

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
ENGENHARIA MECÂNICA**

**GUILHERME RODRIGUES DE OLIVEIRA
JONATHAN DOS SANTOS OLIVEIRA**

**PROJETO DE SISTEMA HVAC PARA
CLIMATIZAÇÃO DE EDIFÍCIOS COMERCIAIS
NO RIO DE JANEIRO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**Rio de Janeiro,
2023**

**GUILHERME RODRIGUES DE OLIVEIRA
JONATHAN DOS SANTOS OLIVEIRA**

**PROJETO DE SISTEMA HVAC PARA
CLIMATIZAÇÃO DE EDIFÍCIOS COMERCIAIS
NO RIO DE JANEIRO**

Projeto final apresentado em cumprimento às normas do Departamento de Educação Superior do Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof.Orientador: Jonatas Motta Quirino,
D.Sc.

**Rio de Janeiro,
2023**

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

A282 Aguiar, Marcus Vinícius da Silva
Projeto de sistema HVAC para climatização de edifícios comerciais no Rio de Janeiro / Guilherme Rodrigues de Oliveira [e] Jonathan dos Santos Oliveira – 2023.
xvii, 96f.: il. (algumas color.) + apêndices , enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2023.

Bibliografia: f. 94-96

Orientador: Jonatas Motta Quirino.

1. Engenharia mecânica. 2. Refrigeração. 3. Ventilação.
4. Ar-condicionado. 5. Automação industrial. I. Oliveira, Jonathan dos Santos. II. Quirino, Jonatas Motta (Orient.). II. Título.

CDD 620.1

DEDICATÓRIA

A Deus e às nossas famílias amadas que nos
ajudaram, apoiaram e guiaram ao longo de
toda a nossa vida.

AGRADECIMENTOS

Gostaríamos de expressar nossa profunda gratidão a todos que contribuíram para a realização deste trabalho.

Agradecemos em especial ao nosso orientador, Jonatas Quirino, pela orientação valiosa, paciência e apoio constante ao longo deste percurso acadêmico.

Também expressamos nossa gratidão aos professores do Departamento de Engenharia Mecânica, que compartilharam seu conhecimento e experiência, enriquecendo assim nossa formação.

Aos colegas de curso, agradecemos pelo companheirismo, troca de ideias e apoio mútuo durante os desafios acadêmicos.

Um agradecimento especial aos nossos amigos e familiares, com um destaque para nossas mães, que sempre estiveram presentes, oferecendo suporte emocional e compreensão nos momentos mais difíceis.

RESUMO

OLIVEIRA, Guilherme Rodrigues De e OLIVEIRA, Jonathan dos Santos. **PROJETO DE SISTEMA HVAC PARA CLIMATIZAÇÃO DE EDIFÍCIOS COMERCIAIS NO RIO DE JANEIRO**. 2023. 130. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2023.

Este trabalho apresenta o desenvolvimento detalhado de um sistema HVAC para um edifício comercial situado no Rio de Janeiro, enfatizando a necessidade de soluções adaptativas e sustentáveis em resposta às elevadas temperaturas e umidade características da região. Através de uma abordagem metodológica, foram calculadas as cargas térmicas específicas dos ambientes e selecionados equipamentos apropriados para a refrigeração e distribuição de ar, incluindo *fan coils* e *chillers* de condensação a ar. O projeto considerou o desempenho energético, a adaptação às normas regulatórias e o conforto térmico dos ocupantes. Os sistemas de ductos foram cuidadosamente dimensionados para garantir distribuição homogênea, e as bombas para a circulação de água gelada foram selecionadas baseando-se na altura manométrica e na vazão necessária. O resultado é um sistema de climatização que atende aos padrões de qualidade do ar interior e oferece perspectivas para melhorias futuras. A perspectiva para o futuro inclui a integração de tecnologias avançadas de monitoramento e a adoção de fontes de energia renovável, alinhadas ao objetivo de otimizar a eficiência e promover a sustentabilidade em ambientes comerciais.

Palavras-chave: Calor. Condicionamento. Ar. Conforto

ABSTRACT

OLIVEIRA, Guilherme Rodrigues De e OLIVEIRA, Jonathan dos Santos. **PROJECT OF HVAC SYSTEM FOR AIR CONDITIONING OF COMMERCIAL BUILDINGS IN RIO DE JANEIRO**. 2023. 130. Final Course Project – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2023.

This dissertation presents the detailed development of an HVAC system for a commercial building located in Rio de Janeiro, emphasizing the need for adaptive and sustainable solutions in response to the region's high temperatures and humidity. Through a methodological approach, specific thermal loads of the environments were calculated, and suitable equipment for air conditioning and air distribution, including fan coils and air-cooled chillers, were selected. The project considered energy performance, compliance with regulatory standards, and thermal comfort of occupants. Duct systems were carefully sized to ensure uniform distribution, and pumps for the circulation of chilled water were selected based on head and required flow rate. The outcome is an air conditioning system that meets indoor air quality standards and provides prospects for future improvements. The outlook for the future includes the integration of advanced monitoring technologies and the adoption of renewable energy sources, aligning with the goal of optimizing efficiency and promoting sustainability in commercial environments.

Keywords: Warmth; Conditioning; Air; Comfort

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	4
2.1	REFRIGERAÇÃO E CICLO DE VAPOR	4
2.1.1	Componentes de Um Sistema De Refrigeração	4
2.1.2	Ciclo de Vapor	5
2.2	PSICROMETRIA	7
2.2.1	Propriedades Psicrométricas	8
2.3	CONFORTO TÉRMICO	9
2.3.1	Temperatura do Ar	10
2.3.2	Umidade	11
2.3.3	Fatores Pessoais	12
2.4	TRANSFERÊNCIA DE CALOR	14
2.4.1	Condução	14
2.4.2	Convecção	15
2.4.3	Temperatura de radiação	16
2.5	SISTEMAS DE EXPANSÃO DIRETA	17
2.6	SISTEMAS DE EXPANSÃO INDIRETA	19
2.6.1	Componentes do Sistema de Expansão Indireta	20
3	MÉTODO	23
3.1	CARGA TÉRMICA	23
3.1.1	Premissas	23
3.1.2	Condições Internas de Projeto	25
3.1.3	Materiais Construtivos	25
3.2	RESISTÊNCIA TÉRMICA	27
3.3	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISSÃO DE CALOR	28
3.3.1	Levantamento Geométrico	29
3.4	CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA	30
3.4.1	Diretoria do 2º Pavimento	31
3.4.2	Resumo das Cargas Térmicas	43

3.5	SELEÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO	44
3.6	SELEÇÃO DOS DIFUSORES	46
3.6.1	Dimensionamento dos Difusores	46
3.7	DUTOS	53
3.7.1	Procedimento do Cálculo Dos Dutos a Partir do Método de Igual Perda de Carga	55
3.7.2	Perda de Carga nas Singularidades	62
3.8	SELEÇÃO DOS <i>FAN COILS</i>	67
3.8.1	Tipos de <i>Fan Coil</i>	67
3.8.2	A Seleção do <i>Fan Coil</i>	69
3.9	SELEÇÃO DOS <i>CHILLERS</i>	70
3.9.1	Tipos de <i>Chillers</i>	71
3.9.2	Seleção do <i>Chiller</i>	71
3.10	SELEÇÃO DE BOMBAS	73
3.10.1	Dimensionamento da Tubulação do <i>Chiller A</i>	74
3.10.2	Dimensionamento da Tubulação do <i>Chiller B</i>	80
4	RESULTADOS	87
4.1	RESUMO DAS VARIÁVEIS DE DIMENSIONAMENTO	87
4.2	ESTIMATIVA DE CUSTOS PARA O PROJETO	88
4.2.1	Custos Referentes à Instalação de Equipamentos	88
4.2.2	Custos Referentes ao Consumo	89
4.3	LAYOUT FINAL DO SISTEMA	91
5	CONCLUSÃO	92
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	93
	Apêndice A Código Para Cálculo da Carga Térmica	97
	Apêndice B Código Para Cálculo de Dutos	103
	Apêndice C Difusores: Ambiente Administrativo 02 do 2º Pavimento	108
	Apêndice D Difusores: Ambiente Administrativo 01 do 1º Pavimento	111

Apêndice E Difusores: Ambiente Administrativo 02 do 1º Pavimento	114
Apêndice F Dutos: Ambiente Administrativo 02 do 2º Pavimento	117
Apêndice G Dutos: Ambiente Administrativo 01 do 1º Pavimento	121
Apêndice H Dutos: Ambiente Administrativo 02 do 1º Pavimento	124
Apêndice I Vista isométrica tubulações chiller A	127
Apêndice J Vista isométrica tubulações chiller B	129

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1:	Ciclo de Refrigeração.	6
FIGURA 2:	Ar condicionado de Janela	18
FIGURA 3:	Ar condicionado tipo Split.	18
FIGURA 4:	Sistema tipo self - contained.	19
FIGURA 5:	Circuito de refrigeração com <i>Chiller e AHU</i>	22
FIGURA 6:	Planta Baixa Geral do prédio administrativo.	24
FIGURA 7:	Elevação Corte prédio administrativo.	24
FIGURA 8:	Cobertura - Composição.	26
FIGURA 9:	Piso interno: Composição.	26
FIGURA 10:	Parede Externa - Composição.	27
FIGURA 11:	Resistencia térmica superficial.	28
FIGURA 12:	Fator solar.	32
FIGURA 13:	Fator sombra.	32
FIGURA 14:	Coeficientes Globais de transmissão de calor.	33
FIGURA 15:	Acréscimo diferencial de temperatura.	34
FIGURA 16:	Taxas de dissipação de calor pela iluminação.	35
FIGURA 17:	Taxas típicas de calor liberados por pessoas.	36
FIGURA 18:	Densidade de carga por equipamentos.	37
FIGURA 19:	Vazão eficaz mínima do ar exterior.	39
FIGURA 20:	Calor pela infiltração.	41
FIGURA 21:	Difusores ADLR,ADQ e ADLQ.	46
FIGURA 22:	Velocidades recomendadas e máximas para dutos de ar e equipamentos de sistemas de baixa pressão.	48
FIGURA 23:	Relação de área efetiva difusores ADLQ TROX	49
FIGURA 24:	Relação dos alcances dos difusores de insuflamento do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento	49
FIGURA 25:	Catálogo difusores ADLQ	50
FIGURA 26:	Planta de teto – Distribuição dos difusores de insuflamento do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento.	51

FIGURA 27:	Relação de alcance dos difusores de retorno do ambiente administrativo 01 do 2ª pavimento.	52
FIGURA 28:	Planta de teto – Distribuição dos difusores de retorno do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento.	53
FIGURA 29:	Circuito de ar HVAC.	54
FIGURA 30:	Figura: Dutos de chapa de aço galvanizado.	55
FIGURA 31:	Layout dos dutos de insuflamento do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento	56
FIGURA 32:	Layout dos dutos de retorno do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento	57
FIGURA 33:	Vista superior dos dutos do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento.	61
FIGURA 34:	Vista isométrica dos dutos do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento.	62
FIGURA 35:	Relação largura x profundidade em curvas	63
FIGURA 36:	Coeficiente C para perda de carga em singularidade com curva de 90°.	64
FIGURA 37:	Coeficiente C para perda de carga em singularidade com contração retangular gradual.	64
FIGURA 38:	Coeficiente C para perda de carga em singularidade com cano retangular e circular.	65
FIGURA 39:	Coeficiente C para perda de carga em singularidade com “Tê” retangular e ramal em 45°.	65
FIGURA 40:	Coeficiente C para curva retangular - joelho.	65
FIGURA 41:	Figura: Fancolete.	67
FIGURA 42:	<i>fan coil zen.</i>	68
FIGURA 43:	<i>fan coil cassete.</i>	68
FIGURA 44:	<i>fan coil HiWall.</i>	69
FIGURA 45:	Fan coil 39DB.	70
FIGURA 46:	Chiller de condensação a ar Aquasmart-30EV-15.	73
FIGURA 47:	Tubulação de saída da bomba referente ao <i>chiller A.</i>	75
FIGURA 48:	Tubulação de retorno da bomba referente ao <i>chiller A.</i>	76
FIGURA 49:	Catálogo de tubos Quality Tubos.	78

FIGURA 50:	Altura do <i>fan coil</i> até a bomba do <i>chiller</i> A	80
FIGURA 51:	Tubulação de saída da bomba referente ao <i>chiller</i> B.	82
FIGURA 52:	Tubulação de retorno da bomba referente ao <i>chiller</i> B.	83
FIGURA 53:	Altura do fan coil até a bomba do <i>chiller</i> B.	85
FIGURA 54:	Vista isométrica - layout geral.	91
FIGURA 55:	Vista isométrica tubulações <i>chiller</i> A.	128
FIGURA 56:	Vista isométrica tubulações <i>chiller</i> B.	130

LISTA DE TABELAS

TABELA 1:	Geração de calor metabólico para diversas atividades.	13
TABELA 2:	Dados climáticos Rio de Janeiro.	24
TABELA 3:	Condutividade térmica dos materiais.	27
TABELA 4:	Informações da Diretoria 2º Pavimento & T.I. 2º Pavimento.	30
TABELA 5:	Informações do Administrativo 01 2º Pavimento & Administrativo 02 2º Pavimento.	30
TABELA 6:	Contribuição de Componentes na Carga Térmica	42
TABELA 7:	Resumo de Cargas e Vazões por Ambiente.	43
TABELA 8:	Resumo dos Difusores de Insuflamento	51
TABELA 9:	Resumo dos Difusores de Retorno	53
TABELA 10:	Resumo das características para cálculo dos dutos de insuflamento	57
TABELA 11:	Características do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento para o dimensionamento dos dutos de retorno.	57
TABELA 12:	Dutos de insuflamento do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento	60
TABELA 13:	Dutos de retorno do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento	60
TABELA 14:	Condições e perdas de carga dos dutos de insuflamento do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento.	66
TABELA 15:	Condições e perdas de cargas dos dutos de retorno do ambiente ad- ministrativo 01 do 2º pavimento.	66
TABELA 16:	Resumo de cargas, vazões, perdas por ambiente e <i>fan coil</i> .	69
TABELA 17:	Seleção de equipamentos para os ambientes diretoria e TI.	70
TABELA 18:	Seleção dos <i>Chillers</i>	72
TABELA 19:	Vazões dos trechos da tubulação de saída referente ao <i>chiller A</i>	74
TABELA 20:	Vazões dos trechos da tubulação de retorno referente ao <i>chiller A</i> .	74
TABELA 21:	Velocidade da água recomendada nos tubos	77
TABELA 22:	Singularidades e perdas da tubulação de saída referente ao <i>chiller A</i> .	79
TABELA 23:	Singularidades e perdas da tubulação de retorno referente ao <i>chiller A</i>	79
TABELA 24:	Tubulação de saída <i>chiller B</i>	81
TABELA 25:	Tubulação de retorno <i>chiller B</i>	82

TABELA 26:	Tabela: Singularidades e perdas da tubulação de saída referente ao <i>chiller</i> B	83
TABELA 27:	Tabela: Singularidades e perdas da tubulação de retorno referente ao <i>chiller</i> B.	84
TABELA 28:	Resumo das variáveis de dimensionamento para dutos, condicionadores de ar e <i>Fan coil</i> .	87
TABELA 29:	Resumo das variáveis de dimensionamento para bombas e tubulações de água.	87
TABELA 30:	Investimento Inicial em Componentes	89
TABELA 31:	Potência Total por Componente	90
TABELA 32:	Resumo dos Difusores de Insuflamento do ambiente administrativo 02 do 2ª pavimento	110
TABELA 33:	Resumo dos Difusores de Retorno do ambiente administrativo 02 do 2ª pavimento	110
TABELA 34:	Resumo dos Difusores de Insuflamento do ambiente administrativo 01 do 1ª pavimento	113
TABELA 35:	Resumo dos Difusores de Retorno do ambiente administrativo 01 do 1ª pavimento	113
TABELA 36:	Resumo dos Difusores de Insuflamento do ambiente administrativo 02 do 1ª pavimento	116
TABELA 37:	Resumo dos Difusores de Retorno do ambiente administrativo 02 do 1ª pavimento	116
TABELA 38:	Dutos de Insuflamento do Ambiente Administrativo 02 do 2º Pavimento	119
TABELA 39:	Dutos de Retorno do Ambiente Administrativo 02 do 2º Pavimento	119
TABELA 40:	Condições e perdas de carga dos dutos de insuflamento do ambiente administrativo 02 do 2º pavimento	119
TABELA 41:	Condições e perdas de cargas dos dutos de retorno do ambiente administrativo 02 do 2º pavimento.	120

TABELA 42:	Dutos de Insuflamento do Ambiente Administrativo 01 do 1º Pavimento	123
TABELA 43:	Dutos de Retorno do Ambiente Administrativo 01 do 1º Pavimento	123
TABELA 44:	Condições e perdas de carga dos dutos de insuflamento do ambiente administrativo 01 do 1º pavimento.	123
TABELA 45:	Condições e perdas de cargas dos dutos de retorno do ambiente administrativo 01 do 1º pavimento.	123
TABELA 46:	Dutos de Insuflamento do Ambiente Administrativo 02 do 1º Pavimento	126
TABELA 47:	Dutos de Retorno do Ambiente Administrativo 02 do 1º Pavimento	126
TABELA 48:	Condições e perdas de carga dos dutos de insuflamento do ambiente administrativo 02 do 1º pavimento.	126
TABELA 49:	Condições e perdas de cargas dos dutos de retorno do ambiente administrativo 02 do 1º pavimento.	126

LISTA DE ABREVIACOES

ABNT: Associação Brasileira de Normas Técnicas

ANEEL: Agência Nacional de Energia Elétrica

AHU: Air Handling Unit (Unidade de Tratamento de Ar)

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

BTU: British Thermal Unit

C: Graus Celsius

HVAC: Aquecimento, Ventilação e Ar-Condicionado

K: Kelvin

NBR: Norma técnica brasileira

W: Watts

1 INTRODUÇÃO

O bem-estar experimentado por um indivíduo na sua jornada de trabalho representa um fator de extrema importância no que tange à otimização da produtividade e à manutenção de bom ânimo no ambiente de trabalho. Em lugares como o Rio de Janeiro, conhecido por suas altas temperaturas, a gestão da climatização de um escritório se torna uma tarefa de considerável complexidade, impondo exigências específicas que devem ser cuidadosamente abordadas.

A refrigeração de ambientes é uma área da engenharia que visa exatamente proporcionar conforto e garantir a salubridade de espaços comerciais e industriais. Em ambientes comerciais, se busca sempre a solução que ofereça o melhor custo, desde que as normas de segurança e meio ambiente e ergonomia estejam sendo seguidas. Dito isto, quando se fala de refrigeração, existe um debate que se faz presente ao se pensar em soluções de condicionamento de ar para ambientes de trabalho: como escolher o melhor sistema para manter o conforto de quem trabalha mais de 6 horas por dia em um ambiente?

A seleção do sistema mais adequado para cada aplicação é uma decisão complexa que requer consideração de diversos fatores, incluindo eficiência energética, custo-benefício e as características do local de instalação, e fatores ambientais. De acordo com Kubba (2010) Estes são aspectos relevantes na construção e manutenção de edificações modernas, principalmente diante das crescentes preocupações com a sustentabilidade ambiental e o bem-estar humano.

Com base nesse contexto, o objetivo deste estudo é realizar uma análise de caso, embasada em avaliações, para solidificar uma metodologia para dimensionar uma solução apropriada de um sistema refrigeração ambiente, tendo como base os parâmetros climáticos, físicos e pessoais disponíveis.

A metodologia explorada visa a otimização da instalação de um sistema de refrigeração, considerando a escolha de um sistema de expansão, com base em um estudo de caso específico, a fim de identificar a solução mais adequada para a aplicação em questão.

Decidir qual sistema de refrigeração utilizar vai além de apenas entender a teoria do processo, que também é importante. Essa decisão costuma recair na questão do custo, o que inclui a ins-

talação e o uso contínuo. Além disso, deve-se seguir as normas vigentes na localidade, sendo o caso do Rio de Janeiro a norma principal a ser seguida a ABNT NBR 16401(2008) - Instalações de ar-condicionado — Sistemas centrais e unitários, que possui 3 partes:

- Parte 1: Projetos das instalações
- Parte 2: Parâmetros de Conforto Térmico
- Parte 3: Qualidade do ar interior

Para o melhor entendimento das normas tanto brasileiras quanto para qualquer aplicação no exterior, se fazem necessários conhecimentos sobre as ciências por trás da refrigeração. Os sistemas de refrigeração operam com base em ciclos termodinâmicos, nos quais a expansão do fluido refrigerante desempenha uma função central. A eficiência de um ciclo de refrigeração depende em grande parte do mecanismo de expansão empregado.

Essa distinção impacta diretamente na seleção e no design dos sistemas de climatização, que variam de simples unidades de janela e split systems a complexos sistemas com *chillers* e unidades de tratamento de ar (ASHRAE, 2021). A compreensão das propriedades dos fluidos refrigerantes, dos dispositivos de expansão e do comportamento termodinâmico do ciclo de refrigeração é essencial para fundamentar a escolha do sistema adequado.

Além disso, ao longo deste estudo, serão explorado os aspectos psicrométricos do ambiente para compreender o comportamento do ar e sua influência no conforto térmico dos ocupantes. Também serão abordadas as importâncias das normas de conforto térmico, que fornecem diretrizes valiosas para o estabelecimento de condições ideais de temperatura e umidade em ambientes fechados.

A compreensão dos princípios subjacentes à refrigeração, juntamente com o conhecimento nas normas de conforto térmico, estabelece uma base sólida para o dimensionamento de dutos e análise de eficiência em sistemas de climatização (ASHRAE, 2021). A partir dessa base, é possível considerar fatores como o cálculo da carga térmica, distribuição adequada do ar, o dimensionamento correto dos dutos, a minimização de perdas de energia e uma tomada de decisão correta na escolha dos equipamentos como bombas, *chillers* e seus acessórios.

Através deste estudo, busca-se oferecer um aporte técnico relevante à prática de engenharia mecânica na área de HVAC, alinhando princípios teóricos a aplicação prática efetiva, e estabelecendo bases sólidas para projetos futuros em climatização de ambientes corporativos.

Portanto, a integração desses conhecimentos desempenha um papel essencial na garantia de um ambiente interno confortável, energeticamente eficiente e em conformidade com as normas e regulamentações pertinentes.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo busca estabelecer uma base sólida para a compreensão dos sistemas de refrigeração, enfatizando a influência de fatores como o conforto térmico, e a eficiente transferência de calor na seleção de um método de refrigeração adequado. A análise subsequente das tecnologias de expansão direta e indireta permitirá uma escolha informada e eficaz.

2.1 REFRIGERAÇÃO E CICLO DE VAPOR

A transmissão térmica ocorre naturalmente no sentido da temperatura decrescente, ou seja, dos meios de alta temperatura para os meios de baixa temperatura. No entanto, o processo inverso, de transferir calor de um meio de baixa temperatura para um meio de alta temperatura, não pode ocorrer espontaneamente. Para isso, são necessários dispositivos especiais chamados de refrigeradores, que são dispositivos cíclicos (Çengel et al., 2012).

Os ciclos de refrigeração transferem energia térmica de uma região de baixa temperatura para uma de temperatura mais alta. Normalmente, a fonte de calor de temperatura mais elevada é o ar ambiente ou a água de resfriamento (ASHRAE, 2021).

Para melhor entendimento dos ciclos de refrigeração, primeiro é necessário entender os componentes principais dos ciclos mais comuns de refrigeração

2.1.1 Componentes de Um Sistema De Refrigeração

Os principais componentes dos sistemas de refrigeração são:

- **Fluido Refrigerante:** Um fluido refrigerante é uma substância que é utilizada para transportar calor de uma fonte fria para uma fonte quente, alternando entre as fases líquida e vapor quando absorve e libera calor. Um fluido refrigerante ideal deve possuir certas propriedades químicas, físicas e termodinâmicas que garantam o seu uso seguro e econômico, como os pontos de mudança de fase, capacidade calorífica e compatibilidade com o sistema (ASHRAE, 2021). Portanto, o fluido refrigerante deve ser escolhido de acordo com as características e necessidades de cada sistema de refrigeração.

- Compressor: é o dispositivo responsável por comprimir o fluido refrigerante na fase gasosa, aumentando sua pressão e temperatura. O compressor recebe o fluido refrigerante proveniente da evaporadora e o envia para o condensador.
- Condensador: é o dispositivo responsável por condensar o fluido refrigerante na fase gasosa, liberando calor para o meio externo. O condensador recebe o fluido refrigerante proveniente do compressor e o envia para o dispositivo de expansão.
- Dispositivo de expansão: é o dispositivo responsável por reduzir a pressão e a temperatura do fluido refrigerante na fase líquida, provocando sua expansão. O dispositivo de expansão pode ser do tipo válvula de expansão termostática, válvula de expansão eletrônica, tubo capilar ou orifício. O dispositivo de expansão recebe o fluido refrigerante proveniente do condensador e o envia para a serpentina evaporadora.
- Unidade evaporadora: é o dispositivo responsável por evaporar o fluido refrigerante na fase líquida, absorvendo calor do meio interno. A serpentina evaporadora é composta por tubos e aletas, por onde circula o fluido refrigerante e o ar do ambiente, respectivamente. A serpentina evaporadora recebe o fluido refrigerante proveniente do dispositivo de expansão e o envia para o compressor.

2.1.2 Ciclo de Vapor

Os sistemas de ar condicionado mais comuns utilizam o processo de refrigeração (ou aquecimento) através de compressão de vapor de um fluido (chamado normalmente de fluido frigorífico ou fluido refrigerante), que consiste em um ciclo fechado composto de quatro etapas (MMA, 2017):

1 - Compressão do fluido refrigerante:

- Estado Inicial: Vapor em baixa pressão.
- Mudanças Termodinâmicas: Durante a compressão, o vapor sofre um aumento significativo de pressão e temperatura. A compressão é geralmente isentrópica, assumindo que o sistema é adiabático e reversível.

2 - Condensação do fluido refrigerante:

- Estado Inicial: Vapor em alta pressão e temperatura.

- Mudanças Termodinâmicas: O vapor a alta pressão libera calor para o ambiente externo perdendo energia térmica e passando para o estado líquido. O processo geralmente ocorre a pressão constante.

3 - Expansão do fluido refrigerante líquido:

- Estado Inicial: Líquido a alta pressão.
- Mudanças Termodinâmicas: O líquido passa por um dispositivo de expansão, onde ocorre uma redução brusca de pressão. Isso resulta em uma mistura de líquido e vapor a baixa pressão. A expansão é isentálpica, assumindo novamente um processo adiabático e reversível.

4 - Evaporação do fluido refrigerante:

- Estado Inicial: Mistura de líquido e vapor a baixa pressão.
- Mudanças Termodinâmicas: O fluido refrigerante absorve calor do ar que está sendo insuflado no ambiente condicionado, passando novamente para o estado de vapor. Este processo ocorre a pressão constante ou quase constante.

O ciclo é representado pela Figura 1:

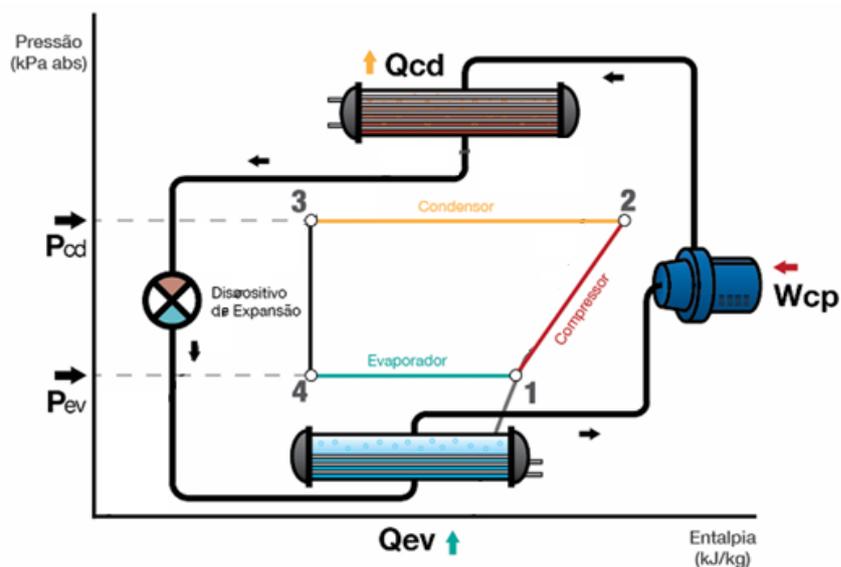


Figura 1: Ciclo de Refrigeração.
Fonte: MMA (2017).

Os sistemas reais operando de maneira constante diferem de ciclos ideais em vários aspectos. Quedas de pressão podem ocorrer em todo o sistema, exceto no processo de compressão. O calor é transferido do fluido refrigerante para suas proximidades em todos os componentes. O processo real de compressão difere substancialmente da compressão isentrópica. O fluido de trabalho não é uma substância pura, mas uma mistura de refrigerante e óleo. Todas essas variações em relação a um ciclo teórico causam irreversibilidades no sistema. Cada irreversibilidade requer potência adicional no compressor ((ASHRAE, 2021)).

O desempenho de um ciclo de refrigeração é geralmente descrito pelo coeficiente de performance (Coeficiente de Performance (COP)), definido como o benefício do ciclo (quantidade de calor removido) dividido pela energia necessária para operar o ciclo:

$$COP \equiv \frac{\text{quantidade de calor removido}}{\text{energia de entrada necessária}} \quad (2.1)$$

Para um sistema de compressão de vapor mecânico, a energia líquida fornecida é geralmente na forma de trabalho mecânico ou elétrico e pode incluir o trabalho realizado pelo compressor, ventiladores ou bombas. Assim,

$$COP \equiv \frac{\text{quantidade de calor removido}}{\text{trabalho líquido fornecido}} \quad (2.2)$$

O objetivo de um refrigerador é remover calor (Q_f) do espaço refrigerado, sendo assim necessário a realização de um trabalho (W_{liq}), sendo assim, também é possível expressar o COP por Çengel et al. (2012):

$$COP = \frac{Q_f}{W_{liq}} \quad (2.3)$$

2.2 PSICROMETRIA

A psicrometria é a ciência que trata das propriedades físicas e termodinâmicas do ar úmido, que é uma mistura de ar seco e vapor de água (ASHRAE, 2021). O entendimento psicrométrico é essencial para o projeto e operação eficientes de sistemas de climatização e refrigeração, pois permite a análise das condições de conforto e qualidade do ar interior.

Segundo a ASHRAE (2021), Ar seco é o ar atmosférico com todo vapor d'água e contaminantes removidos. Sua composição é relativamente constante, mas pequenas variações nas quantidades de componentes individuais ocorrem com o tempo, localização geográfica e altitude. Harrison (1965) lista a composição percentual aproximada do ar seco por volume como: nitrogênio, 78,084%; oxigênio, 20,9476%; argônio, 0,934%; néon, 0,001818%; hélio, 0,000524% e outras substâncias em quantidades ainda menores. Ar úmido é uma mistura de ar seco e vapor d'água cujo percentual varia de zero a um máximo que depende da temperatura e pressão. Segundo Hutcheon et al. (1995), a proporção de vapor na atmosfera pode chegar até 3,5% em massa.

Em geral, o vapor d'água no ar é superaquecido, ou seja, está a uma temperatura acima da temperatura de saturação para uma determinada pressão ou acima da temperatura em que normalmente se transformaria em água. Isso significa que, se no espaço ocupado pelo vapor houver água, ocorrerá uma tendência à vaporização da água do ambiente a menos que já esteja saturado, ou seja, já tenha atingido sua capacidade máxima de conter água. (Creder, 2004).

2.2.1 Propriedades Psicrométricas

O entendimento sobre as variáveis psicrométricas é necessário para entender os fenômenos relativos ao estado psicrométrico do ar.

