

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ

LUCAS ALMEIDA CARLOS DE MOURA

**ESTUDO DE VIABILIDADE DA SUBSTITUIÇÃO DE UM SISTEMA DE AR-
CONDICIONADO MINI-SPLIT CONVENCIONAL POR UM MINI-SPLIT
INVERTER PARA UMA SALA DE ENGENHARIA**

**CASCATEL - PR
2019**

CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ

LUCAS ALMEIDA CARLOS DE MOURA

**ESTUDO DE VIABILIDADE DA SUBSTITUIÇÃO DE UM SISTEMA DE AR-
CONDICIONADO MINI-SPLIT CONVENCIONAL POR UM MINI-SPLIT
INVERTER PARA UMA SALA DE ENGENHARIA**

Trabalho apresentado à disciplina de Trabalho de Conclusão de Curso II, do Curso de Engenharia Mecânica, do Centro Universitário Assis Gurgacz, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Professor Orientador: Eng. Mec. Rogério Luiz Ludegero.

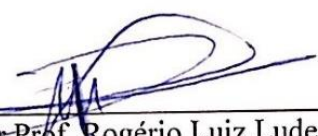
**CASCADEL - PR
2019**

**CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ
LUCAS ALMEIDA CARLOS DE MOURA**

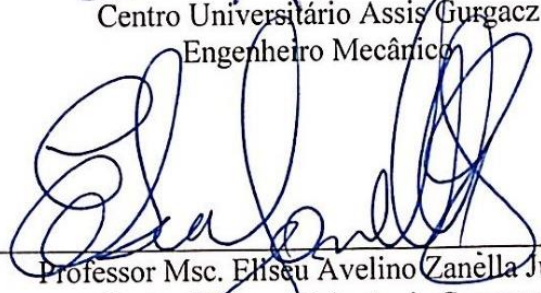
**ESTUDO DE VIABILIDADE DA SUBSTITUIÇÃO DE UM SISTEMA DE AR-
CONDICIONADO MINI-SPLIT CONVENCIONAL POR UM MINI-SPLIT
INVERTER PARA UMA SALA DE ENGENHARIA**

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário FAG, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Rogério Luiz Ludegero.

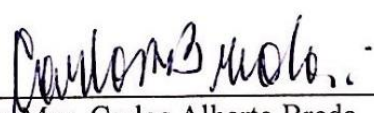
BANCA EXAMINADORA



Orientador Prof. Rogério Luiz Ludegero
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico



Professor Msc. Eliseu Avelino Zanella Junior
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico



Professor Msc. Carlos Alberto Breda
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico

Cascavel, 26 de Novembro de 2019.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a toda minha família, em especial aos meus pais Elias de Moura e Selma Regina de Moura, que sempre estiveram ao meu lado, incentivando-me e dando-me apoio para realização dos meus objetivos

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, por ter dado a mim e minha família saúde, forças e condições para realizar essa graduação.

Aos meu pais, pelo imenso esforço e dedicação que tiveram comigo no decorrer dessa trajetória e por terem ajudado-me na realização dos meus sonhos.

Às amizades que adquiri no decorrer da graduação, seja na faculdade seja nos locais de trabalho.

Ao meu orientador Rogério Ludegero, pelo tempo dedicado a mim para desenvolver esse trabalho e pelos ensinamentos.

E a todos os professores do Centro Universitário FAG que tive o privilégio de estudar e aprender com cada um deles.

RESUMO

MOURA, Lucas Almeida Carlos de. **Estudo da viabilidade de substituição de um sistema de ar-condicionado Mini-Split convencional por um Mini-Split inverter para uma sala de engenharia**. 2019. 93 f. Monografia (Bacharel em Engenharia Mecânica). Curso de Engenharia Mecânica. Centro Universitário FAG. Cascavel, PR.

A climatização em ambientes cresce vertiginosamente no Brasil, trazendo consigo o aumento do consumo de energia elétrica, oriunda de recursos naturais. Com o desenvolvimento da tecnologia os sistemas de ar-condicionado também ficaram mais eficientes, como o sistema *Inverter* que permite variar a rotação do compressor evitando partidas constantes, fator responsável por grande parte do consumo de energia. Em ambientes fechados condicionados a ar, é necessário que haja uma parcela de insuflação de ar exterior para dentro, a fim de proporcionar maior conforto e deixar os níveis de poluentes físicos, químicos e biológicos em um nível aceitável, principalmente em salas corporativas, onde há muitas pessoas por muito tempo. A vazão de ar necessária para promover a renovação de ar no local é regulamentada pela ABNT NBR 16401. Além disso, os equipamentos de ar-condicionado utilizam fluidos refrigerantes que degradam a camada de ozônio. Desse modo, um estudo que busque maneiras de conter os impactos ambientais faz-se necessário. Assim, a presente pesquisa tem como objetivo verificar a viabilidade de substituir unidades condicionadoras de ar *Mini-Split* convencional, que utilizam o fluido refrigerante R-22, pelo sistema *Mini-Split Inverter* que trabalha com o fluido refrigerante substituto R-410A, avaliando seu desempenho dentro das condições de conforto térmico e renovação de ar, de acordo com a norma. Busca-se verificar se essa substituição gerará economia de energia, com adequação do ambiente à norma, e proporcionar maior conforto e saúde coletiva dos ocupantes do recinto. E ainda, colaborará para a eliminação do fluido refrigerante R-22, determinado pelo Protocolo de Montreal. Essa pesquisa teve como ambiente de estudo uma sala de engenharia de uma empresa localizada em Cascavel-PR. Para tanto, foram analisadas as temperaturas externas e internas da sala e estipuladas as cargas térmicas, conforme material construtivo e variáveis dentro do ambiente que implicam na carga térmica. Posteriormente, foi verificado se o sistema de ar condicionado existente atende à carga térmica do local e escolhido um equipamento de ar-condicionado *Mini Split inverter*, que utiliza o fluido refrigerante R-410A. Constatou-se que o sistema atualmente instalado atende à carga térmica do local sem realizar a renovação de ar. Porém, se fosse para considerar a carga por essa, não atenderia, pois ela é responsável por 16,15% da carga térmica total. O sistema *Inverter* escolhido possui uma capacidade frigorífica de 10% a mais, e consome 5,38% a menos do que o sistema atual, já considerando carga pela renovação de ar. Ou seja, a substituição torna-se viável, pois além da economia no consumo de no mínimo 5,38%, o novo sistema considera a renovação de ar, que proporciona maior conforto e prevenção de malefícios à saúde dos ocupantes da sala e o aumento da confiabilidade no sistema por ser composto por equipamentos novos.

Palavras-chave: Renovação de ar. Fluidos refrigerantes. Consumo.

ABSTRACT

MOURA, Lucas Almeida Carlos de. **Estudo da viabilidade de substituição de um sistema de ar-condicionado Mini-Split convencional por um Mini-Split inverter para uma sala de engenharia**. 2019. 93 f. Monografia (Bacharel em Engenharia Mecânica). Curso de Engenharia Mecânica. Centro Universitário FAG. Cascavel, PR.

Climatization in environments grows dramatically in Brazil, bringing with it an increase in the electricity consumption from natural resources. With the technology development, air conditioning systems have also become more efficient, such as the Inverter system that allows it to vary the compressor speed avoiding constant starts, which is responsible for much of the energy consumption. In air-conditioned enclosed areas, there must be a portion of outside air insufflation inside to provide greater comfort and to bring the levels of physical, chemical and biological pollutants to an acceptable level, especially in corporate rooms where there are many people for a long time. The required air flow to promote on-site air renewal is regulated by ABNT NBR 16401. In addition, air conditioning equipment uses ozone-depleting refrigerants. Thus, a study that seeks ways to contain environmental impacts is necessary. Thus, the present research aims to verify the viability of replacing conventional Mini-Split air conditioner units, which use R-22 refrigerant, by the Mini-Split Inverter system that works with R-410A replacement refrigerant, assessing its performance within the conditions of thermal comfort and air renewal in accordance to standard. The aim is to verify if this substitution will generate energy saving, with environmental adaptation to the norm, and provide greater comfort and collective health of the occupants of the enclosure. It will also contribute to the elimination of R-22 refrigerant, as determined by the Montreal Protocol. This research had as study environment an engineering room of a company located in Cascavel-PR. For this, the external and internal temperatures of the room were analyzed and the thermal loads were stipulated, according to building material and variables within the environment that imply the thermal load. Subsequently, it was checked whether the existing air conditioning system meets the local thermal load and selected a Mini Split inverter air conditioning equipment using the R-410A refrigerant. It was found that the system currently installed meets the thermal load of the site without performing air renewal. However, if it were to consider the load for this, would not meet, because it is responsible for 16.15% of the total thermal load. The Inverter system chosen has a 10% more refrigeration capacity, and consumes 5.38% less than the current system, already considering load for air renewal. That is, the replacement becomes feasible, because besides the economy in the consumption of at least 5.38%, the new system considers the air renewal, which provides greater comfort and prevention of harm to the occupants health in the room and the increase system reliability for being composed of new equipment.

Keywords: Air renewal. Refrigerants. Consumption.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Carta Psicrométrica.....	23
Figura 2: Circuito de refrigeração.	24
Figura 3: Diagrama pressão-entalpia (PH).....	25
Figura 4: Transmissão de calor em superfícies transparentes.	31
Figura 5: Sala de engenharia	42
Figura 6: Planta baixa vista superior	43
Figura 7: Planta vista frontal e lateral sala de engenharia.....	44
Figura 8: Unidades condensadoras.....	46
Figura 9: Disposição dos sistemas de ar condicionado.	46
Figura 10: Vista interna da sala de engenharia.	47
Figura 11: Propriedades do ar externo.	49
Figura 12: Propriedades do ar interno.	49
Figura 13: Vista frontal parede D.....	55
Figura 14: Vista lateral parede E.....	56
Figura 15: Área sujeita a insolação.	72
Figura 16: Ar condicionado Midea Carrier Inverter	76

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Condutividade térmica de concretos e madeiras	29
Tabela 2: Coeficientes globais de paredes.....	30
Tabela 3: Coeficientes globais em coberturas	30
Tabela 4: Coeficientes globais de vidros.	30
Tabela 5: Coeficientes de insolação para vidros.	32
Tabela 6: Acréscimo diferencial de temperatura.	33
Tabela 7: Carga térmica por pessoas.	33
Tabela 8: Dissipação de calor por computadores.	34
Tabela 9: Dissipação de calor por impressoras.	35
Tabela 10: Dissipação de calor por equipamentos diversos.	35
Tabela 11: Trocas de ar por hora nos ambientes	36
Tabela 12: Infiltração de ar exterior	37
Tabela 14: Resumo das dimensões de itens da sala.....	45
Tabela 15: Resumo das variáveis internas do ambiente	47
Tabela 16: Dados climáticos Foz do Iguaçu.....	48
Tabela 17: Resumo das cargas térmicas.	74
Tabela 18: Características técnicas Mini-Split convencional.....	75
Tabela 19: Características técnicas Mini-Split Inverter.	75
Tabela 20: Desempenho Mini-Split Convencional	77
Tabela 21: Desempenho Mini-Split Convencional em mínima vazão exterior.....	80
Tabela 22: Dados técnicos Mini-Split Inverter.....	80
Tabela 23: Comparativo entre sistemas	81

LISTA DE EQUAÇÕES

EQUAÇÃO 1: Pressão.	20
EQUAÇÃO 2: Coeficiente de Performance.....	26
EQUAÇÃO 3: Transmissão de calor por condução.	28
EQUAÇÃO 4: Transmissão de calor utilizando coeficiente global	29
EQUAÇÃO 5: Fluxo de calor total em superfícies transparentes.	31
EQUAÇÃO 6: Transmissão de calor solar em superfícies opacas	32
EQUAÇÃO 7: Emissão de calor sensível pela iluminação.	34
EQUAÇÃO 8: Calor sensível por infiltração	36
EQUAÇÃO 9: Calor latente por infiltração.....	37
EQUAÇÃO 10: Peso específico do ar.....	38
EQUAÇÃO 11: Vazão eficaz para renovação de ar	38
EQUAÇÃO 12: Carga térmica devido à renovação de ar	39
EQUAÇÃO 13: Vazão mássica de ar.....	40

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

°C –	Graus Celsius
ABNT –	Associação Brasileira de Normas Técnicas
BTU/h –	Unidade Térmica Britânica por hora
CFC –	Cloro-fluor-carbono
COP –	Coeficiente de performance
g -	Gramas
h -	Horas
HCFC –	Hidro-cloro-flúor-carbono
HFC –	Hidro-Flúor-carbono
K –	Kelvin
kcal –	Quilo caloria
Kg –	Quilograma
KJ –	Quilo joule
Kpa –	Quilopascal
KW –	Quilo Watts
L –	Litro
m –	Metro
m² -	Metro quadrado
m³ -	Metro cúbico
m³/h -	Metro cúbico por hora
m/s –	Metros por segundo
N –	Newton
NBR -	Associação Brasileira de Normas Técnicas
PCP –	Planejamento e Controle de Produção
s -	Segundo
W –	Watts

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	12
1.1.	OBJETIVO GERAL	14
1.2.	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
1.3.	JUSTIFICATIVA	14
1.4.	CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA	16
1.5.	DELIMITAÇÃO DA PESQUISA	16
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	17
2.1.	SISTEMAS DE AR CONDICIONADO	17
2.1.1.	Sistema de Ar Condicionado Mini-Split.....	17
2.1.2.	Ar condicionado Mini-split Inverter e convencional.....	18
2.2.	SISTEMA FRIGORÍFICO	18
2.2.1.	Tipos de calor	19
2.2.2.	Transmissão de Calor	20
2.2.3.	Tipos de pressão	20
2.3.	PSICROMETRIA.....	21
2.3.1.	Carta Psicrométrica.....	22
2.3.2.	Conforto térmico.....	23
2.4.	CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO	24
2.4.1.	Coeficiente de Performance (COP)	26
2.5.	FLUIDO REFRIGERANTE	26
2.5.1.	Fluido Refrigerante R-22.....	27
2.5.2.	Mistura R-410A	27
2.5.3.	Propriedades dos refrigerantes.....	27
2.6.	CARGA TÉRMICA	28
2.6.1.	Carga por condução	28
2.6.2.	Carga devido à insolação	30
2.6.3.	Carga por pessoas	33
2.6.4.	Carga por iluminação.....	34
2.6.5.	Carga por equipamentos de escritório	34
2.6.6.	Carga por infiltração	35
2.6.7.	Carga por renovação de ar	38

3.	METODOLOGIA.....	41
3.1.	LOCAL DE INSTALAÇÃO	41
3.2.	DADOS CLIMÁTICOS E PROPRIEDADES PSICOMÉTRICAS DO AR.....	48
3.3.	CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA	50
3.3.1.	Cálculo da carga pelas paredes, teto e piso.....	50
3.3.2.	Cálculo da carga dos equipamentos.....	51
3.3.3.	Cálculo da carga de iluminação	51
3.3.4.	Cálculo da carga por pessoas	51
3.3.5.	Cálculo da carga por infiltração.....	51
3.3.6.	Cálculo da carga por renovação de ar	52
3.4.	ANÁLISE DOS EQUIPAMENTOS	52
4.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	53
4.1.	CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA	53
4.1.1.	Carga térmica das paredes, piso e teto.....	53
4.1.2.	Carga térmica por equipamentos	61
4.1.3.	Carga térmica por iluminação.....	61
4.1.4.	Carga térmica por pessoas	62
4.1.5.	Carga térmica por infiltração	63
4.1.6.	Carga térmica por renovação de ar	68
4.1.7.	Carga térmica por insolação	70
4.1.8.	Carga térmica total da sala.....	74
4.2.	ANÁLISE DE EQUIPAMENTOS.....	74
4.2.1.	Sistema Mini-Split convencional.....	74
4.2.2.	Sistema Mini-Split inverter.....	75
4.2.3.	Comparativo entre sistemas	77
5.	CONCLUSÃO.....	83
6.	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	85
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	86
	ANEXOS	88

1. INTRODUÇÃO

No decorrer das últimas décadas a demanda por climatização aumenta gradativamente. Isso ocorre porque quando as pessoas estão em um ambiente bem climatizado, elas sentem-se mais confortáveis, tendem a querer permanecer por mais tempo no local, apresentam maior produtividade em suas atividades, principalmente nos locais de trabalho. Por outro lado, esse fator gera grande aumento do gasto de energia elétrica proveniente de recursos naturais.

Estudos vêm sendo realizados na tentativa de amenizar os danos causados ao meio ambiente, visto que as unidades condicionadoras de ar utilizam fluidos refrigerantes que degradam a camada de ozônio. Desse modo, a substituição desses fluidos está ocorrendo por outros menos nocivos.

Em 1987, um acordo ambiental internacional chamado Protocolo de Montreal, determinou o início da eliminação dos fluidos com clorofluorcarbonos (CFCs), pois agredem a camada de ozônio. Posteriormente, estabeleceu-se a eliminação dos hidrofluorcarbonos (HCFCs), em 1992. Essas substâncias são menos nocivas do que os CFCs, porém elas contêm cloro que contribui para a destruição da camada de ozônio (MILLER; MILLER, 2008).

Dessa forma, segundo Pereira e Huehren (2015), o Protocolo de Montreal iniciou uma nova fase para a eliminação da produção e consumo dos (HCFCs), haja vista que essas substâncias, além de conterem potencial de destruição da camada de ozônio, acabam por contribuir para o aquecimento global.

Abordando essa questão de preocupação ambiental esse estudo objetiva verificar a viabilidade técnica de substituir as unidades condicionadoras de ar Mini Split, que utilizam um fluido refrigerante HCFC, conhecido como R-22, por um sistema Mini Split com Inverter, que já utiliza o fluido refrigerante substituto R-410A. Para isso, será realizado o cálculo da carga térmica do ambiente, obedecendo às diretrizes das normas NBR. Será escolhido um equipamento de mercado que atenda a essa demanda de refrigeração e posteriormente será quantificada a economia proporcionada, para avaliar se é viável ou não a substituição.

O sistema de ar condicionado utilizado atualmente no ambiente de estudo encontra-se em desuso, por tratar-se de equipamentos que utilizam fluidos refrigerantes que deixaram de ser usados devido aos acordos internacionais. Além disso, apresentam menor eficiência em relação aos novos equipamentos disponíveis no mercado, uma vez que seu consumo de energia é bem maior.

O projeto também se propõe a calcular a carga térmica, levando em consideração a renovação de ar e os parâmetros de conforto térmico, de acordo com a Norma NBR 16401. Essa norma é oriunda da NBR 6401 que surgiu em 1980. Desde então os sistemas de ar condicionado atendem a essas normas para assegurar a qualidade do ar interior. A NBR 16401 entrou em vigor em agosto de 2008 para substituir a NBR 6401, seguindo o mesmo propósito, mas com termos mais elaborados para melhor atender o avanço da tecnologia de ar condicionado.

A renovação de ar é uma recomendação da norma NBR 16401 e caracteriza-se como uma prática adotada para promover uma vazão de ar exterior insuflada para dentro de ambientes fechados com ar condicionado. Essa não é uma medida obrigatória, mas é fundamental para a saúde coletiva das pessoas que permanecem por muito tempo nesses locais.

