingspanisoeste.com.br)

Para a instalação consulte o manual de instalação disponível em [www.kingspanisoeste.com.br](http://www.kingspanisoeste.com.br)

Para a instalação consulte o manual de instalação disponível em [www.kingspanisoeste.com.br](http://www.kingspanisoeste.com.br)

Produzido em: ● Anápolis/GO ○ Vitória Santo Antão/PE ○ Araquari/SC ○ Várzea Grande/MT ○ Cambú/MG

[kingspanisoeste.com.br](http://kingspanisoeste.com.br)

## ANEXO 13 - Tabela de Redução de Temperatura por Meio do Sistema de Resfriamento Evaporativo

Fonte: Basenge

Temp. Externa	U.R. Externa	Temp. Resultante	Redução Temp.	Temp. Externa	U.R. Externa	Temp. Resultante	Redução Temp.
22°C	20%	12,5	9,5	29°C	20%	17,5	11,5
	25%	13	9		25%	18,5	10,5
	30%	14	8		30%	19,5	9,5
	35%	14,5	7,5		35%	20	9
	40%	15	7		40%	21	8
	45%	15,5	6,5		45%	22	7
	50%	16,5	5,5		50%	22,5	6,5
	55%	17	5		55%	23,5	5,5
	60%	18	4		60%	24	5
	65%	18,5	3,5		65%	24,5	4,5
	70%	19	3		70%	25,5	3,5
75%	19,5	2,5	75%	26	3		
23°C	20%	13	10	30°C	20%	18	12
	25%	14	9		25%	19	11
	30%	15	8		30%	20	10
	35%	15,5	7,5		35%	21	9
	40%	16	7		40%	22	8
	45%	16,5	6,5		45%	22,5	7,5
	50%	17,5	5,5		50%	23,5	6,5
	55%	18	5		55%	24	6
	60%	18,5	4,5		60%	25	5
	65%	19	4		65%	25,5	4,5
	70%	20	3		70%	26,5	3,5
75%	20,5	2,5	75%	27	3		
24°C	20%	13,5	10,5	31°C	20%	19	12
	25%	14,5	9,5		25%	20	11
	30%	15,5	8,5		30%	21	10
	35%	16	8		35%	21,5	9,5
	40%	17	7		40%	22,5	8,5
	45%	17,5	6,5		45%	23,5	7,5
	50%	18	6		50%	24,5	6,5
	55%	19	5		55%	25	6
	60%	19,5	4,5		60%	26	5
	65%	20	4		65%	26,5	4,5
	70%	20,5	3,5		70%	27	4
75%	21	3	75%	28	3		
25°C	20%	14,5	10,5	32°C	20%	19,5	12,5
	25%	15,5	9,5		25%	20,5	11,5
	30%	16	9		30%	21,5	10,5
	35%	17	8		35%	22,5	9,5
	40%	18	7		40%	23,5	8,5
	45%	18,5	6,5		45%	24	8
	50%	19	6		50%	25	7
	55%	20	5		55%	26	6
	60%	20,5	4,5		60%	27	5
	65%	21	4		65%	27,5	4,5

	70%	21,5	3,5		70%	28	4
	75%	22	3		75%	29	3
26°C	20%	15,5	10,5	33°C	20%	20,5	12,5
	25%	16	10		25%	21,5	11,5
	30%	17	9		30%	22,5	10,5
	35%	18	8		35%	23	10
	40%	19	7		40%	24	9
	45%	19,5	6,5		45%	25	8
	50%	20	6		50%	26	7
	55%	21	5		55%	27	6
	60%	21,5	4,5		60%	28	5
	65%	22	4		65%	28,5	4,5
	70%	22,5	3,5		70%	29	4
	75%	23	3	75%	30	3	
27°C	20%	16	11	34°C	20%	21	13
	25%	17	10		25%	22	12
	30%	17,5	9,5		30%	23	11
	35%	18,5	8,5		35%	24	10
	40%	19	8		40%	25	9
	45%	20	7		45%	26	8
	50%	21	6		50%	27	7
	55%	22	5		55%	28	6
	60%	22,5	4,5		60%	28,5	5,5
	65%	23	4		65%	29	5
	70%	23,5	3,5		70%	30	4
	75%	24	3	75%	31	3	
28°C	20%	17	11	35°C	20%	21,5	13,5
	25%	17,5	10,5		25%	22,5	12,5
	30%	18,5	9,5		30%	24	11
	35%	19	9		35%	25	10
	40%	20	8		40%	25,5	9,5
	45%	21	7		45%	27	8
	50%	21,5	6,5		50%	28	7
	55%	22,5	5,5		55%	28,5	6,5
	60%	23	5		60%	29,5	5,5
	65%	24	4		65%	30	5
	70%	24,5	3,5		70%	31	4
	75%	25	3	75%	31,5	3,5	