Um determinado estado psicrométrico pode ser definido informando-se um par qualquer de valores dentre as seguintes variáveis indicadas a seguir de acordo com Britto (2010):

- **Temperatura de Bulbo Seco (Temperatura de Bulbo Seco (TBS)):** Indica a quantidade de energia na forma de calor contido no ar. Expresso em °C. Sua variação é designada como calor sensível (que pode ser medido diretamente).
- **Temperatura de Bulbo Úmido (Temperatura de Bulbo Úmido (TBU)):** Indica a quantidade de energia na forma de calor contido no ar úmido. Está associado à mínima temperatura em que a água em estado líquido se transforma em vapor (temperatura de evaporação) para uma determinada quantidade física de água contida no ar. Expresso em °C.
- **Ponto de Orvalho (TO):** Expressa a condição mínima de temperatura de bulbo seco em que uma mistura ar-vapor consegue manter água no estado gasoso (vapor), abaixo da qual

ocorre a condensação da umidade (ou a formação de névoa). Expresso em °C.

- **Umidade Relativa (UR):** Expressa a relação entre a máxima pressão parcial de vapor que se pode obter a uma determinada temperatura de bulbo seco (condição de saturação de umidade) e a pressão parcial de vapor em determinado instante. Indica a proporção do afastamento vertical entre o ponto e a curva de saturação. Expresso em %.
- **Umidade Específica (u):** Expressa a relação entre a massa de ar seco e a de vapor superaquecido contido na mistura de ar úmido. Sua variação é designada como calor latente (associado à mudança de fase da água).
- **Volume Específico (v):** Expressa a relação entre o volume e a massa do conteúdo de ar seco da mistura. Expresso em m^3/kg .

Um bom sistema controla essas variáveis de acordo com as normas técnicas, evitando a condensação da umidade em lugares indesejados, o crescimento de micro-organismos e o desperdício de energia.

Além dos fenômenos relativos ao estado psicrométrico do ar, as propriedades psicrométricas estão ligadas ao conforto térmico, a qualidade do ar e subsequentemente à eficiência energética dos ambientes condicionados pelo sistema de refrigeração a ser projetado. Esta relação será explorada na seção 2.3.

2.3 CONFORTO TÉRMICO

De acordo com [ASHRAE \(2021\)](#), o conforto térmico é uma condição mental que expressa satisfação com as condições térmicas do ambiente que é avaliado de forma subjetiva pelo indivíduo. A forma que o conforto se manifesta é complexa e multidimensional, englobando aspectos tão diversos que remetem ao local, como a temperatura e a umidade relativa do ar, bem como características individuais dos ocupantes e a vestimenta, como as atividades que estão sendo desempenhadas. O conforto térmico é um fator essencial a ser considerado no projeto e na operação de edifícios comerciais, uma vez que desempenha um papel significativo no bem-estar e na produtividade dos ocupantes. A falta de conforto térmico pode levar a uma diminuição do desempenho e do bem-estar dos indivíduos, afetando negativamente a produtividade, a concentração, a satisfação dos funcionários e até mesmo a saúde.

No contexto de edifícios comerciais, onde as atividades variam desde escritórios, lojas e centros de negócios, é de extrema importância garantir um ambiente térmico adequado para os ocupantes. Por exemplo, um ambiente de escritório pode exigir diferentes níveis de temperatura e umidade em comparação a uma loja ou um centro de convenções, de acordo com as atividades que são exercidas e o traje das pessoas que frequentam o local (ASHRAE, 2021).

No caso específico do Rio de Janeiro, é importante levar em consideração as características climáticas da região, como a alta temperatura média anual (INMET,2023) e os níveis de umidade. A cidade também está sujeita à influência de ventos marítimos, o que pode afetar a sensação térmica dentro dos edifícios comerciais.

No Brasil, existem normas e diretrizes que estabelecem os requisitos mínimos para o conforto térmico em edifícios comerciais. Dentre as normas brasileiras aplicáveis, destaca-se a [NBR 16401-2 \(2008\)](#), que estabelece critérios e parâmetros para o conforto térmico para os ocupantes de um recinto condicionado.

Além disso, é importante considerar a [NBR 16401-3 \(2008\)](#), que trata dos requisitos para o sistema de condicionamento de ar, incluindo a manutenção da temperatura e umidade dentro de níveis adequados.

2.3.1 Temperatura do Ar

A norma ABNT [NBR 16401-1 \(2008\)](#) define a faixa de temperatura ideal para atividades sedentárias, como em escritórios, entre 20°C e 24°C. Valores fora dessa faixa podem aumentar a sensação de desconforto e diminuir a produtividade dos ocupantes. Para atividades mais intensas, a faixa se estende de 18°C a 24°C, considerando as elevadas taxas metabólicas envolvidas.

Além da satisfação subjetiva, as faixas de temperatura são concebidas para manter o desempenho cognitivo e físico. de acordo com [Seppanen et al. \(2006\)](#),o desempenho do trabalho aumenta com a temperatura até 21-22 °C e diminui com a temperatura acima de 23-24 °C. A produtividade mais alta ocorre em torno de 22 °C. Por exemplo, a uma temperatura de 30 °C, o desempenho é apenas 91,1% do máximo, ou seja, a redução no desempenho é de 8,9%.

Em locais como escritórios no Rio de Janeiro, por exemplo, a temperatura sem o condicionamento pode ser significativamente alta, exigindo um planejamento adequado do dimensionamento do sistema de climatização para atender os valores regulamentados.

2.3.2 Umidade

De acordo com a Norma Brasileira NBR 16401-2 (2008), a umidade do ar desempenha um papel fundamental na criação de um ambiente interno confortável, saudável e eficiente em sistemas de climatização. Essa norma estabelece diretrizes essenciais para sistemas de ar-condicionado e ventilação em ambientes internos, incluindo recomendações para a manutenção da umidade adequada.

A umidade relativa do ar, expressa em porcentagem, representa a quantidade de vapor d'água presente no ar em relação à quantidade máxima que o ar pode conter a uma determinada temperatura. Manter a umidade dentro de níveis especificados nas normas vigentes é crucial para o bem-estar das pessoas e a eficiência dos sistemas de climatização

A cidade do Rio de Janeiro, onde a umidade média anual é alta (INMET, 2020), requer sistemas projetados para lidar com variações sazonais significativas e remoção eficiente da umidade para manter o conforto .

Conforme a NBR 16401-3:2008, a faixa recomendada de umidade relativa do ar para ambientes condicionados situa-se entre 30% e 60%. Manter-se dentro dessa faixa traz diversos benefícios. Além do conforto térmico, a umidade inadequada pode favorecer problemas respiratórios, como alergias, e irritações nos olhos. Umidades muito elevadas, acima de 60%, podem criar um ambiente propício para a proliferação de ácaros, fungos e bactérias, prejudicando a qualidade do ar e a saúde dos ocupantes (Mendell et al., 2011).

Nas aplicações convencionais, o processo de desumidificação está intrinsecamente ligado à etapa de resfriamento do ar, levando-o abaixo do ponto de orvalho e resultando na condensação do vapor d'água presente (Creder, 2004). Contudo, devido à indesejabilidade do ar extremamente frio, é adotada, após a desumidificação, a estratégia de elevar a temperatura do ar por meio de intervenções externas ao sistema.

Existem diversas formas para realizar a desumidificação em baixas temperaturas. Dentre elas, existem dois métodos comumente aplicados (Creder, 2004):

- Utilização de água gelada a temperaturas suficientemente baixas:

Neste método, a água gelada é dispersa no ar na forma de "spray". A pulverização de gotículas de água finas cria uma grande superfície de contato entre o ar e a água dispersa. Isso propicia a condensação do vapor d'água, que ocorre na forma de gotas, sendo então removido como líquido saturado.

- Resfriamento direto do ar através do evaporador do sistema de refrigeração:

Neste caso, o ar é resfriado diretamente enquanto passa pelo evaporador do sistema de refrigeração. Em algumas configurações, o evaporador é composto por uma única fileira de bobinas, enquanto em outras, várias fileiras são empregadas. A utilização de múltiplas fileiras geralmente mantém a umidade relativa do ar próxima da saturação, ou seja, próxima de 100%.

Essas abordagens visam otimizar o processo de desumidificação, garantindo a remoção eficiente de vapor d'água, ao mesmo tempo em que evitam a formação de ar excessivamente frio, buscando um equilíbrio termo-higrométrico adequado.

2.3.3 Fatores Pessoais

A NBR 16401-2 (2008) elabora sobre os fatores que são dependentes dos ocupantes do espaço a ser condicionado, e devem ser levados em consideração na hora dos cálculos de carga térmica

Os fatores pessoais que influenciam os parâmetros de conforto térmico são:

- O tipo de roupa usado pelas pessoas, que determina a resistência térmica média à troca de calor do corpo com o ambiente, expressa em "clo" ($1 \text{ clo} = 0,155 \text{ m}^2 \text{ K/W}$);
- O nível de atividade física das pessoas, que determina sua taxa de metabolismo, geralmente expressa em "met" ($1 \text{ met} = 58,2 \text{ W/m}^2$). Admitindo uma superfície média de $1,8 \text{ m}^2$ para o corpo de um adulto, 1 met é equivalente a aproximadamente 105 Watts (W).

A norma Brasileira referencia a [ASHRAE \(2021\)](#) quanto aos valores de geração de energia metabólicos:

Tabela 1: Geração de calor metabólico para diversas atividades.

Atividade	W/m²	met
Descansando	46,5	0,7
Dormindo	49,2	0,8
Deitado	61,4	1,0
Sentado, quieto	72,4	1,2
Em pé, relaxado	87,9	1,4
Caminhando (em superfície plana)	159,2	2,0
Caminhando rápido (4,3 km/h)	204,4	2,6
Correndo (6,4 km/h)	294,6	3,8
Atividades de escritório		
Lendo, sentado	72,4	1,0
Escrevendo	72,4	1,0
Digitando	80,7	1,1
Arquivamento, sentado	87,9	1,2
Arquivamento, em pé	104,4	1,4
Caminhando pelo escritório	126,5	1,7
Levantando/embalando	159,2	2,1

Fonte: ASHRAE (2021)

Para este trabalho, os cálculos de carga térmica utilizarão os valores das atividades de escritório, utilizando um valor médio para as atividades de 1 a 1,3 met, conforme a norma indica, que são atividades sedentárias ou leves.

Quanto à vestimenta, a norma Brasileira também referencia a [ASHRAE \(2021\)](#) quanto aos valores de isolamento térmico para cada tipo de vestimenta. Mas, para facilitar os cálculos, a [NBR 16401-2 \(2008\)](#) estabelece parâmetros que são baseados nas condições de temperatura operativa, umidade relativa e velocidade do ar, que devem estar dentro de certas faixas para proporcionar uma sensação térmica agradável para a maioria das pessoas. A norma considera dois tipos de roupa típica, uma para o verão (0,5 clo) e outra para o inverno (0,9 clo):

- Verão (roupa típica 0,5 clo): Temperatura operativa e umidade relativa dentro da zona delimitada por 23,0 °C a 26,0 °C e umidade relativa de 35 %.
- Inverno (roupa típica 0,9 clo) : Temperatura operativa e umidade relativa dentro da zona delimitada por 21,5 °C a 24,0 °C e umidade relativa de 30 %.

Para qualquer desvio dos parâmetros que influenciam o conforto térmico, é recomendável consultar a [NBR 16401-2 \(2008\)](#), que estabelece os valores adequados de parâmetros para cada

aplicação específica. As referências desta norma também podem ser consultadas para obter informações adicionais.

2.4 TRANSFERÊNCIA DE CALOR

A transferência de calor é um fenômeno central no funcionamento de sistemas de Aquecimento, Ventilação e Ar-Condicionado (HVAC), sendo definida de acordo com Cengel and Ghajar (2007), como o processo pelo qual a energia térmica é movida de uma região de maior temperatura para uma de menor temperatura, podendo ocorrer de três modos: condução, convecção e radiação.

No contexto de sistemas HVAC, a compreensão da transferência de calor é vital na análise de cargas térmicas e no entendimento da operação do sistema (Creder, 2004). Pois estes podem ser quantificados considerando os modos de transferência de calor relevantes para cada situação.

2.4.1 Condução

A condução de calor é o processo de transferência de energia térmica das partículas mais energéticas de uma substância para as vizinhas menos energéticas, resultando da interação entre elas. Esse fenômeno ocorre em sólidos, líquidos e gases (Cengel and Ghajar, 2007).

Nos líquidos e gases, a condução ocorre devido às colisões e difusão das moléculas em seus movimentos aleatórios. Já nos sólidos, a condução é resultado da combinação das vibrações das moléculas em uma rede cristalina e a energia é transportada por elétrons livres.

Para entender a condução de calor e contextualizar com o presente trabalho, toma-se uma parede plana de espessura $\Delta x = L$ e área A . A diferença de temperatura através da parede é $\Delta T = T_2 - T_1$. A taxa de transferência de calor Q através da parede é diretamente proporcional à área de transferência de calor A e à diferença de temperatura ΔT , mas inversamente proporcional à espessura da parede L . Portanto, pode-se expressar a taxa de condução de calor da seguinte forma (Cengel and Ghajar, 2007):

$$Q = -kA \times \frac{\Delta T}{L} \quad (2.4)$$

onde k é a condutividade térmica do material, uma propriedade que mede a capacidade do material de conduzir calor. Essa equação é conhecida como a Lei de Fourier da condução térmica.

Quando Δx é infinitesimal, a equação se reduz à forma diferencial (Cengel and Ghajar, 2007):

$$Q_{\text{cond}} = -kA \times \frac{dT}{dx} \quad (2.5)$$

Nessa expressão, $\frac{dT}{dx}$ representa o gradiente de temperatura, ou seja, a taxa de variação da temperatura ΔT em relação à coordenada x . O calor é conduzido na direção da temperatura decrescente, e o sinal negativo na equação assegura que a transferência de calor seja positiva no sentido da temperatura decrescente.

2.4.2 Convecção

A Convecção é um modo de transferência de energia que ocorre entre uma superfície sólida e um fluido, que pode ser um líquido ou um gás em movimento. Esse processo envolve tanto a condução como o movimento do fluido. Quanto mais rápido o fluido se move, maior será a taxa de transferência de calor por convecção. Em situações em que não há movimento de um fluido, a transferência de calor entre uma superfície sólida e o fluido adjacente ocorre apenas por condução (Çengel et al. (2012)).

A convecção é classificada como forçada quando o fluido é impelido a fluir sobre a superfície por meios externos, como ventiladores, bombas ou o vento. E a convecção é chamada de natural ou livre quando o movimento do fluido é causado por forças de flutuação induzidas por diferenças de densidade devido à variação da temperatura no fluido.

A taxa de transferência de calor por convecção depende da diferença de temperatura entre a superfície e o fluido adjacente e é expressa pela lei de Newton do resfriamento como:

$$Q = hA\Delta T_{\infty} \quad (2.6)$$

onde h é o coeficiente de transferência de calor por convecção, A é a área de superfície, ΔT é a diferença de temperatura entre a superfície e o fluido, e T_{∞} é a temperatura do fluido a uma distância suficientemente longe da superfície. O coeficiente h é determinado experimentalmente

e depende de várias variáveis, como a geometria da superfície, a natureza do movimento do fluido, as propriedades do fluido e a velocidade do fluido.

Em sistemas de refrigeração, a convecção é essencial para a remoção do calor dos ambientes internos. Os sistemas de refrigeração, como condicionadores de ar, funcionam através do processo de convecção forçada. O ar é soprado sobre as serpentinas de resfriamento (evaporador) que contêm o fluido refrigerante.

2.4.3 Temperatura de radiação

A radiação é a energia emitida pela matéria sob a forma de ondas eletromagnéticas. Ao contrário da condução e da convecção, a transferência de calor por radiação não exige a presença de um meio material. Na verdade, a transferência de calor por radiação é mais rápida e não sofre atenuação no vácuo. Essa é a forma como a energia do Sol atinge a Terra (Cengel and Ghajar, 2007).

Em transferência de calor, o foco é a radiação térmica, que é a radiação emitida devido à temperatura de um corpo. Todos os corpos com temperatura acima do zero absoluto emitem radiação térmica.

A radiação é um fenômeno universal: todos os sólidos, líquidos e gases emitem, absorvem ou transmitem radiação em diferentes graus.

A taxa máxima de radiação que pode ser emitida a partir de uma superfície a uma temperatura termodinâmica T (em Kelvins) é dada pela lei de Stefan-Boltzmann da radiação térmica como:

$$Q = \sigma AT^4 \quad (2.7)$$

Onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5,670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\cdot\text{K}^4$) e A é a área da superfície. A superfície idealizada que emite radiação a essa taxa máxima é chamada de corpo negro, e a radiação emitida por um corpo negro é chamada de radiação de corpo negro.

A emissividade de uma superfície real (ϵ) é uma medida de quanto uma superfície se assemelha ao comportamento de um corpo negro. A taxa de radiação real emitida por uma superfície

é expressa como:

$$Q = \varepsilon \sigma AT^4 \quad (2.8)$$

A absorptância de uma superfície (a) é a fração de energia de radiação incidente que a superfície absorve. Um corpo negro absorve toda a radiação incidente sobre ele ($a = 1$), enquanto uma superfície real pode ter valores de absorptância na faixa de $0 \leq a \leq 1$.

A taxa com que uma superfície absorve radiação é determinada a partir de:

$$Q_{\text{abs}} = a \times Q_{\text{inc}} \quad (2.9)$$

onde Q_{inc} é a taxa em que a radiação incidente atinge a superfície e a é a absorvidade da superfície. Para superfícies opacas (não-transparentes), a parte da radiação incidente que não é absorvida pela superfície é refletida de volta (Cengel and Ghajar, 2007).

2.5 SISTEMAS DE EXPANSÃO DIRETA

Neste capítulo, serão apresentados alguns conceitos básicos e as aplicações dos sistemas de expansão direta e indireta na refrigeração de ambientes. Os sistemas de expansão direta são aqueles em que o fluido refrigerante se expande em contato com o fluxo de ar do ambiente a ser climatizado. Essa expansão se refere ao processo de evaporação do fluido refrigerante no interior da serpentina evaporadora do equipamento, que absorve o calor contido no fluxo de ar do ambiente que passa pelo equipamento, promovendo assim o resfriamento do ar. O fluido refrigerante expande-se diretamente com o meio que se deseja climatizar, por isso chamado de expansão direta (ASHRAE, 2021).

Os sistemas de expansão direta podem ser classificados em dois grupos (NBR 16401-1, 2008): sistemas unitários e sistemas centrais. Os sistemas unitários são aqueles em que a unidade evaporadora e a unidade condensadora (que serão apresentadas nesta seção) estão no mesmo gabinete ou em gabinetes separados, mas próximos um do outro. Os sistemas centrais são aqueles em que a unidade condensadora está localizada fora do ambiente condicionado, geralmente em uma área externa remota, e a unidade evaporadora está conectada a uma rede de distribuição de ar que atende vários ambientes. Os exemplos mais comuns de sistemas de expansão direta são (MMA, 2017):

- Aparelho de ar-condicionado de janela: sistema unitário compacto, típico para instalações residenciais para um único ambiente, com controle apenas da temperatura ambiente.



Figura 2: Ar condicionado de Janela
Fonte: Web Ar condicionado. Acesso em: 20/11/2023

- Sistema tipo split: sistema unitário, com a unidade evaporadora no ambiente condicionado e a unidade condensadora (compressor e condensador) na área externa remota, típico para instalações residenciais para um ou dois ambientes, com controle da temperatura ambiente (com sensor no retorno da unidade evaporadora).



Figura 3: Ar condicionado tipo Split.
Fonte: Shutterstock. Acesso em: 20/11/2023

- Sistema do tipo self-contained: sistema central de ar-condicionado que reúne todos os componentes em um só aparelho, instalado normalmente na sala de máquinas, com ventilação de insuflamento para uma rede de distribuição de ar no ambiente condicionado. Os sistemas self-contained são comuns em instalações de médio a grande porte podendo ser projetados para atender os requisitos de qualidade do ar interior.



Figura 4: Sistema tipo self - contained.
Fonte: Web Ar condicionado. Acesso em: 20/11/2023

Os sistemas de expansão direta são em geral, soluções satisfatórias para a refrigeração de pequenos ambientes, devido ao custo inicial baixo, custo baixo de manutenção e uma boa eficiência energética ao trabalhar nesses ambientes (Chen et al., 2019). É importante o conhecimento desse sistema para efetuar um comparativo adequado com outros sistemas, em especial os de expansão indireta.

2.6 SISTEMAS DE EXPANSÃO INDIRETA

Os sistemas de expansão indireta são aqueles em que o fluido refrigerante não entra em contato direto com o fluxo de ar do ambiente a ser climatizado (fonte quente). Em vez disso, o fluido refrigerante troca calor com um fluido secundário, normalmente água no estado líquido, que circula por uma rede hidráulica e resfria ou aquece o ar em serpentinas (ASHRAE, 2021).

Os exemplos mais comuns de sistemas de expansão indireta são:

- Sistema com água gelada e *fan coil* : sistema central de ar condicionado, instalado fora do

ambiente condicionado, com ventilação de insuflamento para uma rede de distribuição de ar no ambiente condicionado. O sistema com água gelada e *fan coil* utiliza um *chiller* para resfriar a água que circula pela rede hidráulica e pelos *fan coils*, que são equipamentos compactos instalados nos ambientes condicionados ou próximos a eles. Os *fan coils* possuem uma serpentina por onde passa a água gelada e um ventilador que força o ar a atravessar a serpentina, resfriando-o.

- Sistema com água gelada e (*Air Handling Units*): sistema central de ar condicionado, instalado fora do ambiente condicionado, com ventilação de insuflamento para uma rede de distribuição de ar no ambiente condicionado. O sistema com água gelada e Air Handling Unit (Unidade de Tratamento de Ar) (AHU) utiliza um *chiller* para resfriar a água que circula pela rede hidráulica e pelas AHUs, que são equipamentos maiores instalados fora dos ambientes condicionados ou em áreas técnicas. As AHUs possuem uma serpentina por onde passa a água gelada e um ventilador que força o ar a atravessar a serpentina, resfriando-o. Além disso, as AHUs podem possuir outros componentes, como filtros, umidificadores, desumidificadores e recuperadores de calor. O sistema com água gelada e AHU pode servir diferentes ambientes e pode ser projetado para atender os requisitos de conforto térmico e qualidade do ar interior

2.6.1 Componentes do Sistema de Expansão Indireta

Os sistemas de expansão indireta possuem componentes adicionais em relação aos sistemas de expansão direta. Da mesma forma que os componentes da expansão direta foram apresentadas na subseção 2.1.1, os principais componentes dos sistemas de expansão indireta são apresentados a seguir de acordo com [ASHRAE \(2021\)](#):

- *Chiller* : é o equipamento responsável por resfriar o fluido secundário (água) que circula pela rede hidráulica. O *chiller* contém o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador do sistema de refrigeração, que trocam calor com o fluido secundário em um trocador de calor. O *chiller* recebe o fluido secundário proveniente da rede hidráulica e o envia para os equipamentos de tratamento de ar.
- Bomba: é o dispositivo responsável por impulsionar o fluido secundário (água) pela rede hidráulica. A bomba recebe o fluido secundário proveniente do *chiller* e o envia para os equipamentos de tratamento de ar.

- Rede hidráulica: é o conjunto de tubulações, válvulas, registros, filtros e acessórios que conduzem o fluido secundário (água) entre o *chiller* e os equipamentos de tratamento de ar. A rede hidráulica deve ser dimensionada para garantir a vazão adequada e a perda de carga mínima do fluido secundário.
- Equipamento de tratamento de ar: é o equipamento responsável por tratar o ar do ambiente condicionado. O equipamento de tratamento de ar pode ser uma unidade *fan coil* ou uma unidade AHU, dependendo da capacidade e da complexidade do sistema. O equipamento de tratamento de ar possui uma serpentina por onde passa o fluido secundário (água) e um ventilador que força o ar a atravessar a serpentina.
- Rede de distribuição de ar: é o conjunto de dutos, difusores, grelhas, dampers e acessórios que conduzem o ar tratado entre o equipamento de tratamento de ar e os ambientes condicionados. A rede de distribuição de ar deve ser dimensionada para garantir a vazão adequada e a perda de carga mínima do ar tratado.
- Torre de resfriamento: são utilizadas para conservar ou recuperar água. Em um dos tipos de projeto, a água quente do condensador é bombeada para a torre. Lá, ela é pulverizada e recolhida no reservatório de água da torre de resfriamento. A temperatura da água diminui conforme ela cede calor para o ar circulando através da torre.

A Figura 5 ilustra o funcionamento de um dos modelos de circuito de refrigeração com expansão indireta:

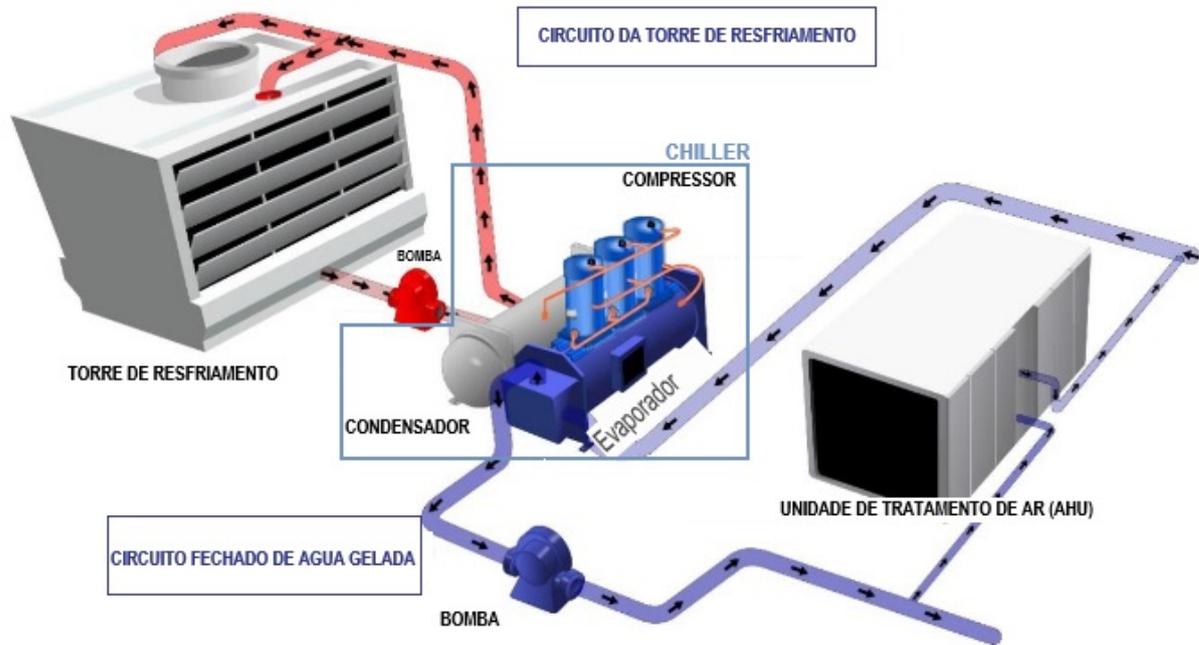


Figura 5: Circuito de refrigeração com *Chiller* e *AHU*
Fonte : Pires et al. (2018), Adaptado

O entendimento de um funcionamento de um sistema de expansão indireta é crucial para prosseguir com o dimensionamento do projeto de climatização do edifício comercial, visto que será esse o sistema escolhido para efetuar a refrigeração. No capítulo 3, serão apresentados os detalhes do projeto, como o cálculo das cargas térmicas, a escolha dos equipamentos, e o dimensionamento das redes de dutos.

3 MÉTODO

3.1 CARGA TÉRMICA

O conceito de carga térmica diz respeito à quantidade de calor que deve ser introduzida ou retirada de um ambiente para manter a temperatura interna dentro de faixas confortáveis ou requisitos específicos, geralmente expressa em BTU/h, kcal/h, tonelada de refrigeração (TR) ou Watts (Creder, 2004).

A determinação da carga térmica é um cálculo crucial para estabelecer o tamanho e a capacidade adequada dos sistemas Aquecimento, Ventilação e Ar-Condicionado (HVAC). Esse processo garante que tais sistemas sejam eficazes e capazes de manter as condições internas ideais. Uma avaliação inadequada da carga térmica pode resultar em sistemas superdimensionados, o que implica em um consumo de energia excessivo, ou em sistemas subdimensionados, que levam a desconforto térmico e desempenho insatisfatório.

3.1.1 Premissas

O objetivo deste trabalho é realizar uma análise de caso para dimensionar um sistema de refrigeração. A partir disto, escolheu-se como objeto de estudo um escritório comercial de três andares, sendo o térreo um ambiente não climatizado e os demais, 1º e 2º pavimentos, climatizados. Deste pavimentos, os seguintes ambientes serão climatizados: Administrativo 01, administrativo 02, Sala de T.I e Diretoria. As Figuras 6 e 7 ilustram as divisões destes ambientes, sendo as áreas em azul, vistas na Figura 6, as áreas refrigeradas, além disso, as figuras destacam, também, as dimensões destes ambientes.

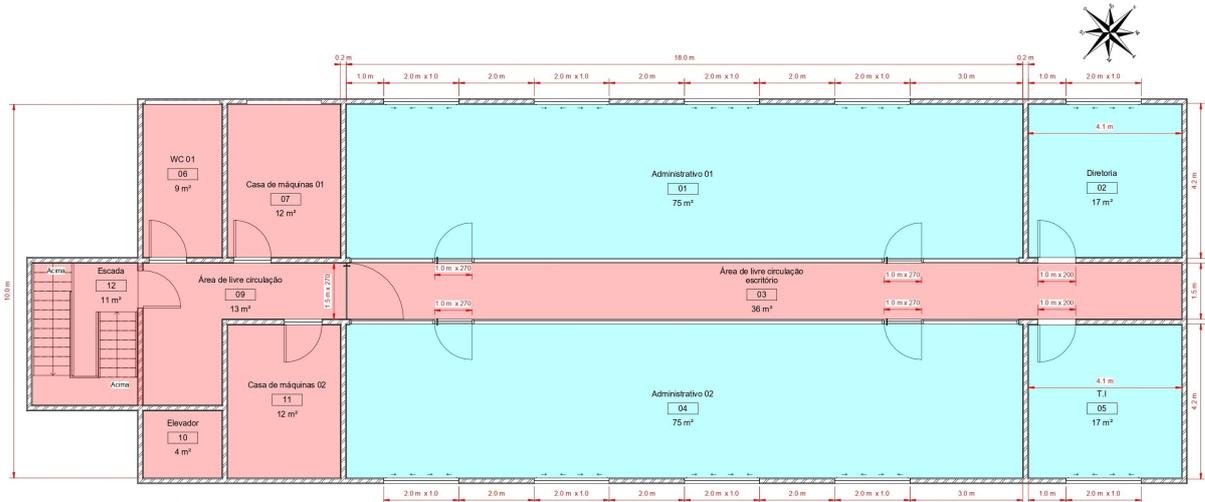


Figura 6: Planta Baixa Geral do prédio administrativo.
Fonte: Os autores.(2023)

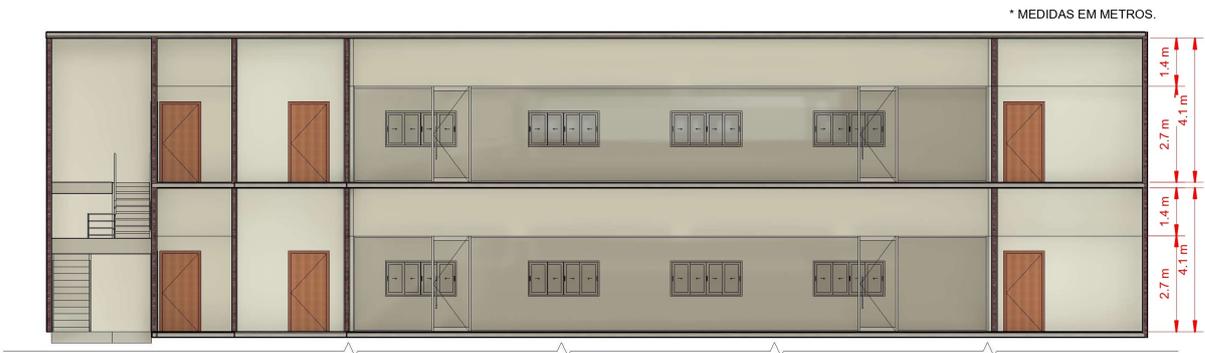


Figura 7: Elevação Corte prédio administrativo.
Fonte: Os autores.(2023)

O empreendimento estará no Rio de Janeiro e os dados climáticos são encontrados na NBR 16401-1 (2008) conforme a tabela abaixo .