Em suma, do ponto de vista metodológico, esse estudo caracteriza-se como uma pesquisa bibliográfica, quantitativa e qualitativa. Para isso será realizado um levantamento de bibliografias relacionadas ao assunto, uma análise das variáveis que necessitam ser levadas em consideração para quantificar a redução do consumo de energia, não deixando de levar em consideração a qualidade do ar interior do ambiente de estudo.

1.1. OBJETIVO GERAL

Verificar a viabilidade técnica em substituir unidades condicionadoras de ar Mini-Split convencionais, que utiliza o fluido refrigerante R-22, por um sistema Mini-Split Inverter, que trabalha com o fluido R-410A, analisando o seu desempenho dentro das condições de conforto térmico e renovação de ar, segundo a Norma NBR 16401.

1.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a) Analisar a carga térmica do ambiente calculada, de acordo com a norma NBR 16401, considerando a renovação de ar
- b) Selecionar exaustores para promover renovação de ar.
- c) Verificar se o sistema instalado atualmente atende à nova carga térmica calculada baseado na norma NBR 16401.
- d) Selecionar um equipamento de mercado que atenda à demanda de carga térmica calculada.
- e) Quantificar o ganho energético do sistema inverter em relação ao sistema atualmente utilizado.

1.3. JUSTIFICATIVA

Com o desenvolvimento da tecnologia, a busca por estudos para conter a degradação do meio ambiente vem aumentando. Assim, surge a necessidade de uma investigação que proponha meios que venham a contribuir para amenizar esses danos, como por exemplo, a utilização de unidades condicionadoras de ar que usam fluidos refrigerantes menos prejudiciais à camada de ozônio.

O sistema de ar proposto para substituição, utiliza o fluido refrigerante R-22 que, de acordo com Miller e Miller (2008), a exposição desse, proveniente de vazamentos no sistema, contribui para a destruição da camada de ozônio. Além disso, a fabricação do fluido resulta em um subproduto que contribui consideravelmente para o aquecimento global, visto que o ozônio (O₃) é um dos gases mais importantes que constitui a atmosfera, aproximadamente 90% das moléculas desse encontram-se a 20 e 35 km de altitude, região compreendida como Camada de

Ozônio. A importância desta camada decorre do fato de ser o único gás que retém a radiação ultravioleta do tipo B (UV-B), nociva aos seres vivos (PEREIRA; HUEHREN, 2015).

Segundo Miller e Miller (2008), para a transição do R-22 para os fluidos refrigerantes substitutos como o R-410A, há a necessidade de um novo projeto de sistema de ar condicionado. Pois, para tais sistemas, os compressores e outros componentes são projetados especificamente para o uso desses fluidos.

Além de contribuir para a preservação do meio ambiente, esse estudo tem por finalidade propor a substituição do sistema de ar condicionado utilizado, por um equipamento que gere maior economia de energia. Essa economia ocorre pelo fato de que esse sistema possui a tecnologia Inverter, que tem por função reduzir os picos de energia, fazendo com que o compressor trabalhe em consonância com a temperatura.

Para Miller e Miller (2008), os condicionadores de ar da atualidade utilizam menos energia para produzir a mesma quantidade de frio, mesmo tendo 10 anos de uso, é possível economizar, significativamente, substituindo por um modelo mais eficiente. Além da eficiência energética, o desempenho, a confiabilidade e o custo são fatores que devem ser levados em conta na substituição. Destaca-se ainda que a troca acelerará a eliminação do R-22.

O novo sistema de ar proposto possui capacidade de proporcionar maior conforto aos ocupantes da sala, já que além da temperatura constante que o equipamento consegue manter, segundo fabricantes, ele é capaz de emitir menor nível de ruído no ambiente. Ademais, o projeto atenderá as orientações previstas na Norma NBR 16401, que visa a renovação de ar no ambiente.

Segundo Web Ar condicionado (2019), ambientes corporativos, como escritórios por exemplo, são locais com grande quantidade de pessoas permanecendo por longos períodos de tempo. Isso faz com que o ar fique saturado, causando sintomas típicos como dor de cabeça e sonolência. Isso ocorre porque o ar está sendo respirado por muitas pessoas ao mesmo tempo numa sala fechada, tal fato libera excessivamente gás carbônico e consome oxigênio. Dessa forma, a renovação de ar segundo a NBR 16401, serve para evitar esses malefícios, diminuir a proliferação de vírus e bactérias, que estão presentes no ambiente, e os sintomas de desconforto.

Para atingir os objetivos de comprovação de economia esse estudo baseia-se em bibliografias para fins de cálculo de carga térmica do ambiente, assim como, em normas brasileiras, nas quais são verificados os requisitos necessários, para que o projeto adéque-se às especificações propostas. Desse modo utiliza-se a norma NBR 16401 como principal, visto que versa sobre os parâmetros de conforto térmico e de renovação de ar no ambiente.

1.4. CARACTERIZAÇÃO DO PROBLEMA

Como obter menor consumo de energia em relação ao sistema de ar condicionado instalado atualmente, com unidades condicionadoras de ar proporcionalmente dimensionado, de acordo com a norma 16401, e utilizando fluidos refrigerantes menos prejudiciais à camada de ozônio?

1.5. DELIMITAÇÃO DA PESQUISA

A análise de viabilidade para a substituição dos sistemas de ar condicionado, aplica-se a uma sala de engenharia, de uma empresa localizada em Cascavel Paraná. O propósito é oferecer maior conforto térmico aos ocupantes da sala, com um ambiente proporcionalmente dimensionado, promovendo renovação de ar para a saúde coletiva e menor consumo de energia. O estudo baseia-se nas normas NBR 16401 e NBR 15220, e na bibliografia de Creder (2011), para auxílio na determinação dos cálculos de carga térmica do ambiente

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. SISTEMAS DE AR CONDICIONADO

Segundo Pereira e Huehren (2015), o sistema de ar condicionado é o processo que tem a finalidade de controlar simultaneamente a temperatura, a umidade, a movimentação, a renovação e a qualidade do ar de um ambiente. Também, em certas aplicações, controla o nível de pressão interna do ambiente em relação aos ambientes vizinhos.

Em acréscimo, condicionar o ar de um ambiente significa submetê-lo a certas condições, compatíveis com o objetivo da instalação, independente das características exteriores. Portanto, pode-se condicionar o ar para obter o conforto térmico e ter melhor desempenho ou durabilidade dos equipamentos (CREDER, 2011).

No condicionamento de ar, o próprio ar é refrigerado e tratado em um subsistema definido como ciclo de refrigeração. Posteriormente, esse ar é introduzido no local a ser refrigerado e mistura-se com o ar contido naquele ambiente. Essa mistura gasosa, com fluxo devidamente controlado, temperatura, umidade e pureza, proporcionará as condições de conforto térmico (CREDER, 2011).

Em adição, Miller e Miller (2008), diz que tanto a umidade quanto a temperatura influenciam para chegar ao conforto do corpo humano. Porém, esses não são os únicos fatores que causam o conforto ou desconforto em uma pessoa. Pois, durante o aquecimento ou o resfriamento de um recinto, a velocidade do ar, o nível de ruído e a variação de temperatura causados pelo ar tratado também devem ser considerados.

2.1.1. Sistema de Ar Condicionado Mini-Split

O sistema de ar condicionado Mini-Split é composto por uma unidade de tratamento de expansão direta, de pequena capacidade, instalada dentro do ambiente denominado como unidade interna. Essa, normalmente é projetada para insuflação do ar por difusor incorporado ao gabinete, sem dutos, suprida com fluido frigorífico líquido através de uma unidade condensadora, instalada externamente, denominada com unidade externa (PEREIRA; HUEHREN, 2015).

Unidade evaporadora: Chamado de unidade interna, onde o fluido frigorífico muda de estado físico de líquido para vapor, absorvendo calor. Nessa, está alojado o evaporador (PEREIRA; HUEHREN, 2015).

Unidade condensadora: Conhecida também como unidade externa, onde o fluido frigorífico muda do estado físico de vapor para o líquido, rejeitando o calor. Nessa, estão alojados o compressor e o condensador. (PEREIRA; HUEHREN, 2015).

Linhas frigoríficas: Essas são responsáveis por interligarem as unidades internas e externas dos sistemas Split e mult-split (PEREIRA; HUEHREN, 2015).

2.1.2. Ar condicionado Mini-split Inverter e convencional

A tecnologia inverter é empregada em condicionadores de ar Split com compressores rotativos. Esse modelo possui um inversor de frequência que possibilita a variação na velocidade do compressor, quando a temperatura desejada é atingida, diferente de um equipamento convencional que a partir de um termostato liga e desliga o compressor no momento em que a temperatura pretendida é obtida (LIMA, 2017)

No sistema inverter, o compressor nunca desliga. Isso garante uma certa estabilidade na temperatura do ambiente (LIMA, 2017). Quando o sistema de ar condicionado é ligado, o compressor funcionará na velocidade máxima para que atinja a temperatura desejada rapidamente. Após isso, nesse sistema, a rotação do compressor ajusta e varia constantemente para manter a temperatura desejada com uma flutuação mínima, a fim de garantir que o conforto não seja comprometido (ALVES; SAÚDE, 2013)

Portanto, é possível ressaltar algumas vantagens do sistema inverter em relação ao sistema convencional, como: o motor parte em rampa ao invés de partida direta, produz menor nível de ruído, atinge rapidamente a temperatura desejada e utiliza o fluido refrigerante R-410A, que não agride a camada de ozônio. Além disso, fabricantes garantem que essa tecnologia pode obter uma economia de até 40% de energia elétrica em relação a um equipamento convencional (LIMA, 2017).

2.2. SISTEMA FRIGORÍFICO

A refrigeração é o processo que realiza a remoção do calor de onde ele não é desejado. Nos alimentos, o calor é removido para conservar suas qualidades e sabor. De mesmo modo

esse é removido do ar de um ambiente para proporcionar condições de conforto térmico para as pessoas (MILLER; MILLER, 2008).

2.2.1. Tipos de calor

Calor – É definido como uma forma de energia. Nossos órgãos dos sentidos percebem, quando se posicionamos diante de uma fonte de calor, como uma lareira acesa, por exemplo (RAPIN, 2011).

Calor específico – É a quantidade de calor que é necessária fornecer para elevar 1°C da temperatura de um quilograma de um determinado corpo, sem alterar o seu estado físico (RAPIN, 2011).

Miller e Miller (2008) destacam que cada substância possui uma característica denominada calor específico, isto é, que varia a temperatura de uma substância quando se fornece uma quantidade de calor a ela.

Calor sensível – É a mudança da temperatura de uma substância, sem alterar o seu estado quando é fornecido e ou retirado calor. Ele pode ser sentido, pois altera a temperatura da substância. Dessa forma, o seu efeito pode ser medido por um termômetro em graus (MILLER; MILLER, 2008).

Calor latente – É o calor necessário para alterar o estado de uma substância sem que altere sua temperatura. Toda substância pode estar em uma forma de estado. Para transformação basta fornecer ou retirar-se calor para mudar de um sólido para líquido, de líquido para gás ou vice-versa (MILLER; MILLER, 2008).

Temperatura – Toda substância possui temperatura. Essa é a quantidade de quente ou frio em uma certa escala de medida (MILLER; MILLER, 2008). Além do mais, segundo Rapin (2011), é através da temperatura, que se torna possível afirmar que um corpo está mais quente ou mais frio que o outro.

Troca de calor – Acontece quando dois corpos estão dispostos um em contato com o outro. O calor sempre fluirá do corpo mais quente para o mais frio e essa troca encerra-se apenas quando os corpos estiverem na mesma temperatura (RAPIN, 2011).

2.2.2. Transmissão de Calor

Chama-se condução de calor a transferência de energia calórica de um corpo para outro quando colocados em contato um com o outro. De forma geral, pode-se dizer que o calor transmite-se por radiação, convecção e condução (CREDER, 2011).

Condução – Ocorre em um corpo quando as suas partes estão em temperaturas diferentes, ou de um corpo para outro quando estão dispostos um em contato com o outro em temperaturas diferentes (RAPIN, 2011).

Convecção – É a transmissão de calor que ocorre em líquidos e gases (MILLER; MILLER, 2008). Além disso, segundo Creder (2011), a convecção ocorre quando o calor passa de um corpo para outro através de um fluido que os rodeia.

Radiação – É uma transmissão de calor ondulatória, igual onda de luz e rádio. Ela ocorre em um meio não visível como o ar, sem que altere a temperatura, volume específico e a pressão do meio. O Calor transferido por radiação não é notável até que atinja uma superfície opaca onde será absorvido (MILLER; MILLER, 2008).

2.2.3. Tipos de pressão

Em tocante à pressão de líquidos e gases, a lei de Pascal diz que quando um fluido é confinado em um reservatório cheio, a pressão exercida no fluido é transferida da mesma forma sobre todas as superfícies do reservatório. Dessa forma, a pressão de um gás é igual em qualquer parte do reservatório (MILLER; MILLER, 2008).

Pressão – É a força que age sobre uma área. Em expressão matemática, é descrita conforme a equação 1:

$$P = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Onde:

P = Pressão (KPa)

F = Força (N)

A = Área (m²)

Pressão Atmosférica – É a pressão que atua sobre a superfície de todos os corpos, através da camada gasosa que compõe a atmosfera. No nível do mar, essa pressão é equivalente à de uma coluna de mercúrio de 60 mm de altura, à medida que a altitude aumenta, a pressão atmosférica diminui (RAPIN, 2011).

Pressão Manométrica – É a pressão que pode estar acima ou abaixo da pressão atmosférica. Ela é indicada pela maioria dos manômetros (MILLER; MILLER, 2008).

Pressão Absoluta – Essa pressão é a soma da pressão atmosférica e a pressão manométrica (MILLER; MILLER, 2008).

2.3. PSICROMETRIA

A Psicrometria é a ciência e a prática de misturas de ar e seu controle. Essa ciência trabalha basicamente com misturas de ar seco com vapor d'água, calor específico do ar seco e seu volume, sendo uma área especializada da termodinâmica. Lida também com o calor da água, calor de vaporização ou condensação e o calor específico do vapor com relação à umidade misturada com ar seco (MILLER; MILLER, 2008).

O ar atmosférico compõe-se de oxigênio, nitrogênio, dióxido de carbono, vapor de água, argônio e outros gases raros, na fração de 21% de oxigênio e 79% dos outros elementos. O ar seco engloba todos esses constituintes, exceto o vapor d'água (CREDER, 2011).

De acordo com Miller e Miller (2008), é a temperatura que determina a quantidade de vapor d'água que o ar pode reter, ou seja, quanto maior a temperatura, maior a capacidade do ar reter água em suspensão. Enquanto que, quando se esfria, a água condensa-se. De certa forma, o ar seco funciona como uma esponja, isto é, ele absorve a umidade.

Ainda segundo Miller e Miller (2008), existem quatro propriedades do ar que demonstram o seu comportamento sob condições variáveis, que são: temperatura de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido, temperatura de ponto de orvalho e a umidade relativa.

Temperatura de Bulbo Seco – É a temperatura do ar determinada por um termômetro comum. Existem determinadas quantidades de vapor d'água por libra de ar seco, que podem ser determinadas em uma carta psicométrica (MILLER; MILLER, 2008).

Temperatura de Bulbo Úmido – A temperatura de bulbo úmido representa o efeito do resfriamento da água em evaporação. É menor do que a temperatura de bulbo seco. Pode-se dizer que ela é a menor temperatura que um corpo molhado com água vai ter, quando for exposto a uma corrente de ar (MILLER; MILLER, 2008).

Temperatura de Ponto de Orvalho – É a temperatura abaixo da qual inicia-se a condensação do vapor d'água contido no ar. O ponto de orvalho do ar ocorre quando o ar tiver absorvido toda a umidade que poderia reter. Nesse ponto, a temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo úmido são as mesmas e a umidade relativa é de 100% (MILLER; MILLER, 2008).

Umidade Relativa – É uma medida da quantidade de umidade que está presente em relação à quantidade de umidade que o ar pode reter naquela temperatura. Ou seja, é a medida da porcentagem de umidade contida no ar, baseada na condição de saturação do ar (MILLER; MILLER, 2008).

Umidade absoluta – A umidade absoluta é a quantidade de vapor presente na mistura ar-vapor, sendo expressa em kg de vapor d'água por metro cúbico de ar condução (CREDER, 2011).

2.3.1. Carta Psicrométrica

A carta psicrométrica apresenta em forma gráfica as propriedades de misturas de ar-vapor d'água, que são encontradas em várias formas diferentes e somente os aspectos principais são considerados. Importante ressaltar que necessita de pelo menos três propriedades independentes, como pressão, temperatura e a composição da mistura para caracterizar o estado dessa mistura binária (BORGNAKKE; SONNTAG, 2013).

Segundo Miller e Miller (2008), uma carta psicrométrica indica os diferentes valores de temperatura e umidade de água no ar. Em uma saturação de 100%, as temperaturas de bulbo seco, temperatura de bulbo úmido e temperatura de orvalho são as mesmas.

A figura 1 mostra uma versão simplificada da carta psicrométrica, onde a abscissa da carta representa a temperatura de bulbo seco e a ordenada indica a umidade absoluta. A temperatura de bulbo úmido, umidade relativa e entalpia são as variáveis dependentes na carta (BORGNAKKE; SONNTAG, 2013).

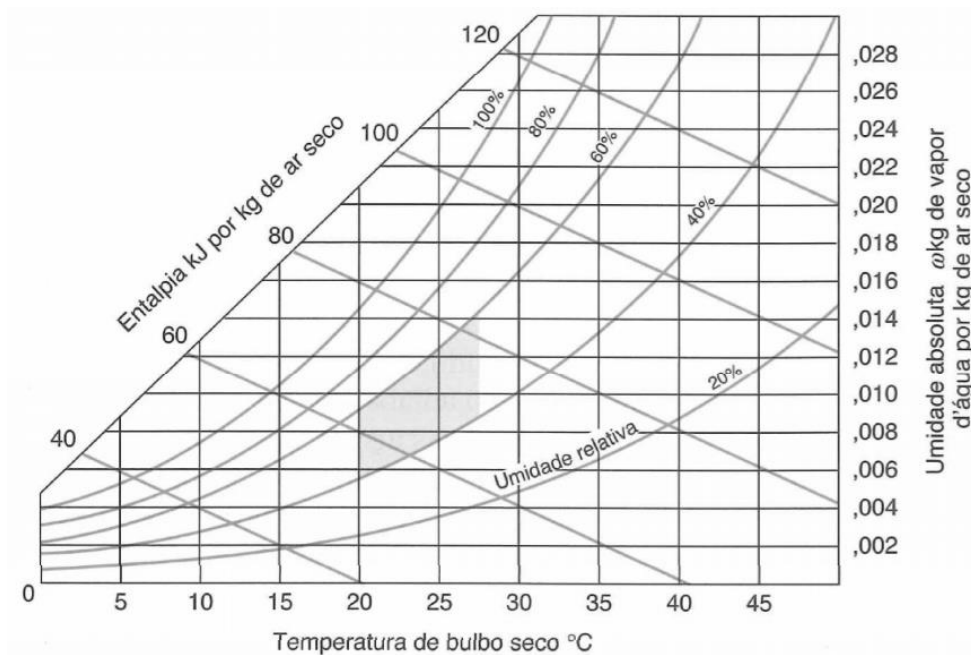


Figura 1: Carta Psicrométrica.

(Fonte: Borgnakke; Sonntag, 2013)

2.3.2. Conforto térmico

A Carta Psicrométrica mostrada na figura 1 mostra a zona de conforto humano, que é definido como a região que possui os estados termodinâmicos da mistura mais agradável para os seres humanos. Dessa forma, um sistema de condicionamento de ar devidamente dimensionado, possui capacidade de manter o ambiente nos estados contidos nessa região, seja lá qual for a condição ambiental exterior (BORGNAKKE; SONNTAG, 2013).

De acordo com a ABNT NBR 16401-2, o conforto térmico consiste em uma variável subjetiva, não sendo da mesma forma para todos os indivíduos. Portanto, como critério de embasamento da norma são tomados como conforto térmico os parâmetros que produzem sensação térmica aceitável a 80% ou mais das pessoas dentro do ambiente climatizado.

Ainda segundo a ABNT NBR 16401-2, a temperatura operativa, velocidade do ar e a umidade relativa do ar são parâmetros ambientais que afetam o conforto térmico. No verão, esses parâmetros compreendem-se entre 22,5°C a 25,5°C, com umidade relativa de 65% e a velocidade média do ar na zona de ocupação deve ser de até 0,20m/s, para distribuição de ar convencional.

2.4. CIRCUITO DE REFRIGERAÇÃO

Um sistema de refrigeração é constituído por compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador. Basicamente é uma unidade mecânica que tem como função facilitar a mudança de estado do fluido refrigerante, ocasionado em absorção de calor do ambiente através do evaporador e a rejeição no condensador (RAPIN, 2011).

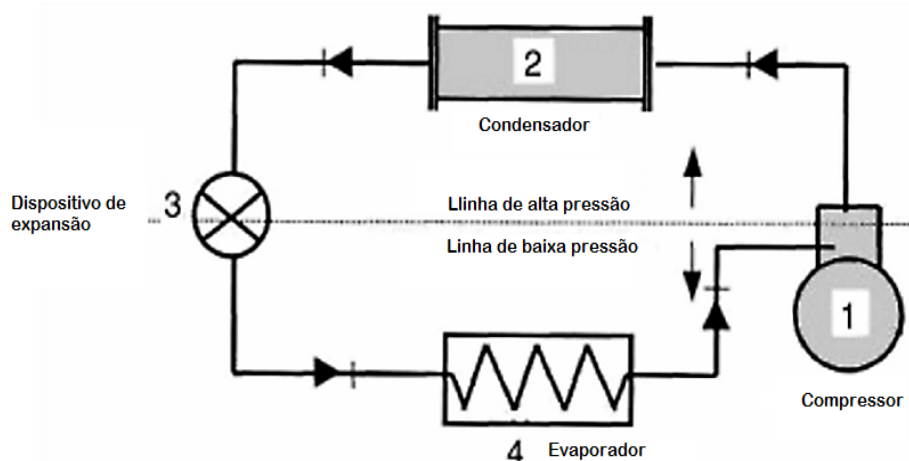


Figura 2: Circuito de refrigeração.

(Fonte: Silva, 2006)

Compressor – Tem a finalidade de promover a circulação do fluido ou gás refrigerante, durante a trajetória por todo o circuito. Com auxílio da válvula de expansão, a pressão no condensador aumenta e a pressão no evaporador diminui (SILVA, 2006).

Condensador – Objetiva-se à rejeição do calor absorvido pelo evaporador somado ao calor gerado pela compressão no compressor. Essa eliminação do calor, faz com que o fluido entre no condensador no estado de vapor e saia em estado líquido (SILVA, 2006).

Dispositivo de expansão – Tem o objetivo de restringir a passagem do fluido refrigerante que sai do condensador no estado líquido e vai para o evaporador. Essa restrição faz com que ocorra o aumento da pressão no condensador e a redução brusca de pressão no evaporador (SILVA, 2006).

Evaporador – Tem a função de absorver o calor de um ambiente interno. Entretanto, devido a essa absorção, o fluido refrigerante que sai da válvula de expansão e entra no evaporador no estado líquido, faz com que o fluido evapore-se durante a passagem (SILVA, 2006).

A evaporação de um líquido denominado como fluido refrigerante tem a capacidade de produzir o frio. O vapor do fluido evaporado recupera-se através da compressão e do resfriamento que levam ao estado líquido, para que possa ser evaporado novamente (RAPIN, 2011).

O circuito teórico simples de refrigeração por compressão de vapor é demonstrado na figura 2, produzido sobre um diagrama de Mollier no plano Pressão-Entalpia (SILVA, 2006).

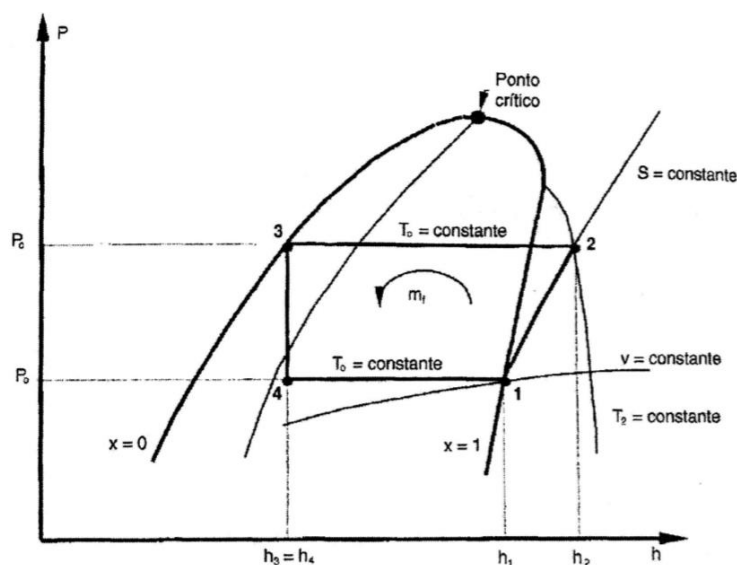


Figura 3: Diagrama pressão-entalpia (PH).

(Fonte: Silva, 2006)

No processo de compressão, o fluido que vem do evaporador passa pelo compressor para ocorrer a pressurização. Então, o fluido é comprimido até atingir sua pressão de condensação, fazendo com que se torne superaquecido com temperatura maior que a temperatura de condensação (SILVA, 2006).

Na condensação, o fluido refrigerante passa por um processo de rejeição de calor para o meio de resfriamento, seja ar ou água, à pressão constante. Durante esse processo, o fluido é resfriado até a sua temperatura de condensação, fazendo com que ele condense até tornar-se líquido saturado (SILVA, 2006).

Durante a passagem do fluido pela válvula de expansão, ocorre a expansão irreversível, na qual a entalpia mantém-se constante caracterizando um processo isoentálpico, realizado a partir da pressão de condensação e líquido saturado até a pressão de vaporização (SILVA, 2006).

Por fim, na evaporação, ocorre a transferência de calor à pressão constante. Assim, a temperatura mantém-se constante, desde o vapor úmido que vem da válvula de expansão até chegar ao estado de vapor saturado seco (SILVA, 2006).

2.4.1. Coeficiente de Performance (COP)

Segundo Pena (2011), o Coeficiente de Performance é um índice que tem como objetivo verificar o rendimento de um equipamento de refrigeração. Ele fornece um índice que relaciona a capacidade de remoção de calor de um equipamento e a potência requerida pelo compressor. Vale ressaltar que esse índice é maior que 1 e quanto maior o COP melhor será o rendimento do equipamento que pode ser calculado de acordo com a equação 2 dada por:

$$COP = \frac{ENERGIA \acute{U}TIL}{ENERGIA CONSUMIDA} \quad (2)$$

2.5. FLUIDO REFRIGERANTE

Fluido refrigerante é uma substância que tem como característica a absorção de calor, quando é alterado o seu estado de líquido para gás, isso acontece à pressão e temperaturas baixas. Ele libera calor latente, quando condensa do estado gasoso para líquido em altas pressões, e promove a refrigeração absorvendo calor de um ambiente e descarregando em outro (MILLER; MILLER, 2008).

Segundo Miller e Miller (p. 134, 2008), as propriedades desejáveis de um bom fluido refrigerante para uso comercial são:

- Baixo ponto de ebulição.
- Atóxico.
- Fácil de liquefazer em pressão e temperatura moderadas.
- Calor latente elevado.
- Operação em pressões positivas.
- Não afetado por umidade.
- Mistura bem com óleo.
- Não corrosivo para metais.

2.5.1. Fluido Refrigerante R-22

O HCFC-22, é um gás Hidro-cloro-flúor-carbono composto por átomos de carbono, hidrogênio, cloro e flúor. Não são completamente halogenados como os CFC's e a sua permanência na atmosfera varia de 2 a 22 anos, fazendo com que o seu ODP (*Ozone Depletion Potential*) varie entre 0,02 e 0,1. Essas substâncias foram as mais utilizadas em sistemas de ar condicionado desde 1990. Esse fluido deixará de ser utilizado gradativamente, tendo como previsão do corte total de produção o ano de 2030 (CORRÊA, 2010).

2.5.2. Mistura R-410A

O HFC R-410A é um gás Hidro-Flúor-Carbono composto por átomos de carbono, hidrogênio e flúor. Eles não causam deflexão na camada de ozônio, pois não existem átomos de cloro em sua composição. Os HFC's devem tornar-se os mais utilizados em sistemas de ar condicionado nas próximas décadas. A fabricação e uso desses, não são regulamentados pelo Protocolo de Montreal. Além disso, os novos equipamentos desenvolvidos para uso deste refrigerante possuem 60% a mais de capacidade de refrigeração em relação aos que utilizam R-22 (CORRÊA, 2010).

2.5.3. Propriedades dos refrigerantes

Os fluidos refrigerantes podem ser definidos por diversas propriedades, tais como pressão, temperatura, volume específico, peso específico e entalpia. Como também, inflamabilidade, aptidão em juntar-se ao óleo, reação à umidade, toxicidade, odor, tendência a vazamento e detecção de vazamentos (MILLER; MILLER, 2008).

Pressão – A pressão de um sistema de refrigeração é de extrema importância, ela pode determinar a robustez do equipamento para suportar o fluido refrigerante em seu interior. O fluido é comprimido e enviado para diversas partes do sistema através da pressão (MILLER; MILLER, 2008).

Temperatura – A temperatura faz-se importante na escolha de um fluido refrigerante para cada tipo de trabalho. A temperatura de ebulição é o ponto no qual o fluido vaporiza-se através da adição de calor, que depende do fluido refrigerante e da pressão absoluta nas superfícies do líquido e do vapor (MILLER; MILLER, 2008).

Volume Específico – É definido como o peso definitivo de um material, geralmente expresso em pés cúbicos por libra ou metros cúbicos por quilograma. É caracterizado como o inverso do peso específico. Em fluidos refrigerantes, é o número de metros cúbicos de gás formado quando um quilograma de fluido refrigerante é vaporizado. Tornando-o assim, um fator importante na escolha do tamanho dos componentes do sistema de refrigeração (MILLER; MILLER, 2008).

Peso específico – O peso específico é descrito como a massa ou peso por unidade de volume. Em fluidos refrigerantes, o peso é dado em libras por pé cúbico ou quilogramas por metro cúbico (MILLER; MILLER, 2008).

Entalpia – A entalpia é a junção do calor latente com o calor sensível, que resulta em um calor total em um fluido refrigerante. O Calor latente é o calor necessário para alterar o estado do fluido refrigerante de líquido para gás. Já o calor latente de vaporização é a quantidade de calor por libra que o fluido consegue absorver de um ambiente. Logo, esse calor é uma medida do potencial de resfriamento do fluido refrigerado que circula por meio do sistema de refrigeração (MILLER; MILLER, 2008).

2.6. CARGA TÉRMICA

Carga térmica é a quantidade de calor latente e calor sensível que necessita ser retirado ou inserido no recinto para que possa proporcionar as condições de conforto térmico desejadas, geralmente expressa em BTU/h, ou kcal/h (CREDER, 2011).

2.6.1. Carga por condução

Segundo Creder (2011), a expressão geral da transmissão de calor por condução por hora, para materiais homogêneos, paredes planas e paralelas é dada pela equação 3:

$$Q = \frac{AKD}{x} \quad (3)$$

Onde:

Q = fluxo de calor transmitida (kcal/h);

A = área da superfície normal ao fluxo (m²);

x = espessura do material (m);

K = condutividade térmica do material por unidade de comprimento e unidade de área expressa (kcal·m/ h·m²·°C);

D = diferença de temperatura entre duas superfícies (°C).

Tabela 1: Condutividade térmica de concretos e madeiras

Material	Condutividade (K)
Concreto simples	0,62 kcal/h.m°C
Massa de cimento com agregados	0,21 kcal/h.m°C
Madeira de lei (cedro, canela, etc.)	0,13 kcal/h.m°C
Madeira de pinho	0,09 kcal/h.m°C

(Fonte: Creder , 2011).

Para cálculo de carga térmica de ar condicionado, utiliza-se o coeficiente global de transmissão de calor ‘U’, em razão de ser facilmente obtido através da medição da temperatura do ar em ambos os lados da superfície. Também pode ser definido como o fluxo de calor por hora através de um metro quadrado de superfície, quando a diferença de temperatura do ar entre os dois lados da parede ou teto é de um grau centígrado (CREDER, 2011).

Alguns coeficientes globais estão descritos nas tabelas 2 ,3 e 4, e o cálculo de Carga térmica, utilizando esse fator, pode ser obtido através da equação 4, descrita por:

$$Q = AUD \quad (4)$$

Onde:

Q = fluxo de calor (kcal/h)

A = área (m²)

U = coeficiente global de transmissão de calor (kcal/h·m²·°C)

D = diferença de temperatura (°C)

Tabela 2: Coeficientes globais de paredes

Descrição	Transmitância térmica (U)
Parede de tijolos 8 furos circulares	1,926 kcal/h.m ² .°C
Parede de tijolos 6 furos circulares	1,961 kcal/h.m ² .°C

(Fonte: ABNT NBR 15220-3, 2003).

Tabela 3: Coeficientes globais em coberturas

Tipo de cobertura	Descrição	Transmitância térmica (U)
	Cobertura de telha de barro com laje de concreto de 20 cm. Espessura da telha: 1,0 cm	1,58 kcal/h.m ² .°C
	Cobertura de telha de fibrocimento com laje de concreto de 20 cm. Espessura da telha: 0,7 cm	1,71 kcal/h.m ² .°C

(Fonte: ABNT NBR 15220-3, 2003)

Tabela 4: Coeficientes globais de vidros.

Descrição	Transmitância térmica (U)
Janelas de vidros comuns (simples)	5,18 Kcal/h.m ² .°C
Janelas de vidros duplos	3,13 Kcal/h.m ² .°C
Janelas de vidros triplos	1,66 Kcal/h.m ² .°C

(Fonte: Creder, 2011)

2.6.2. Carga devido à insolação

A energia por insolação, quase sempre, é responsável pela maior parte da carga térmica. Ela pode ser transmitida por radiação e convecção no recinto através da absorção nas

superfícies, tendo maior quantidade de calor absorvido em superfície menos brilhante (CREDER, 2011).

Além disso, há outros fatores que influenciam na carga por insolação, como a rugosidade das superfícies, coordenadas geográficas do local, inclinação dos raios solares, tipo da construção, cor e refletância da superfície (CREDER, 2011).

Em acréscimo, Creder (2011) diz que para estimar a carga térmica é necessário conhecer o horário de utilização da dependência e realizar o cálculo considerando a máxima incidência do sol. Ainda que a quantidade de calor por radiação e convecção é conhecida com certa precisão, a parcela que penetra no ambiente não é assertiva e as tabelas existentes fornecem uma estimativa satisfatória para os cálculos na prática do ar condicionado.

Já em superfícies transparentes, segundo Creder (2011), a incidência dos raios solares provoca a transmissão de calor que subdivide-se em três formas de energia, como ilustrado na figura 4.

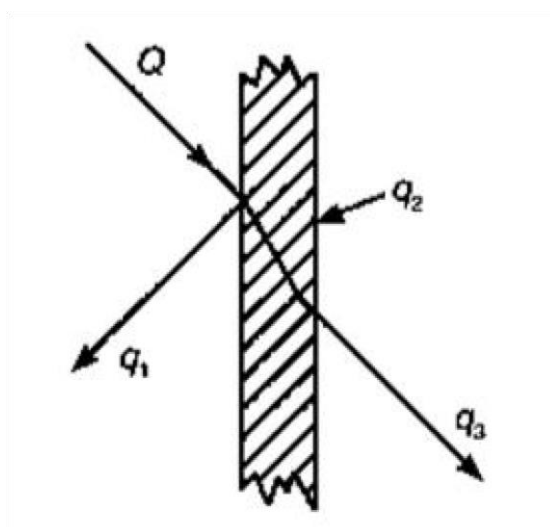


Figura 4: Transmissão de calor em superfícies transparentes.

(Fonte: Creder, 2011).

A carga total incidida sobre a superfície é dividida em energia refletida, outra absorvida e o resto da energia atravessa a superfície (CREDER, 2011). Esse calor pode ser calculado através da equação 5, dada por:

$$Q = q_1 + q_2 + q_3 \quad (5)$$

Onde:

Q = calor solar (kcal/h)

q_1 = calor refletido (kcal/h)

q_2 = calor absorvido (kcal/h)

q_3 = calor atravessado (kcal/h)

Tabela 5: Coeficientes de insolação para vidros.

Dia do ano	Face do prédio	Valores máximos entre setembro e março
22 de Dezembro	S	98 Kcal/h.m ²
	SE	420 Kcal/h.m ²
	E	474 Kcal/h.m ²
	NE	222 Kcal/h.m ²
	N	49 Kcal/h.m ²
	NO	217 Kcal/h.m ²
	O	440 Kcal/h.m ²
	SO	420Kcal/h.m ²

(Fonte: Creder, 2011).

A transmissão de calor solar por meio de superfícies opacas ocorre por condução e convecção em paredes, lajes e telhados (CREDER, 2011). Essa carga, pode ser calculado pela equação 6, disposta como:

$$Q = A * U[(t_e - t_i) + \Delta t] \quad (6)$$

Onde:

Q = carga térmica (kcal/h)

A = área (m²)

U = coeficiente global de transmissão de calor (kcal/h·m²·°C)

t_i = temperatura do exterior (°C)

t_e = temperatura do interior (°C)

Δt = acréscimo ao diferencial de temperatura (°C)

Tabela 6: Acréscimo diferencial de temperatura.

Superfície	Cor Escura		Cor Média		Cor Clara	
	°F	°C	°F	°C	°F	°C
Telhado	45	25	30	16,6	15	8,3
Parede E ou O	30	16,6	20	11,1	10	5,5
Parede N	15	8,3	10	5,5	5	2,7
Parede S	0	0	0	0	0	0

(Fonte: Creder, 2011).

2.6.3. Carga por pessoas

Todo ser humano emite uma quantidade de calor sensível e calor latente, que pode variar dependendo da atividade física que esteja desenvolvendo, como mostrado na tabela 7. Se o corpo estiver submetido a atividades físicas mais intensas, ele pode emitir até cinco vezes mais calor do que quando estiver parado. O organismo humano possui um mecanismo termostático, que atua sobre o metabolismo, permitindo que a temperatura mantenha-se aproximadamente constante (CREDER, 2011).

Tabela 7: Carga térmica por pessoas.