Tabela 2: Dados climáticos Rio de Janeiro.

RJ	Rio de Janeiro		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
	Galeão		22,82S	43,25W	6m	101,25	82/01		32,4	40,2	2,2	11,6	3,2	
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec. Umidificação			
Fev	0,4%	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	TBS	TPO	w	TBSc	
ΔTmd	1%	36,2	25,3	27,5	32,0	26,2	21,7	29,3		99,6%	14,8	9,9	7,6	23,2
9,8	2%	35,0	25,2	27,0	31,3	26,0	21,4	29,1		99%	15,8	11,2	8,3	22,5

Fonte: NBR 16401-1 (2008)

A partir da tabela 2 encontram-se as condições climáticas para o Rio de Janeiro, tendo como base o mês de fevereiro e a maior temperatura encontrada, pasta este mês, nesta tabela. Sendo assim, têm-se os seguintes valores:

- Temperatura de bulbo seco (TBS): 38,1°C;

- Temperatura de Bulbo Úmido (TBU): 25,6°C
- Temperatura de Orvalho (TPO): 27,1°C
- Variação da temperatura diária (Δt_{md}): 9,8°C.

3.1.2 Condições Internas de Projeto

De acordo com a [NBR 16401-2 \(2008\)](#) as condições internas de conforto térmico variam conforme o tipo de atividade, temperatura operativa e umidade relativa do ar. Neste presente trabalho abordará-se a climatização de um escritório que fica localizado na cidade do Rio de Janeiro, cidade da qual predomina o clima tropical, que de acordo com [Moreira \(2019\)](#), é um clima caracterizado por altas temperaturas. Diante disso, a partir da [NBR 16401-2 \(2008\)](#): Instalações de ar-condicionado- Sistemas centrais e unitários Parte 2: Parâmetros de conforto térmico, encontram-se os parâmetros necessários de conforto térmico para o local de estudo. Portanto, encontram-se os seguintes valores:

- Temperatura de Bulbo Seco (TBS) de 23°C
- Umidade relativa de 35%

3.1.3 Materiais Construtivos

Os materiais construtivos são os elementos que compõem a estrutura e o acabamento de uma edificação, tais como concreto, argamassa, tijolo, madeira, etc. Esses materiais possuem propriedades físicas, químicas e mecânicas que determinam o seu comportamento e desempenho frente às solicitações mecânicas e térmicas ([Callister, 2012](#)). Para o cálculo da carga térmica, será necessário entender a sua influência na transferência de calor entre o ambiente interno e externo.

Segundo [Callister \(2012\)](#) os materiais sólidos têm sido agrupados em três grandes categorias básicas: cerâmicos, polímeros e materiais metálicos. Esta classificação ocorre diante da composição química e do comportamento geral apresentado do material. Tratando-se de um projeto de climatização, a característica mais importante de um material é a sua condutividade térmica, esta de acordo com [Frota \(2001\)](#) é a propriedade do material que determina o fluxo de calor que

passa, por unidade de tempo, através de uma parede com espessura unitária e dimensões suficientemente grandes para que fique eliminada a influência de contorno, quando se estabelece, entre os parâmetros dessa parede, uma diferença de temperatura.

Neste trabalho, a edificação possui os seguintes materiais em sua construção: argamassa, tijolo furado, concreto, taco/madeira e betume asfáltico. A partir das figuras 8, 9 e 10 é possível verificar como estes materiais estão distribuídos pelo empreendimento.

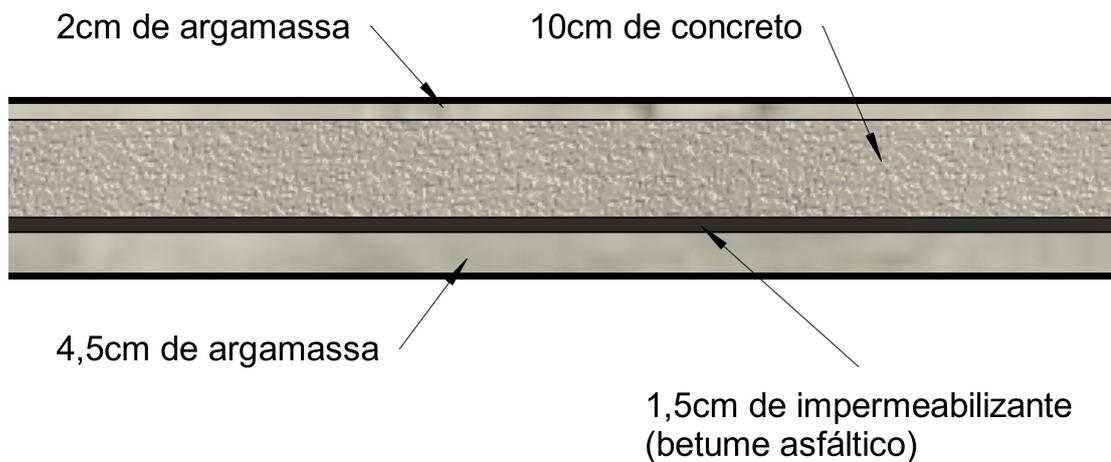


Figura 8: Cobertura - Composição.
Fonte: Os autores.(2023)

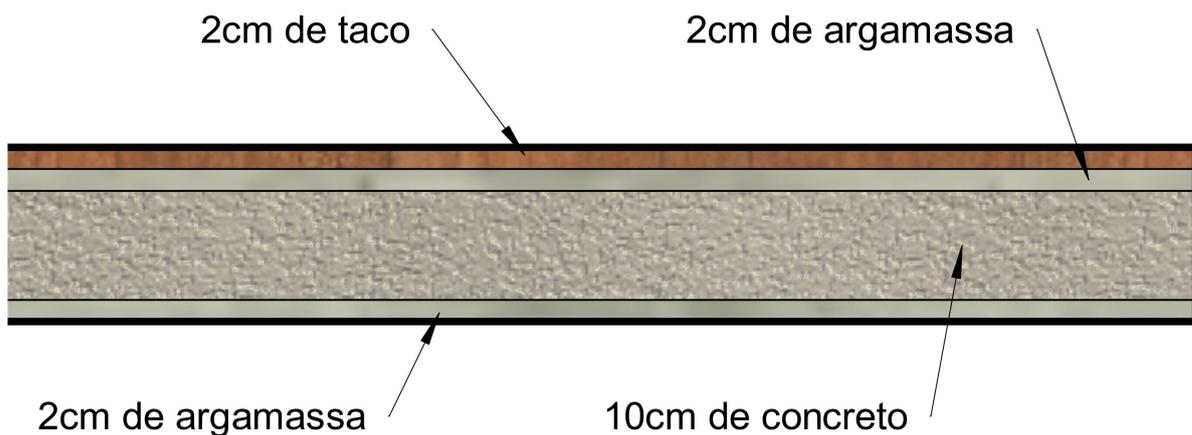


Figura 9: Piso interno: Composição.
Fonte: Os autores.(2023)

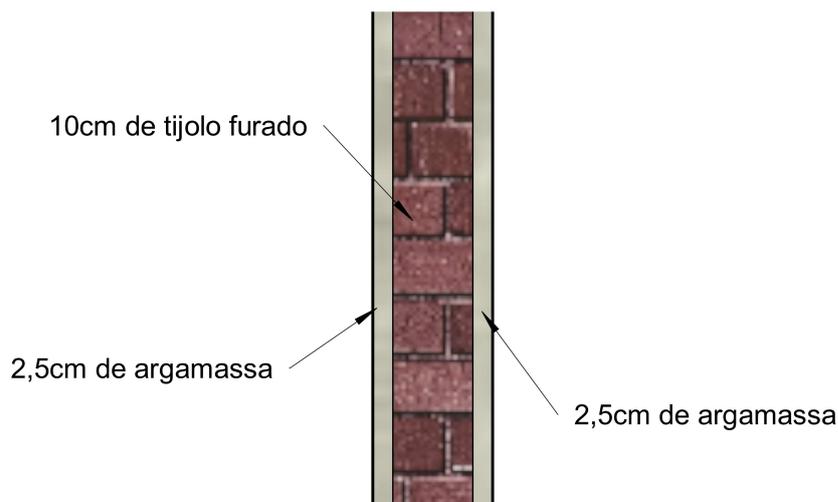


Figura 10: Parede Externa - Composição.
Fonte: Os autores.(2023)

A tabela a seguir destaca a condutividade térmica de cada material citado nas figuras 8, 9 e 10.

Tabela 3: Condutividade térmica dos materiais.

Material	Condutividade
Argamassa	720 w/mm°C
Concreto:	720 w/mm°C
Betume asfáltico	170 w/mm°C
Tijolo 10cm furado	520 w/mm°C
Taco	110 w/mm°C

Fonte: Adaptado de Incropera et al. (2014)

3.2 RESISTÊNCIA TÉRMICA

De acordo com Incropera et al. (2014) a resistência térmica é uma medida da oposição que um material ou um sistema apresenta ao fluxo de calor. Ela é inversamente proporcional à condutividade térmica do material e depende da geometria do sistema. A resistência térmica tem relação direta com a espessura do material, a condutividade térmica do material e as resistências térmicas superficiais, descritas na NBR 15220-2/2008:Desempenho térmico de edificações parte 2: Métodos de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações, como a resistência térmica associada à transferência de calor em uma interface entre dois meios, dependendo do valor do coeficiente de transferência de calor convectivo na interface. Portanto, pode-se descrever a re-

sistência térmica total do sistema a partir da equação abaixo:

$$R_{tot} = \left(\sum \frac{L}{K} \right) + R_{se} + R_{si} \quad (3.1)$$

Onde:

R_{tot} – Resistência térmica total do sistema em $\frac{m^2 \cdot C}{W}$.

L - Espessura da parede em m .

K - Coeficiente de condutividade térmica em $\frac{W}{m \cdot C}$.

R_{se} - Resistência superficial externa em $\frac{m^2 \cdot C}{W}$.

R_{si} - Resistência superficial interna em $\frac{m^2 \cdot C}{W}$.

Os valores das resistências térmicas superficiais são encontrados, conforme já mencionado, na NBR 15220-2/2008. A Figura 11 evidencia esses valores conforme direção do fluxo de calor e da separação entre a edificação e o seu entorno, isto é, se está sendo avaliado o setor interno da edificação ou o externo.

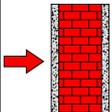
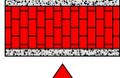
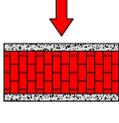
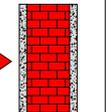
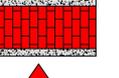
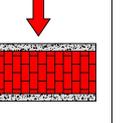
Resistência térmica superficial interna R_{si} (m ² °C)/W			Resistência térmica superficial externa R_{se} (m ² °C)/W		
Direção do fluxo de calor			Direção do fluxo de calor		
Horizontal	Ascendente	Descendente	Horizontal	Ascendente	Descendente
					
0,13	0,10	0,17	0,04	0,04	0,04

Figura 11: Resistencia térmica superficial.
Fonte: Adaptada de NBR 15220-2/2008.

3.3 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISSÃO DE CALOR

Segundo Incropera et al. (2014), o coeficiente global de transmissão de calor refere-se à facilidade de condução de calor através de uma séries de meios resistentes, onde estes meios resistentes são definidos como resistências térmicas. O coeficiente global de transmissão de calor pode ser calculado por meio da seguinte equação:

$$U = \frac{1}{R_{tot}} \quad (3.2)$$

Onde:

U – Coeficiente global de transmissão de calor em $\frac{W}{m^2 \cdot C}$.

R_{tot} – Resistência térmica total do sistema em $\frac{m^2 \cdot C}{W}$.

Parede externa

Serão, para parede externa, 5 resistências totais: resistência térmica superficial externa e interna, argamassa, tijolo furado e outra camada de argamassa, conforme pôde ser visto na Figura 10. Desta forma, aplicando os valores de condutividade térmica e os valores das resistências térmicas superficiais nas equações 3.1 e 3.2, de forma que os valores de condutividade térmica e da resistência térmica superficial são encontrados, respectivamente, na tabela 3 e na Figura 11. Obtém-se, portanto, o seguinte valor para o coeficiente global de transmissão de calor $U=1,34$ $\frac{W}{m^2 \cdot C}$.

Cobertura

Serão, conforme pode ser visto na Figura 8, 6 resistências totais para cobertura: resistência térmica superficial externa e interna, argamassa, concreto, betume asfáltico e argamassa. Desta forma, aplicando os valores de condutividade térmica e os valores das resistências térmicas superficiais nas equações 3.1 e 3.2, de forma que os valores de condutividade térmica e da resistência térmica superficial são encontrados, respectivamente, na tabela 3 e na Figura 11. Obtém-se, portanto, o seguinte valor para o coeficiente global de transmissão de calor $U = 1,96$ $\frac{W}{m^2 \cdot C}$.

Teto interno

Serão, conforme pode ser visto na Figura 9, 6 resistências totais para o teto interno: resistência térmica superficial externa e interna, argamassa, concreto, Taco e argamassa. Desta forma, aplicando os valores de condutividade térmica e os valores das resistências térmicas superficiais nas equações 3.1 e 3.2, de forma que os valores de condutividade térmica e da resistência térmica superficial são encontrados, respectivamente, na tabela 3 e na Figura 11. Obtém-se, portanto, o seguinte valor para o coeficiente global de transmissão de calor (U) $U = 2,17$ $\frac{W}{m^2 \cdot C}$.

3.3.1 Levantamento Geométrico

Para o cálculo correto da carga térmica, é necessário ter as medidas das janelas, paredes, portas e coberturas que compõem o local. Para isso, foi feito um levantamento dimensional do

prédio administrativo.

As informações das dimensões de cada espaço do prédio, representadas pelas figuras 6 e 7, estão resumidas nas tabelas 4 e 5.

Tabela 4: Informações da Diretoria 2º Pavimento & T.I. 2º Pavimento.

Espaço	Diretoria 2º Pavimento	T.I. 2º Pavimento
Pontos de Análise	Fachada Noroeste, Nordeste, Cobertura	Fachada Sudeste, Nordeste, Cobertura
Largura (m)	4	4
Profundidade (m)	4,1	4,1
Altura (m)	4,05 (piso-laje)	4,05 (piso-laje)
Portas	1 porta de 1m de largura	1 porta de 1m de largura
Janelas	1 x (2 x 1m) [2m ²]	1 x (2 x 1m) [2m ²]
Área Interna (m²)	16,4	16,4
Área Parede Noroeste (m²)	14,2	-
Área Parede Nordeste (m²)	16,605	16,605
Área Parede Sudeste (m²)	-	14,2

Tabela 5: Informações do Administrativo 01 2º Pavimento & Administrativo 02 2º Pavimento.

Espaço	Administrativo 01 2º Pavimento	Administrativo 02 2º Pavimento
Pontos de Análise	Fachada Noroeste, Cobertura	Fachada Sudeste, Cobertura
Largura (m)	18	18
Profundidade (m)	4,1	4,1
Altura (m)	4,05 (piso-laje)	4,05 (piso-laje)
Portas	2 portas de 1m de largura	2 portas de 1m de largura
Janelas	4 x (2 x 1m) [8m ²]	4 x (2 x 1m) [8m ²]
Área Interna (m²)	75,24	75,24
Área Parede Noroeste (m²)	64,9	-
Área Parede Nordeste (m²)	-	-
Área Parede Sudeste (m²)	-	64,9

3.4 CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

Conforme já mencionado, a carga térmica é definido como o calor a ser fornecido ou extraído do ar por unidade de tempo, para manter as condições desejadas no recinto a ser climatizado. O método abordado para o cálculo de carga térmica neste trabalho será baseado nas orientações da NBR 16401/2008 e da [ASHRAE \(2021\)](#), esta, por sua vez, utiliza o método denominado CLTD(*Cooling Load Temperature Differential*) que usa como base um conjunto predeterminado de dados-materiais construtivos, orientação da edificação, etc- para agilizar e simplificar o processo de aproximação de carga térmica.

Para simplificação deste trabalho, será feito um passo a passo apenas da diretoria do segundo pavimento. Os demais resultados são encontrados na tabela 7.

3.4.1 Diretoria do 2º Pavimento

A diretoria do 2º pavimento tem sua alvenaria voltada para as fachadas Noroeste, Nordeste e a cobertura. Portanto, essas fachadas serão as referências para o cálculo de carga térmica neste cômodo.

Calor devido as janelas

A janela possui uma área de 2m² e será considerado o vidro com espessura de até 6,3mm. O calor destinado ao ambiente por meio da janela é dado por (Creder, 2004):

$$q = A_v \times U_f \times F_s + U_v \times A_v \times (T_e - T_i) \quad (3.3)$$

Onde:

A_v – Área da janela

U_f – Fator solar

F_s - Fator sombra

U_v – Coeficiente global de transmissão de calor para janelas de vidro comuns.

Sendo o Fator solar (U_F) encontrado na tabela 3.4 do Creder (2004), Coeficientes de transmissão do calor solar através de vidros. Adota-se a data de 20 de fevereiro e o horário das 15 horas, pois é o horário de pico, onde o calor incidido pelo sol está todo acumulado, e adota-se, também, a fachada Noroeste, pois é onde se encontra a janela.

22° 54' Latitude Sul		kcal/h · m ² (Fator Solar) de Áreas de Vidro												Valores Máximos em Cada Orientação entre Setembro e Março		
Verão		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	kcal/h · m ²	W/m ²
Hora Local																
Dia do Ano	Face do Prédio															
22 DEZEMBRO	S	87	98	68	54	49	43	41	43	49	54	65	98	87	98	113,5
	SE	260	421	388	290	190	73	41	38	38	38	38	27	11	420	488,8
	E	263	440	475	426	277	122	38	38	38	38	38	27	11	474	551,8
	NE	95	193	222	214	157	84	43	38	38	38	38	27	11	222	358,6
	N	11	27	33	38	41	49	49	49	41	38	38	27	11	49	56,7
	NO	11	27	33	38	38	38	43	84	157	214	217	193	95	217	352,2
	O	11	27	33	38	38	38	38	122	277	426	434	440	263	440	510,8
	SO	11	27	33	38	38	38	41	73	190	290	364	421	260	420	488,8
CLARABÓIA	41	176	361	515	629	684	738	412	629	515	429	176	41	740	857,8	
21 JANEIRO 21 NOVEMBRO	S	60	65	49	41	41	38	38	38	41	41	43	65	60	65	75,6
	SE	228	383	372	279	160	65	38	38	38	35	35	24	11	384	444,6
	E	244	442	480	431	296	130	38	38	38	35	35	24	11	480	558,2
	NE	100	214	260	250	193	109	49	38	38	35	35	24	11	245	302,7
	N	11	24	33	38	46	54	57	54	46	38	35	24	11	57	66,2
	NO	11	24	33	35	38	38	38	109	193	250	247	214	100	250	290,1
	O	11	24	33	35	38	38	38	130	296	431	440	442	244	443	514,0
	SO	11	24	33	35	38	38	38	65	160	279	334	383	228	384	444,6
CLARABÓIA	30	171	347	515	624	692	733	692	624	515	407	171	30	734	851,4	
20 FEVEREIRO 23 OUTUBRO	S	16	24	30	35	38	38	38	38	38	35	35	24	16	38	44,1
	SE	141	342	307	214	103	43	38	38	38	35	35	22	5	342	397,3
	E	168	415	488	440	285	138	38	38	38	35	35	22	5	489	567,6
	NE	92	269	342	334	304	187	79	41	38	35	35	22	5	343	397,3
	N	5	22	33	38	46	54	57	54	46	38	35	24	11	114	132,4
	NO	5	22	30	35	38	41	79	187	304	334	331	269	92	334	387,9
	O	5	22	30	35	38	38	38	152	285	440	448	415	168	448	520,3
	SO	5	22	30	35	38	38	38	43	103	214	269	342	168	342	397,3
CLARABÓIA	16	138	320	472	597	662	692	662	597	472	372	138	16	691	804,1	

Figura 12: Fator solar.
Fonte :Creder (2004)

Desta forma, a partir da figura acima, encontra-se $U_f = 387,9 \text{ W/m}^2$.

Já o fator sombra (F_s) é encontrado na Tabela 16 do Manual Carrier.

PROTEÇÃO	NENHUMA	PERSIANAS INTERNAS CORES			PERSIANAS EXTERNAS - CORES		TOLDOS
		CLARA	MEDIA	ESCURA	CLARA	ESCURA	
Comum	1,0	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,25
Comum 6mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,24
DUPLO							
Comum	0,90	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,20
Comum 6 mm	0,80	0,52	0,59	0,65	0,12	0,11	0,22
TRIPLO							
Comum	0,83	0,48	0,56	0,64	0,12	0,11	0,20
Comum 6 mm	0,69	0,47	0,52	0,65	0,10	0,10	0,17
PINTADO							
Cor clara	0,28						
Cor media	0,39						
Cor escura	0,50						
Cor Bronze	0,70						

Figura 13: Fator sombra.
Fonte: Carrier (2020)

Onde foi adotado proteção comum e sem persianas, ou seja, $F_s=1$.

Já U_v é encontrado na tabela 3.3 do Creder (2004) – Coeficientes globais de transmissão de calor U em Kcal/h.m². °C

<i>Elementos</i>	<i>U em kcal/h · m² · °C</i>
a) Janelas	
- Janelas de vidros comuns (simples)	5,18
- Janelas de vidros duplos	3,13
- Janelas de vidros triplos	1,66
b) Paredes externas	
- Tijolos maciços (20 × 10 × 6 cm):	
meia-vez (14 cm) = 10 tijolos + 2 revestimentos	2,88
uma vez (24 cm) = 20 tijolos + 2 revestimentos	1,95
- Tijolos furados (20 × 20 × 10 ou 30 × 30 × 10 cm):	
meia-vez (14 cm) = 10 tijolos + 2 revestimentos	2,59
uma vez (24 cm) = 20 tijolos + 2 revestimentos	1,90
c) Paredes internas	
- Tijolos maciços (20 × 10 × 6 cm):	
meia-vez (14 cm) = 10 tijolos + 2 revestimentos	2,29
meia-vez (10 cm) = 6 tijolos + 2 revestimentos	2,68
uma vez (24 cm) = 20 tijolos + 2 revestimentos	1,66
- Tijolos furados (20 × 20 × 10 ou 20 × 10 × 6 cm):	
meia-vez (10 cm) = 6 tijolos + 2 revestimentos	2,54
meia-vez (14 cm) = 10 tijolos + 2 revestimentos	2,10
uma vez (24 cm) = 20 tijolos + 2 revestimentos	1,61
d) Concreto externo ou pedra	
15 cm	3,81
25 cm	3,03
35 cm	2,54
50 cm	2,00
e) Concreto interno	
10 cm	3,17
15 cm	2,83
20 cm	2,59

Figura 14: Coeficientes Globais de transmissão de calor.

Fonte: Creder (2004)

Tem-se um U_v de 5,18 Kcal/h.m². °C, o que equivale a 6,04 W/m².°C.

T_e e T_i são, respectivamente, as temperaturas externas, 38,1°C, e a temperatura interna, 23°C.

Desta forma, o calor gerado no ambiente devido a janela é de:

$$q = [2 \times 387,9 \times 1 + 6,04 \times 2 \times (38,1 - 23)] = \mathbf{0,958 \text{ Kw}} \quad (3.4)$$

Calor devido as paredes opacas

O ambiente da diretoria tem influência de duas paredes, uma com face voltada para o Noroeste e uma para o nordeste. Pode-se descrever o calor devido as paredes opacas deste ambiente conforme descrito por Creder (2004), ou seja, por meio da seguinte equação:

$$q = U_e \times A_e \times (T_e - T_i + D_t) \quad (3.5)$$

sendo D_t o acréscimo diferencial de temperatura, conforme visto na Figura 15, A_e a área da parede opaca e U o coeficiente global de transmissão de calor daquela parede, 1,34W/m².°C.

Desta forma, como há duas faces, pode-se descrever o calor devido as paredes opacas deste ambiente como:

$$q = U \times Ae_{no} \times [(T_e - T_i) + Dt_{no}] + U \times Ae_{ne} \times [(T_e - T_i) + Dt_{ne}] \quad (3.6)$$

Sendo Ae_{no} a área da parede da fachada noroeste, 14,20m², Ae_{ne} a área da parede da fachada nordeste, 16,605m², Dt_{no} o acréscimo diferencial de temperatura para a fachada noroeste, 3,9°C, e Dt_{ne} o acréscimo diferencial de temperatura para a fachada nordeste, 0°C.

Adotou-se uma cor média para edificação. Desta forma, tem-se:

$$q = 2,32 \times 14,61 \times [(38,1 - 23) + 3,9] + 2,32 \times 16,8 \times [(38,1 - 23) + 0] = \mathbf{1,23kW} \quad (3.7)$$

Calor devido ao teto

O ambiente da diretoria tem influência de um teto que não possui claraboia. Portanto, pode-se calcular o calor devido ao teto como:

$$q = U \times A_e \times (T_e - T_i + D_t) \quad (3.8)$$

sendo D_t o acréscimo diferencial de temperatura, pela tabela 3.5 do Creder (2004), 22,2°C, A_e a área do teto, 16,4m² e U o coeficiente global de transmissão de calor do teto, 1,96W/m²°C.

	HORA	SE	E	NE	N	NO	O	SO	FORRO	
COR MÉDIA (vermelho, marron, cinza claro)	8	0,5	1,1							
	9	7,8	9,4	3,9					1,7	
	10	10	14,4	8,3					9,4	
	11	7,2	12,8	8,9					15,0	
	12	2,8	8,9	7,2					20,0	
	13		2,8	3,9					22,2	
	14				0,5				23,3	
	15						3,9	2,78		22,2
	16						7,2	8,9	2,7	20,0
	17						8,9	12,8	7,2	15,0
	18						8,3	14,4	10	9,4
	19						3,9	9,4	7,8	1,7
	20							1,1	0,5	

Figura 15: Acréscimo diferencial de temperatura.

Fonte: Creder (2004)

Desta forma:

$$q = 1,96 \times 17,02 \times ((38,1 - 23) + 22,2) = \mathbf{1,24KW} \quad (3.9)$$

Calor devido a iluminação

A NBR 16401-1/2008, tabela C.2, lista os valores de potência dissipada por metro quadrado para cada ambiente. O ambiente em questão enquadra-se em escritórios e bancos.

Local	Tipos de iluminação	Nível de iluminação Lux	Potência dissipada W/m ²
Escritórios e bancos	Fluorescente	500	16
Lojas	Fluorescente	750	17
	Fluorescente compacta		23
	Vapor metálico		28
Residências	Fluorescente compacta	150	9
	Incandescente		30
Supermercados	Fluorescente	1 000	21
	Vapor metálico		30
Armazéns climatizados	Fluorescentes	100	2
	Vapor Metálico		3
Cinemas e teatros	Fluorescente compacta	50	6
	Vapor metálico		4
Museus	Fluorescente	200	5
	Fluorescente compacta		11
Bibliotecas	Fluorescente	500	16
	Fluorescente compacta		28
Restaurantes	Fluorescente compacta	150	13
	Incandescente		41

Figura 16: Taxas de dissipação de calor pela iluminação.

Fonte: NBR 16401-1 (2008)

Sendo assim, (Creder, 2004) indica que o calor liberado no ambiente pela iluminação é dado por :

$$q = A_i \times P_d \quad (3.10)$$

, onde A_i é a área interna do ambiente diretoria, 16,4 m², e P_d a potência dissipada de acordo com a NBR 16401-1/2008, ou seja, 16 W/m². Logo, tem-se o calor do ambiente:

$$q = 16,4 \times 16 = \mathbf{0,262KW} \quad (3.11)$$

Calor liberado por pessoas

O ser humano emite calor sensível e calor latente, o primeiro pode ser descrito, segundo Creder (2004), como a forma de calor que produz uma mudança de temperatura de um corpo. Já o calor latente é descrito, pelo mesmo autor, como a quantidade de calor que acrescenta-se ou retira de um corpo, causando a sua mudança de estado, sem mudar a temperatura. O calor liberado pelos indivíduos é tabulado de acordo com a NBR 16401-1/2008, exposto na Figura

17. No contexto do ambiente em questão, que é um escritório, adota-se, mediante o uso da tabela, uma atividade moderada durante o trabalho de escritório.

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

Figura 17: Taxas típicas de calor liberados por pessoas.

Fonte: NBR 16401-1 (2008)

O calor liberado pelas pessoas é dado pela soma do calor sensível com o calor latente, conforme afirma Creder (2004), sendo :

$$qs = n \times qs' \quad (3.12)$$

Onde N é o número de pessoas no recinto que, para um escritório, é dado pela razão entre a área do ambiente dividido por 7m², ou seja, sendo o ambiente diretoria de 16,4 m², tem-se para este ambiente, 2 pessoas. Além disso, qs' é o calor sensível dissipado por uma pessoa de acordo com a tabela. Portanto, tem-se de calor sensível dissipado no ambiente:

$$qs = 2 \times 75 = \mathbf{0,150KW} \quad (3.13)$$

Já para o calor latente, tem-se :

$$ql = n \times ql' \quad (3.14)$$

Sendo ql o calor latente total dissipado pelas pessoas e ql' o calor latente tabelado dissipado por um indivíduo apenas. Portanto:

$$ql = 2 \times 55 = \mathbf{0,110KW} \quad (3.15)$$

Desta forma, tem-se o calor gerado para este ambiente como a soma do calor latente com o calor sensível, ou seja:

$$q = 0,110 + 0,150 = \mathbf{0,260KW} \quad (3.16)$$

Calor devido aos equipamentos

A NBR 16401-1/2008 lista os valores de potência dissipada por metro quadrado para equipamentos de escritório de acordo com seu nível de carga, conforme pode ser visto na Figura 18. Por tratar-se apenas de uma sala de diretoria onde há apenas computadores de baixa potência e impressoras, adota-se um tipo de carga médio.

Densidade típica de carga de equipamentos para diversos tipos de escritórios		
Tipo de carga	Densidade W/m ²	Descrição do escritório Assumindo:
Leve	5,4	15,5 m ² por posto de trabalho com computador e monitor em cada um, mais impressora e fax. Fator de diversidade de 0,67, exceto 0,33 para impressoras
Média	10,7	11,6 m ² por posto de trabalho com computador e monitor em cada um, mais impressora e fax. Fator de diversidade de 0,75, exceto 0,50 para impressoras
Média/alta	16,2	9,3 m ² por posto de trabalho com computador e monitor em cada um, mais impressora e fax. Fator de diversidade de 0,75, exceto 0,50 para impressoras
Alta	21,5	7,7 m ² por posto de trabalho com computador e monitor em cada um, mais impressora e fax. Fator de diversidade de 1,0, exceto 0,50 para impressoras

Figura 18: Densidade de carga por equipamentos.
Fonte: NBR 16401-1 (2008)

Sendo a potência dissipada por estes equipamentos, de acordo com Creder (2004):

$$q = A_i \times P_e \quad (3.17)$$

Onde A_i é a área interna do ambiente, 16,4m², e P_e a potência do equipamento de acordo com a tabela da NBR16401-1/2008, 10,7W/m². Sendo assim, tem-se:

$$q = 17,02 \times 10,7 = \mathbf{0,18KW} \quad (3.18)$$

Calor devido a ventilação

O ar insuflado em um recinto condicionado retorna ao equipamento de refrigeração, impulsionado por um ventilador dimensionado de maneira a superar todas as perdas de cargas estáticas e dinâmicas presentes em todo o circuito do ar.