Nível de atividade	Local	Calor Sensível (W)	Calor latente (W)
Sentado, trabalho leve	Escritórios, hotéis, apartamentos	70	45
Atividade moderada em trabalhos de escritório	Escritórios, hotéis, apartamentos	75	55
Parado em pé, trabalho moderado; caminhando	Loja de varejo ou de departamentos	75	55

(Fonte: ABNT NBR 16401-1, 2008).

Segundo a ABNT NBR 16401-1 (2008), o número máximo de pessoas em um ambiente deve ser mensurado pelo contratante do projeto. Caso contrário, deve ser adotado a densidade de ocupação descrito na figura 6, e considerando o regime e os horários de ocupação.

2.6.4. Carga por iluminação

De acordo com a norma ABNT NBR 16401-1 (2008), o modelo e a potência das luminárias utilizados no recinto, devem estar dispostos no projeto ou estipulados pelo contratante do projeto.

Na iluminação fluorescente, necessita-se de um equipamento adicional para promover a tensão necessária para partida e, em seguida, a limitação da corrente. O equipamento em questão é o reator, que adiciona em torno de 20% da carga (CREDER, 2011).

Visto isso, a carga por iluminação pode ser calculada a partir da equação 7, disposta como:

$$q = \text{total de watts} * \text{fator devido ao reator} \quad (7)$$

Onde:

q = calor sensível emitido pelas lâmpadas em (W).

2.6.5. Carga por equipamentos de escritório

As dissipações de calor através dos equipamentos de escritório são adquiridas a partir da contagem dos equipamentos e de informações do fabricante. Além disso, deve-se considerar a operação dos equipamentos em modo de espera ou intermitente e o fator de simultaneidade. (ABNT, NBR 16401-1, 2008). As tabelas 8, 9 e 10 mostra a dissipação de calor de alguns equipamentos de acordo com a ABNT NBR 16401-1.

Tabela 8: Dissipação de calor por computadores.

Computadores	Uso contínuo (W)	Modo economizador (W)
Valor médio	55	20
Valor com fator de segurança	65	25
Valor com fator de segurança alto	75	30
Monitores		
Pequeno (13 pol. a 15 pol.)	55	0
Médio (16 pol. a 18 pol.)	70	0
Grande (19 pol. a 20 pol.)	80	0

(Fonte: ABNT NBR 16401-1, 2008).

Tabela 9: Dissipação de calor por impressoras.

Impressoras a laser	Uso contínuo (W)
De mesa, pequena	130
De mesa	215
De escritório, pequena	320
De escritório, grande	550
Copiadoras	
De mesa	400
De escritório	1100

(Fonte: ABNT NBR 16401-1, 2008).

Tabela 10: Dissipação de calor por equipamentos diversos.

Equipamentos diversos	Dissipação recomendada (W)
Caixas registradoras	48
Máquinas de fax	10
Máquina de café (10 xícaras)	1050 sensível 450 latente
Máquinas de venda de bebidas refrigeradas	575 a 960
Máquinas de venda de salgadinhos	240 a 275
Bebedouros refrigerados	350

(Fonte: ABNT NBR 16401-1, 2008).

2.6.6. Carga por infiltração

O movimento do ar exterior ao redor do recinto faz com que haja penetração por meio das frestas nas portas, janelas ou outras aberturas. Esse fenômeno acrescenta carga térmica sensível ou latente no ambiente. Apesar do cálculo não ser tão preciso, há dois métodos para cálculo dessa carga: o método da troca de ar e o método das frestas (CREDER, 2011).

- Método da troca de ar

Esse método pressupõe a troca de ar por hora no recinto, baseado no número de janelas e com base nos dados expostos na tabela 11. Trocar o ar quer dizer renovar todo o ar contido no recinto por hora, logo, o calor do ar externo aumentará o do ar interno. Por exemplo, em um quarto com três paredes com janelas em contato com o exterior, o calor causado pela infiltração é calculado na base de duas trocas por hora (CREDER, 2011).

Tabela 11: Trocas de ar por hora nos ambientes

Janelas Existentes	Troca por hora
Nenhuma janela ou porta para o exterior	$\frac{3}{4}$
Janelas ou portas em 1 parede	1
Janelas ou portas em 2 paredes	$1 \frac{1}{2}$
Janelas ou portas em 3 paredes	2
Lojas	2

(Fonte: Creder, 2011).

Portanto, segundo Creder (2011), conhecendo o fluxo de ar e as temperaturas do ar externo e interno, é possível calcular o calor sensível através da equação 8, dada por:

$$q_s = Q * 0,29(t_e - t_i) \quad (8)$$

Onde:

q_s = Calor sensível (kcal/h)

Q = Fluxo de ar (m³/h)

t_e = Temperatura do ar externo (°C)

t_i = Temperatura do ar interno (°C)

- Método das frestas

A penetração do ar externo no recinto depende da velocidade do vento. Estudos de laboratórios expostos na tabela 12, multiplicados pelo comprimento linear da fresta, fornecem a quantidade de calor que entra no ambiente (CREDER, 2011).

Tabela 12: Infiltração de ar exterior

Ar pelas Frestas		
Tipo de Abertura	Observação	m³/h por metro de Fresta
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
Ar pelas portas		
Local	m³/h por Pessoa Presente no Recinto Condicionado	
	Porta Giratória (1,80 m)	Porta de Vaivém (0,90 m)
Bancos	11	14
Barbearias	7	9
Drogarias e farmácias	10	12
Escritório 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

(Fonte: Creder, 2011).

Segundo Creder (2011), o ar que penetra no recinto aumenta a carga térmica em calor sensível e calor latente. A carga por calor sensível é calculada pela mesma equação 8 do método da troca de ar e o calor latente é obtido através da equação 9, dada por:

$$q_L = 583 * C \quad (9)$$

Onde:

q_L = Calor latente (kcal/h)

$C = (UE_2 * UE_1) * y * Q$

Q = Fluxo de ar (m³/h)

UE_1 = Umidade específica do ar interno (kg/kg)

UE_2 = Umidade específica do ar externo (kg/kg)

y = Peso específico do ar (kg/m³)

Onde o peso específico pode ser obtido a partir da equação 10, dada por:

$$y = \frac{1}{v} \quad (10)$$

Onde:

v = Volume específico (m³/kg)

2.6.7. Carga por renovação de ar

Segundo a ABNT NBR 16401-3 (2008), a renovação de ar é a vazão mínima de ar exterior com qualidade aceitável, que o sistema necessita para conservar a concentração dos poluentes biológicos, físicos e químicos em nível aceitável. Além disso, a captação do ar exterior deve estar o mais afastado possível de fontes poluidoras.

Dessa forma, a vazão de ar necessária para renovação pode ser calculada através da equação 11, disposta como:

$$V_{ef} = P_z \cdot F_p + A_z \cdot F_a \quad (11)$$

Onde:

V_{ef} = vazão eficaz de ar exterior (L/s)

P_z = número máximo de pessoas na zona de ventilação

F_p = vazão por pessoa (L/s)

A_z = área útil ocupada pelas pessoas (m²)

F_a = vazão por área útil ocupada (L/s·m²)

Tabela 13: Fatores Fp e Fa para vazão eficaz.

LOCAL	Nível 1		Nível 2		Nível 3	
	Fp L/s*peSS	Fa L/s*m ²	Fp L/s*peSS	Fa L/s*m ²	Fp L/s*peSS	Fa L/s*m ²
Escritório com baixa densidade	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5
Escritório com média densidade	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5
Escritório com alta densidade	2,5	0,3	3,1	0,4	3,8	0,5

(Fonte: ABNT NBR 16401-3, 2008).

Para cálculo da carga térmica devido a renovação de ar, utiliza-se a equação 12, dada por:

$$Q = \dot{m}_{ar} \cdot (h_i - h_e) \quad (12)$$

Onde:

Q = carga térmica da renovação de ar (Kw)

$\dot{m}_{ar}$ = vazão mássica de ar (kg/s)

h_i = entalpia do ambiente interno (kj/kg)

h_e = entalpia do ambiente externo (kj/kg)

Para obter as condições desejadas dentro de um ambiente climatizado é necessário uma determinada vazão de ar constante insuflado pelo ventilador que passe pelo evaporador, umidificador ou desumidificador. Essa vazão de ar mistura-se com o ar do ambiente fazendo

com que a temperatura e a umidade permaneçam dentro das condições desejadas (CREDER, 2011).

Dessa forma, é possível determinar a vazão mássica de ar a ser insuflada para o ambiente pela equação 13, dada por:

$$\dot{m}_{ar} = \frac{V}{v} \quad (13)$$

Onde:

$\dot{m}_{ar}$ = vazão mássica de ar (kg/s)

v = volume específico do ar externo (Kg/m³)

V = vazão de ar (m³/h)

3. METODOLOGIA

As inovações e acontecimentos relacionados à humanidade são realizadas a partir de perguntas e respostas, que levam à necessidade de análises para chegar a um resultado. Esse processo denomina-se como metodologia científica. Segundo Ciribelli (2003), esse pode ser definido como o conjunto de etapas e instrumentos pelas quais o pesquisador científico orienta seu trabalho como parâmetro de caráter científico para obter dados que sustentam ou não sua teoria inicial.

Seguindo esse preceito, o presente estudo trata-se de uma pesquisa bibliográfica que, de acordo com Fonseca (2002), realiza o levantamento de referenciais teóricos, como materiais publicados em livros, artigos, dissertações e teses para conseguir entender e retratar melhor determinado assunto pesquisado.

O presente estudo de viabilidade da substituição de uma instalação de ar condicionado, trata-se também de uma metodologia de abordagem qualitativa e quantitativa, pois o estudo visa à qualidade do ar interior em uma sala de engenharia e pretende mostrar resultados em quantidade de economia de energia.

Portanto, para esse estudo deve-se levar em consideração no desenvolvimento do processo as respectivas implicações técnicas, ou seja, todas as variáveis que afetam diretamente o funcionamento do sistema de ar condicionado.

3.1. Local de Instalação

O ambiente em que é realizado o estudo de instalação dos equipamentos de ar condicionado encontra-se em uma sala de engenharia. Onde, no local, tem parte dessa sala dentro da fábrica e parte no ambiente externo protegida por um toldo metálico, como mostrado na figura 5.



Figura 5: Sala de engenharia

(Fonte: Autor, 2019)

A sala em questão tem como medidas os números expostos na figura 6 e 7. Essas medidas foram obtidas a partir da planta baixa da sala, que foi desenvolvida pelo autor utilizando o software AUTOCAD®. Além disso, para melhor entendimento nos cálculos, as paredes e janelas serão denominadas como “parede A” até a “parede E”, assim também para as janelas “janela A” e “janela B”, com seus respectivos comprimentos, conforme ilustrado na figura 6.

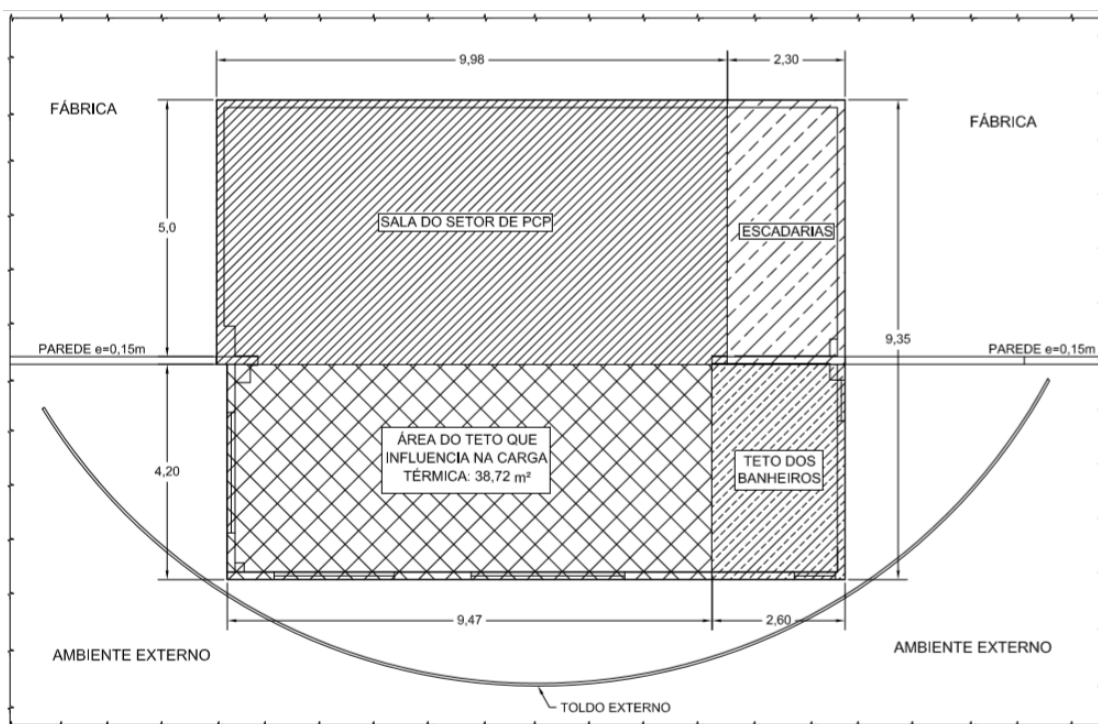
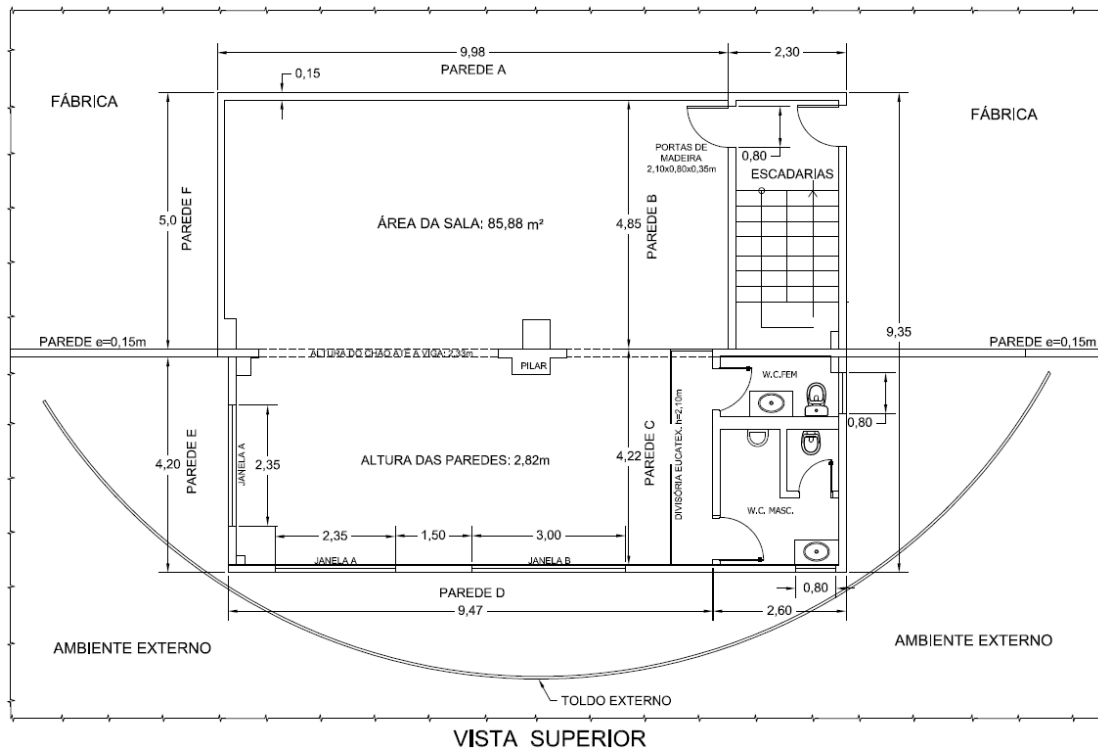


Figura 6: Planta baixa vista superior

(Fonte: Autor, 2019)

Observa-se a parede B possui uma porta de entrada e a parede C possui duas portas que dão acesso aos banheiros. Essas áreas, tanto das portas quanto das janelas, serão

contabilizadas separadamente no cálculo da carga térmica. A figura 7 mostra a vista frontal e lateral da sala com as respectivas alturas.

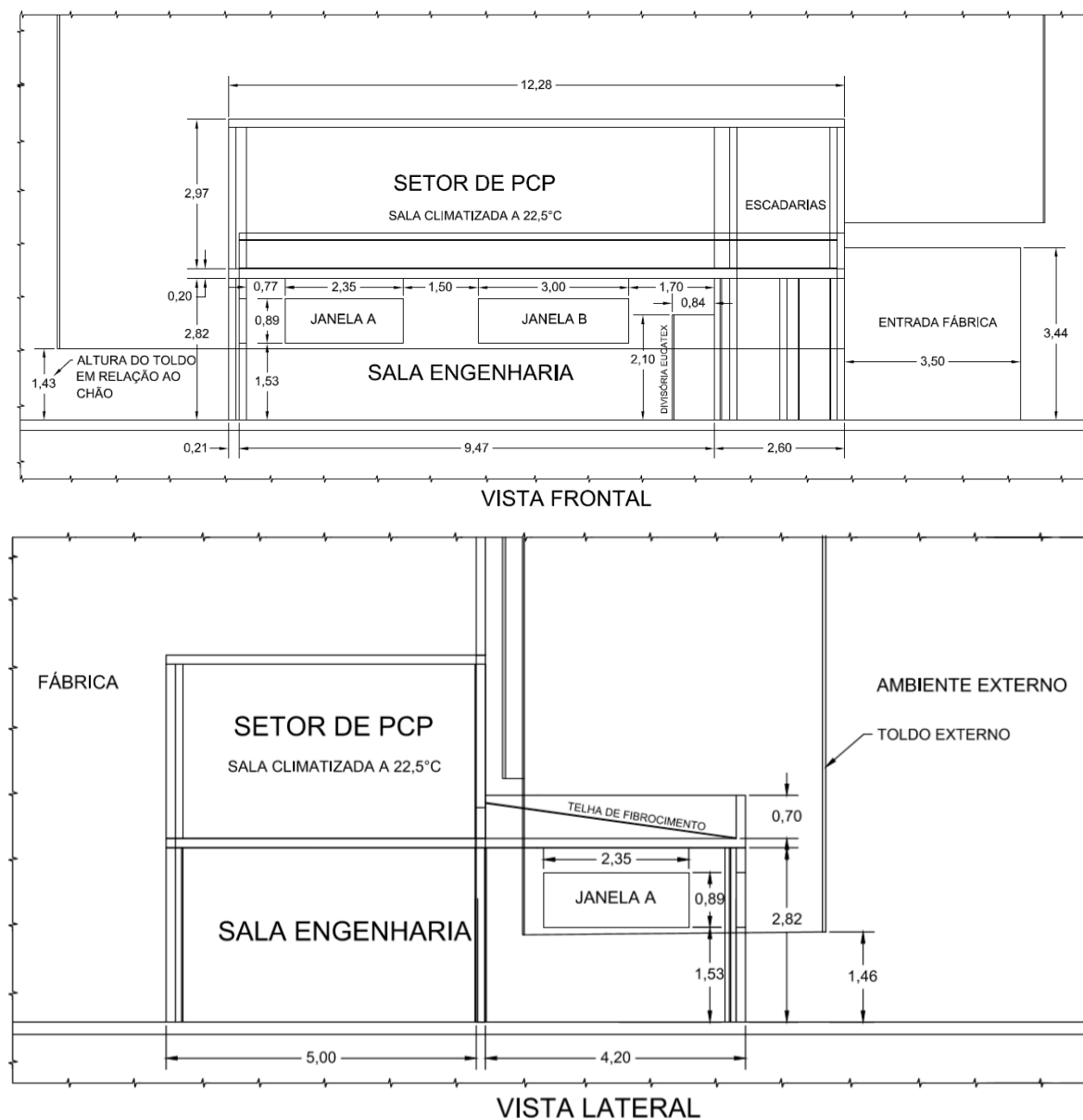


Figura 7: Planta vista frontal e lateral sala de engenharia.

(Fonte: Autor, 2019)

A tabela 14, descreve as dimensões, áreas e quantidades de cada item que será considerado no cálculo da carga térmica.

Tabela 14: Resumo das dimensões de itens da sala

ITEM	DIMENSÕES	ÁREA	QUANTIDADE
PAREDE A	9,98x2,82m	27,72m ²	01
PAREDE B	4,85x2,82m	13,68m ²	01
PAREDE C	4,22x2,82m	11,90m ²	01
PAREDE D	9,47x2,82m	25,77m ²	01
PAREDE E	4,20x2,82m	10,93m ²	01
PAREDE F	5,00x2,82m	13,72m ²	01
JANELA A	0,89x2,35m	2,09m ²	02
JANELA B	0,89x3,00m	2,67m ²	01
PORTAS	0,80x2,10m	1,68m ²	03
SALA	9,07x9,83m	85,88m ²	01
TETO FORA DA FÁBRICA	4,00x9,68m	38,72m ²	01

(Fonte: Autor, 2019).

3.1.1. Localização do sistema de ar condicionado da sala

A sala em questão possui dois sistemas de ar condicionado Mini Split convencional, que utilizam o fluido refrigerante R-22, conforme as características técnicas expostas no anexo 3.

As figuras 8 e 9 mostram a disposição dos evaporadores (unidade interna) dentro da sala, assim como, as unidades condensadoras (unidade externa) do sistema, que estão localizados sobre a cobertura da sala.



Figura 8: Unidades condensadoras.

(Fonte: Autor, 2019)

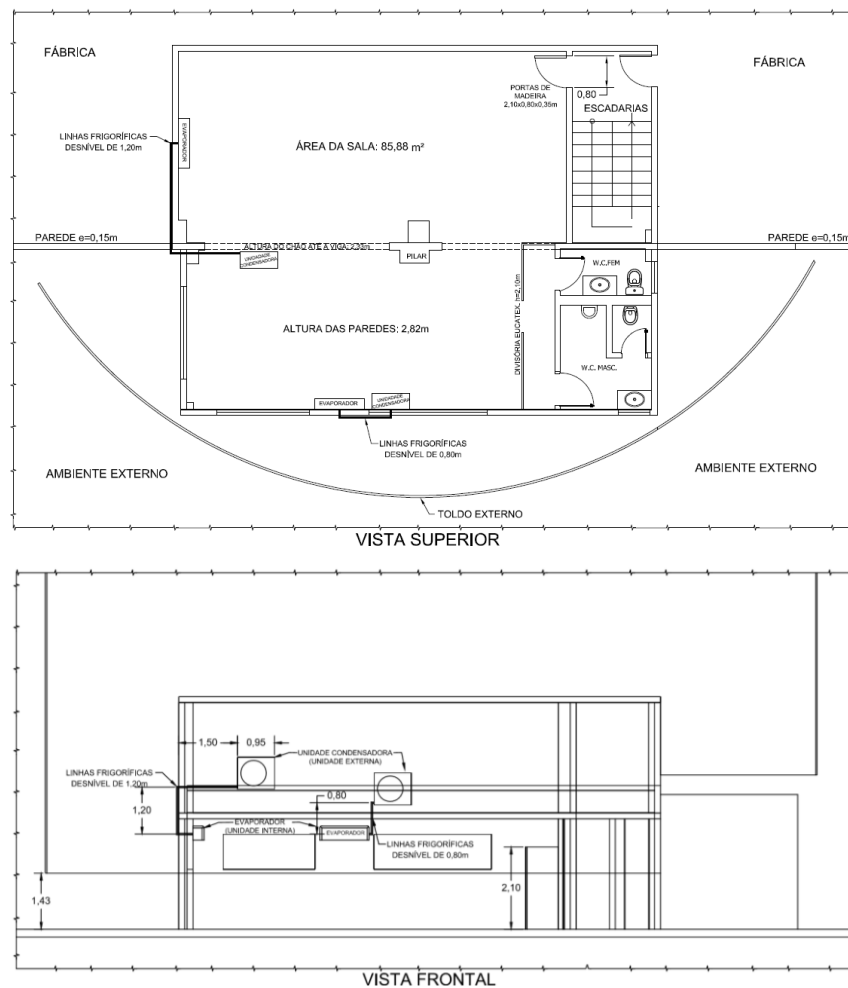


Figura 9: Disposição dos sistemas de ar condicionado.

(Fonte: Autor, 2019)

3.1.2. Dados internos da sala

A tabela 15 possui as características que devem ser levadas em consideração no cálculo da carga térmica, e a figura 10 mostra a disposição de cada item dentro da sala.

Tabela 15: Resumo das variáveis internas do ambiente

Item	Quantidade
Pessoas	21
Computadores	21
Monitores	23
Impressoras	02
Máquinas de café	02
Bebedouro	01
Lâmpadas	28

(Fonte: Autor, 2019).

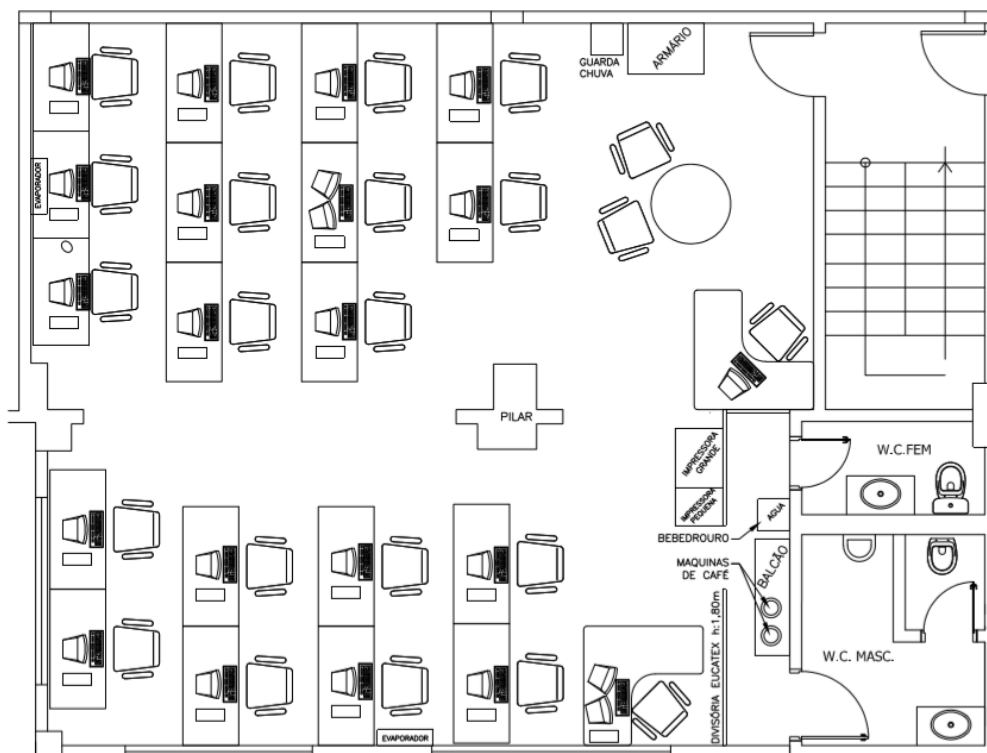


Figura 10: Vista interna da sala de engenharia.

(Fonte: Autor, 2019)

As pessoas que trabalham nesse local trabalham das 08:00 às 18:00 de segunda a sexta-feira, totalizando 10 horas de funcionamento dos equipamentos de ar condicionado por dia.

3.2. DADOS CLIMÁTICOS E PROPRIEDADES PSICOMÉTRICAS DO AR

Para determinação da temperatura externa e umidade relativa utilizou-se a norma NBR 16401-1 tabela A.7. A cidade de Cascavel não aparece na tabela. Desse modo, utilizou-se a cidade de Foz do Iguaçu – PR como referência por ser a cidade mais próxima, com uma distância de 146 km. Dessa forma, os dados climáticos estão ilustrados na tabela 16.

Tabela 16: Dados climáticos Foz do Iguaçu

Freq. anual	TBS	TBU	Pres. atmosférica	Altitude
0,4%	35,1°C	26,1°C	98,44 KPa	243m
1%	34,1°C	25,6°C		
2%	33,1°C	25,1°C		

(Fonte: ABNT NBR 16401-1, 2008).

Como mostrado na tabela, as temperaturas médias com frequência anual de 1% correspondem à TBS igual a 34,1°C e TBU igual a 25,6°C. Assim, para os cálculos de carga térmica, as temperaturas descritas serão tomadas como base.

Para determinação das propriedades, como entalpia, umidade relativa e volume específico do ar interno e externo foi utilizado um programa computacional para cálculo das propriedades psicométricas do ar, a fim de obter melhor assertividade dos dados. Utilizou-se o software GRAPSI 5.1, disponibilizado pelo CENTREINAR Centro Nacional de treinamento em armazenagem, da Universidade Federal de Viçosa.

Determinou-se as propriedades do ar externo, considerando TBS igual a 34,1°C e TBU igual a 25,6°C. As propriedades do ar calculado através do software estão descritas na figura 11.

Figura 11: Propriedades do ar externo.

Fonte: GRAPSI 5.1 (2019).

Para determinar a temperatura e umidade relativa interna da sala, foram obtidos os valores baseados nos parâmetros de conforto térmico, segundo a ABNT NBR 16401-2. Para ABNT NBR 16401-2, no verão a temperatura operativa e a umidade relativa pode ser de 22,5°C a 25,5°C, com umidade relativa de 65%, logo, para efeitos de cálculos serão adotados como temperatura operativa 22,5°C e umidade relativa de 65%.

Sendo assim, as propriedades do ar interno estão descritas na figura 12, calculado através do software GRAPSI 5.1.

Figura 12: Propriedades do ar interno.

Fonte: GRAPSI 5.1 (2019).

Além desses dados, é necessário obter a temperatura da terra para determinação da carga térmica transmitida pelo piso. Segundo Santos (2014), onde realizou um estudo geotérmico em diversas cidades do Paraná, mostrou que em média a temperatura obtida a dois metros de profundidade em Cascavel, é de 22,9°C no verão. Portanto, para o cálculo de transmissão de calor pelo piso, será tomado essa temperatura como base.

3.3. CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

Com todas as características e dados do ambiente foi calculado a carga térmica da sala. Nesse cálculo, foram considerados os seguintes fatores:

- Transmissão de calor através das paredes, portas, piso e teto.
- Carga térmica pelos equipamentos
- Carga térmica por iluminação
- Carga térmica pelas pessoas
- Carga térmica por infiltração
- Carga térmica por Renovação de ar
- Carga térmica por insolação.

3.3.1. Cálculo da carga pelas paredes, teto e piso

O cálculo da carga de condução pelas paredes e teto foi obtido por meio da equação 4, que utiliza o coeficiente global de transmissão de calor. A área das paredes calculada a partir do projeto que foi realizado em AutoCAD ® e o coeficiente global foi utilizado com base na norma NBR 15220-3.

Para o cálculo da transmissão de calor pelas portas e piso foi utilizada a equação 3. Nesta, a condutividade térmica do material da porta e do piso foram obtidas baseadas nas especificações expostas por Creder (2011). Além dessas, a área e espessura da porta foram medidas em campo.

3.3.2. Cálculo da carga dos equipamentos

No cálculo da carga por equipamentos da sala, foi avaliado os equipamentos existentes na sala, e verificado qual o fluxo de calor que elas emitem baseado nas especificações da Norma NBR 16401-1 (2008). Com a soma da carga expedida por cada equipamento é possível calcular a carga térmica total causada por eles.

3.3.3. Cálculo da carga de iluminação

O cálculo da carga de iluminação foi obtido através da equação 7, que utiliza a quantidade de calor que as lâmpadas emitem no ambiente multiplicado pela quantidade de lâmpadas. Logo, através de pesquisa a campo foi verificada a quantidade, marca e modelo das lâmpadas, para verificar suas respectivas potências.

3.3.4. Cálculo da carga por pessoas

Para cálculo da carga por pessoas, foi consultada a norma NBR 16401-1 tabela C.1, na qual consta a quantidade de calor que as pessoas emitem, de acordo com o tipo de atividade que estejam exercendo. Logo, com a taxa de calor emitida por pessoa, basta multiplicar essa pela quantidade de pessoas na sala.

3.3.5. Cálculo da carga por infiltração

A carga térmica pelas infiltrações foi calculado através do método das frestas, que utiliza os dados estimados do fluxo de ar em m^3/h por metro de fresta, constados na tabela 3.14 da bibliografia de Creder (2011). Tal método também utiliza as umidades específicas do ar interno e externo e o volume específico externo, que foram obtidas através do software GRAPSI 5.1. Além dessas, foram levadas em consideração as infiltrações por meio das aberturas de portas.

Sabe-se que o calor introduzido aumenta a carga térmica em calor sensível e calor latente, portanto, o calor sensível foi calculado a partir da equação 8 e o calor latente obtido

através da equação 9. Logo, com os dois calores definidos, a soma desses fornece a carga térmica total causada pelas infiltrações.

3.3.6. Cálculo da carga por renovação de ar

A vazão efetiva de ar para promover a renovação de ar foi calculada pela equação 11. Nesta, os fatores F_p e F_a são obtidos através da tabela 1 da NBR 16401-3 (2008), e os fatores P_z e A_z correspondem ao número de pessoas no ambiente e à área do recinto respectivamente.

Com a vazão efetiva determinada, foi consultado o catálogo da VENTOKIT e escolhido dois exaustores para satisfazer a vazão necessária para renovação de ar.

Em seguida, através do volume específico do ar externo e a vazão de ar insuflada pelos exaustores, foi calculado a massa de ar que deve entrar no ambiente através da equação 13. E posteriormente, calculado a carga térmica causada por essa insuflação do ar, através da equação 12.

3.4. ANÁLISE DOS EQUIPAMENTOS

Com todas as cargas calculadas separadamente, realiza-se a soma de todas elas para obter a carga térmica total da sala. Em seguida, foi verificado se os equipamentos de ar instalados atualmente atendem a essa nova carga térmica calculada baseado na norma NBR16401.

Além disso, foi escolhido um equipamento de ar condicionado Mini-slit Inverter, que utiliza o fluido refrigerante R-410A, e atenda a carga térmica total considerando a renovação de ar, avaliando o seu consumo em relação ao sistema de ar condicionado instalado atualmente. Sendo assim possível, realizar uma análise da viabilidade técnica de substituição das unidades Mini Split convencionais por um sistema Mini Split com inverter.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1. CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

De primeiro momento, calcula-se a carga térmica do ambiente baseado em normas e bibliografias para obter a escolha adequada do equipamento de ar condicionado. Verifica-se também se o sistema de ar condicionado instalado atualmente está atendendo à demanda de carga da sala.

4.1.1. Carga térmica das paredes, piso e teto.

De acordo com a tabela D.3 do anexo D da norma NBR 15220-3, paredes com tijolos de 6 furos circulares, com dimensões de 10,0x15,0x20,0cm, assentados na sua menor dimensão, com espessura da argamassa de assentamento de 1,0 cm, espessura da argamassa de emboco de 2,5 cm, espessura total da parede de 15,0 cm, obtêm-se os seguintes dados:

Transmitância Térmica (U): $1,96 \frac{kcal}{h.m^2.^{\circ}C}$ ou $2,28 \frac{W}{m^2.^{\circ}K}$

Capacidade Térmica (C_t): $168 \frac{KJ}{m^2.K}$

- Cálculo da transmissão de calor pela parede A

A parede A com comprimento de 9,98 m e altura de 2,82 m, possui uma área de 28,14m². Considerando a pior das hipóteses, toda a área externa do ambiente será considerada com temperatura de 34,1°C. Com esses dados, é possível calcular a transmissão de calor da parede A, através da equação 4, descrita como:

$$Q = AUD \quad (4)$$

Onde:

Q = fluxo de calor (kcal/h)

A = área (m²)

U = coeficiente global de transmissão de calor (kcal/h.m².°C)

D = diferença de temperatura (°C)

$$Q = 28,14m^2 * 1,96 \frac{kcal}{h.m^2.C} * (34,1 - 22,5)^{\circ}C$$

$$Q = 639,79 \frac{kcal}{h}$$

- Cálculo da transmissão de calor pela parede B

A parede B possui comprimento de 4,85m com altura de 2,82m, totalizando uma área de 13,68m². Essa parede possui uma porta que será descontada nesse cálculo, pois posteriormente será calculada separadamente a transmissão de calor pelas portas. Do lado externo dessa parede estão localizadas as escadarias, considerando a pior das hipóteses, a temperatura externa será de 34,1°C. Logo, calculando a transmissão de calor pela parede B através da equação 4, temos:

$$Q = AUD \quad (4)$$

Onde:

Q = fluxo de calor (kcal/h)

A = área em (m²)

U = coeficiente global de transmissão de calor (kcal/h.m².°C)

D = diferença de temperatura (°C)

$$Q = (13,68 - 1,68)m^2 * 1,96 \frac{kcal}{h.m^2.C} * (34,1 - 22,5)^{\circ}C$$

$$Q = 272,83 \frac{kcal}{h}$$

- Cálculo da transmissão de calor pela parede C

A parede C possui comprimento de 4,22m e altura de 2,82m, totalizando em uma área de 11,90m². Nessa parede contém as portas que dão acesso aos sanitários, logo, será descontado as áreas das portas nesse cálculo. O lado externo dessa parede estão os banheiros, considerando a pior das hipóteses, onde a temperatura externa será de 34,1°C. Assim, é possível calcular a transmissão de calor da parede C através da equação 4, descrita como

:

$$Q = AUD \quad (4)$$

Onde:

Q = fluxo de calor (kcal/h)

A = área (m²)

U = coeficiente global de transmissão de calor (kcal/h.m².°C)

D = diferença de temperatura (°C)

$$Q = (11,90 - 2 * 1,68) m^2 * 1,96 \frac{kcal}{h.m^2.C} * (34,1 - 22,5)^{\circ}C$$

$$Q = 194,16 \frac{kcal}{h}$$

- Cálculo da transmissão de calor pela parede D

A parede D possui comprimento de 9,47m e 2,82m de altura, totalizando uma área total de 26,70m². Como descrito na planta, essa possui um toldo que protege da insolação uma parte. Logo, será calculado a transmissão de calor pela parede onde está protegida pelo toldo, e o restante será calculado no item insolação, pois a carga por insolação nessa área é maior do que a transmissão de calor devido a diferença de temperatura.

Considerando a parte protegida pelo toldo, a qual possui uma janela com área de 2,67m² e outra com 2,09m², a área líquida dessa parede será de 8,40m², como exemplificado na figura 13. O lado externo dessa parede está o ambiente externo, com uma temperatura de 34,1°C.