O ar de insuflamento num recinto condicionado retoma ao equipamento de refrigeração, impulsionado pelo ventilador. Parte desse ar é perdido pelas frestas, aberturas, etc, precisando ser recompletada pelo ar exterior. Primeiramente, deve-se achar a vazão de ar exterior para o recinto que, segundo Creder (2004), é obtida por meio da equação abaixo:

$$Q_{ae} = (F_p \times N + F_a \times A_i) / 1000 \quad (3.19)$$

Onde F_p é a vazão de ar por pessoa no recinto e F_a é a vazão de ar por área, ambos encontram-se na tabela 1 da NBR16401-3/2008, conforme pode ser visto na Figura 19, N é o número de pessoas no ambiente e A_i é a área interna do ambiente, 16,4m².

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

Figura 19: Vazão eficaz mínima do ar exterior.

Fonte: NBR 16401-3 (2008)

Adota-se o nível 3, ou seja, vazão de ar exterior para ventilação que segundo estudos existem evidências de redução de reclamações e manifestações alérgicas, conforme afirmado na NBR 16401-3 (2008). Desta forma, $F_p = 3,8L/N \times pessoa$ e $F_a = 0,5L/m$. Portanto:

$$Q_{ae} = (3,8 \times 2 + 0,5 \times 16,4)/1000 = \mathbf{0,016m^3/s} \quad (3.20)$$

Desta forma, pode-se calcular o calor devido a ventilação, que é dado pela soma do calor sensível e do calor latente. Sendo o calor sensível calculado, segundo Creder (2004), por meio da seguinte equação:

$$q_s = 1214,172 \times Q \times (T_e - T_i) \quad (3.21)$$

Onde q_s é o calor sensível devido a ventilação, Q a vazão de ar exterior, $0,016\text{m}^3/\text{s}$, T_e a temperatura do exterior, $38,1^\circ\text{C}$ e T_i a temperatura interna, 23°C . Portanto:

$$q_s = 1214,1572 \times 0,016 \times (38,1 - 23) = \mathbf{0,295\text{KW}} \quad (3.22)$$

Já o calor latente pode ser calculado, de acordo com Creder (2004), conforme a equação abaixo:

$$q_l = (h_{te} - h_{ti}) \times Y \times Q \quad (3.23)$$

Onde q_l é o calor latente devido à ventilação, Q é a vazão de ar exterior ($0,016\text{ m}^3/\text{s}$), Y é o peso específico do ar ($1,2\text{ kg}/\text{m}^3$), h_{te} é a entalpia do ar (gás ideal; pressão de referência para a entropia é $0,1\text{ MPa}$ ou 1 bar) na temperatura exterior $314,27\text{ kJ}/\text{kg}$, e h_{ti} é a entalpia do ar (gás ideal; pressão de referência para a entropia é $0,1\text{ MPa}$ ou 1 bar) na temperatura interior $298,18\text{ kJ}/\text{kg}$ (Tabela A.7 Van Wylen et al. (1998)). Portanto, o calor latente devido à ventilação será:

$$q_l = (314,27 - 298,18) \times 1,2 \times 0,016 = \mathbf{0,309\text{kW}} \quad (3.24)$$

Portanto, o calor total devido a ventilação, para este ambiente, será:

$$q = 0,295 + 0,309 = \mathbf{0,604\text{kW}} \quad (3.25)$$

Calor devido as infiltrações

Segundo Creder (2004) o movimento do ar exterior ao recinto possibilita a sua penetração através das frestas nas portas, janelas ou outras aberturas. Tal penetração adiciona carga térmica sensível e latente. Não há uma precisão para o cálculo dessa carga, mas existem métodos que chegam a um valor aproximado. Portanto, para este projeto, será adotado o método das frestas.

Primeiramente, deve-se achar a vazão para as frestas do ambiente, que no caso é uma janela e uma porta. Os valores desta vazão são tabeladas segundo a tabela 3.13, Infiltração de Ar Exterior, do livro Creder (2004). Além disso, o mesmo autor descrever as equações necessárias para o cálculo do calor devido as infiltrações. Sendo assim:

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

Figura 20: Calor pela infiltração.
Fonte: Creder (2004).

Foi adotado a janela comum e uma porta mal ajustada, desta forma tem-se:

$$\text{Vazão da janela}(Q_j) = 3 \text{ m}^3/\text{h} \times L_j \quad (3.26)$$

$$\text{Vazão da porta}(Q_p) = 13 \text{ m}^3/\text{h} \times L_p \quad (3.27)$$

Onde L_j é a largura da janela e L_p é a largura da porta. Portanto:

$$\text{Vazão da janela}(Q_j) = 3 \text{ m}^3/\text{h} \times 2 = 6 \text{ m}^3/\text{h} \quad (3.28)$$

$$\text{Vazão da porta}(Q_p) = 13 \text{ m}^3/\text{h} \times 1 = 13 \text{ m}^3/\text{h} \quad (3.29)$$

Desta forma, calcula-se o calor sensível e o calor latente. Sendo o calor sensível devido à fresta da janela e da porta, respectivamente:

$$\text{Calor sensível janela}(Q_{sj}) = 1,214 \times \frac{Q_j}{3600} \times (T_{\text{externa}} - T_{\text{interna}}) \quad (3.30)$$

$$\text{Calor sensível janela}(Q_{sj}) = 1,214 \times \frac{6}{3600} \times (15) = 0,03 \text{ kW} \quad (3.31)$$

$$\text{Calor sensível porta}(Q_{sp}) = 1,214 \times \frac{Q_p}{3600} \times (T_{\text{externa}} - T_{\text{interna}}) \quad (3.32)$$

$$\text{Calor sensível porta}(Q_{sp}) = 1,214 \times \frac{13}{3600} \times (15) = \mathbf{0,0662kW} \quad (3.33)$$

Então, para o calor latente, tem-se:

$$Q_{lj} = \frac{(H_{te} - H_{ti}) \times Q_j \times Y}{3600} \quad (3.34)$$

Y é o peso específico do ar, que é de 1,2 Kg/m³, e H_{te} é a entalpia do ar na temperatura exterior, 314,27kJ/kg e H_{ti} a entalpia do ar na temperatura interior **Tabela A.7** (Van Wylen et al., 1998), 298,18kJ/kg. Portanto, o calor latente devido a infiltração na janela será:

$$\text{Calor latente janela}(Q_{lj}) = (314,27 - 298,18) \times \frac{6}{3600} \times 1,2 = \mathbf{0,032kW} \quad (3.35)$$

O calor latente da porta (Q_{lp}) é calculado pela seguinte expressão:

$$Q_{lp} = \frac{(H_{te} - H_{ti}) \times Q_p \times Y}{3600} \quad (3.36)$$

Substituindo os valores dados, obtém-se:

$$Q_{lp} = \frac{(314,27 - 298,18) \times 13 \times 1,2}{3600} = \mathbf{0,07kW} \quad (3.37)$$

Portanto, o calor total devido a infiltração, neste ambiente, será de: $Q_{lp} = \mathbf{0,198kW}$

Carga total da diretoria 2º pavimento

Dado o fim do cálculo de todas as frações da carga térmica total, os resultados das cargas individuais estão representados na tabela 6:

Tabela 6: Contribuição de Componentes na Carga Térmica

Componente	Contribuição (kW)	Contribuição (%)
Janelas	0,958	20,22
Paredes	1,23	26,01
Teto	1,238	26,26
Iluminação	0,262	5,54
Pessoas	0,260	5,49
Equipamentos	0,18	3,70
Ventilação	0,604	12,79
Infiltração	0,198	4,17

A carga total, Q_t , será dada pela soma de todas as outras cargas, portanto, tem-se:

$$Q_t = 4,95 \text{ kW ou } Q_t = 1,40 \text{ Tr ou } Q_t = 16890,8 \text{ BTU/h}$$

Total de ar de insuflamento

Considerando a necessidade de remover a carga térmica de calor sensível do ambiente e as condições do ar interior e de insuflamento, é possível determinar a quantidade total de ar em metros cúbicos por hora (m^3/h).

De acordo Creder (2004) a vazão de ar de insuflamento do ambiente é obtida por meio da equação abaixo:

$$Q = \frac{0,8594 \times Q_{st}}{0,29 \times (T_i - T_{\text{insuflamento}})} \quad (3.38)$$

onde q_{st} representa a soma de toda carga térmica de calor sensível do ambiente e possui valor de $4,431 \text{ kW}$, T_i é a temperatura interna do ambiente, 23°C e $T_{\text{insuflamento}}$ é a temperatura de insuflamento, 18°C

Portanto, tem-se:

$$Q = \frac{4431 \times 0,8594}{0,29 \times (23 - 18)} = 2626,741 \text{ m}^3/\text{h} \quad (3.39)$$

3.4.2 Resumo das Cargas Térmicas

Repetindo o procedimento da seção anterior, foram calculadas as cargas térmicas de todos os ambientes, que estão na tabela 7

Tabela 7: Resumo de Cargas e Vazões por Ambiente.

Ambiente	Pavimento	Carga Térmica [T_r]	Vazão de insuflamento [m^3/h]
Diretoria	2º Pavimento	1,408	2.626,741
Administrativo 01	2º Pavimento	5,357	9.819,729
Administrativo 02	2º Pavimento	4,401	7.825,296
TI	2º Pavimento	1,263	2.323,586
Diretoria	1º Pavimento	1,21	2.219,91
Administrativo 01	1º Pavimento	4,5	8.026,50
Administrativo 02	1º Pavimento	3,54	6.032,07
TI	1º Pavimento	1,03	1.838,44

Esses valores serão utilizados para a seleção dos componentes adequados para a refrigeração do ambiente

3.5 SELEÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Ao avaliar sistemas de refrigeração, é inevitável a comparação entre os seus tipos, isto é, sistema de expansão direta e indireta. Ambos apresentam vantagens específicas e desafios. Sistemas de expansão direta, com sua resposta rápida e menor complexidade, podem ser mais eficazes em ambientes menores e quando custos iniciais baixos são uma prioridade (Creder, 2004). Por outro lado, sistemas de expansão indireta possuem a vantagem em grandes instalações e quando a integração com outras medidas sustentáveis de energia é contemplada (Creder, 2004). Também são preferíveis em aplicações que demandam uma separação física entre o ciclo de refrigeração e o ambiente climatizado.

Portanto, a escolha entre sistemas de expansão direta e indireta deve ser baseada nas necessidades específicas do projeto, considerando fatores como o tamanho da instalação, o nível de complexidade desejado e a importância de integrar medidas sustentáveis de energia. Cada sistema tem seu lugar e suas vantagens, mas é essencial avaliar cuidadosamente as características de cada um antes de tomar uma decisão. Neste trabalho, será dada a preferência pelo sistema de expansão indireta pelas seguintes razões:

- **Eficiência energética e atendimento às Cargas Térmicas:** As tabelas apresentam cargas térmicas que demandam um sistema capaz não apenas de atingir metas de temperatura, mas de fazê-lo com ênfase na preservação de energia. De acordo com estudos de Bond et al. (1981) e Siecker et al. (2020), a expansão indireta demonstra ser uma abordagem eficaz ao otimizar o uso de energia, posicionando o *chiller* fora dos espaços ocupados. Isso minimiza a transferência de calor dentro do edifício, alinhando-se perfeitamente com os objetivos de economia de energia a longo prazo, contanto que o *chiller* especificado atenda às condições de remoção da carga térmica necessária. Em uma época em que a consciência ambiental é crucial, a escolha estratégica do sistema de *HVAC* com expansão indireta não apenas resulta em economia de custos a longo prazo, mas também contribui para o crédito de carbono.
- **Redução de Ruído e Conforto dos Ocupantes:** De acordo com Ganime et al. (2010), Os

espaços administrativos são mais produtivos em uma atmosfera serena e sem ruídos. A escolha de um sistema de expansão indireta leva em consideração a necessidade de redução de ruído. [Lei and Zaheeruddin \(2005\)](#) explora a possibilidade de que ao posicionar o *chiller* longe dos espaços ocupados, o sistema minimiza o ruído operacional, contribuindo para um ambiente de trabalho mais silencioso. Esta consideração aumenta o conforto dos ocupantes, reconhecendo a importância de um ambiente tranquilo em áreas administrativas onde a concentração e a produtividade são fundamentais.

- **Manutenção:** De acordo com [Au-Yong et al. \(2014\)](#), a manutenção é um aspecto inevitável dos sistemas HVAC. Aqui, o sistema de expansão indireta é mais vantajoso pela sua acessibilidade. Colocar o *chiller* fora dos espaços ocupados não apenas simplifica as tarefas de manutenção, mas também torna possível que reparos no sistema sejam efetuados com um impacto menor na disponibilidade do escritório ([Sinopoli, 2010](#)). Aderindo às normas NBR 16401:2008, a escolha por um sistema de expansão indireta garante não apenas funcionalidade, mas também conformidade com as regulamentações do setor.

No entanto, as restrições espaciais impostas pelas características arquitetônicas do edifício limitam a sua viabilidade, a distância entre a casa de máquinas aos ambientes Diretoria e T.I, em ambos os pavimentos, associado a baixa vazão de insuflamento necessária nestes ambientes, optou-se, portanto, por utilizar o sistemas de expansão direta para estas salas com aparelhos de condicionadores de ar do tipo *Hi Wall*.

Para este trabalho , será realizada a seleção e dimensionamento dos seguintes componentes de um sistema HVAC:

- Difusores
- Dutos
- *Fan coils*
- *Chillers*
- Bombas e Rede Hidráulica

3.6 SELEÇÃO DOS DIFUSORES

Posterior ao cálculo da carga térmica e vazão de ar necessária em cada ambiente, deve-se pensar como será introduzido o ar nos ambientes. Um dos principais objetivos da distribuição adequada de ar é garantir a temperatura e umidade, que foi prevista no projeto, em toda zona de ocupação - área efetiva em que as pessoas encontram-se. A distribuição de ar no ambiente dá-se por meio dos difusores ou grelhas de insuflamentos. Para este projeto, a distribuição do ar de insuflamento recinto se dará por meio de difusores. A figura abaixo destaca alguns tipos de difusores.

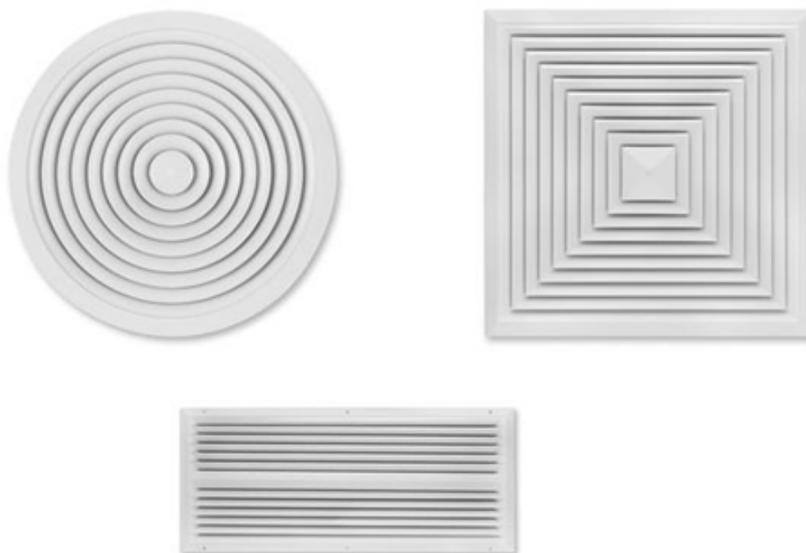


Figura 21: Difusores ADLR,ADQ e ADLQ.
Fonte: Trox Technik. Acesso em: 20/11/2023

3.6.1 Dimensionamento dos Difusores

Os difusores desempenham um papel crucial na climatização de espaços, visando assegurar não apenas a distribuição adequada, mas também a eficiência e o conforto térmico dentro de um ambiente (Jaszczur et al., 2019). Esses dispositivos são projetados com a finalidade de otimizar a dispersão do ar, promovendo uma circulação uniforme do ar no espaço em questão (Zhang et al., 2009). Sua função vai além de apenas movimentar o ar; eles são projetados para minimizar correntes de ar desconfortáveis, evitando pontos quentes ou frios no ambiente. Ao criar uma atmosfera homogênea, os difusores contribuem para a otimização do desempenho

de sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado, resultando em um ambiente mais saudável e propício ao bem-estar dos ocupantes (Jaszczur et al., 2019).

Dimensionamento dos difusores de insuflamento: Administrativo 01 2º pavimento

Para realizar o dimensionamento dos difusores, deve-se falar um pouco sobre os difusores de insuflamento. Os difusores de insuflamento são aqueles que distribuem o ar em menor temperatura para o ambiente.

Conforme a tabela (7), o ambiente administrativo 01 possui as seguintes características:

- Vazão de insuflamento: 9819,729 m³/h
- Temperatura de insuflamento: 18 °C
- Pé direito: 2,7 m

Sendo assim, escolheu-se para o recinto em questão, uma distribuição por meio de 8 difusores, pois consegue contemplar todo ambiente. A vazão de insuflamento em cada difusor é dado pela divisão da vazão de insuflamento pela quantidade de difusores, logo, têm-se uma vazão de 1227,466 m³/h por difusor.

Para este projeto, serão adotados os difusores quadrados ADLQ do fabricante TROX. O método de seleção do fabricante se dá por meio dos seguintes fatores:

- Vazão
- Área efetiva
- Alcances máximos e mínimos do difusor

A área efetiva do difusor é dado por meio da equação:

$$F_{eff} = \frac{Q_i}{3600v} \quad (3.40)$$

Onde:

- F_{eff} : Área efetiva do difusor [m/s]

- Q_i : Vazão de insuflamento no difusor [m^3/h]
- v : Velocidade de insuflamento no difusor

A velocidade de insuflamento no difusor terá como base os dutos de saídas. O trecho de duto que será adotado anterior aos difusores de insuflamento será um trecho na vertical, portanto, conforme a Figura 22, têm – se:

Designação	Recomendadas (m/s)			Máximas (m/s)			
	Residências	Escolas, teatros e edifícios públicos	Prédios industriais	Residências	Escolas, teatros e edifícios públicos	Prédios industriais	
Tomadas de ar exterior ^(A)	2,50	2,50	2,50	4,00	4,50	6,00	
Serpentinas(1)	Resfriamento	2,25	2,50	3,00	2,25	2,50	3,60
	Aquecimento	2,25	2,50	3,00	2,50	3,00	7,50
Lavadores de ar	- Borrifcador	2,50	2,50	2,50	3,50	3,50	3,50
	- alta velocidade	-	-	9,00	-	-	9,00
Descarga do ventilador	mín.	5,00	6,50	8,00	-	-	-
	máx.	8,00	10,00	12,00	8,50	11,00	14,00
Dutos principais	mín.	3,50	5,00	6,00	-	-	-
	máx.	4,50	6,50	9,00	6,00	8,00	10,00
Ramais horizontais	mín.	-	3,00	4,00	-	-	-
	máx.	3,00	4,50	5,00	5,00	6,50	9,00
Ramais verticais	mín.	-	3,00	-	-	-	-
	máx.	2,50	3,50	4,00	4,00	6,00	8,00

Figura 22: Velocidades recomendadas e máximas para dutos de ar e equipamentos de sistemas de baixa pressão.

Fonte: NBR 6401 (1980)

Portanto, a velocidade deve estar entre 3 e 6 m/s. Logo, utilizando a equação 3.41, para os valores de 3 e 6 m/s, obtém-se que a área efetiva dos difusores: F_{eff} terá o valor de 0,0568 m^2 quando a velocidade for de 6m/s e F_{eff} terá o valor de 0,114 m^2 quando a velocidade for de 3m/s. Portanto, pelo catálogo do fabricante, evidenciado na tabela abaixo, tem-se os difusores de tamanho 5,6,7 e 8 aprovados.

Tam.	D \emptyset mm	F _{eff} m ²
1	192	0,0104
2	248	0,0185
3	304	0,0297
4	360	0,0440
5	416	0,0628
6	446	0,0728
7	546	0,1175
8	571	0,1280

Difusores quadrados

Figura 23: Relação de área efetiva difusores ADLQ TROX
Fonte: Trox Technik. Acesso em: 20/11/2023

Como mencionado anteriormente, a consideração do alcance do difusor desempenha um papel fundamental em sua seleção. De acordo com o layout abaixo, é estabelecida a seguinte relação de alcance dos difusores.

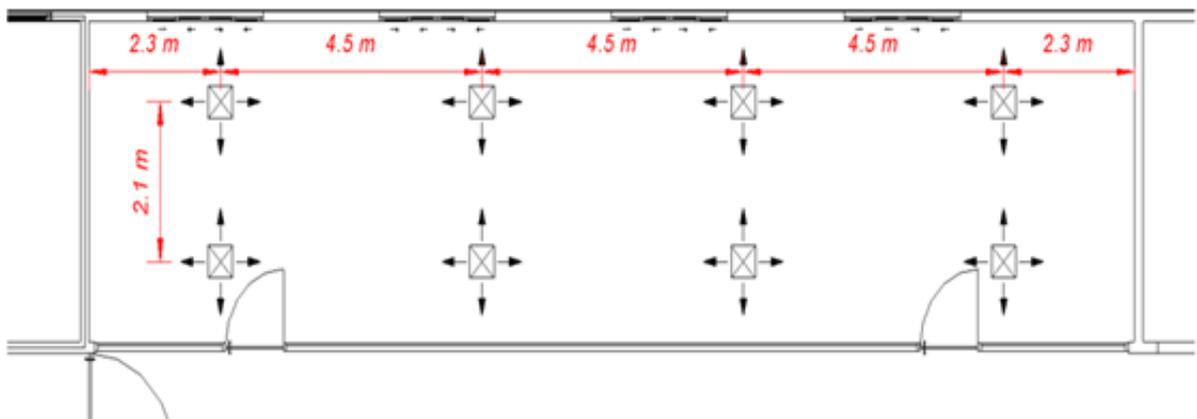


Figura 24: Relação dos alcances dos difusores de insuflamento do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento

Fonte: Os autores.(2023)

Desta maneira, tem-se que o alcance máximo (L_{max}) e o alcance mínimo (L_{min}) são de 4,5 m e 2,1 m, respectivamente. Sendo a vazão em cada difusor de 1227,466 m³/h, por meio do catálogo

do fabricante, seleciona-se o difusor.

Tamanho		4	5	6	7	8
m ³ /h	☑ colarinho	305	361	391	491	516
1100	V _{eff}	7	5	4,2	2,7	2,4
	Δp	3	1,5	1	0,4	0,2
	dB(A)	39	30	24	16	15
	Alc	3,3-5,5	2,8-4,5	2,5-4,3	2-3,4	1,9-3,2
1200	V _{eff}	7,8	5,4	4,6	2,9	2,7
	Δp	3,5	1,7	1,2	0,5	0,4
	dB(A)	41	32	27	18	17
	Alc	3,6-6	3-5	2,9-4,6	2,3-3,7	2-3,5
1300	V _{eff}	8,2	5,8	5	3,1	2,9
	Δp	4	2	1,5	0,8	0,5
	dB(A)	43	34	30	18	17
	Alc	4-6,8	3,3-5,5	3-5	2,5-4	2,3-3,9
1400	V _{eff}	9	6,2	5,4	3,4	3,1
	Δp	5	2,3	1,7	0,7	0,6
	dB(A)	47	36	31	21	19
	Alc	4,2-7	3,5-6	3,3-5,5	2,6-4,4	2,5-4
1500	V _{eff}		6,6	5,8	3,7	3,3
	Δp		2,6	1,9	0,8	0,7
	dB(A)		38	34	24	20
	Alc		3,9-6,3	3,5-6	2,9-4,8	2,7-4,5
1750	V _{eff}		7,9	6,8	4,1	3,7
	Δp		3,5	2,7	1	0,8
	dB(A)		43	38	28	25
	Alc		4,5-7,5	4,2-7	3,3-5,5	3,2-5
2000	V _{eff}		9	7,6	4,7	4,4
	Δp		5	3,4	1,3	1,2
	dB(A)		48	41	31	31
	Alc		5-8,5	4,7-8	3,7-6	3,5-6
2250	V _{eff}			8,5	5,8	4,8
	Δp			4,2	1,7	1,4
	dB(A)			45	36	34
	Alc			5,2-9	4,3-7	4-6,6
2500	V _{eff}				6	5,5
	Δp				2,1	1,7
	dB(A)				39	37
	Alc				4,6-7,9	4,5-7,5
2750	V _{eff}				6,5	6
	Δp				2,5	2,1
	dB(A)				41	40
	Alc				5-8,5	4,8-8,1
3000	V _{eff}				7,2	6,5
	Δp				3	2,5
	dB(A)				44	42
	Alc				5,7-9,4	5,2-9
3250	V _{eff}				7,9	7
	Δp				3,7	3
	dB(A)				48	45
	Alc				6-10	5,8-9,8
3500	V _{eff}				8,4	7,6
	Δp				4,2	3,4
	dB(A)				49	47
	Alc				6,7-11	6,2-10,5

Figura 25: Catálogo difusores ADLQ
 Fonte: Trox Technik. Acesso em: 20/11/2023

O difusor selecionado será o difusor de tamanho 7 para vazão de 1500 m³/h, pois ele atende todos os parâmetros necessários e possui um valor financeiro menor que os difusores de tamanho 8 sem um acréscimo tão significativo de perda de carga.

Tabela 8: Resumo dos Difusores de Insuflamento

Descrição	Valor
Vazão do difusor	1500 [m ³ /h]
Velocidade efetiva do difusor	3,7 [m/s]
dB(A)	24
Alcance [m]	2,9 – 4,8
Perda de carga por difusor	0,8 [mmCA]
Quantidade de difusores no ambiente	8
Perda de carga total [mmCA]	6,4 [mmCA]

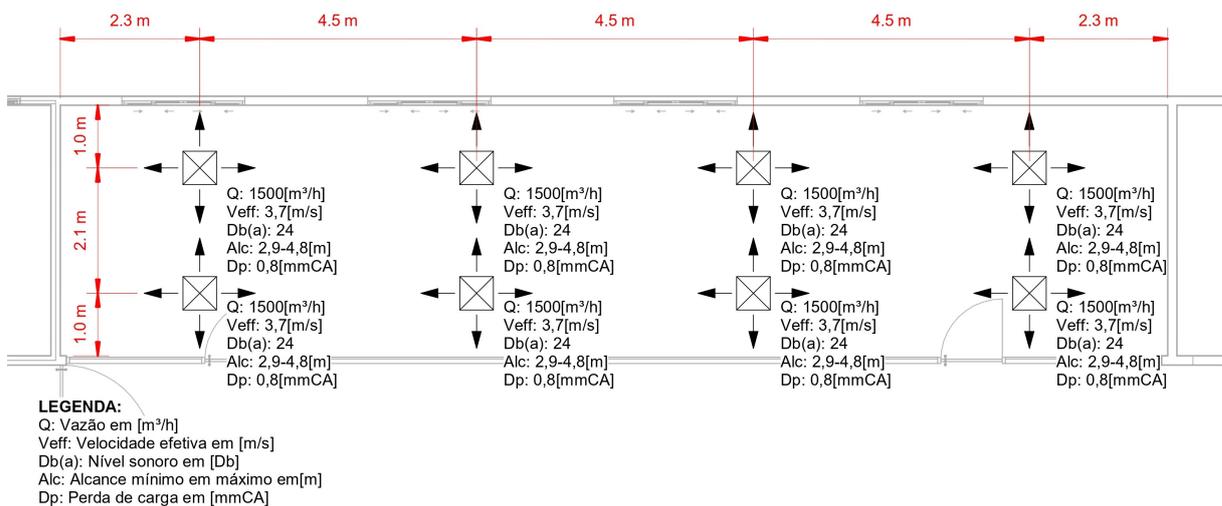


Figura 26: Planta de teto – Distribuição dos difusores de insuflamento do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento.

Fonte: Os autores.(2023)

Dimensionamento dos difusores de retorno: Administrativo 01 2º pavimento

Os difusores de retorno são responsáveis por levarem o ar do ambiente de volta ao local onde encontram-se os condicionadores de ar. Segundo Creder (2004), para dimensionar os difusores de retorno deve-se saber a vazão de retorno, esta, por sua vez, é calculada a partir da seguinte equação:

$$Q_r = Q - Q_{ae} \quad (3.41)$$

Onde:

Q_r – Vazão de retorno em $\frac{m^3}{h}$

Q – Vazão de insuflamento $\frac{m^3}{h}$

Q_{ae} – Vazão de ar exterior $\frac{m^3}{h}$

De forma que a vazão de insuflamento e a vazão de ar exterior são obtidas, respectivamente, pelas equações 3.38 e 3.19. Sendo assim, encontra-se uma vazão de retorno para o ambiente administrativo 01 do 2ª pavimento de $9546,129 \frac{m^3}{h}$.

Portanto, escolheu-se, para o recinto em questão, uma distribuição por meio de 4 difusores de retorno, pois consegue contemplar todo o ar do ambiente. Logo, sabendo que a vazão no difusor é dado pela divisão entre a vazão de retorno pela quantidade de difusores, têm-se uma vazão de $2386,53 \text{ m}^3/\text{h}$ por difusor. Feito isso, deve-se conhecer os alcances mínimos e máximos, ilustrados na figura 27, e repetir os mesmos procedimentos para o dimensionamento dos difusores de insuflamento, ou seja, cálculo da área efetiva, a partir da equação 3.41, e seleção dos difusores conforme Figuras 23 e 25.

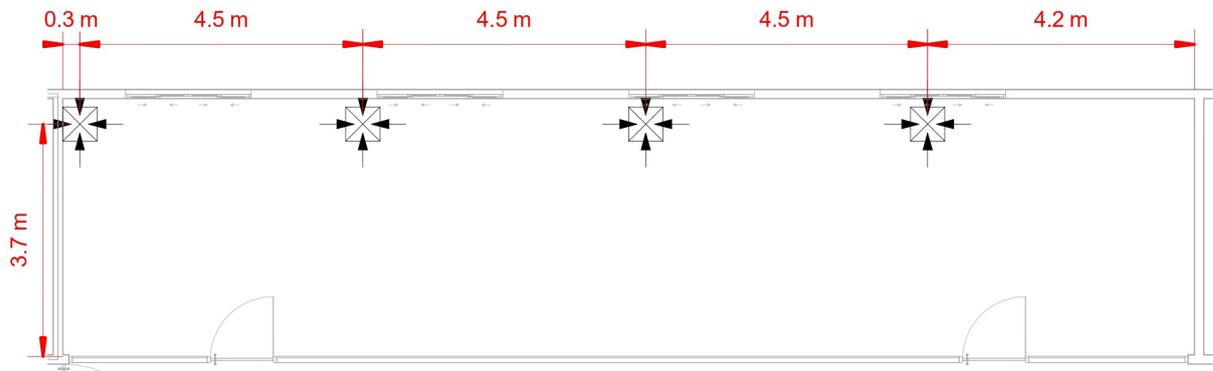
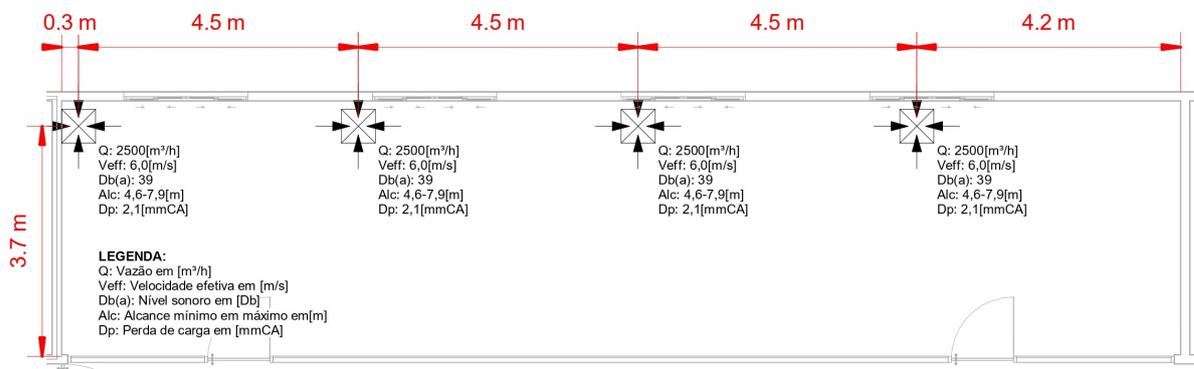


Figura 27: Relação de alcance dos difusores de retorno do ambiente administrativo 01 do 2ª pavimento.
Fonte: Os autores (2023)

Portanto, a partir dos cálculos e da análise de relação entre alcances, o difusor de retorno selecionado será o de tamanho 7 para uma vazão de $2500 \text{ m}^3/\text{h}$. A tabela e figura abaixo demonstram as características deste difusor.

Tabela 9: Resumo dos Difusores de Retorno

Descrição	Valor
Vazão do difusor	2500 [m ³ /h]
Velocidade efetiva do difusor	6,0 [m/s]
dB(A)	39
Alcance [m]	3,7 – 4,8
Perda de carga por difusor	2,1 [mmCA]
Quantidade de difusores no ambiente	8
Perda de carga total [mmCA]	8,4 [mmCA]

**Figura 28: Planta de teto – Distribuição dos difusores de retorno do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento.**

Fonte: Os autores (2023)

Para os outros ambientes, foram realizadas os mesmos métodos para o dimensionamento dos difusores. Desta forma, os resultados destes dimensionamentos e os layouts desses ambientes encontram-se nos seguintes apêndices:

- Ambiente administrativo 02 2º Pavimento - Apêndice C
- Ambiente administrativo 01 1º Pavimento - Apêndice D
- Ambiente administrativo 02 1º Pavimento - Apêndice E

3.7 DUTOS

Os dutos são condutores do ar que permitem a circulação desde o ventilador até os pontos de insuflamento, isto é, quando o ar é transportado do condicionador de ar até as bocas de insuflação, neste caso são os difusores, ou pontos de retorno, ou seja, aqueles utilizados para transportar o ar do local condicionado até de volta para a casa de máquinas, onde se encontra o equipamento condicionador de ar.

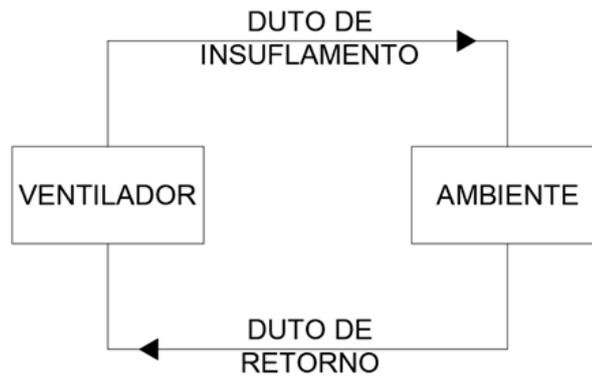


Figura 29: Circuito de ar HVAC.
 Fonte: Os autores (2023)

Segundo **Creder (2004)**, o uso de dutos condutores de ar são para os seguintes fins:

- Insuflamento de ar;
- Retorno de ar;
- Tomada de ar exterior;
- Câmara misturadora de ar de retorno e exterior;
- Como carcaça cobrindo os filtros, serpentinas, eliminadores e ventiladores.

Para o dimensionamento dos dutos é necessário levar em conta os seguintes fatores:

- Volume de ar de insuflamento;
- Volume de ar de retorno;
- Resistência a ser vencida no duto.

Materiais de construção dos dutos

Os dutos podem ser construídos dos mais diferentes tipos de materiais, sendo que a escolha irá depender muito do tipo de projeto que se necessita, como também de fatores econômicos, mas basicamente eles podem ser feitos de diversos materiais, sendo os mais comuns de chapas de metal galvanizado ou de alumínio. A Figura 30 exemplifica um tipo de duto bem comum em instalações de HVAC:



Figura 30: Figura: Dutos de chapa de aço galvanizado.
Fonte: Espiro Dutos. Acesso em: 20/11/2023

Métodos de dimensionamento de dutos

Segundo **Creder (2004)**, os métodos mais utilizados de dimensionamentos de dutos são:

- Método da velocidade;
- Método de igual perda de carga;
- Método da recuperação estática.

Para este projeto, será adotado o método de igual perda de carga que, segundo **Creder (2004)**, é o método onde a perda de carga unitária é mantida constante em todo o sistema, ou seja, para determinar a perda no sistema de dutos, multiplica-se a perda unitária pelo comprimento equivalente da rede de dutos.

3.7.1 Procedimento do Cálculo Dos Dutos a Partir do Método de Igual Perda de Carga

Após o cálculo de cargas térmicas, vazões e seleções dos difusores, localizado-os dentro do ambiente a ser climatizado, traçou-se o layout da rede de dutos de cada ambiente, interligando-os com o condicionador de ar na casa de máquinas e bocas de insuflação. Além disso, é importante destacar que o trabalho proposto não fará os dimensionamentos do isolamento térmico da rede de dutos.

Dimensionamento dos dutos: Administrativo 01 do segundo pavimento

As características fundamentais para os dimensionamento dos dutos, conforme já dito, são: vazão, velocidade e tipo de material do duto – que configurará uma determinada resistência para o escoamento do fluido. A vazão de insuflamento e de retorno foram calculadas na tabela 7, Já a velocidade nos trechos do duto varia de acordo com a tabela 13 da NBR 6401/1980, que pode ser vista na Figura 22 na seção dos difusores.

O layout adotado deve ser aquele que busca o menor comprimento de dutos possível, associado a uma boa distribuição de ar. Desta forma, foi-se considerado o seguinte layout:

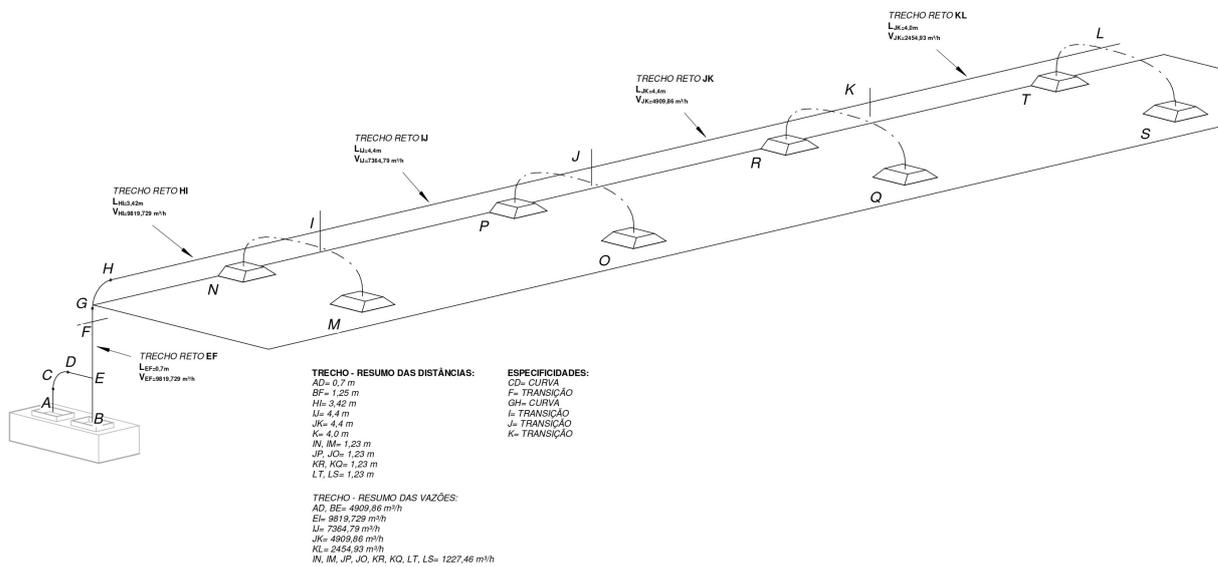


Figura 31: Layout dos dutos de insuflamento do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento
Fonte: Os autores.(2023)

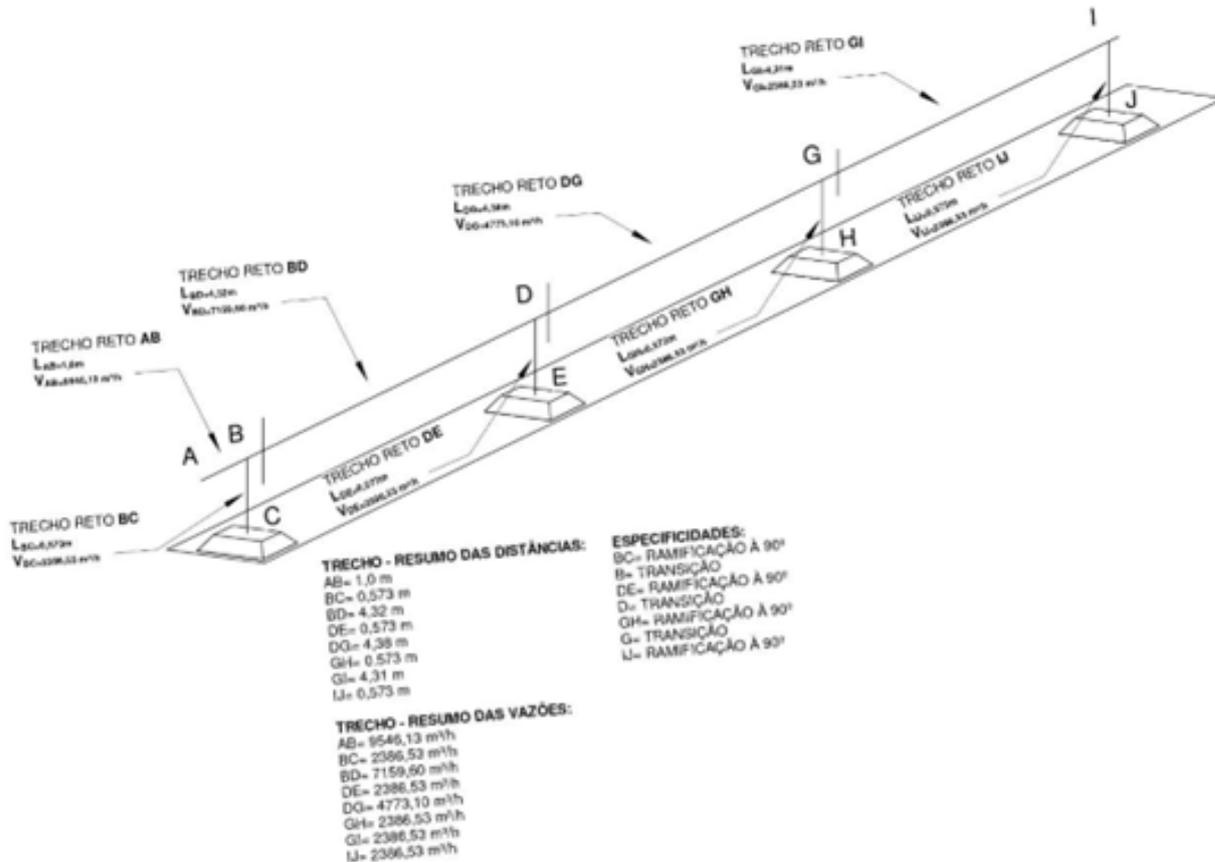


Figura 32: Layout dos dutos de retorno do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento
 Fonte: Os autores.(2023)

Tabela 10: Resumo das características para cálculo dos dutos de insuflamento

Trecho	Comprimento	Vazão	Designação	Velocidade (NBR6401)	Material
AE	0,7 m	4909,86 m ³ /h	Descarga do ventilador	Máxima: 11 m/s, Mínima: 10 m/s	Aço galvanizado
BE	0,4 m	4909,86 m ³ /h	Descarga do ventilador	Máxima: 11 m/s, Mínima: 10 m/s	Aço galvanizado
EF	0,7 m	9819,73 m ³ /h	Descarga do ventilador	Máxima: 11 m/s, Mínima: 10 m/s	Aço galvanizado
FI	3,65 m	9819,73 m ³ /h	Duto principal	Máxima: 8,0 m/s, Mínima: 6,5 m/s	Aço galvanizado
IJ	4,4 m	7364,79 m ³ /h	Duto principal	Máxima: 8,0 m/s, Mínima: 6,5 m/s	Aço galvanizado
JK	4,4 m	4909,86 m ³ /h	Duto principal	Máxima: 8,0 m/s, Mínima: 6,5 m/s	Aço galvanizado
KL	4,0 m	2454,93 m ³ /h	Duto principal	Máxima: 8,0 m/s, Mínima: 6,5 m/s	Aço galvanizado
IM, IN, JO, JP, KQ, KR, LS, LT	1,23 m	1227,46 m ³ /h	Duto vertical/horizontal	Máxima: 6,0 m/s, Mínima: 3,5 m/s	Duto flexível

Tabela 11: Características do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento para o dimensionamento dos dutos de retorno.

Trecho	Comprimento	Vazão	Designação	Velocidade (NBR6401)	Material
AB	1,0 m	9546,13 m ³ /h	Duto principal	Máxima: 8,0 m/s, Mínima: 6,5 m/s	Aço galvanizado
BC	0,573 m	2386,53 m ³ /h	Duto vertical/horizontal	Máxima: 6,0 m/s, Mínima: 3,5 m/s	Aço galvanizado
BD	4,32 m	7159,60 m ³ /h	Duto principal	Máxima: 8,0 m/s, Mínima: 6,5 m/s	Aço galvanizado
DE	0,573 m	2386,53 m ³ /h	Duto vertical/horizontal	Máxima: 6,0 m/s, Mínima: 3,5 m/s	Aço galvanizado
DG	4,38 m	4773,10 m ³ /h	Duto principal	Máxima: 8,0 m/s, Mínima: 6,5 m/s	Aço galvanizado
GH	0,573 m	2386,53 m ³ /h	Duto vertical/horizontal	Máxima: 6,0 m/s, Mínima: 3,5 m/s	Aço galvanizado
GI	4,31 m	2386,53 m ³ /h	Duto principal	Máxima: 8,0 m/s, Mínima: 6,5 m/s	Aço galvanizado
IJ	0,573 m	2386,53 m ³ /h	Duto vertical/horizontal	Máxima: 6,0 m/s, Mínima: 3,5 m/s	Aço galvanizado

A área do duto pode ser calculada por meio da relação entre vazão e velocidade, isto é:

$$A = \frac{Q}{3600v} \quad (3.42)$$

Onde:

A – Área do duto [m]

Q – Vazão do trecho [m³/h]

V – Velocidade do trecho. [m/s]

De acordo com Darcy Weisbach, a perda de carga em uma rede de duto pode ser dada por:

$$D_p = \frac{\rho_f \times f \times L \times v_{ef}^2}{2 \times D \times g} \quad (3.43)$$

Onde:

(D_p – Perda de carga [mmca])

f – Fator de fricção

L – Comprimento do trecho [m]

v_{ef} – Velocidade efetiva do trecho [m/s]

D – Diâmetro equivalente do duto [m]

g – Gravidade [m/s²]

ρ_f – Peso específico do fluido [kg/m³]

Sabe-se que a velocidade efetiva é dada por:

$$v_{ef} = \frac{Q}{A} \quad (3.44)$$

Como serão usados dutos retangulares é necessário calcular o seu diâmetro equivalente que de acordo com Macintyre (1990) é dado por :

$$D = 1,3 \frac{(a \times b)^{0,625}}{(a + b)^{0,25}} \quad (3.45)$$

Onde: A – Largura do retângulo B – Altura do retângulo

Por fim, o coeficiente de fricção varia de acordo com a equação de Reynolds. Sendo:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (3.46)$$

Se o número de Reynolds for menor que 2100, isto é, estiver em regime laminar. E:

$$f = \frac{1,325}{\left[\ln \left(\frac{\varepsilon_r}{3,7 \times \frac{D}{\delta}} + \frac{5,74}{\text{Re}^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (3.47)$$

Se o número de Reynolds for maior que 2100, isto é, estiver em regime turbulento

Onde:

Re – Número de Reynolds

ε_r - Rugosidade relativa

Sendo a equação de Reynolds dada por

$$\text{Re} = \frac{\rho_f \times \varnothing D \times v_{ef}^2}{\mu} \quad (3.48)$$

Já a rugosidade relativa é dada por:

$$\varepsilon_r = \frac{\varepsilon}{\varnothing D} \quad (3.49)$$

O fluido utilizado nos trechos de duto de insuflamento e retorno será o ar que possui peso específico de 1,2 kg/m³ e viscosidade dinâmica de 18,13E-6 Pa.s. Além disso, os dutos de aço galvanizado possuem uma rugosidade relativa, isto é, a influência da rugosidade da superfície de uma parede em contato com um fluido (Fox, 2010), de 150E-6 já os dutos flexíveis possuem rugosidade relativa de 3E-3.

Para este trabalho, foram utilizadas como fornecedoras a Stanque Dutos para dutos de aço e a Nova Exaustores para dutos flexíveis. Os fornecedores disponibilizam uma gama de dutos com dimensões distintas que atendem a diversas aplicações no mercado, mas visto que é necessário que os dutos atendam aos critérios de velocidade de acordo com a NBR 6401/1980, é necessário filtrar os dutos compatíveis com o sistema desejado.

Sendo assim, foram criadas algumas rotinas em Python para facilitar a interação dos cálculos com os diversos dutos dos fornecedores. Essas rotinas se encontram no apêndice B.

Feito isso, obteve-se os seguintes resultados:

Tabela 12: Dutos de insuflamento do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento

Trecho	Diâmetro	Largura	Altura	Velocidade	Perda de carga
AE	-	0,45 m	0,3 m	10,1 m/s	0,3 mmca
BE	-	0,45 m	0,3 m	10,1 m/s	0,17 mmca
EF	-	0,6 m	0,45 m	10,1 m/s	0,19 mmca
FI	-	0,8 m	0,5 m	6,8 m/s	0,35 mmca
IJ	-	0,65 m	0,45 m	7,0 m/s	0,54 mmca
JK	-	0,55 m	0,35 m	7,1 m/s	0,73 mmca
KL	-	0,4 m	0,25 m	6,8 m/s	0,92 mmca
IM, IN, JO, JP, KQ, KR, LS, LT	0,33 m	-	-	4,0 m/s	0,26 mmca/duto

Tabela 13: Dutos de retorno do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento

Trecho	Diâmetro	Largura	Altura	Velocidade	Perda de carga
AB	-	0,8 m	0,5 m	6,6 m/s	0,09 mmca
BC	-	0,4 m	0,3 m	4,4 m/s	0,08 mmca
BD	-	0,65 m	0,45 m	6,8 m/s	0,5 mmca
DE	-	0,4 m	0,3 m	4,4 m/s	0,08 mmca
DG	-	0,55 m	0,35 m	6,9 m/s	0,68 mmca
GH	-	0,4 m	0,3 m	4,4 m/s	0,08 mmca
GI	-	0,4 m	0,25 m	6,6 m/s	0,94 mmca
IJ	-	0,4 m	0,3 m	4,4 m/s	0,08 mmca

As Figuras 33 e 34 ilustram o layout do ambiente com os seus respectivos dutos dimensionados. E elas estão disponíveis em sua forma detalhada nos apêndices G e F

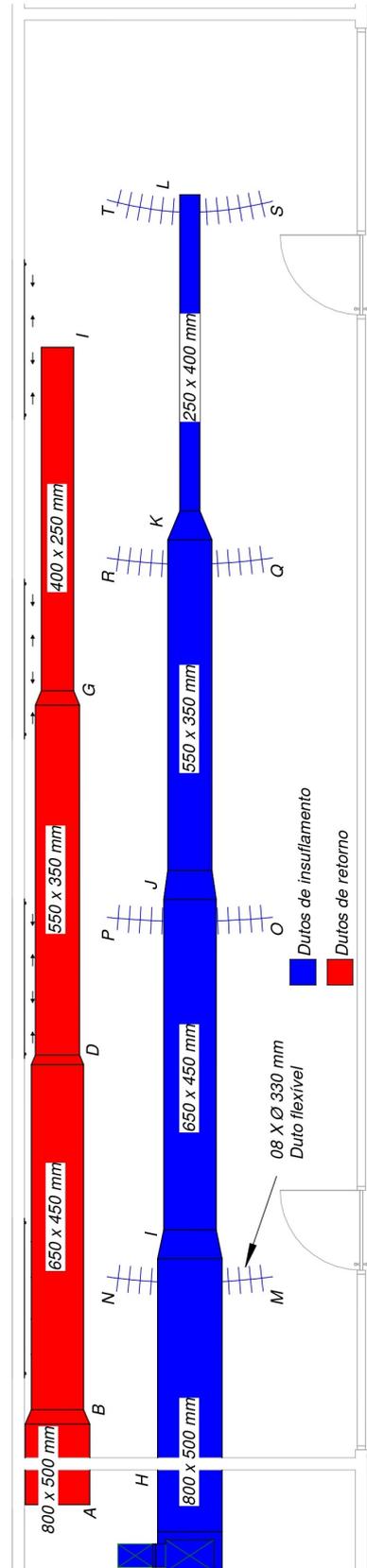


Figura 33: Vista superior dos dutos do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento.
Fonte: Os autores.(2023)

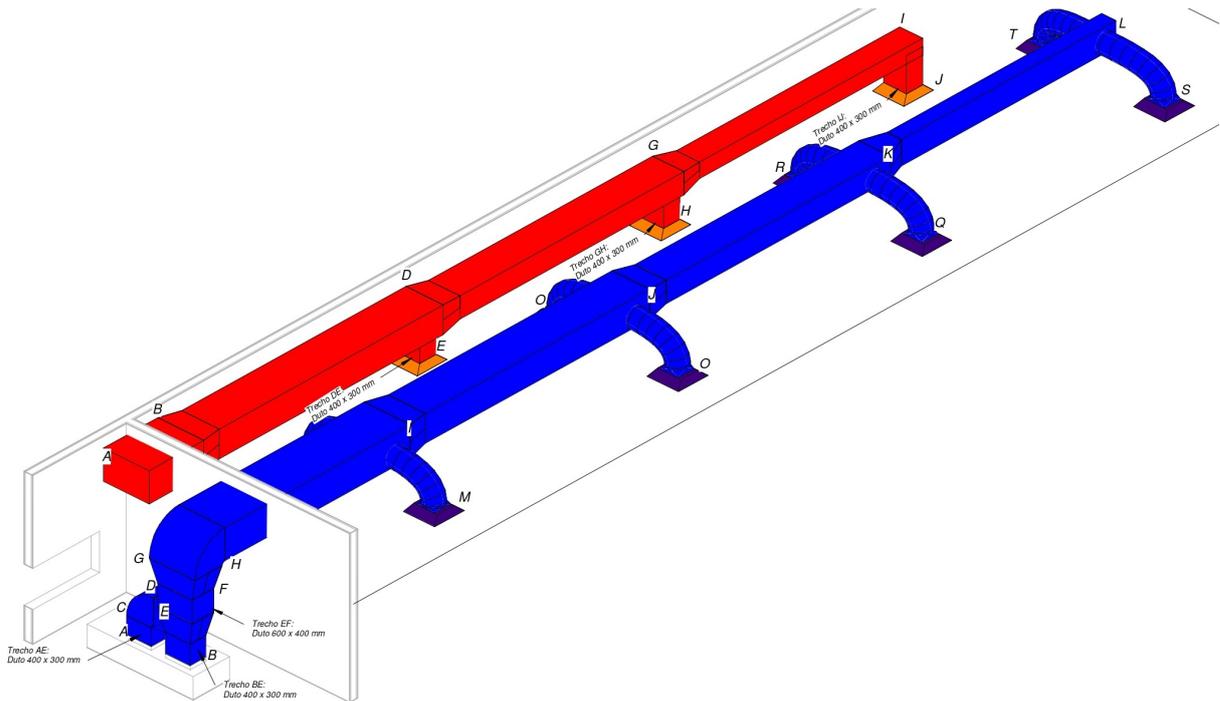


Figura 34: Vista isométrica dos dutos do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento.
Fonte: Os autores.(2023)

3.7.2 Perda de Carga nas Singularidades

Por meio da mecânica dos fluidos há diversas maneiras de calcular-se a perda de carga da passagem de um fluido por uma singularidade, isto é, uma curva, uma transição para mudança de dimensões, etc. No entanto, utilizará-se o método de perda de carga “C” que é o método adotado pela ASHRAE onde determina-se um coeficiente de perda de carga na singularidade e com este valor relacionado com a velocidade do ar no interior do duto, encontra-se o valor da perda de carga por meio da equação:

$$D_p = 0,6 \times C \times \frac{v^2}{9,81} \quad (3.50)$$

Onde:

D_p – Perda de carga [mmca]

C – Coeficiente de perda de carga

v – Velocidade efetiva no trecho da singularidade, conforme tabelas 12 e 13 [m/s]

Estes valores do coeficiente de perda de carga dependem da singularidade que será utilizada e seus valores são retirados da ASHRAE (2021), conforme pode ser visto nas Figuras 36, 37,

38, 39 e 40.

Além disso, para curvaturas em dutos, deve-se calcular os coeficientes de curvatura. No entanto, para o método de projetar curvas, é necessário entender a relação de profundidade e largura aplicado a curvaturas de dutos. A largura da curva (W) sempre será a dimensão da curva que fica na mesma direção do raio da curva, e a profundidade H será o outro valor. A imagem abaixo exemplifica melhor essa relação.

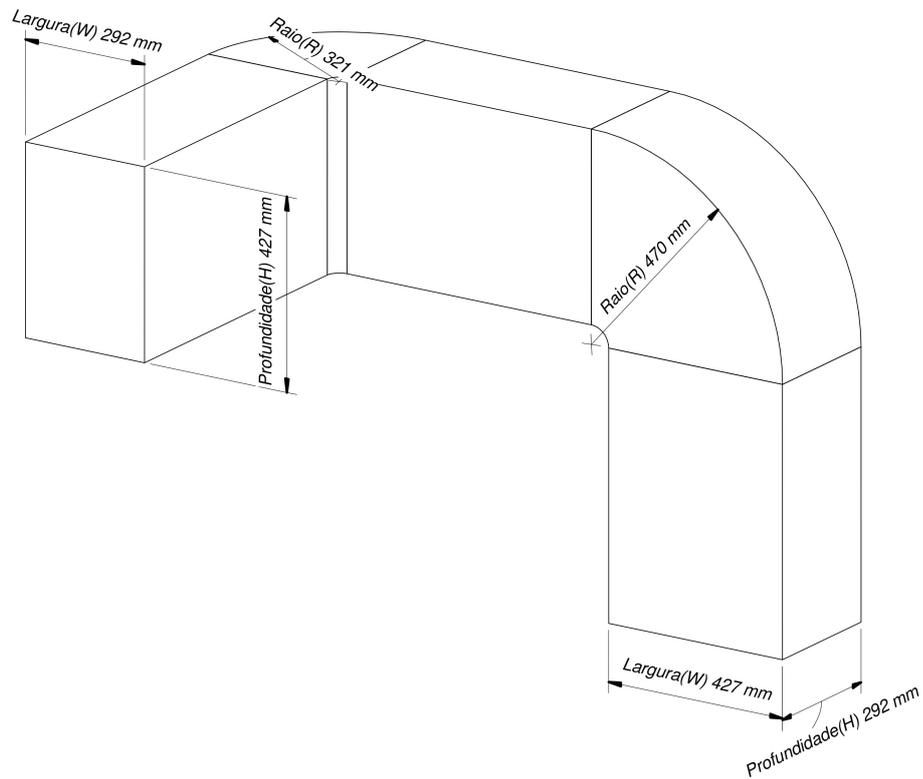


Figura 35: Relação largura x profundidade em curvas
Fonte: Os autores.(2023)

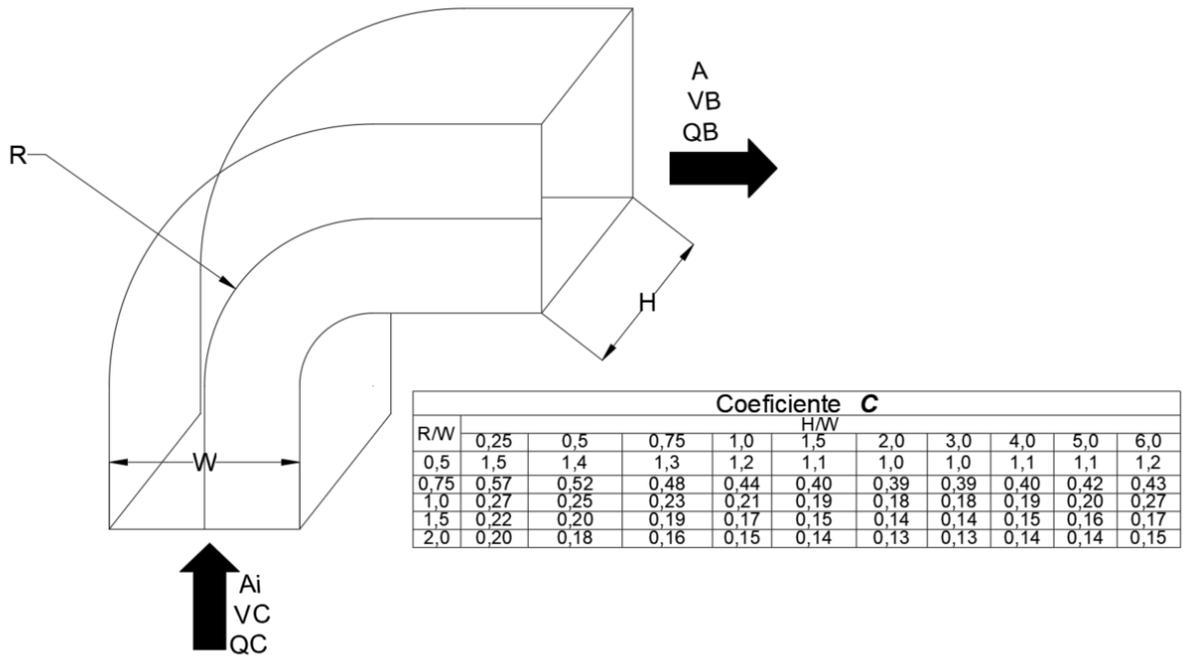


Figura 36: Coeficiente C para perda de carga em singularidade com curva de 90°.
 Fonte: Adaptado de ASHRAE (2021)

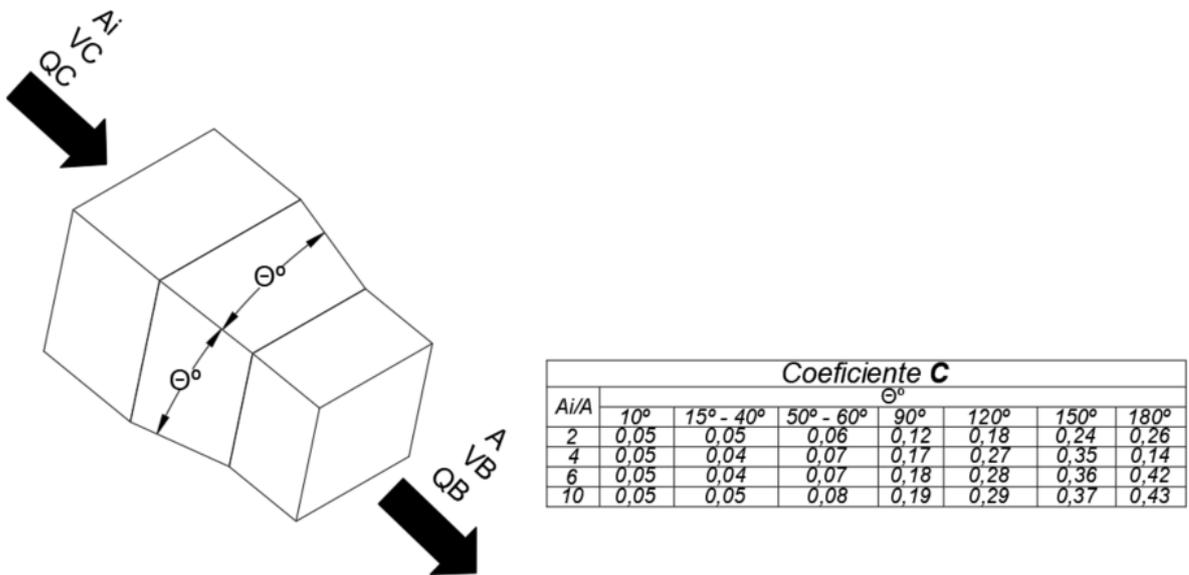


Figura 37: Coeficiente C para perda de carga em singularidade com contração retangular gradual.
 Fonte: Adaptado de ASHRAE (2021)