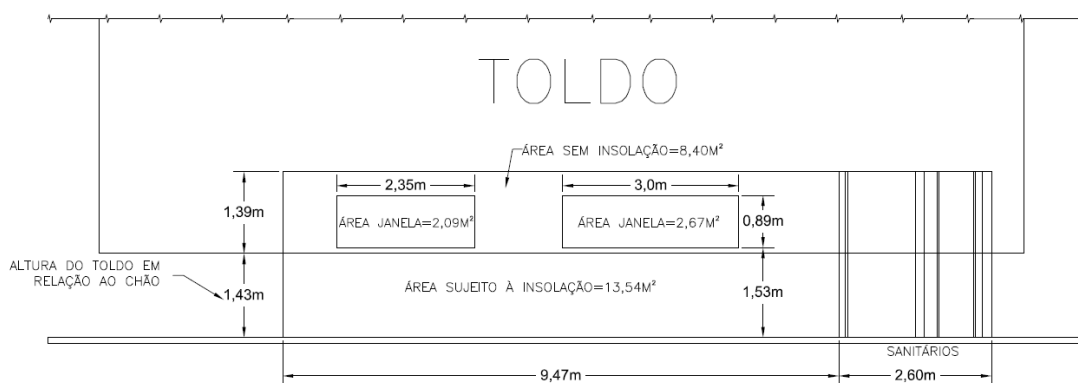


Figura 13: Vista frontal parede D

(Fonte: Autor, 2019)

Assim, é possível calcular a transmissão de calor da parede D através da equação 4, descrita como:

$$Q = AUD \quad (4)$$

Onde:

Q = fluxo de calor (kcal/h)

A = área em (m²)

U = coeficiente global de transmissão de calor (kcal/h.m².°C)

D = diferença de temperatura (°C)

$$Q = 8,40m^2 * 1,96 \frac{kcal}{h.m^2.^{\circ}C} * (34,1 - 22,5)^{\circ}C$$

$$Q = 190,98 \frac{kcal}{h}$$

- Cálculo da transmissão de calor pela parede E

A parede E possui comprimento de 4,20m com altura de 2,82 m, totalizando em uma área de 11,84 m². Porém, no mesmo caso da parede D, o toldo também protege da insolação uma parte da parede. Logo, será calculado a transmissão de calor pela parede onde está protegida pelo toldo, e o restante será calculado no item insolação.

Considerando a parte protegida pelo toldo, a qual possui uma janela com área de 2,09m², a área líquida dessa parede será de 3,75m², como descrito na figura 14. O lado externo dessa parede está o ambiente externo, com uma temperatura de 34,1°C.

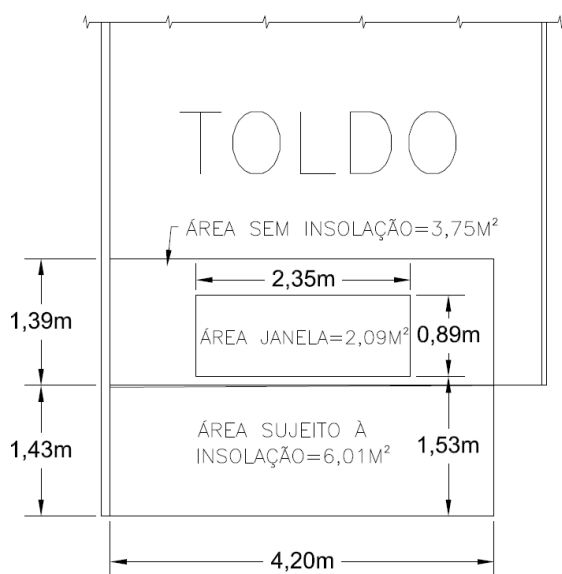


Figura 14: Vista lateral parede E.

(Fonte: Autor, 2019)

Sendo assim possível calcular a transmissão de calor da parede E através da equação 4, disposta como:

$$Q = AUD \quad (4)$$

Onde:

Q = fluxo de calor (Kcal/h)

A = área (m²)

U = coeficiente global de transmissão de calor (Kcal/h.m².°C)

D = diferença de temperatura (°C)

$$Q = 3,75m^2 * 1,96 \frac{Kcal}{h.m^2.C} * (34,1 - 22,5)^{\circ}C$$

$$Q = 85,26 \frac{Kcal}{h}$$

- Cálculo da transmissão de calor pela parede F

A parede F possui comprimento de 5,0m e altura de 2,82m, totalizando uma área de 14,10 m². O lado externo dessa parede é dentro da fábrica, considerando a pior das hipóteses a temperatura externa será de 34,1°C. Assim, é possível calcular a transmissão de calor da parede F através da equação 4, descrita como:

$$Q = AUD \quad (4)$$

Onde:

Q = fluxo de calor (kcal/h)

A = área (m²)

U = coeficiente global de transmissão de calor (kcal/h.m².°C)

D = diferença de temperatura (°C)

$$Q = 14,10m^2 * 1,96 \frac{kcal}{h.m^2.C} * (34,1 - 22,5)^{\circ}C$$

$$Q = 320,58 \frac{kcal}{h}$$

- Soma das transmissões de calor de todas paredes

Para realizar o cálculo da transmissão total de calor pelas paredes, será somado o calor transmitido por cada uma delas, logo:

$$Q_{Total} = Q_A + Q_B + Q_C + Q_D + Q_E + Q_F$$

$$Q_{Total} = (639,79 + 272,83 + 194,16 + 190,98 + 85,26 + 320,58) \frac{kcal}{h}$$

$$Q_{Total} = 1703,6 \frac{kcal}{h}$$

Sabendo que 1kcal/h equivale a 1,163W, podemos dizer que:

$$Q = 1703,6 \frac{kcal}{h} * 1,163W$$

$$Q = 1981,29W$$

- Cálculo da transmissão de calor pelo piso

Para o cálculo da transmissão de calor através do piso, foi obtido o coeficiente global de transferência de calor. Segundo Creder (2011) tabela 3.1, a condutividade térmica de concreto simples é de 0,62 kcal/h.m.°C. Considerando que o piso possui espessura de 0,10 m, área total de 85,88m² e a temperatura da terra é de 22,9°C, o calor transferido pelo piso pode ser obtido através da equação 3, dada por:

$$Q = \frac{AKD}{x} \quad (3)$$

Onde:

Q = fluxo de calor transmitida (kcal/h)

A = área da superfície normal ao fluxo (m²)

x = espessura do material (m)

K = condutividade térmica do material por unidade de comprimento e unidade de área (kcal/ h·m²·°C)

D = diferença de temperatura entre duas superfícies (°C)

$$Q = \frac{85,88m^2 * 0,62 \frac{kcal}{hm^{\circ}C} * (22,9 - 22,5)^{\circ}C}{0,1m}$$

$$Q = 212,98 \frac{Kcal}{h}$$

Sendo que 1kcal/h equivale a 1,163W, podemos dizer que:

$$Q = 212,98 \frac{kcal}{h} * 1,163W$$

$$Q = 247,69W$$

- Cálculo da transmissão de calor pelo teto

Como mostrado na planta, no andar de cima da sala estudada encontra-se a sala do setor de PCP (Planejamento e Controle de Produção) da empresa, também climatizada. Considerando que a temperatura ambiente dentro dela é de 22,5°C, logo, não haverá transferência de calor pelo teto nessa parte, pois o diferencial de temperatura será de 0°C. Porém, essa sala de PCP não ocupa toda a área do teto da sala estudada, de acordo com o cálculo da área que restou, obtido através do AUTOCAD®, sobram 38,72m².

O coeficiente global de transmissão de calor em coberturas é obtido através da NBR 15220-3, tabela D.4 do anexo D. Segundo essa, com as seguintes características: cobertura com telha de fibrocimento, laje de concreto de 20cm, espessura da telha de 0,7cm, obtém-se um coeficiente global de 1,99W/m²·K ou 1,71 kcal/h.m²·°C.

Sendo assim, através da equação 4 podemos calcular a transferência de calor através dessa parte do teto.

$$Q = AUD \quad (4)$$

Onde:

Q = fluxo de calor em (kcal/h)

A = área em (m²)

U = coeficiente global de transmissão de calor em (kcal/h.m²·°C)

D = diferença de temperatura em (°C)

$$Q = 38,72m^2 * 1,71 \frac{kcal}{hm^2°C} * (34,1 - 22,5)°C$$

$$Q = 768,05 \frac{kcal}{h}$$

Sendo que 1kcal/h equivale a 1,163W, podemos dizer que:

$$Q = 768,05 \frac{kcal}{h} * 1,163W$$

$$Q = 893,24W$$

- Cálculo de transmissão de calor pelas portas

Para o cálculo da transmissão de calor através das portas, foi obtido o coeficiente global de transferência de calor da porta. Segundo Creder (2011) tabela 3.1, a condutividade térmica para madeira de lei (cedro, canela, etc.) é de 0,13Kcal/h.m.°C. O recinto possui 3 portas no total com dimensões de 0,8x2,10x0,35m e a taxa de transferência de calor por elas pode ser calculado através da equação 3, dada por:

$$Q = \frac{AKD}{x} \quad (3)$$

Onde:

Q = fluxo de calor transmitida (kcal/h)

A = área da superfície normal ao fluxo (m²)

x = espessura do material (m)

K = condutividade térmica do material por unidade de comprimento e unidade de área (kcal/ h·m²·°C)

D = diferença de temperatura entre duas superfícies (°C)

$$Q = \frac{(0,8 * 2,10)m^2 * 0,13 \frac{kcal}{hm^{\circ}C} * (34,1 - 22,5)^{\circ}C}{0,035m}$$

$$Q = 72,38 \frac{Kcal}{h} * 3 \text{ portas}$$

$$Q = 217,14 \frac{kcal}{h}$$

Sendo que 1kcal/h equivale a 1,163W, podemos dizer que:

$$Q = 217,14 \frac{kcal}{h} * 1,163W$$

$$Q = 252,53W$$

4.1.2. Carga térmica por equipamentos

A sala de engenharia possui 21 computadores, sendo que dois desses possuem dois monitores, totalizando 23 monitores. Dessa forma, segundo a norma NBR 16401-1 tabela C.3, cada computador produz 65W e cada monitor grande (19 pol. a 20 pol) produz aproximadamente 80 W. Sendo assim, a carga térmica por esses equipamentos será de:

$$Q = (21 * 65) + (23 * 80) W$$

$$Q = 3205 W$$

Essa sala possui 2 impressoras a laser, ambas de escritório, sendo uma pequena e uma grande. Segundo a norma NBR 16401-1 tabela C.4, considerando impressão de 1 página por minuto, a impressora de escritório pequena produz uma carga de 160W, enquanto que a impressora a laser grande nas mesmas condições, emite uma carga de 275W. Portanto, a carga térmica pelas impressoras será de 435W.

Além desses equipamentos, nesse ambiente há 1 bebedouro e 2 máquinas de café. Conforme a norma NBR 16401-1 na tabela C.5, um bebedouro refrigerado emite uma carga de 350 W e cada máquina de café emite uma carga de 1050W de calor sensível e 450W de calor latente, totalizando 3350W de equipamentos diversos.

Com isso, a carga térmica total emitida por equipamentos dessa sala será de:

$$Q_{Total Equipamentos} = Q_{computadores e monitores} + Q_{impressoras} + Q_{equipamentos diversos}$$

$$Q_{Total Equipamentos} = 3205 + 435 + 3350 W$$

$$Q_{Total Equipamentos} = 6990W$$

4.1.3. Carga térmica por iluminação

De acordo com pesquisa a campo, constatou-se que a sala possui 28 lâmpadas da marca OUROLUX do modelo SUPERLED. Essas possuem potência de 18W, conforme as informações técnicas da embalagem presentes no anexo D. Logo, a carga por iluminação é determinada através da equação 7.

$$q = n^o \text{ de lâmpadas} * \text{total de watts} * \text{fator devido ao reator} \quad (7)$$

Onde:

q = Calor sensível emitido pelas lâmpadas em W.

Como esse modelo de lâmpada não utiliza reatores, o fator devido ao reator será de 1,0, logo:

$$q = 28 * 18 * 1,0$$

$$q = 504 \text{ W}$$

4.1.4. Carga térmica por pessoas

Para cálculo da carga por pessoas, são tomadas como base as informações descritas na norma NBR 16401-1 tabela C.1. Essa sinaliza que pessoas trabalhando sentadas, exercendo atividade moderada em trabalho de escritório emitem 70W de calor sensível e 45W de calor latente. Nessa sala diariamente trabalham 21 pessoas, desse modo, o calor emitido por elas, pode ser calculado da seguinte forma:

$$Q = \text{Quantidade de pessoas} * \frac{Q}{\text{pessoa}}$$

Onde:

Q = calor emitido por pessoas em (W).

- Calor sensível

$$Q = 21 * 70W$$

$$Q = 1470 \text{ W}$$

- Calor latente

$$Q = 21 * 45W$$

$$Q = 945 \text{ W}$$

Logo, o calor total emitido pelas pessoas será de:

$$Q = 1470 \text{ W} + 945W$$

$$Q = 2415 \text{ W}$$

4.1.5. Carga térmica por infiltração

Para o cálculo da carga por infiltração, é necessário obter os valores das umidades específicas do ar externo e interno em kg/kg (kg de vapor por kg de ar). O Software GRAPSI 5.1 forneceu essas propriedades em g/kg (g de vapor por kg de ar). Logo, foi necessário fazer a transformação das unidades. Considerando que 1 kg é igual a 1000 g, as umidades específicas em kg/kg serão de:

- Umidade específica do ar externo: 0,01786 kg/kg
- Umidade específica do ar interno: 0,01141 kg/kg

Além disso, é necessário obter o peso específico do ar externo através da equação 10, dada por:

$$y = \frac{1}{v} \quad (10)$$

Onde:

v = Volume específico (m^3/kg)

y = Peso específico do ar em (kg/m^3)

Considerando volume específico externo de $0,922 m^3/kg$, temos:

$$y = \frac{1}{0,922 \frac{m^3}{kg}}$$

$$y = 1,084 \frac{kg}{m^3}$$

- Cálculo da carga por infiltração nas janelas

Para cálculo da carga por infiltrações nas janelas é necessário obter o perímetro de cada uma delas. Conforme planta da sala, existem dois tamanhos de janelas: uma com dimensões de $0,89 \times 3,00m$, totalizando um perímetro de $7,78m$, e outras duas janelas com dimensões de $0,89 \times 2,35m$, totalizando um perímetro de $6,48m$ cada.

De acordo com Creder (2011) tabela 3.14, considerando janela tipo basculante, obtém-se um fluxo de ar de $3,0 m^3/h$ por metro de fresta e as temperaturas internas e externas são de $22,5^\circ C$ e $34,1^\circ C$ respectivamente. Com esses dados, é possível calcular o calor sensível, através da equação 8, dada por:

$$q_s = Q * 0,29(t_e - t_i) \quad (8)$$

Onde:

q_s = Calor sensível (kcal/h)

Q = Fluxo de ar (m³/h)

t_e = Temperatura do ar externo (°C)

t_i = Temperatura do ar interno (°C)

$$q_s = 3,0 \frac{m^3}{h} * 0,29(34,1 - 22,5)^\circ C$$

$$q_s = 10,09 \frac{kcal}{h} \text{ por metro de fresta}$$

Multiplicando pelos perímetros das janelas, temos:

$$q_s = 10,09 \frac{kcal}{h} * (7,78 + 2 * 6,48) \text{ metros de fresta}$$

$$q_s = 209,27 \frac{kcal}{h}$$

O calor latente é obtido através da equação 9, dada por:

$$q_L = 583 * C \quad (9)$$

Onde:

q_L = Calor latente (kcal/h)

$C = (UE_2 * UE_1) * y * Q$

Q = Fluxo de ar (m³/h)

UE_1 = Umidade específica do ar interno (kg/kg)

UE_2 = Umidade específica do ar externo (kg/kg)

y = Peso específico do ar (kg/m³)

$$C = (0,01786 * 0,01141) \frac{kg}{kg} * 1,084 \frac{kg}{m^3} * 3 \frac{m^3}{h} * (7,78 + 2 * 6,48) \text{ metros de fresta}$$

$$C = 0,01374$$

Logo,

$$q_L = 583 * 0,01374$$

$$q_L = 8,01 \frac{kcal}{h}$$

Dessa forma, a carga total por infiltração pelas janelas será de:

$$Q_{Tj} = q_s + q_L$$

$$Q_{Tj} = (209,27 + 8,01) \frac{kcal}{h}$$

$$Q_{Tj} = 217,28 \frac{kcal}{h}$$

- Cálculo da carga por infiltração nas portas

Para cálculo da carga por infiltrações nas portas é necessário obter o perímetro delas. Conforme planta da sala, existe 3 portas com dimensões de 0,8x2,10m, totalizando em um perímetro de 5,8m.

Considerando porta bem ajustadas, obtém-se um fluxo de ar de 6,5 m³/h por metro de fresta. Com esses dados, é possível calcular o calor sensível, através da equação 8, dada por:

$$q_s = Q * 0,29(t_e - t_i) \quad (8)$$

Onde:

q_s = Calor sensível (kcal/h)

Q = Fluxo de ar (m³/h)

t_e = Temperatura do ar externo (°C)

t_i = Temperatura do ar interno (°C)

$$q_s = 6,5 \frac{m^3}{h} * 0,29(34,1 - 22,5)^\circ C$$

$$q_s = 21,87 \frac{kcal}{h} \text{ por metro de fresta}$$

Multiplicando pelos perímetros e quantidade das portas, temos:

$$q_s = 21,87 \frac{kcal}{h} * (3 * 5,8) \text{ metros de fresta}$$

$$q_s = 380,54 \frac{kcal}{h}$$

O calor latente é obtido através da equação 9, dada por:

$$q_L = 583 * C \quad (9)$$

Onde:

q_L = Calor latente (kcal/h)

$C = (UE_2 * UE_1) * y * Q$

Q = Fluxo de ar (m^3/h)

UE_1 = Umidade específica do ar interno em (kg/kg)

UE_2 = Umidade específica do ar externo (kg/kg)

y = Peso específico do ar em (kg/m^3)

$$C = (0,01786 * 0,01141) \frac{kg}{kg} * 1,084 \frac{kg}{m^3} * 6,5 \frac{m^3}{h} * (3 * 5,8) \text{ metros de fresta}$$

$$C = 0,02498$$

Logo,

$$q_L = 583 * 0,02498$$

$$q_L = 14,56 \frac{kcal}{h}$$

Dessa forma, a carga total por infiltração pelas portas será de:

$$Q_{Tp} = q_s + q_L$$

$$Q_{Tp} = (380,54 + 14,56) \frac{kcal}{h}$$

$$Q_{Tp} = 395,10 \frac{kcal}{h}$$

- Cálculo da carga pelas aberturas de portas

Para cálculo da carga por infiltração pelas aberturas de portas, é necessário considerar a quantidade de pessoas no recinto e o fluxo de ar em m^3/h . por pessoa presente no recinto condicionado.