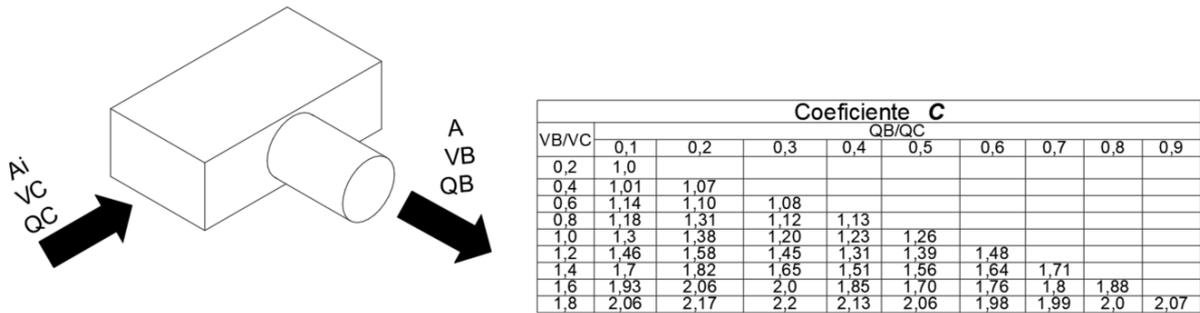


Figura 38: Coeficiente C para perda de carga em singularidade com cano retangular e circular.
 Fonte: Adaptado de ASHRAE (2021)

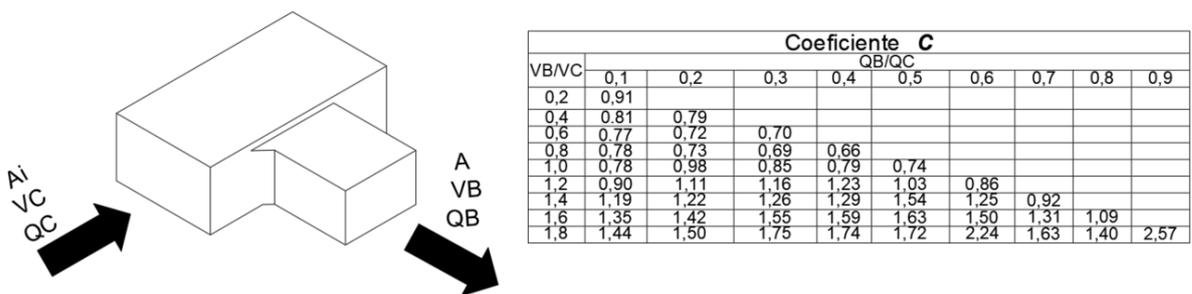


Figura 39: Coeficiente C para perda de carga em singularidade com “Tê” retangular e ramal em 45°.
 Fonte: Adaptado de ASHRAE (2021)

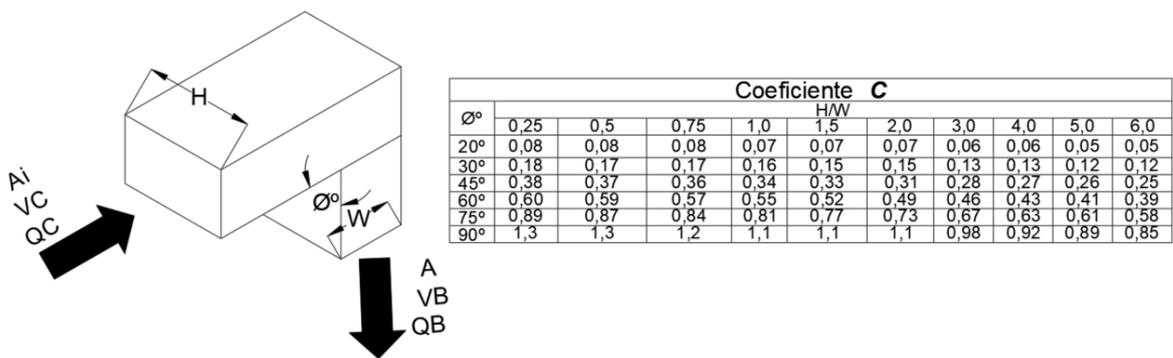


Figura 40: Coeficiente C para curva retangular - joelho.
 Fonte: Adaptado de ASHRAE (2021)

Portanto, para o cálculo da perda de carga na singularidade de cada ponto da rede de duto, foi atribuída os valores das figuras acima a um programa python de forma facilitar a interação com os diversos pontos.

Tabela 14: Condições e perdas de carga dos dutos de insuflamento do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento.

Trecho	Singularidade	Raio da curva (R)	Largura (W)	Profundidade (H)	V_C	V_B	Q_C	Q_B	A_i	A	D_p
AD	Curva 90°	0,45 m	0,45 m	0,3 m	10,1 m/s	10,1 m/s	4909,86 m³/h	4909,86 m³/h	0,135 m²	0,135 m²	1,42 mmca
BE	Contração retangular	-	-	-	10,1 m/s	10,1 m/s	4909,86 m³/h	9819,73 m³/h	0,135 m²	0,27 m²	0,32 mmca
EG	Contração retangular	-	-	-	10,1 m/s	6,8 m/s	9819,73 m³/h	9819,73 m³/h	0,27 m²	0,4 m²	0,32 mmca
FH	Curva 90°	0,5 m	0,5 m	0,8 m	6,8 m/s	6,8 m/s	9819,73 m³/h	9819,73 m³/h	0,24 m²	0,4 m²	0,53 mmca
HI	2 x Cano ret. circular	-	-	-	6,8 m/s	4,0 m/s	9819,73 m³/h	1227,46 m³/h	0,4 m²	0,085 m²	3,20 mmca
I	Contração retangular	-	-	-	6,8 m/s	7,0 m/s	9819,73 m³/h	7364,79 m³/h	0,4 m²	0,29 m²	0,15 mmca
IJ	2 x Cano ret. circular	-	-	-	7,0 m/s	4,0 m/s	7364,79 m³/h	1227,46 m³/h	0,29 m²	0,085 m²	3,20 mmca
J	Contração retangular	-	-	-	7,0 m/s	7,1 m/s	7364,79 m³/h	4909,86 m³/h	0,29 m²	0,19 m²	0,15 mmca
JK	2 x Cano ret. circular	-	-	-	7,1 m/s	4,0 m/s	4909,86 m³/h	1227,46 m³/h	0,19 m²	0,085 m²	3,40 mmca
K	Contração retangular	-	-	-	7,1 m/s	6,8 m/s	4909,86 m³/h	2454,93 m³/h	0,19 m²	0,10 m²	0,15 mmca
KL	2 x Cano ret. circular	-	-	-	6,8 m/s	4,0 m/s	2454,93 m³/h	1227,46 m³/h	0,10 m²	0,085 m²	3,30 mmca

Já para rede de dutos de retorno, têm-se as seguintes condições:

Tabela 15: Condições e perdas de cargas dos dutos de retorno do ambiente administrativo 01 do 2º pavimento.

Trecho	Singularidade	Raio da curva (R)	Largura (W)	Profundidade (H)	V_C	V_B	Q_C	Q_B	A_i	A	D_p
AB	Tê retangular 45° e ramal	-	0,8 m	0,5 m	6,6 m/s	4,4 m/s	9546,13 m³/h	2386,53 m³/h	0,4 m²	0,12 m²	1,91 mmca
AB	Contração retangular	-	0,8 m	0,5 m	6,6 m/s	6,8 m/s	9546,13 m³/h	7159,60 m³/h	0,4 m²	0,29 m²	0,14 mmca
BD	Tê retangular 45° e ramal	-	0,65 m	0,45 m	6,8 m/s	4,4 m/s	7159,60 m³/h	2386,53 m³/h	0,29 m²	0,12 m²	1,97 mmca
BD	Contração retangular	-	0,65 m	0,45 m	6,8 m/s	6,9 m/s	7159,60 m³/h	4773,10 m³/h	0,29 m²	0,19 m²	0,14 mmca
DG	Tê retangular 45° e ramal	-	0,55 m	0,35 m	6,9 m/s	4,4 m/s	4773,10 m³/h	2386,53 m³/h	0,19 m²	0,12 m²	2,03 mmca
DG	Contração retangular	-	0,55 m	0,35 m	6,9 m/s	6,6 m/s	4773,10 m³/h	2386,53 m³/h	0,19 m²	0,10 m²	0,14 mmca
GI	Curva retangular	-	0,4 m	0,25 m	6,6 m/s	4,4 m/s	2386,53 m³/h	2386,53 m³/h	0,10 m²	0,12 m²	2,93 mmca

Onde:

V_C e V_B - Velocidades dos trechos

Q_C e Q_B - Vazões dos trechos

A_i e A - Área dos trechos

D_p – Perda de carga

Desta forma, tem-se, para o ambiente administrativo 01 do 2º pavimento, uma perda de carga total de 47,97 mmcaa, isto é, a soma da perda dos difusores, dos dutos e singularidades.

Para os outros ambientes, foram realizadas as mesmas metodologias para o dimensionamento dos dutos e quantificação das perdas de carga. Desta forma, os resultados do dimensionamento e os layouts desses ambientes encontram-se nos seguintes apêndices:

- Ambiente administrativo 02 2º Pavimento - Apêndice F
- Ambiente administrativo 01 1º Pavimento - Apêndice G
- Ambiente administrativo 02 1º Pavimento - Apêndice H

3.8 SELEÇÃO DOS *FAN COILS*

Segundo Miller (2019), *fan coil*, ou ventilador de serpentina, é um dispositivo de ar condicionado que é usado para controlar a temperatura e a qualidade do ar em ambientes internos. Ele consiste em uma serpentina de resfriamento que está ligada a uma unidade de ventilador. O ar ambiente é puxado para o *fan coil*, passa pela serpentina e, em seguida, é soprado para o ambiente.

3.8.1 Tipos de *Fan Coil*

Existem diversos tipos de *fan coil*, que são aplicados em situações distintas dependendo de parâmetros e especificações de cada aplicação por escolha de projeto. A seguir, será exposto alguns tipos de *fan coil*.

- Fancolete: *Fan coil* com capacidade mais baixa, variando de 0,75TR a 5TR's.



Figura 41: Figura: Fancolete.
Fonte: Acquafreshengenharia. Acesso em: 20/11/2023

- *fan coil* Zen: Possui unidade modulares, garantindo mais flexibilidade na instalação e utilização.



Figura 42: *fan coil* zen.
Fonte Carrier (2020)

- *Fan coil* cassette: A principal característica desse tipo de *fan coil* é que ele tem sua montagem feita pelo teto. Desta maneira, é ideal para espaços onde ter as unidades de maneira aparente compromete a estética do local.



Figura 43: *fan coil* cassette.
Fonte Carrier (2020)

- *fan coil* HiWall: Seu principal atributo é a sua instalação na parte superior das paredes.



Figura 44: fan coil HiWall.
Fonte: Carrier (2020)

3.8.2 A Seleção do *Fan Coil*

Por tratar-se de um ambiente com um carga térmica razoável e com diversos ambientes, será utilizado o *fan coil zen*. O equipamento escolhido para o projeto deve possuir pressão estática suficiente para vencer as perdas de cargas geradas, as vazões e a carga térmica.

Desta forma, será utilizado o *fan coil Vortex Smart(39DB)* da Carrier. O modelo utilizado será com o ventilador Limit Load que possui uma pressão estática máxima, isto é, o valor das perdas de carga que ele deve suportar, de 50 mmca. Os modelos vão variar de acordo com a necessidade de cada ambiente, a tabela abaixo mostra como ficou a relação dos modelos utilizados em cada ambiente.

Tabela 16: Resumo de cargas, vazões, perdas por ambiente e *fan coil*.

Ambiente	Pavimento	Carga Térmica	Vazão	Perda de Carga	Modelo do <i>fan coil</i>
Administrativo 01	1º Pavimento	4,5 Tr	8026,5 m ³ /h	47,97 mmca	39DB12
Administrativo 02	1º Pavimento	3,54 Tr	6032,07 m ³ /h	44,77 mmca	39DB10
Administrativo 01	2º Pavimento	5,357 Tr	9819,741 m ³ /h	46,345 mmca	39DB15
Administrativo 02	2º Pavimento	4,401 Tr	7825,296 m ³ /h	45,012 mmca	39DB12



Figura 45: Fan coil 39DB.
Fonte: Carrier (2020)

O ambientes relacionados as áreas de TI e diretorias utilizaram ar condicionados splits com evaporadoras do tipo Hi wall e a tabela abaixo ilustra os equipamentos utilizados em cada ambiente:

Tabela 17: Seleção de equipamentos para os ambientes diretoria e TI.

Ambiente	Pavimento	Carga Térmica	Vazão	Modelo
Diretoria	1º Pavimento	14.520 BTU/h	2.219,91 m ³ /h	LG dual inverter 15.000 BTUS S4-Q15JL31A
TI	1º Pavimento	12.600 BTU/h	1.838,44 m ³ /h	LG dual inverter 15.000 BTUS S4-Q15JL31A
Diretoria	2º Pavimento	16.896 BTU/h	2.626,741 m ³ /h	LG dual inverter 18.000 BTUS S4-W18KL31C
TI	2º Pavimento	15.156 BTU/h	2.323,586 m ³ /h	LG dual inverter 18.000 BTUS S4-W18KL31C

3.9 SELEÇÃO DOS CHILLERS

Segundo Miller (2019) *chillers* são dispositivos mecânicos utilizados para resfriar água ou outros líquidos. São frequentemente utilizados em sistemas de climatização e refrigeração para controle de temperatura do ar do ambiente. Basicamente seu funcionamento se dá pela remoção do calor do líquido circulante e, em seguida, bombeando esse líquido resfriado para onde é necessário, para este projeto em específico, para os fan coils.

Chillers são utilizados em uma variedade de aplicações, desde sistemas de ar condicionado central em edifícios até processos industriais que exigem resfriamento preciso.

3.9.1 Tipos de *Chillers*

Há, de maneira geral, dois tipos de *chillers*: de condensação a água e de condensação a ar. O primeiro rejeita o calor para o ar externo diretamente na forma de ar quente, já o segundo o calor é rejeitado na forma de água onde há necessidade de uma torre de resfriamento.

De acordo com Peters (2018) os *chillers* de condensação a ar possui as seguintes vantagens em relação aos *chillers* de condensação a água:

- Sem necessidade de torre de resfriamento;
- Menor número de equipamentos;
- Menor número de tubulações;
- Menor custo de investimento inicial;
- Menor número de manutenção periódica.

Já os *chillers* de condensação a água possuem as seguintes vantagens em relação aos *chillers* de condensação a ar:

- Maior versatilidade, isto é, pode ser instalado em diversos lugares;
- Mais compactos;
- Maior vida útil;
- Maior eficiência energética;
- Utilização da água de reuso (Cogeração).

Desta maneira, para o trabalho proposto optará-se, por *chillers* de condensação a ar visando ter um menor custo inicial na aquisição de equipamentos.

3.9.2 Seleção do *Chiller*

Para selecionar o *chiller* necessita-se da quantidade de carga térmica e da vazão que será atrelada a este *chiller*. Conforme visto na tabela 7, para cada ambiente existem as seguintes relações de cargas térmicas:

- 1º Pavimento ambiente administrativo 01: 4,5 TR
- 1º Pavimento ambiente administrativo 02: 3,54 TR
- 2º Pavimento ambiente administrativo 01: 5,357 TR
- 2º Pavimento ambiente administrativo 02: 4,401 TR

Para este projeto serão utilizados dois *chillers* de condensação a ar com capacidade térmica de 15 TR cada, sendo um *chiller* para os ambientes administrativo 01 e administrativo 02, segundo e primeiro pavimento respectivamente e outro *chiller* para os ambientes administrativos 01 e administrativo 02, primeiro e segundo pavimento respectivamente. O volume de água circulado nos *chillers* pode ser calculado conforme é orientado pela ASHRAE (2021) por meio da seguinte equação:

$$V = \frac{3026,672 \times Q}{D_t} \quad (3.51)$$

Onde:

V – Vazão de água em m³/h

Q – Carga térmica em TR

D_t – Diferença de temperatura de saída e entrada no *chiller*, conforme catálogo, em °C

O *chiller* de condensação a ar utilizado será o da carrier, modelo *Aquasmart*, que, segundo seu manual, tem uma diferença de temperatura entre entrada e saída de 5,5°C. Desta maneira, a tabela abaixo mostra os *chillers* selecionados a partir dos dados do projeto.

Tabela 18: Seleção dos Chillers

Ambiente	Pavimento	Carga Térmica de Projeto	Vazão de Projeto	Capacidade Térmica Chiller	Vazão Chiller	Modelo do Chiller
Administrativo 02	1º Pavimento	8,897 TR	4,89 m ³ /h	15 TR	7,2 m ³ /h	Aquasmart-30EV_15
Administrativo 01	2º Pavimento					
Administrativo 01	2º Pavimento	8,901 TR	4,89 m ³ /h	15 TR	7,2 m ³ /h	Aquasmart-30EV_15
Administrativo 02	1º Pavimento					

A Figura 46 destaca o modelo selecionado para este projeto.



Figura 46: Chiller de condensação a ar Aquasmart-30EV-15.
Fonte: Carrier do Brasil.(2023)

3.10 SELEÇÃO DE BOMBAS

As bombas são dispositivos projetados para converter energia mecânica em energia hidráulica.(PORTO,2006). Elas cumprem um papel fundamental para o sistema de expansão indireta, pois é ela a responsável pela circulação da água gelada no sistema. Segundo Creder (2004), para a escolha de uma bomba d'água, deve-se conhecer a altura manométrica e a vazão de água necessária no sistema, sendo a altura manométrica a altura representativa das perdas de carga a vencer mais a altura estática.

Conforme dito, é necessário conhecer a vazão do sistema e a altura manométrica. A vazão do sistema pode ser calculado por meio da equação 3.51. Como visto no capítulo anterior, serão dois *chillers*, o **chiller A** - responsável pelos ambientes Administrativo 01 do 2º pavimento e o ambiente Administrativo 02 do 1º pavimento - e o **chiller B** – responsável pelos ambientes Administrativo 02 do 2º pavimento e do Administrativo 01 do 1º pavimento.

3.10.1 Dimensionamento da Tubulação do *Chiller* A

A tabela abaixo mostra a vazão, calculada por meio da equação 3.51 em cada trecho da tubulação referente ao *chiller* A.

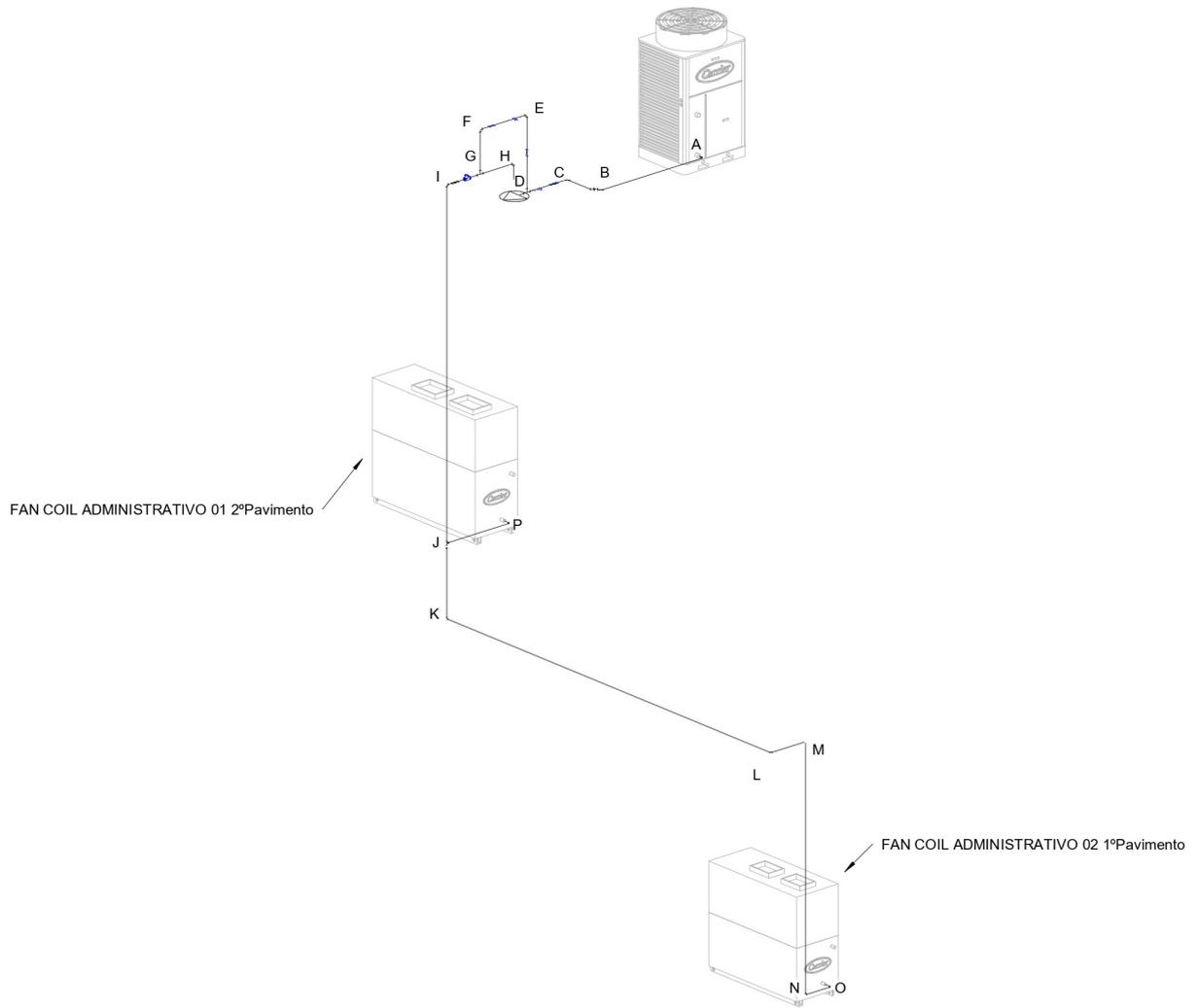
Tabela 19: Vazões dos trechos da tubulação de saída referente ao *chiller* A

Trecho	Comprimento [m]	Carga Térmica [TR]	Vazão [m ³ /h]
AB	1,6	8,897	4,89
BC	0,4	8,897	4,89
CD	0,48	8,897	4,89
DE	0,9	8,897	4,89
DH	0,2	8,897	4,89
EF	0,7	8,897	4,89
FG	0,5	8,897	4,89
HI	1	8,897	4,89
IJ	4,6	8,897	4,89
JP	0,9	5,357	2,945
JK	0,9	3,54	1,95
KL	5,8	3,54	1,95
LM	0,5	3,54	1,95
MN	3,2	3,54	1,95
NO	0,4	3,54	1,95

Tabela 20: Vazões dos trechos da tubulação de retorno referente ao *chiller* A.

Trecho	Comprimento [m]	Carga Térmica [TR]	Vazão [m ³ /h]
AB	3,2	8,897	4,89
BC	4,1	8,897	4,89
CI	0,8	5,357	2,945
IJ	0,7	5,357	2,945
CD	1,4	3,54	1,95
DE	5,8	3,54	1,95
EF	0,8	3,54	1,95
FG	2,9	3,54	1,95
GH	0,7	3,54	1,95

As figuras 47 e 48 ilustram os trechos citados nas tabelas acima.



**Figura 47: Tubulação de saída da bomba referente ao *chiller* A.
Fonte: Os autores (2023)**

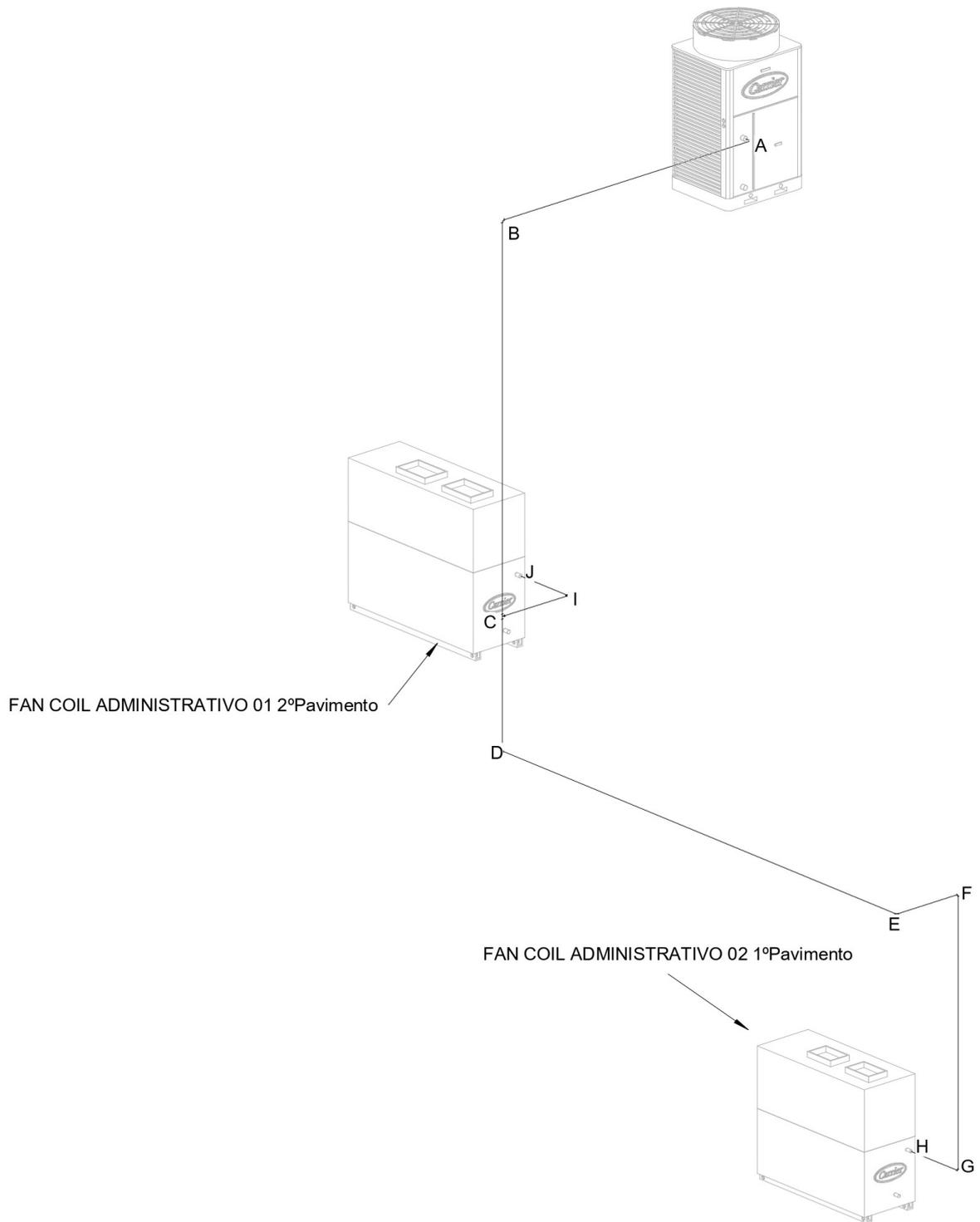


Figura 48: Tubulação de retorno da bomba referente ao chiller A.
Fonte: Os autores (2023)

Calculadas as vazões em cada trecho, é necessário calcular a altura manométrica, que é dada pela equação:

$$H_m = D_p + D_s + h \quad (3.52)$$

Onde:

H_m – Altura manométrica [m]

D_p – Perda de carga no comprimento da tubulação, conforme a equação 3.50 [m]

D_s – Perda nas singularidades [m]

h – Altura da bomba em relação ao *fan coil* [m]

Além disso, as perdas nas singularidades, segundo Fox (2010), podem ser calculadas por meio da equação:

$$D_s = \frac{K \times V_{ef}^2}{2 \times g} \quad (3.53)$$

Onde:

K – Coeficiente de perda do dispositivo

V_{ef} – Velocidade efetiva no trecho [m/s]

g – Gravidade [m/s]

O coeficiente de perda do dispositivo pode ser encontrado no livro Macintyre (1990). As velocidades nos trechos da tubulação são recomendadas conforme a tabela abaixo.

Tabela 21: Velocidade da água recomendada nos tubos

Serviço	Velocidade mínima [m/s]	Velocidade máxima [m/s]
Geral	1,5	3,0
Sucção de bombas	1,2	2,1
Descarga de bombas	2,4	3,7

O diâmetro da tubulação é calculado a partir da equação:

$$D_t = \sqrt{\frac{V}{900\pi V_{ef}}} \quad (3.54)$$

Onde:

D_t – Diâmetro da tubulação

V – Vazão [m³/h]

No entanto, o diâmetro adotado será baseado em tubos comerciais, de forma que a equação a cima, D_t , seja usada para nortear qual o tubo comercial será adotado. O fornecedor de tubos será a Quality Tubos que possui tubos variando de 15 mm de diâmetro nominal até 150 mm.

DIÂMETRO NOMINAL (DN)	POLEGADA	DIÂMETRO EXTERNO (MM)	ESPESSURA (MM)
15	1/2"	21,30	2,25MM
20	3/4"	26,90	2,25MM
25	1"	33,70	2,65MM
32	1.14"	42,40	2,65MM
40	1.1/2"	48,30	3,00MM
50	2"	60,30	3,00MM
65	2.1/2"	76,10	3,35MM
80	3"	88,90	3,35MM
90	3.1/2"	101,60	3,75MM
100	4"	114,30	3,75MM
125	5"	139,70	3,75MM
150	6"	165,10	3,75MM

Figura 49: Catálogo de tubos Quality Tubos.
Fonte: QualityTubos (2023)

O tubo de aço galvanizado é uma escolha ideal para a condução de água, como destacado por da Silva Telles (2001). Este material apresenta uma rugosidade absoluta de 0,0000610 m, conforme indicado por Macintyre (1990). Adicionalmente, é relevante considerar que a viscosidade dinâmica da água é de $1,31 \times 10^{-3}$, conforme informações fornecidas por Fox (2010), que também especifica a densidade da água como sendo 1000 kg/m.

Portanto, aplicando os valores nas equações 3.43 e 3.53 pode-se calcular as perdas decorrente do comprimento da tubulação e das singularidades.

Os resultados dos cálculos são demonstrados nas tabelas 22 e 23

Tabela 22: Singularidades e perdas da tubulação de saída referente ao chiller A.

Trecho	Condição	Singularidade	Øt [m]	D_s [m]	K	Velocidade [m/s]	Comprimento [m]	D_p [m]
AB	Sucção	Joelho 90°	0,031	0,11	0,66	1,79	1,6	0,35
BC	Sucção	Joelho 90°	0,031	0,11	0,66	1,79	0,4	0,35
CD	Sucção	Joelho 90°	0,031	0,11	0,66	1,79	0,48	0,35
CD	Sucção	Válvula gaveta	0,031	0,03	0,18	1,79		
CD	Sucção	Filtro Y	0,031	4,19	25,66	1,79		
CD	Sucção	Válvula T	0,031	0,07	0,44	1,79		
DE	Geral	Joelho 90°	0,025	0,28	0,69	2,84	0,9	0,68
DE	Descarga	Válvula esfera	0,025	0,03	0,07	2,84		
DH	Descarga	Joelho 90°	0,025	0,28	0,69	2,84	0,2	0,15
EF	Geral	Joelho 90°	0,025	0,28	0,69	2,84	0,7	0,53
EF	Geral	Válvula T	0,025	0,19	0,46	2,84		
FG	Geral	-	0,025	-		2,84	0,5	0,38
HI	Descarga	Válvula T	0,025	0,19	0,46	2,84	1	0,76
HI	Descarga	Válvula de retenção	0,025	0,49	1,2	2,84		
HI	Geral	Válvula gaveta	0,025	0,07	0,18	2,84		
IJ	Geral	Joelho 90°	0,025	0,28	0,69	2,84	4,6	3,52
IJ	Geral	Válvula T	0,025	0,19	0,46	2,84		
JP	Geral	Joelho 90°	0,025	0,28	0,69	2,84	0,9	0,68
JK	Geral	Joelho 90°	0,025	0,10	0,69	1,71	0,9	0,25
KL	Geral	Joelho 90°	0,019	0,14	0,75	1,9	5,8	2,78
LM	Geral	Joelho 90°	0,019	0,14	0,75	1,9	0,5	0,24
MN	Geral	Joelho 90°	0,019	0,14	0,75	1,9	3,2	1,53
NO	Geral	Joelho 90°	0,019	0,14	0,75	1,9	0,4	0,19

Tabela 23: Singularidades e perdas da tubulação de retorno referente ao chiller A

Trecho	Condição	Singularidade	Øt [m]	D_s [m]	K	Velocidade [m/s]	Comprimento [m]	D_p [m]
AB	Geral	Joelho 90°	0,025	0,28	0,69	2,84	3,2	0,71
BC	Geral	Joelho 90°	0,025	0,28	0,69	2,84	4,1	3,31
CI	Geral	Válvula T	0,025	0,07	0,46	1,71	0,8	0,22
IJ	Geral	Joelho 90°	0,025	0,10	0,69	1,71	0,7	0,19
CD	Geral	Joelho 90°	0,19	0,14	0,75	1,9	1,4	0,67
DE	Geral	Joelho 90°	0,19	0,14	0,75	1,9	5,8	2,78
EF	Geral	Joelho 90°	0,19	0,14	0,75	1,9	0,8	0,38
FG	Geral	Joelho 90°	0,19	0,14	0,75	1,9	2,9	1,39
GH	Geral	-	0,19	-	-	1,9	0,7	0,33

Portanto, somando-se todas as perdas têm-se D_p num valor de 22,72 m e D_s num valor de 9,14 m. A Figura 50 ilustra a altura da bomba em relação ao *fan coil*:

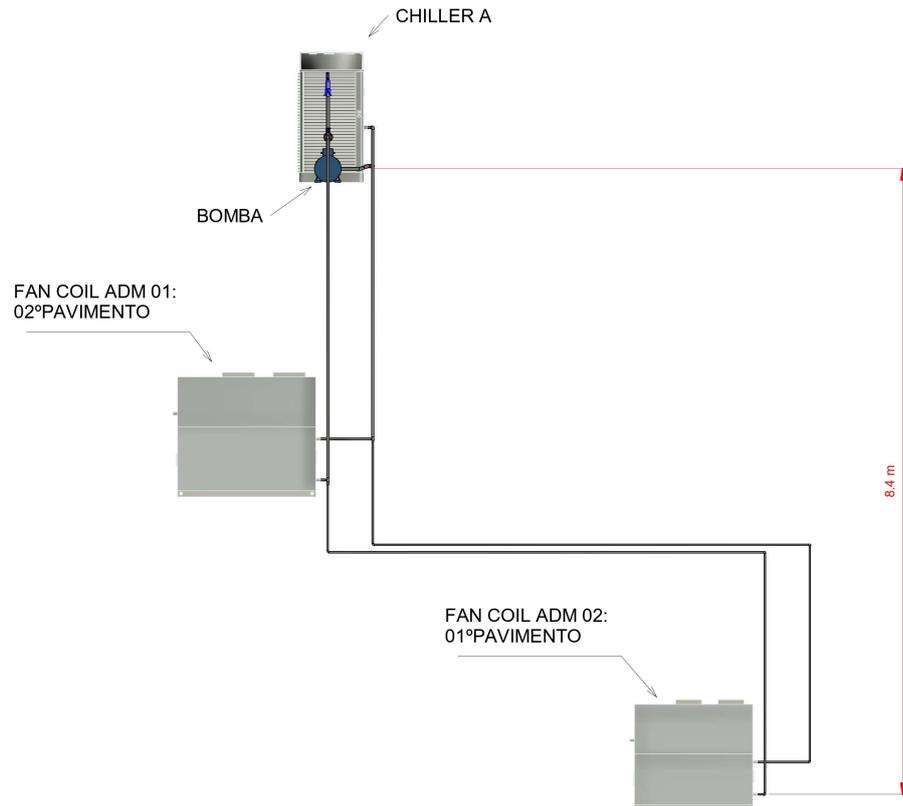


Figura 50: Altura do fan coil até a bomba do chiller A
 Fonte Os Autores.(2023)

Com isso, aplicando-se os valores de h , D_p e D_s na equação 3.52 encontra-se o valor H_m , isto é, a altura manométrica, de 39,8 m. Portanto, a bomba selecionada deverá suprir uma altura manométrica de 39,8 mca e uma vazão de 4,895 m³/h. Portanto, a partir do catálogo de bombas da Schneider, selecionou-se a bomba BC-22 R 1 A com altura manométrica de até 40 mca, vazão de até 6,7 m³/h e potência de 4 CV

Desta forma, o Apêndice I ilustra todo o caminho feito pela tubulação que conecta o chiller A com os fan coils referentes aos ambientes Administrativo 01 e Administrativo 02 do 02º e 01º pavimento, respectivamente.

3.10.2 Dimensionamento da Tubulação do Chiller B

Os procedimentos empregados para o dimensionamento da tubulação de água e a seleção da bomba para o chiller A serão replicados no dimensionamento e seleção do chiller B. Por consequência desse dimensionamento, as tabelas 24, 25, 26 e 27 detalham os parâmetros e os resultados pertinentes à vazão, velocidade, perdas de carga, bem como outros elementos

necessários para o dimensionamento adequado.

Tabela 24: Tubulação de saída *chiller* B

Trecho	Comprimento [m]	Carga térmica [TR]	Vazão [m ³ /h]
AB	1,2	8,901	4,895
BC	0,4	8,901	4,895
CD	0,7	8,901	4,895
DE	0,9	8,901	4,895
DH	0,2	8,901	4,895
EF	0,6	8,901	4,895
FG	0,5	8,901	4,895
HI	0,9	8,901	4,895
IJ	4,6	8,901	4,895
JP	0,9	4,401	2,42
JK	0,8	4,5	2,48
KL	5,8	4,5	2,48
LM	3,3	4,5	2,48
MO	0,5	4,5	2,48

Desta forma, a Figura 51 ilustra todo o caminho feito pela tubulação de acordo com a tabela acima.

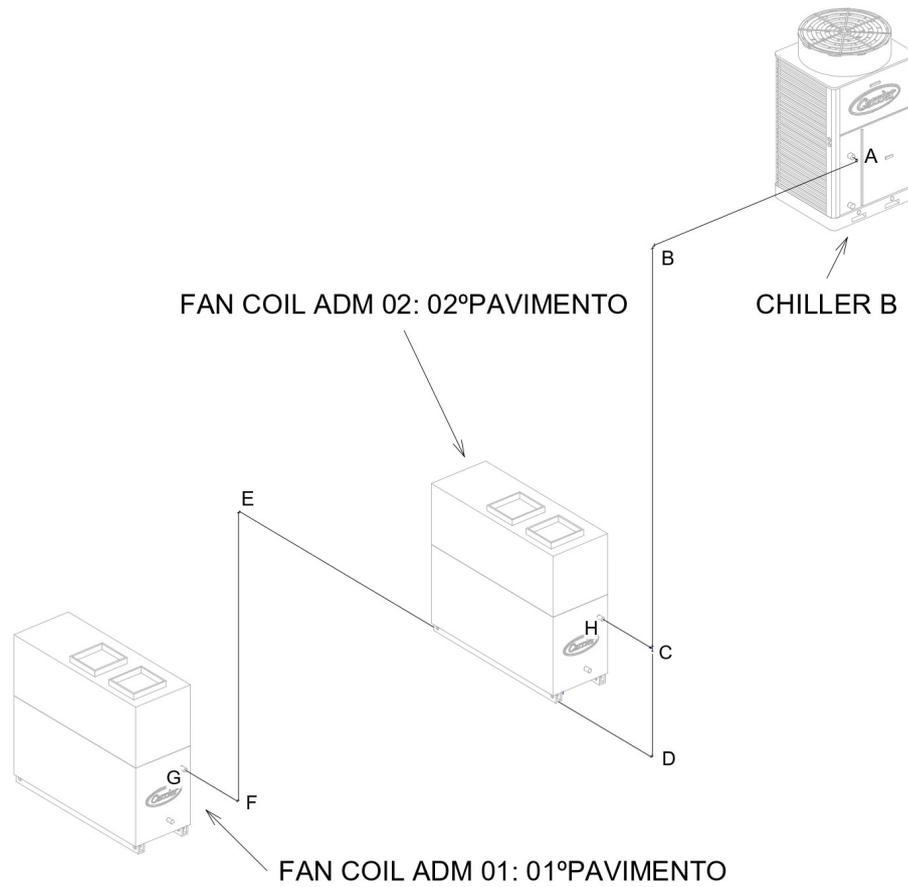


Figura 51: Tubulação de saída da bomba referente ao *chiller B*.
Fonte: Os autores.(2023)

Tabela 25: Tubulação de retorno *chiller B*

Trecho	Comprimento [m]	Carga térmica [TR]	Vazão [m ³ /h]
AB	2,4	8,901	4,895
BC	4,2	8,901	4,895
CH	0,7	4,401	2,42
CD	1,1	4,401	2,42
DE	1,4	4,5	2,48
EF	5,8	4,5	2,48
FG	0,8	4,5	2,48

Desta forma, o Apêndice 52 ilustra todo o caminho feito pela tubulação de acordo com a tabela acima.

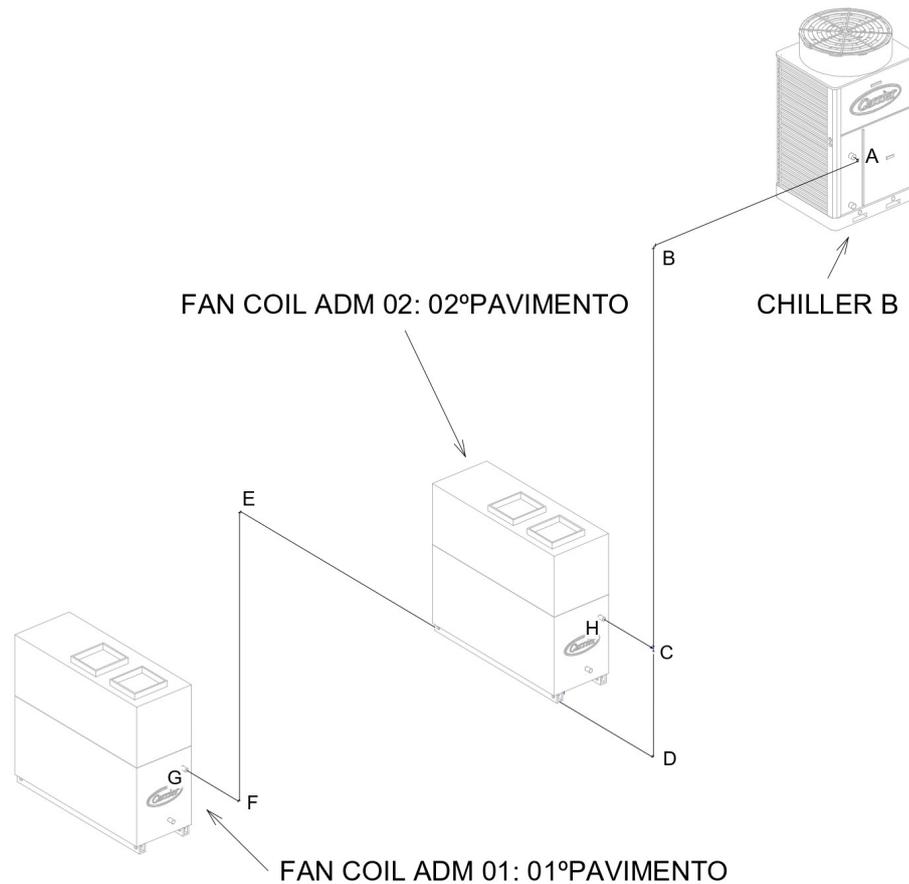


Figura 52: Tubulação de retorno da bomba referente ao chiller B.
Fonte: Os autores.(2023)

Tabela 26: Tabela: Singularidades e perdas da tubulação de saída referente ao chiller B

Trecho	Condição	Singularidade	Øt [m]	Ds [mca]	K	Velocidade [m/s]	Comprimento [m]	D_p [mca]
AB	Sucção	Joelho 90°	0,031	0,11	0,66	1,79	1,2	0,26
BC	Sucção	Joelho 90°	0,031	0,11	0,66	1,79	0,4	0,09
CD	Sucção	Joelho 90°	0,031	0,11	0,66	1,79	0,7	0,15
CD	Sucção	Válvula gaveta	0,031	0,03	0,18	1,79		
CD	Sucção	Filtro Y	0,031	4,19	25,66	1,79		
CD	Sucção	Válvula T	0,031	0,07	0,44	1,79		
DE	Geral	Joelho 90°	0,025	0,28	0,69	2,84	0,9	0,69
DE	Geral	Válvula esfera	0,025	0,03	0,07	2,84		
DH	Descarga	Joelho 90°	0,025	0,28	0,69	2,84	0,2	0,15
EF	Geral	Joelho 90°	0,025	0,28	0,69	2,84	0,6	0,46
EF	Geral	Válvula T	0,025	0,19	0,46	2,84		
FG	Geral	-	0,025	-	-	2,84	0,5	0,38
HI	Descarga	Válvula T	0,025	0,19	0,46	2,84	0,9	0,69
HI	Descarga	Válvula de retenção	0,025	0,49	1,2	2,84		
HI	Descarga	Válvula gaveta	0,025	0,07	0,18	2,84		
IJ	Geral	Joelho 90°	0,025	0,28	0,69	2,84	4,6	3,52
IJ	Geral	Válvula T	0,025	0,19	0,46	2,84		
JP	Geral	Joelho 90°	0,019	0,21	0,75	2,35	0,9	0,68
JK	Geral	Joelho 90°	0,019	0,22	0,75	2,41	0,8	0,25
KL	Geral	Joelho 90°	0,019	0,22	0,75	2,41	5,8	4,5
LM	Geral	Joelho 90°	0,019	0,22	0,75	2,41	3,3	2,5
MO	Geral	Joelho 90°	0,019	0,22	0,75	2,41	0,5	0,39

Tabela 27: Tabela: Singularidades e perdas da tubulação de retorno referente ao *chiller B*.

Trecho	Condição	Singularidade	Øt [m]	D_s [mca]	K	Velocidade [m/s]	Comprimento [m]	D_p [mca]
AB	Geral	Joelho 90°	0,025	0,28	0,69	2,84	2,4	1,83
BC	Geral	Joelho 90°	0,025	0,28	0,69	2,84	4,2	3,21
CH	Geral	Válvula T	0,019	0,14	0,5	2,35	0,7	0,51
CD	Geral	Joelho 90°	0,019	0,22	0,75	2,41	1,1	0,85
DE	Geral	Joelho 90°	0,19	0,22	0,75	2,41	1,4	1,08
EF	Geral	Joelho 90°	0,19	0,22	0,75	2,41	5,8	4,5
FG	Geral	Joelho 90°	0,19	0,22	0,75	2,41	0,8	0,62

Portanto, somando-se todas as perdas têm-se D_p num valor de 27,31 m e D_s num valor de 9,57 m. A Figura 53 ilustra a altura da bomba em relação ao *fan coil*:

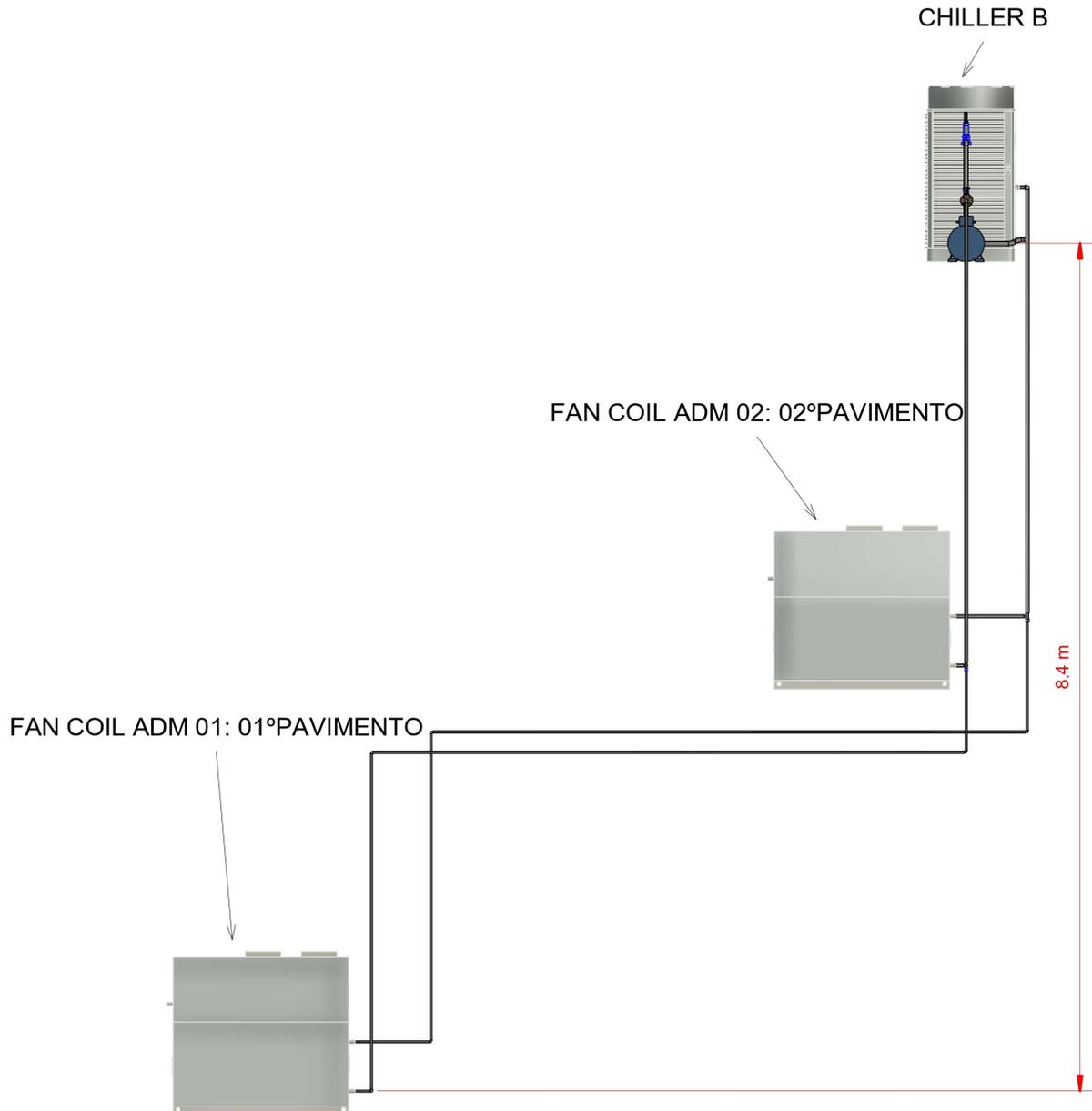


Figura 53: Altura do fan coil até a bomba do *chiller* B.
Fonte: Os autores.(2023)

Com isso, têm-se o valor da altura da bomba em relação ao *fan coil* de 8,4m, o que equivale a 8,4 mca, logo, aplicando-se os valores de h , D_p e D_s na equação 3.52 encontra-se o valor H_m , isto é, a altura manométrica, de 45,28 m. Portanto, a bomba selecionada deverá suprir uma altura manométrica de 45,28 mca e uma vazão de 4,895 m³/h. Sendo assim, a partir do catálogo de bombas da Schneider, selecionou-se a bomba BC-22 R 1 A com altura manométrica de até 46 mca, vazão de até 7,2 m³/h e potência de 5,5 CV, conforme pode ser verificado no catálogo da Figura ??

O Apêndice J ilustra todo o caminho feito pela tubulação que conecta o *chiller* B com os *fan coils* referentes aos ambientes Administrativo 02 e Administrativo 01 do 01º e 02º pavimento, respectivamente.

4 RESULTADOS

Essa seção tem como objetivo apresentar os principais resultados obtidos no projeto de climatização do ambiente. Para isso, foram realizados os cálculos de carga térmica, vazão de insuflamento e de água e perdas de carga, conforme descrito no capítulo 3, de forma detalhada. Os resultados serão resumidos na seção 4.1.

4.1 RESUMO DAS VARIÁVEIS DE DIMENSIONAMENTO

As Tabelas 28 e 29 destacam informações cruciais obtidas no processo de dimensionamento do sistema de condicionamento. A Tabela 28 apresenta variáveis importantes da seleção de componentes como carga térmica, vazão de insuflamento e perdas de carga para cada ambiente e pavimento do projeto de climatização. Já a Tabela 29 resume as variáveis-chave relacionadas ao dimensionamento de bombas e tubulações de água, oferecendo dados sobre a vazão de água por ambiente e pavimento e as perdas de carga.

Tabela 28: Resumo das variáveis de dimensionamento para dutos, condicionadores de ar e *Fan coil*.

Ambiente	Pavimento	Carga Térmica [Tr]	Vazão de Insuflamento [m ³ /h]	Perda de Carga [mmca]
Administrativo 01	2º Pavimento	5,357	9819,73	46,35
Administrativo 02	2º Pavimento	4,401	7825,30	45,01
Administrativo 01	1º Pavimento	4,5	8026,50	47,97
Administrativo 02	1º Pavimento	3,54	6032,07	44,77
Diretoria	1º Pavimento	1,21	2219,91	-
Diretoria	2º Pavimento	1,408	2626,74	-
TI	1º Pavimento	1,03	1838,44	-
TI	2º Pavimento	1,263	2323,59	-

Tabela 29: Resumo das variáveis de dimensionamento para bombas e tubulações de água.

Equipamento	Perda de Carga [mca]	Ambiente	Pavimento	Vazão de água [m ³ /h]
Chiller A	39,8	Administrativo 01	2º Pavimento	2,95
		Administrativo 02	1º Pavimento	1,95
Chiller B	45,25	Administrativo 02	2º Pavimento	2,42
		Administrativo 01	1º Pavimento	2,48

A análise desses valores proporciona *insights* valiosos para a escolha e dimensionamento apropriados de equipamentos, dutos e demais componentes do sistema de condicionamento.

A conclusão do dimensionamento não marca o fim do processo, mas sim o início da avaliação da viabilidade do sistema. A obtenção de valores de custo e desempenho junto aos fabricantes é essencial para uma análise completa. A próxima etapa consiste na avaliação dos custos totais do projeto, incluindo aquisição, instalação e operação contínua dos equipamentos.

4.2 ESTIMATIVA DE CUSTOS PARA O PROJETO

Condicionadores de ar *Hi Wall*, bombas, *chillers*, difusores, dutos, *fan coils* e tubulações, estes foram os itens apresentados para o perfeito funcionamento do sistema de refrigeração desta edificação. Portanto, é fundamental estimar o custo de aquisição e instalação destes equipamentos pois é a partir desta estimativa que o investidor dirá se é possível executar o projeto ou não.

A partir do contato direto com os fornecedores dos equipamentos, foi possível traçar uma estimativa de custo para o sistema. Este valor engloba uma verba para aquisição dos equipamentos e para mão de obra de instalação.

Além disso, é fundamental destacar o custo associado à mão de obra, cuja estimativa foi fundamentada na análise do custo por metro quadrado, aproximando-se dos resultados obtidos nos estudos conduzidos por De oliveira (2019) e Rosa (2018).

4.2.1 Custos Referentes à Instalação de Equipamentos

A tabela 30 apresenta a cotação referente aos preços dos equipamentos, materiais e mão de obra para a execução do projeto.

Tabela 30: Investimento Inicial em Componentes

Componente	Quantidade	Investimento Inicial (R\$)
Bomba centrífuga monoestágio Schneiner Bc-22r 4Cv	1	R\$ 4.274,28
Bomba monoestágio Schneiner Bc-22r 5Cv	1	R\$ 4.877,68
Chiller Aquasmart - 30EVA15	2	R\$ 65.000,00
Dutos flexíveis	36,36 (m)	R\$ 1.639,44
Dutos Retangulares	1890 (kg)	R\$ 34.624,00
Difusor ADLQ-AG-0-0-T7/000SAN00M0	32	R\$ 29.973,44
Difusor ADLQ-AG-K-0-T7/298SAN00M0	16	R\$ 8.088,16
Fan Coil 39DB15	1	R\$ 27.226,35
Fan Coil 39DB12	2	R\$ 50.000,00
Fan Coil 39DB10	1	R\$ 22.367,25
LG dual inverter 15,000 BTUS S4-Q15JL31A	2	R\$ 6.398,00
LG dual inverter 18,000 BTUS S4-W18KL31C	2	R\$ 7.700,90
Mão de obra técnica	1	R\$ 68.400,00
Tubulação de água	249,71 (kg)	R\$ 1.996,15
TOTAL: R\$ 332.564,75		

4.2.2 Custos Referentes ao Consumo

O objetivo do trabalho é projetar um sistema de refrigeração adequado às necessidades do negócio, considerando aspectos técnicos e econômicos. Para isso, é fundamental estimar os custos de operação do sistema, que envolvem o consumo de energia e a manutenção preventiva e corretiva. Esses custos representam uma parcela significativa dos gastos totais do sistema e determinam a sua viabilidade financeira. Portanto, é preciso escolher um sistema de refrigeração que seja eficiente, confiável e sustentável, baseando-se nas premissas expostas até aqui.

Para isso, será feita uma análise do custo energético do sistema, com base no somatório dos valores de consumo individual de cada equipamento e do custo atual energético do Rio de Janeiro.

A tabela 31 apresenta o consumo energético de todos os equipamentos relevantes para a refrigeração do ambiente.

Tabela 31: Potência Total por Componente

Componente	Quantidade	Potência Total (kWh)
Bomba centrífuga monoestágio Schneiner Bc-22r 4Cv	1	2,94
Bomba monoestágio Schneiner Bc-22r 5Cv	1	3,68
Chiller Aquasmart - 30EVA15	2	14,6
Fan Coil 39DB15	1	10,20
Fan Coil 39DB10	1	6,80
Fan Coil 39DB12	2	8,15
LG dual inverter 15,000 BTUS S4-Q15JL31A	2	1,68
LG dual inverter 18,000 BTUS S4-W18KL31C	2	1,34
Total		75,16

A modalidade tarifária do empreendimento é o Grupo B, que é o grupo de unidades consumidoras da baixa tensão. Mais especificamente, pertence à classe residencial, o que quer dizer que o consumo é referente ao subgrupo B1.

Para a data de 20/11/2023, o preço do MWh, segundo a [ANEEL \(2023\)](#), para o subgrupo B1, e região do Rio de Janeiro é de R\$ 597,55. Esse preço é determinado por diversos fatores, como o custo de geração, transmissão e distribuição de energia elétrica, os impostos e encargos setoriais, e as bandeiras tarifárias.

A ANEEL Realiza o reajuste tarifário anual da distribuidora local, que fornece energia elétrica a 4,7 milhões de unidades consumidoras no Rio de Janeiro e em mais 36 municípios fluminenses. Existe uma tendência de aumento ao longo dos anos, mas para fins de análise de custo energético deste trabalho, será utilizado o valor fornecido na data de 20/11/2023.

Logo, o Consumo energético total é dado por:

$$Custo = \text{Consumo total} \times \text{Horas} \times \text{Preço da energia} \quad (4.1)$$

Onde:

- Consumo total: Valor total em *MWh* de Potência
- Horas: Quantidade total de Horas do período que será feita a análise energética
- Preço da Energia: Disponibilizado pela Distribuidora Elétrica em Reais (R\$) ou a moeda vigente

Portanto, admitindo que o escritório funcione 8 horas por dia, durante 22 dias ao mês, obtêm-se um custo anual de:

$$Custo = R\$94.853,844 \quad (4.2)$$

4.3 LAYOUT FINAL DO SISTEMA

Levando em consideração todos os elementos relevantes para o sistema em questão, procedeu-se à elaboração de um layout utilizando o software AutoDesk Revit. A finalidade primordial dessa representação visual consiste em simplificar a compreensão do sistema, proporcionando uma ferramenta eficaz para a visualização e análise de sua implementação prática.

O referido layout, concretizado por meio de uma vista isométrica, encapsula a proposta do edifício com a integração dos equipamentos projetados. Esta vista se encontra na Figura 54. A elaboração visual, além de facilitar a implementação efetiva do projeto, desempenha um papel estratégico ao colaborar na defesa do aporte de capital.

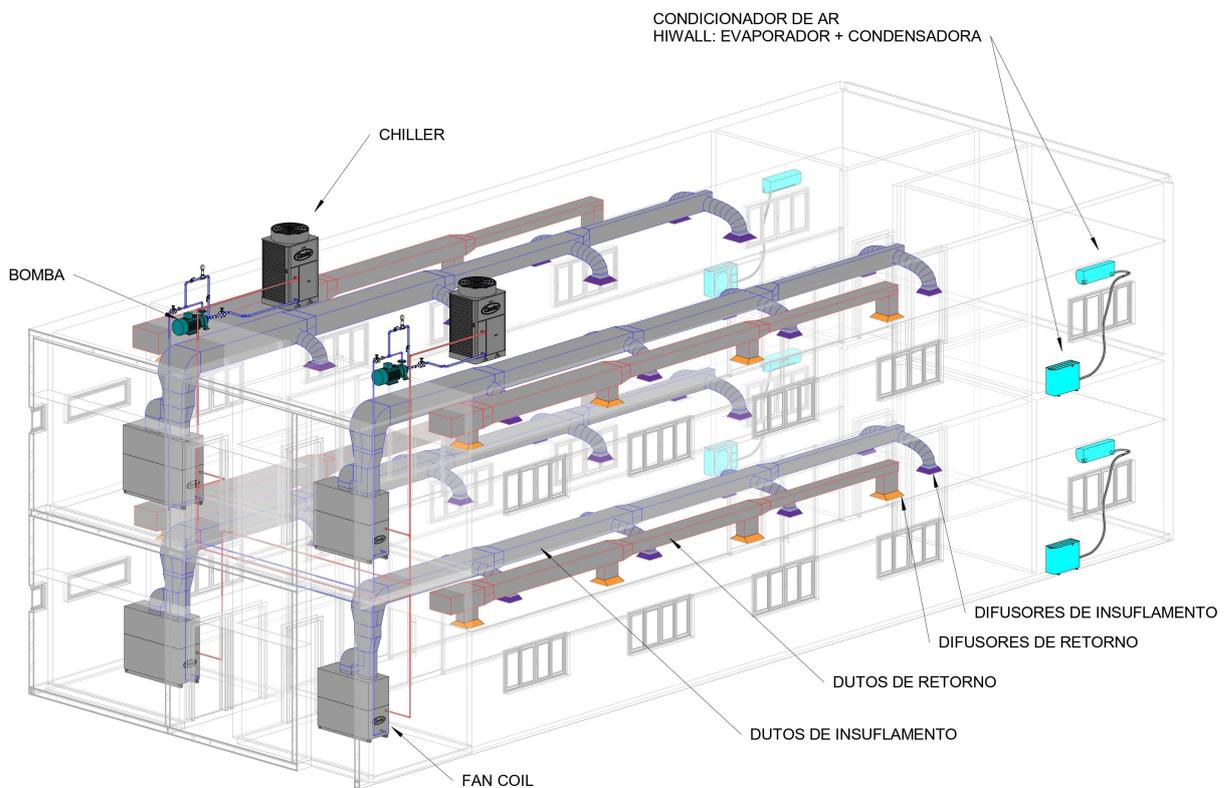


Figura 54: Vista isométrica - layout geral.
Fonte: Os autores.(2023)

5 CONCLUSÃO

Este trabalho propôs o desenvolvimento de um sistema de climatização para um edifício comercial no Rio de Janeiro, abordando os aspectos fundamentais do dimensionamento e seleção de um sistema de refrigeração adequado. A análise detalhada das cargas térmicas e a escolha criteriosa dos componentes do sistema HVAC demonstram a eficácia de estratégias técnico-científicas aplicadas no contexto da engenharia mecânica e sua contribuição direta para o conforto, a produtividade e a sustentabilidade em espaços de trabalho climatizados.