Portanto, de acordo com Creder (2011) tabela 3.14, considerando o local como escritórios em geral, 3 portas do tipo Vaivém e o total de 21 pessoas na sala, obtém-se um fluxo de ar de $7,0 m^3/h$ por pessoa presente no recinto. Com esses dados, é possível calcular o calor sensível, através da equação 8, dada por:

$$q_s = Q * 0,29(t_e - t_i) \quad (8)$$

Onde:

q_s = Calor sensível (kcal/h)

Q = Fluxo de ar (m³/h)

t_e = Temperatura do ar externo (°C)

t_i = Temperatura do ar interno (°C)

$$q_s = 7,0 \frac{m^3}{h} * 0,29(34,1 - 22,5)^\circ C$$

$$q_s = 23,55 \frac{kcal}{h} \text{ por pessoas no recinto}$$

Multiplicando pela quantidade de pessoas, temos:

$$q_s = 23,55 \frac{kcal}{h} * 21 \text{ pessoas}$$

$$q_s = 494,55 \frac{kcal}{h}$$

Calculando o calor latente através da equação 9, temos:

$$q_L = 583 * C \quad (9)$$

Onde:

q_L = Calor latente (kcal/h)

$C = (UE_2 * UE_1) * y * Q$

Q = Fluxo de ar (m³/h)

UE_1 = Umidade específica do ar interno em (kg/kg)

UE_2 = Umidade específica do ar externo (kg/kg)

y = Peso específico do ar em (kg/m³)

$$C = (0,01786 * 0,01141) \frac{kg}{kg} * 1,084 \frac{kg}{m^3} * 7,0 \frac{m^3}{h} * 21 \text{ pessoas}$$

$$C = 0,03247$$

Logo,

$$q_L = 583 * 0,03247$$

$$q_L = 18,93 \frac{kcal}{h}$$

Dessa forma, a carga total por infiltração pelas portas será de:

$$Q_{Ta} = q_s + q_L$$

$$Q_{Ta} = (494,55 + 18,93) \frac{kcal}{h}$$

$$Q_{Ta} = 513,48 \frac{kcal}{h}$$

- Somatório das cargas por infiltração

Calculando o calor total por infiltração, temos:

$$Q_{Total} = Q_j + Q_p + Q_A$$

$$Q_{Total} = (217,28 + 395,10 + 513,48) \frac{kcal}{h}$$

$$Q_{Total} = 1125,86 \frac{kcal}{h}$$

Sendo que 1Kcal/h equivale a 1,163W, podemos dizer que:

$$Q = 1125,86 \frac{kcal}{h} * 1,163W$$

$$Q = 1309,37W$$

4.1.6. Carga térmica por renovação de ar

Para obter a vazão necessária para promover a renovação de ar, segundo a norma NBR 16401-3, é necessário obter os valores de F_p e P_z , constados na tabela 1 dessa norma. Sendo assim, considerando um escritório de alta densidade e o nível intermediário de vazão de ar exterior (Nível 2), os valores desses fatores são:

- Vazão por pessoa (F_p): 3,1 (L/s*Pessoas)
- Vazão por área útil ocupada (F_a): 0,4 (L/s*m²)

A área da sala calculada, de acordo com o software AutoCAD®, é de 85,88m² e o número de pessoas na zona de ventilação é de 21. Com nesses dados, é possível calcular a vazão de ar necessária através da equação 11:

$$V_{ef} = P_z \cdot F_p + A_z \cdot F_a \quad (11)$$

Onde:

V_{ef} = vazão eficaz de ar exterior (L/s)

P_z = número máximo de pessoas na zona de ventilação

F_p = vazão por pessoa (L/s)

A_z = área útil ocupada pelas pessoas (m²)

F_a = vazão por área útil ocupada (L/s·m²)

$$V_{ef} = 21 \text{ pessoas} \cdot 3,1 \frac{L}{s * \text{pessoas}} + 85,88m^2 \cdot 0,4 \frac{L}{s * m^2}$$

$$V_{ef} = 99,45 \frac{L}{s}$$

Sendo que 1 L/s equivale a 3,6 m³/h, podemos dizer que:

$$V_{ef} = 99,45 \frac{L}{s} * 3,6 \frac{m^3}{h}$$

$$V_{ef} = 358,02 \frac{m^3}{h}$$

A vazão de ar necessária para o conforto térmico obtido é de aproximadamente 358,02m³/h. Segundo o catálogo da VENTOKIT constados no anexo B, o exaustor modelo VENTOKIT 80 fornece uma vazão de 80m³/h, e o modelo VENTOKIT 280 fornece 280 m³/h. Dessa forma, se utilizar um exaustor com vazão de 280 m³/h mais outro exaustor com vazão de 80 m³/h, os dois fornecerão uma vazão de 360 m³/h, suprimindo assim, a vazão necessária para promover a renovação de ar nesse ambiente.

Tendo o volume específico externo determinado pelo software GRAPSI 5.1 de 0,921 m³/Kg, pode-se definir a vazão mássica de ar que o exaustor insuflará para o ambiente interno pela equação 13.

$$\dot{m}_{ar} = \frac{V}{v} \quad (13)$$

Onde:

$\dot{m}_{ar}$ = vazão mássica de ar (kg/s)

v = volume específico do ar externo (Kg/m³)

V = vazão de ar (m³/h)

$$\dot{m}_{ar} = \frac{360 \frac{m^3}{h}}{0,922 \frac{m^3}{kg}}$$

$$\dot{m}_{ar} = 390,45 \frac{Kg}{h} \text{ ou } \dot{m}_{ar} = 0,1085 \frac{Kg}{s}$$

Portanto, determinando a carga térmica por renovação de ar a partir da equação 12, tem-se:

$$Q = \dot{m}_{ar} \cdot (h_i - h_e) \quad (12)$$

Onde:

Q = carga térmica da renovação de ar (Kw)

$\dot{m}_{ar}$ = vazão mássica de ar (kg/s)

h_i = entalpia do ambiente interno (kj/kg)

h_e = entalpia do ambiente externo (kj/kg)

$$Q = 0,1085 \frac{Kg}{s} * (80,05 - 51,62) \frac{KJ}{Kg}$$

$$Q = 3,08465 \text{ KW ou } Q = 3084,65 \text{ W}$$

4.1.7. Carga térmica por insolação

No cálculo da carga térmica considera-se o posicionamento da sala em relação aos pontos cardeais. Neste caso, a parede D da sala está voltada para sudoeste e a parede E para nordeste. Como o Brasil é um país tropical e o local da instalação está situado próximo ao trópico, é mais aconselhável utilizar valores de transmissão obtidos durante o verão, por ser a época do ano em que o clima fica mais quente.

De acordo com Creder (2011) tabela 3.5, podemos utilizar os coeficientes de transferência de calor solar através de vidros, multiplicado pela área da janela, para obter a carga pela insolação. Para a parede D, orientada para o sudoeste, podemos utilizar o coeficiente mais alto obtido entre setembro e março que é de 420kcal/h.m². Já na parede E, orientada para

o nordeste, obtém-se um coeficiente de 217 kcal/h.m², tomando sob as mesmas condições, e utilizando os fatores máximos entre setembro e março.

A sala possui 3 janelas que sofrem penetração de calor pela insolação. Na parede D há uma janela com área de 2,67 m² e outra com área de 2,09 m². Já na parede E há uma janela com área de 2,09 m².

Portanto, calculando a carga por insolação nas janelas da parede D, orientada para o sudoeste, temos:

$$Q_J = (2,67m^2 + 2,09m^2) * 420 \frac{kcal}{h.m^2}$$

$$Q_J = 1999,20 \frac{kcal}{h}$$

Como a janela está protegida por toldos ou persianas externas, conforme Creder (2011), deve-se adotar um coeficiente de redução de 0,20, além disso, por serem janelas com esquadrias metálicas necessita-se multiplicar por 1,15, logo:

$$Q_J = 1999,20 \frac{kcal}{h} * 0,20 * 1,15$$

$$Q_J = 459,82 \frac{kcal}{h}$$

Calculando a transmissão de calor através da janela da parede E, orientada para o nordeste, temos:

$$Q_J = 2,09m^2 * 217 \frac{kcal}{h.m^2}$$

$$Q_J = 453,53 \frac{kcal}{h}$$

Adotando o coeficiente de redução de 0,20 e multiplicando por 1,15 por ter esquadilha metálica, temos:

$$Q_J = 453,53 \frac{kcal}{h} * 0,20 * 1,15$$

$$Q_J = 104,31 \frac{kcal}{h}$$

Dessa maneira, a transmissão de calor total pelas janelas será de:

$$Q_{J\ total} = 459,82 \frac{kcal}{h} + 104,31 \frac{kcal}{h}$$

$$Q_{J\ total} = 564,13 \frac{kcal}{h}$$

Sendo que 1kcal/h equivale a 1,163W, podemos dizer que:

$$Q_{J\ total} = 564,13 \frac{kcal}{h} * 1,163W$$

$$Q_{J\ total} = 656,08W$$

Com os valores de transferência de calor pelas janelas definidos, é necessário calcular a transferência de calor através das paredes sujeitas à insolação.

Como visto no cálculo da transmissão de calor da parede D e da parede E no item 4.1.1, nessas paredes uma parte pega insolação e outra parte não. Portanto, foi calculado a área da parede exposta ao sol através do software AUTOCAD®, e foi encontrado que na parede D a área é de 13,54 m² e na parede E é de 6,04 m², conforme exemplificado na figura 15.

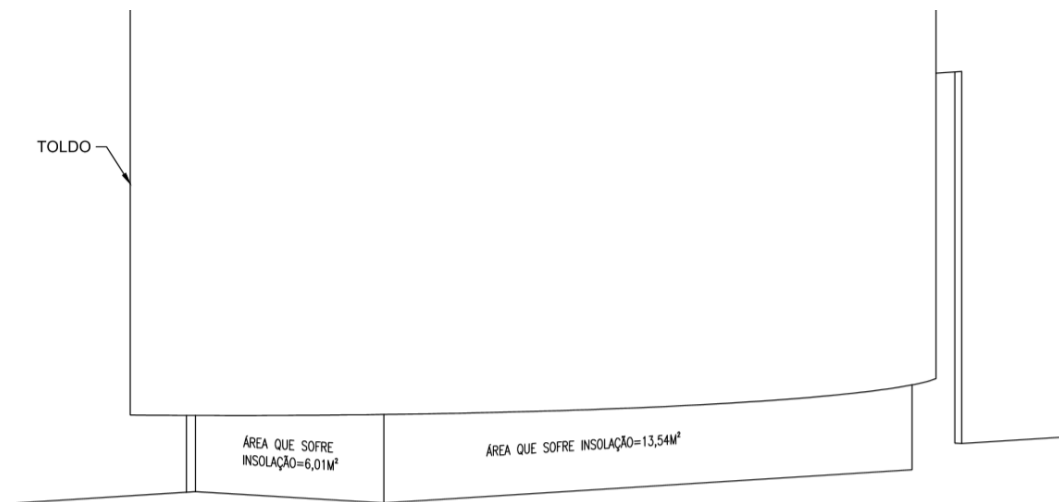


Figura 15: Área sujeita a insolação.

(Fonte: Autor, 2019)

Além disso, segundo Creder (2011) tabela 3.6, no cálculo da carga por insolação é necessário adicionar um acréscimo ao diferencial de temperatura, de acordo com a cor da parede, portanto, considerando a sala com cor clara deve-se somar 5,5°C. Dessa forma, através da equação 6 é possível definir a carga térmica de insolação pelas paredes:

$$Q = A * U[(t_e - t_i) + \Delta t] \quad (6)$$

Onde:

Q = carga térmica (kcal/h)

A = área (m²)

U = coeficiente global de transmissão de calor (kcal/h.m².°K)

t_i = temperatura do exterior (°C)

t_e = temperatura do interior (°C)

Δt = acréscimo ao diferencial de temperatura (°C)

- Parede “D”

$$Q_{pD} = (13,54)m^2 * 1,96 \frac{kcal}{h.m^2.^{\circ}C} * ((34,1 - 22,5)^{\circ}C + 5,5^{\circ}C)$$

$$Q_{pD} = 453,81 \frac{kcal}{h}$$

- Parede E

$$Q_{pE} = (6,01)m^2 * 1,96 \frac{kcal}{h.m^2.^{\circ}C} * ((34,1 - 22,5)^{\circ}C + 5,5^{\circ}C)$$

$$Q_{pE} = 201,43 \frac{kcal}{h}$$

Assim, a carga térmica total por insolação será a soma das cargas pelas paredes e janelas, logo:

$$Q_{total} = Q_{pD} + Q_{pE} + Q_{Jtotal}$$

$$Q_{total} = (453,81 + 201,43 + 564,13) \frac{kcal}{h}$$

$$Q_{total} = 1219,37 \frac{kcal}{h}$$

Já que 1kcal/h equivale a 1,163W, podemos dizer que:

$$Q_{total} = 1219,37 \frac{kcal}{h} * 1,163W$$

$$Q_{total} = 1418,13 W$$

4.1.8. Carga térmica total da sala

Baseado no cálculo de todas as cargas calculadas separadamente, a tabela 17 mostra o resumo dessas, e a soma delas para obter a carga térmica total da sala.

Tabela 17: Resumo das cargas térmicas.

ITEM	CARGA TÉRMICA
Paredes	1981,29W
Piso	247,69W
Teto	893,24W
Portas	252,53W
Equipamentos	6990W
Iluminação	504W
Pessoas	2415W
Renovação de ar	3084,65W
Insolação	1418,13W
Infiltração	1309,37W
TOTAL	19095,90W ou 65157.92 BTU/h

(Fonte: Autor, 2019).

4.2. ANÁLISE DE EQUIPAMENTOS

Com a carga térmica devidamente calculada, pode-se, então, realizar um comparativo do consumo energético entre os equipamentos utilizados atualmente com novo sistema de ar condicionado com tecnologia inverter.

4.2.1. Sistema Mini-Split convencional

Na sala de engenharia possui dois equipamentos de ar condicionado Mini Split convencional instalados de mesmo modelo e marca. A tabela 19 mostra as características técnicas dos equipamentos, constados na identificação do fabricante (Anexo C), as quais foram obtidas a partir de pesquisa a campo

Tabela 18: Características técnicas Mini-Split convencional.

Marca	Refrigerante	Cap. de refrigeração	Potência
Midea	R-22	8792,13W	3010W
Midea	R-22	8792,13W	3010W
Total		17584,26W	6020W

(Fonte: Autor, 2019).

Com a capacidade de refrigeração e a potência dos equipamentos definidos, é possível calcular o COP do sistema de ar condicionado convencional, a partir da equação 2, dada por:

$$COP = \frac{ENERGIA \text{ ÚTIL}}{ENERGIA \text{ CONSUMIDA}} \quad (2)$$

$$COP = \frac{17584,26W}{6020W}$$

$$COP = 2,92$$

4.2.2. Sistema Mini-Split inverter

Através da carga térmica aproximada de 65157,92BTU/h, foram selecionados dois equipamentos de ar-condicionado da marca Midea Carrier, com capacidade de refrigeração e aquecimento de 33000 BTU/h cada, modelo 42MBQA33M5 / 38MBQA33M5. Tal modelo possui a tecnologia Inverter e trabalha com o fluido refrigerante R-410A, conforme as especificações técnicas do equipamento constados no Anexo A. A tabela 19 mostra os dados técnicos relacionados ao consumo desses equipamentos:

Tabela 19: Características técnicas Mini-Split Inverter.

Marca	Refrigerante	Cap. de refrigeração	Potência
Midea Carrier	R-410A	9671,35W	2850W
Midea Carrier	R-410A	9671,35W	2850W
Total		19342,70W	5700W

(Fonte: Midea Carrier, 2019).

Com a capacidade de refrigeração e a potência dos equipamentos definidos, é possível calcular o COP do sistema de ar condicionado Inverter, a partir da equação 2, dada por:

$$COP = \frac{ENERGIA \acute{U}TIL}{ENERGIA CONSUMIDA} \quad (2)$$

$$COP = \frac{19342,70W}{5700W}$$

$$COP = 3,39$$

O sistema de ar condicionado da sala é usado somente para refrigeração, sem necessidade de aquecimento. Mesmo que o equipamento escolhido possua as duas possibilidades, será usado apenas para resfriamento, ou seja, será utilizado apenas no verão. A figura 16 ilustra a unidade condensadora, unidade evaporadora e o controle remoto do ar que fazem parte desse modelo da Midea Carrier.



Figura 16: Ar condicionado Midea Carrier Inverter

(Fonte: Midea Carrier, 2019)

4.2.3. Comparativo entre sistemas

O sistema Mini-Split convencional instalado atualmente está trabalhando sem atender às legislações indicadas pela NBR 16401, pois não há renovação de ar no ambiente. Dessa forma, para verificar se eles estão atendendo à demanda de refrigeração existente, será desconsiderado a carga por renovação de ar, visto que essa é responsável por 16,15% da carga térmica total que será de 16011,25W.

A tabela 20 mostra o desempenho do sistema de ar condicionado convencional em relação a carga térmica do ambiente.

Tabela 20: Desempenho Mini-Split Convencional

Mini-Split Convencional sem renovação					
Máquina	Consumo (kW.h)	Potência (W)	Cap. De refrigeração (kW)	Carga térmica requerida (kW)	COP
Mini-Split convencional	6,020	6020	17,584	16,011	2,92
Percentual (%)	-	-	+ 9,82		-
Mini Split-Convencional com renovação					
Máquina	Consumo (kW.h)	Potência (W)	Cap. De refrigeração (kW)	Carga térmica requerida (kW)	COP
Mini-Split convencional	6,020	6020	17,584	19,095	2,92
Percentual (%)	-	-	- 7,91		-

(Fonte: Autor, 2019)

De acordo com os valores obtidos na tabela 20, observa-se que o sistema de ar condicionado instalado atualmente atende à carga térmica da forma que a sala está hoje, com folga de 9,82%, consumindo 6,020 kW.h e produzindo uma potência frigorífica de 17,584 kW. Porém, se fosse para adequar o ambiente, conforme a NBR 16401, considerando a renovação de ar, esse sistema não atenderia à carga térmica e apresentaria falta de 7,91% de capacidade.

Porém, o cálculo da vazão efetiva para promover renovação de ar foi baseado no nível intermediário da norma NBR 16401-3 tabela 1. Diante de uma pequena porcentagem de 7,91% para não atender a carga com renovação, é interessante verificar se é possível os equipamentos existentes adequarem-se à NBR16401, mesmo que seja no nível mínimo de vazão.

Portanto, considerando os fatores F_p e P_z em nível mínimo de vazão exterior, temos:

- Vazão por pessoa (F_p): 2,5 (L/s*Pessoas)
- Vazão por área útil ocupada (F_a): 0,3 (L/s*m²)

A vazão efetiva considerando nível mínimo de vazão de ar necessário é obtida através da equação 11, dada por:

$$V_{ef} = P_z \cdot F_p + A_z \cdot F_a \quad (11)$$

Onde:

V_{ef} = vazão eficaz de ar exterior (L/s)

P_z = número máximo de pessoas na zona de ventilação

F_p = vazão por pessoa (L/s)

A_z = área útil ocupada pelas pessoas (m²)

F_a = vazão por área útil ocupada (L/s·m²)

$$V_{ef} = 21 \text{ pessoas} \cdot 2,5 \frac{L}{s * \text{pessoas}} + 85,88m^2 \cdot 0,3 \frac{L}{s * m^2}$$

$$V_{ef} = 78,26 \frac{L}{s}$$

Sendo que 1 L/s equivale a 3,6 m³/h, podemos dizer que:

$$V_{ef} = 78,26 \frac{L}{s} * 3,6 \frac{m^3}{h}$$

$$V_{ef} = 281,73 \frac{m^3}{h}$$

A vazão de ar necessária é de 281,73 m³/h, no catálogo da VENTOKIT, expressa no anexo B, possui o exaustor modelo VENTOKIT 280 que fornece 280 m³/h. Mesmo sendo abaixo da vazão necessária, encontra-se muito próxima, desse modo será tomado esse modelo como base para realização do teste.

Tendo o volume específico externo determinado pelo software GRAPSI 5.1 de 0,921 m³/Kg, pode-se definir a vazão mássica de ar pela Equação 13.

$$\dot{m}_{ar} = \frac{V}{v} \quad (13)$$

Onde:

$\dot{m}_{ar}$ = vazão mássica de ar (kg/s)

v = volume específico do ar externo (Kg/m³)

V = vazão de ar (m³/h)

$$\dot{m}_{ar} = \frac{280 \frac{m^3}{h}}{0,922 \frac{m^3}{kg}}$$

$$\dot{m}_{ar} = 303,69 \frac{Kg}{h} \text{ ou } \dot{m}_{ar} = 0,0843 \frac{Kg}{s}$$

Portanto, determinando a carga térmica por renovação de ar a partir da equação 12, temos:

$$Q = \dot{m}_{ar} \cdot (h_i - h_e) \quad (12)$$

Onde:

Q = carga térmica da renovação de ar (kW)

$\dot{m}_{ar}$ = vazão mássica de ar (kg/s)

h_i = entalpia do ambiente interno (kj/kg)

h_e = entalpia do ambiente externo (kj/kg)

$$Q = 0,0843 \frac{Kg}{s} * (80,05 - 51,62) \frac{KJ}{Kg}$$

$$Q = 2,39665 \text{ kW Ou } Q = 2396,65W$$

Logo, considerando a carga por renovação no nível mínimo aceitável pela norma, a carga térmica total será de 18407,90W. A tabela 21 mostra o desempenho do sistema convencional com essa carga.

Tabela 21: Desempenho Mini-Split Convencional em mínima vazão exterior

Máquina	Consumo (kW.h)	Potência (W)	Cap. De refrigeração (kW)	Carga térmica requerida (kW)	COP
Mini-Split convencional	6,020	6020	17,584	18,407	2,92
Percentual (%)	-	-	- 4,47		-

(Fonte: Autor, 2019)

Observa-se que os condicionadores Mini-Split convencionais não atendem com a carga de vazão mínima de ar, de acordo com a norma, ou seja, de qualquer forma seria necessário a substituição dos equipamentos para adequarem-se à NBR 16401.

Para o sistema Mini-Split Inverter será realizado uma análise em relação à carga térmica total de 19,095 kW, que é a carga obtida atendendo à renovação de ar recomendado pela norma NBR 16401. Logo, a tabela 22 mostra o desempenho desses equipamentos em relação a essa carga.

Tabela 22: Dados técnicos Mini-Split Inverter.

Máquina	Consumo (kW.h)	Potência (W)	Cap. De refrigeração (kW)	Carga térmica requerida (kW)	COP
Mini-Split Inverter	5,700	5700	19,342	19,095	3,39
Percentual (%)	-	-	+ 1,29%		-

(Fonte: Autor, 2019)

O sistema Mini-Split Inverter escolhido possui capacidade de atender à carga térmica desse ambiente com folga de 1,29%, consumindo 5,700 kW.h para produzir uma potência frigorífica de 19,342 kW.

Pela análise dos dois sistemas, o sistema Mini-Split Convencional está atendendo à carga térmica existente no local consumindo 6,020 kW.h, mas como mostrado, mesmo considerando o nível mínimo de vazão exterior recomendado pela norma, não teria como utilizar os mesmos equipamentos para adequar o ambiente à norma.

Com a substituição pelo sistema Mini-Split Inverter, com carga térmica total de 19,095, esse sistema atende à carga com folga de 1,29% consumindo 5,700 kW.h. Dessa maneira, eles produzem mais, consumindo menos, visto que esses equipamentos produzem 1,758 kW de potência frigorífica a mais do que os sistemas convencionais. Para melhor entendimento, a tabela 23 mostra um resumo da análise da diferença entre os dois sistemas.

Tabela 23: Comparativo entre sistemas

Características técnicas	Mini-Split convencional	Mini-Split Inverter	Percentual (%)
Consumo (kW.h)	6,020	5,700	-5,31
Potência (W)	6020	5700	-5,31
Cap. De refrigeração (kW)	17,584	19,342	+10,00
Carga térmica requerida (kW)	16,011	19,095	+16,15
COP	2,92	3,39	+16,09

(Fonte: Autor, 2019)

Portanto, o sistema Mini Split Inverter consumirá 5,31% a menos, com o ambiente de acordo com a Norma NBR 16401 e com as vazões de ar necessárias. Vale lembrar que essa porcentagem é baseada na potência máxima dos equipamentos, visto que os COP's obtidos são oriundos da potência frigorífica produzida pela potência consumida, ou seja, operando na condição máxima do equipamento.

Sabendo que as principais diferenças entre os dois sistemas estão no fluido refrigerante e no funcionamento do compressor, visto que quando a temperatura desejada é obtida, o compressor do sistema convencional liga e desliga para manter a temperatura, ou seja, ela fica oscilando. Já no sistema Inverter o compressor nunca desliga, apenas diminui a rotação, evitando partidas no compressor, caracterizando menor consumo de energia e maior estabilidade da temperatura.

Portanto, estima-se que na prática haja maior economia de energia do que os 5,31% obtidos, pelo fato de que a economia de energia dá-se por evitar partidas no compressor constantemente. Para verificar a real economia gerada pelo sistema Inverter é necessário a monitorar do consumo real do equipamento. Em suma, esses 5,31% são o mínimo de economia de energia que pode-se obter, mas na prática essa porcentagem será maior.

Vale ressaltar que, apesar da economia de energia gerada, do maior conforto térmico aos ocupantes da sala e da utilização de sistemas que contribuem para a preservação do meio ambiente, a substituição proposta pelo trabalho, de primeiro momento, terá um custo inicial de aquisição relativamente alto. Portanto, cabe à empresa avaliar as vantagens citadas nesse estudo, para optar por realizar a troca ou não.

5. CONCLUSÃO

Procurou-se nessa pesquisa analisar a carga térmica da sala de engenharia, para verificar a viabilidade de substituir o sistema de ar condicionado existente por um com maior tecnologia e eficiência. Os resultados foram obtidos pela análise térmica do ambiente, baseada na norma NBR 16401, levando-se em consideração a taxa de calor expedido pelos equipamentos, pelas pessoas e pela iluminação. Assim como, a taxa de transmissão de calor pelas paredes, portas, teto, piso, carga da insolação e a carga devido às infiltrações em janelas e portas. Para os cálculos usou-se como base teórica a NBR 15220, que visa a eficiência das edificações, e a bibliografia de Creder (2011).

Além disso, foi também analisada a carga causada pela renovação de ar, essencial para adequar o ambiente à norma NBR 16401. Verificou-se que essa é responsável por 16,15% da carga total. Para isso, foi calculado a vazão de ar exterior recomendada, e escolhido dois modelos de exaustores da VENTOKIT, modelo VENTOKIT 280 e VENTOKIT 80. O resultado de vazão encontrado foi de 360 m³/h de ar insuflada no ambiente.

Verificou-se, que o sistema de ar condicionado instalado atualmente atende a carga térmica da sala, porém ao aplicar a norma NBR16401, este mesmo sistema passa a não atender mais. Neste caso, é impossível adequar o equipamento a nova carga calculada utilizando a norma. Tornando mais justificado a substituição deste equipamento por outro com maior capacidade e mais eficiência.

A partir da carga térmica da sala, foi escolhido um equipamento que atende ao fluxo de calor a ser retirado. Dessa forma, foram definidos dois sistemas de ar condicionado Mini Split Inverter, da marca Midea Carrier, modelo 42MBQA33M5 / 38MBQA33M5, que utilizam o fluido refrigerante R410A, com capacidade frigorífica total de 19,342 kW consumindo 5,7 kW.h, de acordo com especificações do fabricante.

Posteriormente, realizou-se um comparativo entre os dois sistemas e constatou-se que a substituição gera no mínimo 5,31% de economia, trabalhando na potência máxima dos equipamentos. Sabe-se que os equipamentos não trabalham sempre na potência máxima e apenas nos momentos em que é necessário elevar a temperatura do ambiente. A partir do momento que essa temperatura é obtida, ambos sistemas começam a oscilar a potência consumida, o ar condicionado convencional ligando e desligando e o Inverter diminuindo a rotação. Desse modo, na prática a economia gerada será maior.

Portanto, a substituição torna-se viável. Apesar de ter um alto custo de aquisição inicial, não deve ser levado em conta apenas economia gerada nessa substituição, mas também

o maior conforto que o novo equipamento pode proporcionar aos usuários da sala, com a temperatura mantendo-se mais instável e ocorrendo a renovação de ar no ambiente, que previne dores de cabeça e sonolência e outros fatores maléficos a saúde. Além disso, contribuir para a eliminação do R-22, fluido prejudicial à camada de ozônio, prevista por tratados internacionais como o Protocolo de Montreal.

6. SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Diante do estudo realizado, a substituição tornou-se tecnicamente viável. A próxima etapa dessa pesquisa seria a verificação do posicionamento dos evaporadores e exaustores VENTOKIT dentro da sala. Logo, são necessários estudos adicionais para determinar o local adequado de instalação desses equipamentos, para obter melhor conforto térmico aos ocupantes da sala.

Com a substituição proposta nesse trabalho, é preciso avaliar o fim destinado aos equipamentos de ar condicionado Mini-Split convencional, pois o fluido refrigerante R-22 utilizado nesses aparelhos é danoso à camada de ozônio e deve ser coletado de forma adequada. Portanto, é necessário realizar um estudo para analisar os riscos da exposição desse, como manuseá-lo e a que fim destiná-lo baseado nas regulamentações nacionais.

O nível de ruído emitido pelos equipamentos de ar condicionado e exaustores VENTOKIT também é um fator que influencia no conforto dos ocupantes da sala. Uma investigação direcionada a essa questão, baseada em normas brasileiras, torna-se uma linha possível de pesquisa.

Na análise realizada nesse estudo, não foi considerado os custos gerados na substituição proposta. Portanto, como continuidade desse projeto é interessante relacionar os custos envolvidos, como: aquisição dos equipamentos novos, instalação do novo sistema, custos para reciclagem dos equipamentos antigos ou, até mesmo, realizar o *payback* para verificar em quanto tempo o equipamento paga-se.

Essa investigação foi desenvolvida com o objetivo de verificar se era viável a substituição de unidades condicionadoras de ar Mini-Split convencional por outras Mini-Split com inverter. Destaca-se que é possível realizar outros estudos de viabilidade utilizando outros sistemas de refrigeração, como: Mult Inverter, sistema VRF, sistema com dutos, entre outros.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR 15220-3**. Desempenho térmico de edificações – Parte 3: Zoneamento bioclimático brasileiro e diretrizes construtivas para habitações unifamiliares de interesse social. Rio de Janeiro. 2003.

_____. **NBR 16401-1**. Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários – Parte 1: Projetos das instalações. Rio de Janeiro. 2008.

_____. **NBR 16401-2**. Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários – Parte 2: Parâmetros de conforto térmico. Rio de Janeiro. 2008.

_____. **NBR 16401-3**. Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários – Parte 3: Qualidade do ar interior. Rio de Janeiro. 2008.

ALVES, Diego Nascimento; SAÚDE, Rafael Reuter Carrera. **Procedimento básico de elaboração e implantação de projetos de sistema de ar condicionado baseado na ABNT NBR 16401**. Trabalho de conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica), Centro tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo. Vitória, 2013.

BORGNAKKE, Claus; SONNTAG, Richard E.. **Fundamentos da Termodinâmica**. Série Van Wylen. 8.ed. São Paulo: Blucher, 2013.

CENTREINAR, Centro Nacional de treinamento em armazenagem. **Softwares: GRAPSI 5.1**. Universidade Federal de Viçosa. Disponível em: <<http://www.centreinar.org.br/softwares.php>>. Acesso em: 28 de Setembro de 2019.

CIRIBELLI, M. C. **Como elaborar uma dissertação de mestrado através da pesquisa científica**. Rio de Janeiro: 7 Letras, 2003.

CORRÊA, J. E. **Apostila de refrigeração e Climatização**. Universidade Federal do Pará. Faculdade de Engenharia Mecânica, 2010.

CREDER, Hélio. **Instalações de ar condicionado**. 6.ed. Rio de Janeiro: LTC 2011.

FONSECA, J. J. S. **Metodologia da pesquisa científica**. Universidade Estadual do Ceará – UECE, 2002. Disponível em <<http://www.ia.ufrj.br/ppgea/conteudo/conteudo-20121/1SF/Sandra/apostilaMetodologia.pdf>> Acesso em: 08 de junho de 2019.

FRIGELAR. **Produtos**. 2019. Disponível em: <<https://www.frigelar.com.br/ar-condicionado-split-inverter-springer-midea-quente-e-frio-33000-btus-42mbqa33m5-kit1135/p>>. Acesso em: 11 de Outubro de 2019.

LIMA, Lucas Felipe. **Estudos de Eficiência Energética em Aparelhos Condicionadores de Ar e Técnicas para Redução da Carga Térmica nas Edificações**. Trabalho de conclusão de Curso (Bacharel em Engenharia Elétrica), Universidade Estadual de Londrina. Londrina, 2017.

MILLER, R; MILLER, M. R. **Ar-Condicionado e Refrigeração**. Editora: LTC. Rio de Janeiro, 2008.

PENA, S. M. **Sistemas de ar Condicionado**. Eletrobras, Rio de Janeiro, 2011. Disponível em <<http://www.mme.gov.br/documents/10584/1985241/Manual%20Pratico%20PROCEL-Man%20Ar-Cond-Proc-el-Eletr-11.pdf>>. Acesso em: 05 de outubro de 2019.

PEREIRA, G. S.; HUEHREN, R. **Programa brasileiro de eliminação dos HCFCs-PBH, Treinamento e capacitação para boas práticas em sistemas de ar condicionado do tipo Split**. Editora: MMA. Brasília, 2015.

RAPIN, P. **Manual do frio: fórmulas técnicas refrigeração e ar-condicionado**. 8.ed. São Paulo: Hemus, 2011.

SANTOS, Alexandre Fernades. **Análise de temperaturas geotérmicas para aplicação de bombas de calor no Paraná**. Trabalho de conclusão de curso (Mestrado Profissional do programa de Pós-graduação em Desenvolvimento de Tecnologia). Instituto de tecnologia para o desenvolvimento – LACTEC. Curitiba, 2014.

SILVA, J. C. **Refrigeração comercial e climatização industrial**. 1.ed. São Paulo: Hemus, 2006.

WEB AR CONDICIONADO. **A importância da renovação do ar e a NBR – 16401**. Disponível em <<https://www.webarcondicionado.com.br/a-importancia-da-renovacao-do-ar-e-a-nbr-16401>>. Acesso em: 26 de Outubro de 2019.

ANEXOS

ANEXO A – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO AR CONDICIONADO MINI-SLIT INVERTER

DADOS TÉCNICOS	
Modelos	33.000 BTU/h Quente / Frio
Fabricante	Midea Carrier
Fornecedor	Climazon Industrial
Código Int. Evap	42MBQA33M5
Código Int. Cond	38MBQA33M5
Cód (EAN) Evap.	789855487 035 3
Cód (EAN) Cond.	789855487 036 0
Ciclo	Quente/Frio
Voltagem (V)	220V
Dimensões Unidade Int. Sem Embalagem (LxAxP) (cm)	125,9 x 36,2 x 28,2
Peso Líq. Unidade Int. (kg)	19,6
Dimensões Unidade Ext. Sem Embalagem (LxAxP) (cm)	94,6 x 81,0 x 41,0
Peso Líq. Unidade Ext. (kg)	62,5
Capacidade de Refrigeração (BTU/h)	33.000
Capacidade de Aquecimento (BTU/h)	33.000
Fluido Refrigerante	R-410A
Velocidades	4 (Alta, média, Baixa e automático)
Compressor	Rotativo Inverter
Frequência (Hz)	60
Potência Nominal Resfriamento (W)	2.850
Potência Nominal Aquecimento (W)	2.850
Vazão de Ar (m³/h)	1.350
Controle Remoto	Sim
Desligamento Automático	Sim
Direcionadores de Ar	Sim
Garantia	24 Meses

ANEXO B – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DOS VENTOKIT'S

ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS			
CARACTERÍSTICAS	VENTOKIT 80	VENTOKIT 150	VENTOKIT 280
Adaptável a tubos de	Ø100mm	Ø125mm	Ø150mm
Capacidade de renovação nominal	80 m³/h	150 m³/h	280 m³/h
Garantia	3 anos	3 anos	3 anos
Intensidade de corrente elétrica	127 volts - consumo 0,19 A 220 volts - consumo 0,09 A	127 volts - consumo 0,19 A 220 volts - consumo 0,09 A	127 volts - consumo 0,37 A 220 volts - consumo 0,19 A
Material	ABS com anti-UV Possui propriedade antiestática: repele a poeira	ABS com anti-UV Possui propriedade antiestática: repele a poeira	ABS com anti-UV Possui propriedade antiestática: repele a poeira
Potência nominal do aparelho	20W	20W	40W
Potência sonora (à 1 metro)	<56.8 dB(A)	<59.7 dB(A)	<67.8 dB(A)
Recomendado para ambientes de até*	5 m²	8 m²	12 m²
Tensão	Bivolt (127V / 220V)	Bivolt (127V / 220V)	Bivolt (127V / 220V)

*± 8 renovações por hora

ANEXO C – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO AR CONDICIONADO MINI-SLIT CONVENCIONAL INSTALADO NA SALA.

MINI-SLIT TYPE AIR CONDITIONER			
MODEL		MSE-30HR V2	
COOLING CAPACITY		30000Btu/h	
HEATING CAPACITY		31000Btu/h	
REFRIGERANT		R22/1180g	
DESIGN PRESSURE		Hi	2.6MPa
		Lo	1.2MPa
WEIGHT	INDOOR	17kg	
	OUTDOOR	64kg	
RATED VOLTAGE		220-230V~	
RATED FREQUENCY		60Hz	
RATED CURRENT		COOLING	3010A
		HEAT.	3010W
RATED INPUT		COOLING	3010A
		HEATING	3010W
Max. CURRENT		13,7A	
Max. INPUT		13,7A	
Outdoor Unit. Resistance		IP24	

ANEXO D – ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DAS LÂMPADAS DA SALA.

INFORMAÇÕES TÉCNICAS	
Tensão/Voltaje:	110-240V
Base:	G13
Corrente/Corriente:	127V-178mA / 220V-81mA
Potência/Potencia:	18W
FP:	>0,92 IRC: >80
Fluxo luminoso / Flujo luminoso:	1.850lm
Cor/Color:	Branca fria / Blanca fría 6.500K
Frequência / Frecuencia:	50/60Hz
Peso:	220g
Vida útil (L70):	25.000h
Temperatura ambiente:	-10°C ~ +40°C
Equivalência com lâmpadas tipos/ Equivalencia con los tipos de lámparas:	
Fluorescente:	40W / 1.850lm