A seleção de um sistema de refrigeração considerou fatores como eficiência energética, redução do ruído operacional, facilidade de manutenção e conformidade com as normas regulatórias. Os cálculos na escolha dos difusores e dutos garantiram a distribuição uniforme e a qualidade do ar insuflado nos diferentes ambientes do edifício. O dimensionamento dos *fan coils*, que visava atender à carga térmica calculada para cada área, levou em conta as perdas no sistema de distribuição e a altura manométrica das bombas.

A aplicação de *chillers* de condensação a ar permitiu a eliminação da necessidade de torres de resfriamento, simplificando a instalação. A análise das perdas de carga nas singularidades e em toda a extensão da tubulação possibilitou a seleção de bombas capazes de assegurar a circulação da água gelada em todo o sistema com a eficiência e a confiabilidade necessárias.

O estudo demonstrou que uma abordagem técnica e metódica é essencial para a engenharia de sistemas HVAC, assegurando o conforto e a funcionalidade dos sistemas de climatização. Os resultados obtidos fornecem indicativos de que o sistema de refrigeração proposto está apto a atender às demandas do edifício comercial de forma satisfatória, mantendo o ambiente interior dentro dos parâmetros de conforto térmico, com um funcionamento otimizado para a realidade climática do Rio de Janeiro.

Este trabalho é um passo na aplicação prática dos conhecimentos de engenharia mecânica na área de HVAC, oferecendo soluções energeticamente eficientes para a climatização de ambientes comerciais. É uma contribuição para o desenvolvimento sustentável e o bem-estar das pessoas, fundamentando-se em práticas que aliam tecnologia, economia e respeito ao meio ambiente.

Como perspectiva para trabalhos futuros, é possível considerar a integração de tecnologias inteligentes de monitoramento e controle, bem como a adoção de fontes de energia renováveis, visando a maior autonomia energética e a contribuição para o crédito de carbono do edifício. Além disso, é importante ressaltar a necessidade de estudos sobre a durabilidade e a manutenção dos sistemas de climatização, a fim de garantir sua longevidade e eficiência contínuas.

Referências Bibliográficas

- ANEEL (2023). Base de dados das tarifas das distribuidoras de energia elétrica. Disponível em: <https://portalrelatorios.aneel.gov.br/luznatarifa/basestarifas>. Acesso em 20/11/2023.
- ASHRAE (2021). *2021 ASHRAE Handbook: Fundamentals*. ASHRAE. Atlanta, GA,.
- Au-Yong, C. P., Ali, A., and Ahmad, F. (2014). Improving occupants' satisfaction with effective maintenance management of hvac system in office buildings. *Automation in Construction*, 43:31–37.
- Bond, S., Hart, M. N., and Bond, H. (1981). Energy-conservation potential from optimized mass flow and temperature differences in cooling systems. final report.
- Britto, J. F. B. (2010). Considerações sobre psicrometria. *Revista SBCC*, 45:35–41.
- Callister, W. D. e Rethwisch, D. G. (2012). *Ciência e Engenharia de Materiais - Uma Introdução*. 8ª Edição. Rio de Janeiro. LTC.
- Carrier (2020). Catálogo de produtos linha comercial carrier. Disponível em: <https://carrierdobrasil.com.br/blog/category/comercial/>. Acesso em 20/11/2023.
- Çengel, Y. A. et al. (2012). termodinâmica.
- Çengel, Y. A. and Ghajar, A. J. (2007). *Transferencia de calor y masa*, volume 53. McGraw-Hill Interamericana.
- Chen, W., Fang, G., Wang, C., Weng, W., Chan, M., Deng, S., Liu, X., and Yan, H. (2019). An experimental study on a novel direct expansion based temperature and humidity independent control air conditioning system. *Energy Procedia*.
- Creder, H. (2004). *Instalações de ar condicionado*. Livros Tecnicos e Científicos.
- da Silva Telles, P. C. (2001). *Tubulações industriais: materiais, projeto e montagem*. Livros Técnicos e Científicos.
- De oliveira, J. M. M. (2019). Projeto de climatização do restaurante universitário - praia vermelha.

- Fox, R. (2010). Pj pritchard e at mcdonald.". *Introdução à Mecânica dos Fluidos". 7ed. Rio de Janeiro, Brazil. LTC.*
- Frota, A. B. (2001). *Manual de conforto térmico. 5ª Edição. São Paulo. Studio Nobel.*
- Ganime, J., Da Silva, L. A., Robazzi, M. d., Sauzo, S. V., and Faleiro, S. (2010). El ruido como riesgo laboral: una revisión de la literatura. *Enfermería global*, 9(2).
- Harrison, L. P. (1965). *Fundamental concepts and definitions relating to humidity. Reinhold Publishing Company.*
- Hutcheon, N. B., Handegord, G. O., and of Canada., N. R. C. (1995). *Building science for a cold climate. John Wiley & Sons.*
- Incropera, F., Dewitt, D., Bergman, T., and Lavine, A. (2014). *Fundamentos De Transferência De Calor E De Massa. LTC.*
- Jaszczur, M., Madejski, P., Kleszcz, S., Zych, M., and Palej, P. (2019). Numerical and experimental analysis of the air stream generated by square ceiling diffusers. *E3S Web of Conferences.*
- Kubba, S. (2010). *LEED practices, certification, and accreditation handbook. Butterworth-Heinemann.*
- Lei, Z. and Zaheeruddin, M. (2005). Dynamic simulation and analysis of a water chiller refrigeration system. *Applied Thermal Engineering.*
- Macintyre, A. (1990). *Ventilação Industrial e Controle da Poluição. LTC.*
- Mendell, M. J., Mirer, A. G., Cheung, K., Tong, M., and Douwes, J. (2011). Respiratory and allergic health effects of dampness, mold, and dampness-related agents: a review of the epidemiologic evidence. *Environmental health perspectives*, 119(6):748–756.
- Miller, Rex e Miller, M. R. (2019). *Ar condicionado e refrigeração. 2ª Edição. Rio de Janeiro. LTC.*
- MMA (2017). *Ar condicionado: guia prático sobre sistemas de água gelada. Technical report, Ministério do Meio Ambiente, Secretaria de Mudança do Clima e Florestas and Departamento de Monitoramento, Apoio e Fomento de Ações em Mudança do Clima, Brasília, DF.*

- Moreira, J. (2019). *Geografia geral e do Brasil - Volume único*. 6ª Edição. São Paulo. Scipione.
- NBR 16401-1 (2008). Sistemas de ar condicionado e ventilação: princípios gerais de projeto. ABNT NBR 16401-1.
- NBR 16401-2 (2008). Sistemas de ar condicionado e ventilação: parâmetros de conforto térmico. ABNT NBR 16401-2.
- NBR 16401-3 (2008). Sistemas de ar condicionado e ventilação: qualidade do ar interior. ABNT NBR 16401-3.
- Peters, J. M. (2018). Impact of water utility rates on chiller selection. *ASHRAE JOURNAL*, 60(6):36–42.
- Pires, H. M., ARAÚJO, J. V. V. d., and ALMEIDA, L. d. A. (2018). Aplicação de um sistema adsorptivo em um processo de refrigeração por chiller.
- QualityTubos (2023). Catálogo de tubos galvanizados qualitytubos. Disponível em: <https://www.lojaqualitytubos.com.br/tubos-galvanizados/tubos-galvanizados-nbr-5580>. Acesso em 20/11/2023.
- Rosa, D. E. (2018). Projeto básico do sistema de ar condicionado central e ventilação mecânica do novo restaurante universitário do cefet/rj.
- Seppanen, O., Fisk, W. J., and Lei, Q. H. (2006). Effect of temperature on task performance in office environment. Technical report, Lawrence Berkeley National Laboratory.
- Siecker, J., Kusakana, K., and Numbi, B. (2020). Poet concept for improving electrical and thermal efficiency of main equipment in a residential energy hub. *2020 International Conference on Smart Grid and Clean Energy Technologies (ICSGCE)*, pages 52–58.
- Sinopoli, J. (2010). Heating, ventilating, and air conditioning systems. In *Smart Building Systems for Architects, Owners and Builders*. Butterworth-Heinemann, Boston.
- Van Wylen, R. E., Borgnakke, C., and Sonntag, G. J. (1998). Fundamentals of thermodynamics.
- Zhang, T., Lee, K., and Chen, Q. (2009). A simplified approach to describe complex diffusers in displacement ventilation for cfd simulations. *Indoor air*, 19 3:255–67.

APÊNDICE A- Código Para Cálculo da Carga Térmica

```
# Cálculo da carga térmica para uma diretoria no 2º
pavimento de um edifício
import matplotlib.pyplot as plt
import pandas as pd
# Dados das premissas
TBS_externo = 38.1 # Temperatura de bulbo seco externa em °C
TBS_interno = 23.0 # Temperatura de bulbo seco interna em °C

# Coeficientes de transmissão térmica
U_parede_externa = 2.32 # Coeficiente global de transmissão
de calor para paredes
U_cobertura = 1.96 # Coeficiente global de transmissão
de calor para cobertura
U_janelas = 6.04 # Coeficiente global de transmissão de calor
para janelas

# Fatores da janela
Uf = 387.9 # Fator solar (W/m²)
Fs = 1.0 # Fator sombra (adimensional)

# Áreas
area_janela = 2.0 # m²
area_interna = 16.4 # m²
area_parede_noroeste = 14.610 # m²
area_parede_nordeste = 16.805 # m²
area_cobertura = 17.02 # m²

# Diferenciais de temperatura para paredes e teto
Dt_parede_noroeste = 3.9 # °C
Dt_parede_nordeste = 0 # °C
Dt_cobertura = 22.2 # °C
```

```

# Iluminação e equipamentos
potencia_dissipada_iluminacao = 16 # W/m2
potencia_dissipada_equipamentos = 10.7 # W/m2

# Pessoas
calor_sensivel_por_pessoa = 75 # Calor sensível por pessoa em Watts
calor_latente_por_pessoa = 55 # Calor latente por pessoa em Watts
numero_pessoas = 2 # Número de pessoas na diretoria

# Ventilação
vazao_ar_externo_m3_s = 0.016 # m3/s

# Calor sensível e latente do ar externo e interno
entalpia_ar_externo = 314.27 # Entalpia do ar externo em kJ/kg
entalpia_ar_interno = 298.18 # Entalpia do ar interno em kJ/kg
psi_ar = 1.2 # Peso específico do ar em kg/m3 para conversão
de entalpia (kJ/kg) para fluxo de calor (kW)
psi_ar_kw = 1214.1572

# Constantes para Infiltração
VAZAO_INFILTRACAO_JANELA = 3 # m3/h por metro de largura de janela
VAZAO_INFILTRACAO_PORTA = 13 # m3/h por metro de largura de porta
LARGURA_JANELA = 2 # Largura da janela em metros (usada para infiltração)
LARGURA_PORTA = 1 # Largura da porta em metros (usada para infiltração)
# Conversão de entalpias de kJ/kg para kW (1 Watt = 1 J/s)
CONVERSAO_ENTALPIA = psi_ar / 3.6 # Fator de conversão (kg/m3 to kW)

# Funções de cálculo das cargas
def carga_janelas(area, Uf, Fs, Uv, TBS_ext, TBS_int):
    return area * Uf * Fs + Uv * area * (TBS_ext - TBS_int)

```

```

def carga_paredes_opacas(area, U, TBS_ext, TBS_int, Dt):
    return U * area * (TBS_ext - TBS_int + Dt)

def carga_teto(area, U, TBS_ext, TBS_int, Dt):
    return U * area * (TBS_ext - TBS_int + Dt)

def carga_iluminacao(area, potencia):
    return area * potencia

def carga_pessoas(num_pessoas, calor_sens, calor_lat):
    return (calor_sens + calor_lat) * num_pessoas

def cargaEquipamentos(area, potencia):
    return area * potencia

def carga_ventilacao(vazao, Te, Ti, ent_ext, ent_int, psi):
    qs = vazao * (Te - Ti) * psi #calor sensível
    ql = vazao * (ent_ext - ent_int) * psi #calor latente

    total_ventilacao = (qs+ql)
    return (total_ventilacao)

def carga_infiltracao(VAZAO_INFILTRACAO_JANELA,LARGURA_JANELA,
VAZAO_INFILTRACAO_PORTA,LARGURA_PORTA,entealpia_ar_interno,
entealpia_ar_externo,CONVERSAO_ENTALPIA,TBS_externo,TBS_interno):
    # Cálculo da carga térmica devido à infiltração
    vazao_infiltracao_janela =VAZAO_INFILTRACAO_JANELA*LARGURA_JANELA# m³/h
    vazao_infiltracao_porta =VAZAO_INFILTRACAO_PORTA *LARGURA_PORTA#m³/h

    calor_infiltracao_janela_sensivel = vazao_infiltracao_janela *
(TBS_externo - TBS_interno) * CONVERSAO_ENTALPIA
    calor_infiltracao_porta_sensivel = vazao_infiltracao_porta *
(TBS_externo - TBS_interno) * CONVERSAO_ENTALPIA

```

```

calor_infiltracao_janela_latente = (entealpia_ar_externo -
entealpia_ar_interno) * vazao_infiltracao_janela * CONVERSAO_ENTALPIA
calor_infiltracao_porta_latente = (entealpia_ar_externo -
entealpia_ar_interno) * vazao_infiltracao_porta * CONVERSAO_ENTALPIA

return(calor_infiltracao_janela_sensivel+calor_infiltracao_janela_latente
+calor_infiltracao_porta_sensivel+calor_infiltracao_porta_latente)

```

```

# Cálculos das cargas térmicas

```

```

carga_calor_janelas =
carga_janelas(area_janela, Uf, Fs, U_janelas, TBS_externo, TBS_interno)
carga_calor_parede_noroeste =
carga_paredes_opacas(area_parede_noroeste, U_parede_externa,
TBS_externo, TBS_interno, Dt_parede_noroeste)
carga_calor_parede_nordeste =
carga_paredes_opacas(area_parede_nordeste, U_parede_externa,
TBS_externo, TBS_interno, Dt_parede_nordeste)
carga_calor_teto =
carga_teto(area_cobertura, U_cobertura, TBS_externo,
TBS_interno, Dt_cobertura)
carga_calor_iluminacao =
carga_iluminacao(area_interna, potencia_dissipada_iluminacao)
carga_calor_pessoas =
carga_pessoas(numero_pessoas, calor_sensivel_por_pessoa,
calor_latente_por_pessoa)
carga_calor_equipamentos =
carga_equipamentos(area_interna, potencia_dissipada_equipamentos)
carga_calor_ventilacao =
carga_ventilacao(vazao_ar_externo_m3_s, TBS_externo,
TBS_interno, entealpia_ar_externo, entealpia_ar_interno, psi_ar_kw)
carga_calor_infiltracao =
carga_infiltracao(VAZAO_INFILTRACAO_JANELA, LARGURA_JANELA,
VAZAO_INFILTRACAO_PORTA, LARGURA_PORTA, entealpia_ar_interno,

```

```
entealpia_ar_externo,CONVERSAO_ENTALPIA,TBS_externo,TBS_interno)

# Soma das cargas térmicas
carga_termica_total = (carga_calor_janelas + carga_calor_parede_noroeste +
carga_calor_parede_nordeste + carga_calor_teto + carga_calor_iluminacao +
carga_calor_pessoas + carga_calor_equipamentos + carga_calor_ventilacao)

# Converte para kW e imprime o resultado
print(f"Carga térmica devido às janelas:
{carga_calor_janelas / 1000:.3f} kW")
print(f"Carga térmica devido à parede Noroeste:
{carga_calor_parede_noroeste / 1000:.3f} kW")
print(f"Carga térmica devido à parede Nordeste:
{carga_calor_parede_nordeste / 1000:.3f} kW")
print(f"Carga térmica devido ao teto:
{carga_calor_teto / 1000:.2f} kW")
print(f"Carga térmica devido à iluminação:
{carga_calor_iluminacao / 1000:.3f} kW")
print(f"Carga térmica devido às pessoas:
{carga_calor_pessoas / 1000:.3f} kW")
print(f"Carga térmica devido aos equipamentos:
{carga_calor_equipamentos / 1000:.3f} kW")
print(f"Carga térmica devido à ventilação:
{carga_calor_ventilacao / 1000 :.3f} kW")
print(f"Carga térmica devido à infiltração:
{carga_calor_infiltracao / 1000 :.3f} kW")
carga_termica_total_kw =
carga_termica_total / 1000 # Divisão por 1000 para passar de W para kW
print(f"Carga Térmica Total:
{carga_termica_total_kw:.2f} kW")
```

APÊNDICE B- Código Para Cálculo de Dutos

```

import math
import pandas as pd
# Parâmetros do sistema
vazao = 9819.73 # m³/h
pe = 1.2 # Densidade do ar kg/m³
u = 18.13 * (10**-6) # Viscosidade dinâmica Pa.s
RugosidadeMedia = 150 * (10**-6)
comprimento_trecho = 3.65 # m

# Medidas em metros de cada duto fornecido pelos
#fabricantes em metro(m),
larguras = [0.150,0.2,0.15,0.2,0.2,0.250,0.250,0.250,0.3,0.3,0.3,0.350,
0.350,0.400,0.400,0.400,0.450,0.450, 0.500,0.500,0.550,0.550,0.550,0.600,
0.600,0.600,0.650,0.650,0.700,0.700,0.750,0.750,0.800,0.800, 0.850]

alturas = [0.150,0.200,0.100,0.100,0.150,0.100,0.150,0.200,0.150,0.200,
0.250,0.200,0.250,0.200,0.250,0.300,0.250,0.300, 0.300,0.350,0.300,
0.350,0.400,0.350,0.400,0.450,0.400,0.450,0.450,0.500,0.450,0.500,
0.500,0.550,0.550]

diametros = [0.086,0.109,0.131,0.161,0.185,0.209, 0.263,0.314,0.330,
0.364,0.406,0.457,0.508,0.560,0.610]

#Checa se duto flexível circular atende aos critérios de velocidade
e perda de carga
def verificacao_duto_flexivel(perda_admissivel,
velocidade_minima, velocidade_maxima, comprimento_trecho,RugosidadeMedia,
pe, u, vazao, diametro):
    texto = []

    # Calcular a área da seção transversal do duto
    area = math.pi * (diametro**2) / 4

    # Calcular a velocidade do ar no duto

```

```

velocidade = vazao / (3600 * area)

# Calcular o número de Reynolds do escoamento
Re = pe * velocidade * diametro / u

# Calcular a rugosidade relativa do duto
eD = RugosidadeMedia / diametro

# Verificar se o escoamento é laminar ou turbulento
if Re < 2100:
    # Se laminar, usar a fórmula de Poiseuille para o fator de atrito
    friccao = 64 / Re
else:
    # Se for turbulento, usar a equação de Colebrook-White
    friccao = (1 / (-2 * math.log10((((eD / 3.7) + (2.51 / Re)) *
    (1.14 - 2 * math.log10(((eD / 2) + (21.25 / Re**0.9))))))))**2

# Calcular a perda de carga por metro de duto
perda_carga = friccao * comprimento_trecho
* pe * (velocidade**2) / (2 * diametro * 9.81) # mmca

# Verificar se o duto atende ao critério de velocidade
if velocidade_minima <= velocidade <= velocidade_maxima:
    # Se atender, imprimir as informações do duto
    texto.append('Duto Aprovado:')
    texto.append('Diametro: {}m'.format(diametro))
    texto.append('Velocidade: {} m/s'.format(velocidade))
    texto.append('Perda de carga: {} mmca'.format(perda_carga))
    texto.append('-----')
    return print('\n'.join(texto))

# Função para verificar duto retangular
def verificacao2(perda_admissivel,
velocidade_minima, velocidade_maxima, comprimento_trecho, RugosidadeMedia,

```

```

pe, u, vazao, largura, altura):
    texto = []
    # Calcular a área da seção transversal do duto
    area = largura * altura

    # Calcular a velocidade do ar no duto
    velocidade = vazao / (3600 * area)

    # Calcular o número de Reynolds do escoamento
    diametro_equivalente = (1.3) * ((largura * altura)**0.625)
    / ((largura + altura)**0.25)
    Re = pe * velocidade * diametro_equivalente / u

    # Calcular a rugosidade relativa do duto
    eD = RugosidadeMedia / diametro_equivalente

    # Verificar se o escoamento é laminar ou turbulento
    if Re < 2100:
        friccao = 64 / Re
    else:
        friccao = (1 / (-2 * math.log10((((eD / 3.7) + (2.51 / Re))
        * (1.14 - 2 * math.log10(((eD / 2) + (21.25 / Re**0.9))))))))))**2

    # Calcular a perda de carga por metro de duto
    perda_carga = friccao * comprimento_trecho * pe
    * (velocidade**2) / (2 * diametro_equivalente * 9.81) # mmca

    perda_trecho = perda_admissivel * comprimento_trecho
    # Verificar se o duto atende ao critério de velocidade
    if velocidade_minima <= velocidade <= velocidade_maxima:
        texto.append('Duto Aprovado:')
        texto.append('Vazão: {} m³/h;'.format(vazao))
        texto.append('Comprimento do trecho: {} m;'
        .format(comprimento_trecho))

```

```

texto.append('Largura x Altura: {}m x {}m;'.format(largura, altura))
texto.append('Velocidade: {} m/s;'.format(velocidade))
texto.append('Perda de carga: {} mmca;'.format(perda_carga))
texto.append('-----')
return print('\n'.join(texto))

```

```
# Uso para dutos flexíveis circulares
```

```
vazao_f = 754 # Em m3/h
```

```
RugosidadeMedia_f = (3 * (10**-3))
```

```
comprimentos_trecho_f = 1.23
```

```
for i in diametros:
```

```
    verificacao_duto_flexivel(1.8, 3.5, 6,
```

```
    comprimentos_trecho_f, RugosidadeMedia_f, pe, u, vazao_f, i)
```

```
# Uso para duto retangular
```

```
vazoes = [5758.47, 4318.85, 2879.23, 1439.62] # Em m3/h
```

```
comprimentos_trecho = [1, 4.32, 4.38, 4.31]
```

```
for i, j in zip(larguras, alturas):
```

```
    for k in range(len(vazoes)):
```

```
        verificacao2(1.8, 6, 8,
```

```
        comprimentos_trecho[k], RugosidadeMedia, pe, u, vazoes[k], i, j)
```

```
# Uso para dutos retangulares
```

```
vazoes = [1439.62] # Em m3/h
```

```
comprimentos_trecho = [0.573]
```

```
for i, j in zip(larguras, alturas):
```

```
    for k in range(len(vazoes)):
```

```
        verificacao2(1.4, 3.5, 4.5, comprimentos_trecho[k],
```

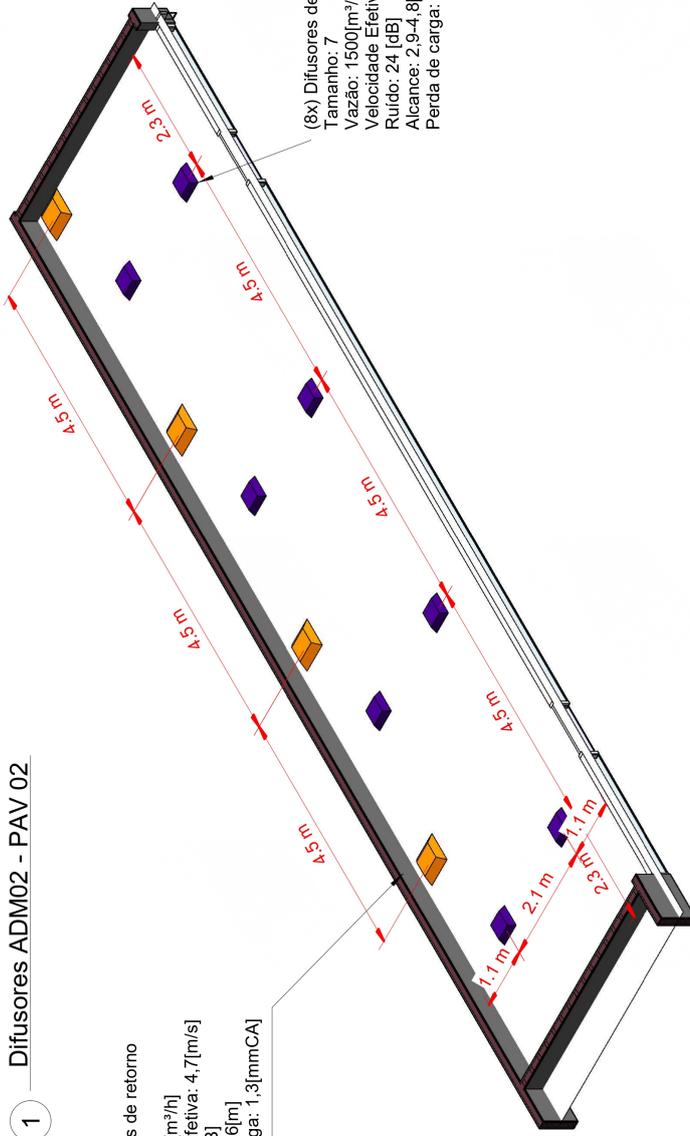
```
        RugosidadeMedia, pe, u, vazoes[k], i, j)
```

APÊNDICE C- Difusores: Ambiente Administrativo 02 do 2º Pavimento

1 Difusores ADM02 - PAV 02

(4x) Difusores de retorno
 Tamanho: 7
 Vazão: 2000[m³/h]
 Velocidade Efetiva: 4,7[m/s]
 Ruído: 31 [dB]
 Alcance: 3,7-6[m]
 Perda de carga: 1,3[mmCA]

(8x) Difusores de insuflamento
 Tamanho: 7
 Vazão: 1500[m³/h]
 Velocidade Efetiva: 3,7[m/s]
 Ruído: 24 [dB]
 Alcance: 2,9-4,8[m]
 Perda de carga: 0,8[mmCA]



CEFET/RJ

ALUNO	GUILHERME RODRIGUES/JONATHAN OLIVEIRA		
PROF.	JONATAS MOTTI QUIRINO		
DATA	24 DE NOVEMBRO DE 2023		
ESC.	TÍTULO	MEDIDA	Nº FOLHA
1/75	DIFUSORES: AMBIENTE ADMINISTRATIVO 02 DO 2º PAVIMENTO	m	01



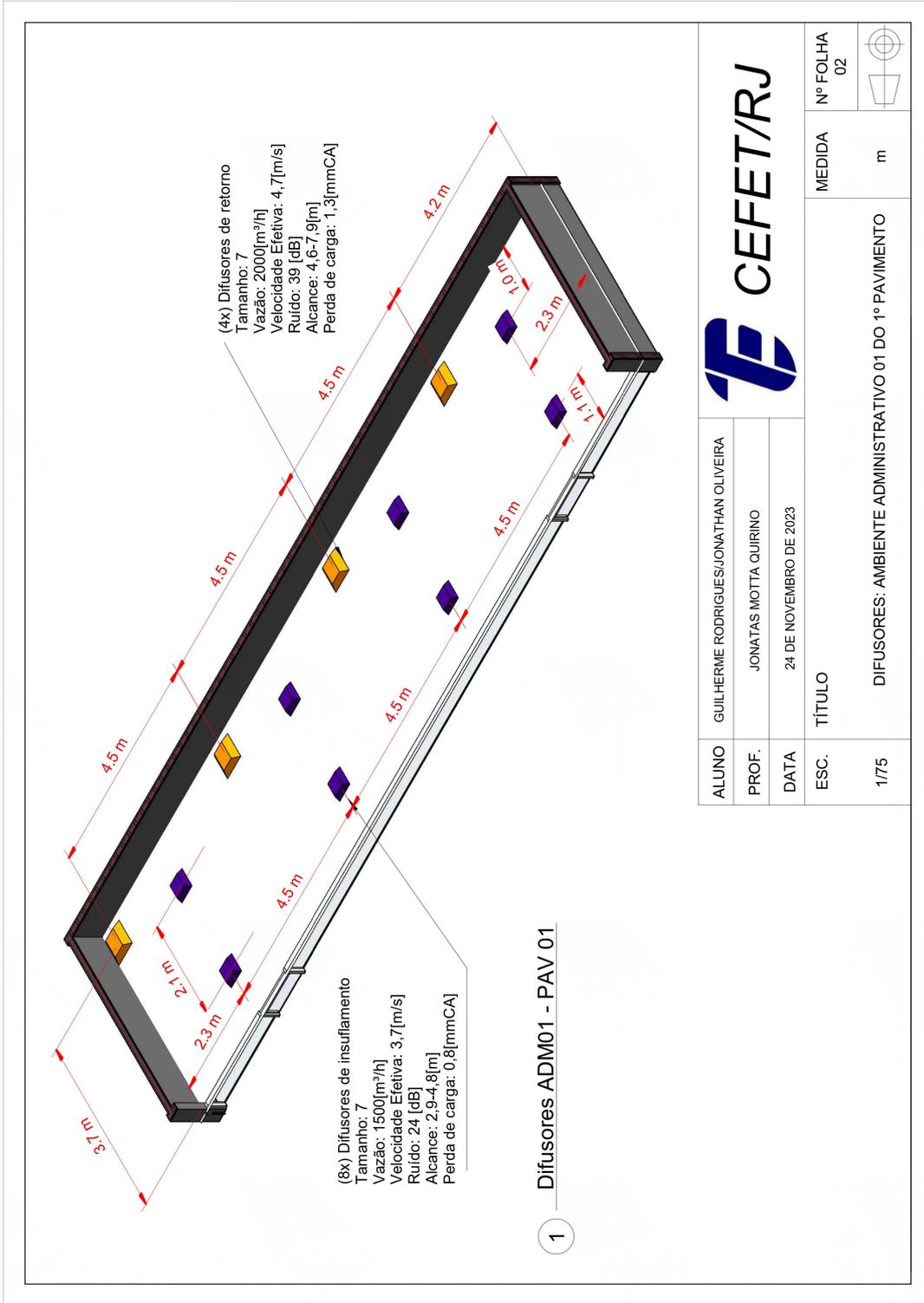
Tabela 32: Resumo dos Difusores de Insuflamento do ambiente administrativo 02 do 2º pavimento

Descrição	Valor
Tamanho	7
Quantidade	8
Vazão do difusor	1500 [m³/h]
Velocidade efetiva do difusor	3,7 [m/s]
dB(A)	24
Alcance [m]	2,9 – 4,8
Perda de carga por difusor	0,8 [mmCA]
Quantidade de difusores no ambiente	8
Perda de carga total [mmCA]	6,4 [mmCA]

Tabela 33: Resumo dos Difusores de Retorno do ambiente administrativo 02 do 2º pavimento

Descrição	Valor
Tamanho	7
Quantidade	4
Vazão do difusor	2000 [m³/h]
Velocidade efetiva do difusor	4,7 [m/s]
dB(A)	31
Alcance [m]	3,7 – 6,0
Perda de carga por difusor	1,3 [mmCA]
Quantidade de difusores no ambiente	8
Perda de carga total [mmCA]	5,2 [mmCA]

APÊNDICE D- Difusores: Ambiente Administrativo 01 do 1º Pavimento



ALUNO GUILHERME RODRIGUES/JONATHAN OLIVEIRA

PROF. JONATAS MOUTA QUIRINO

DATA 24 DE NOVEMBRO DE 2023

ESC. TÍTULO

DIFUSORES: AMBIENTE ADMINISTRATIVO 01 DO 1º PAVIMENTO

MEDIDA

m

Nº FOLHA
02



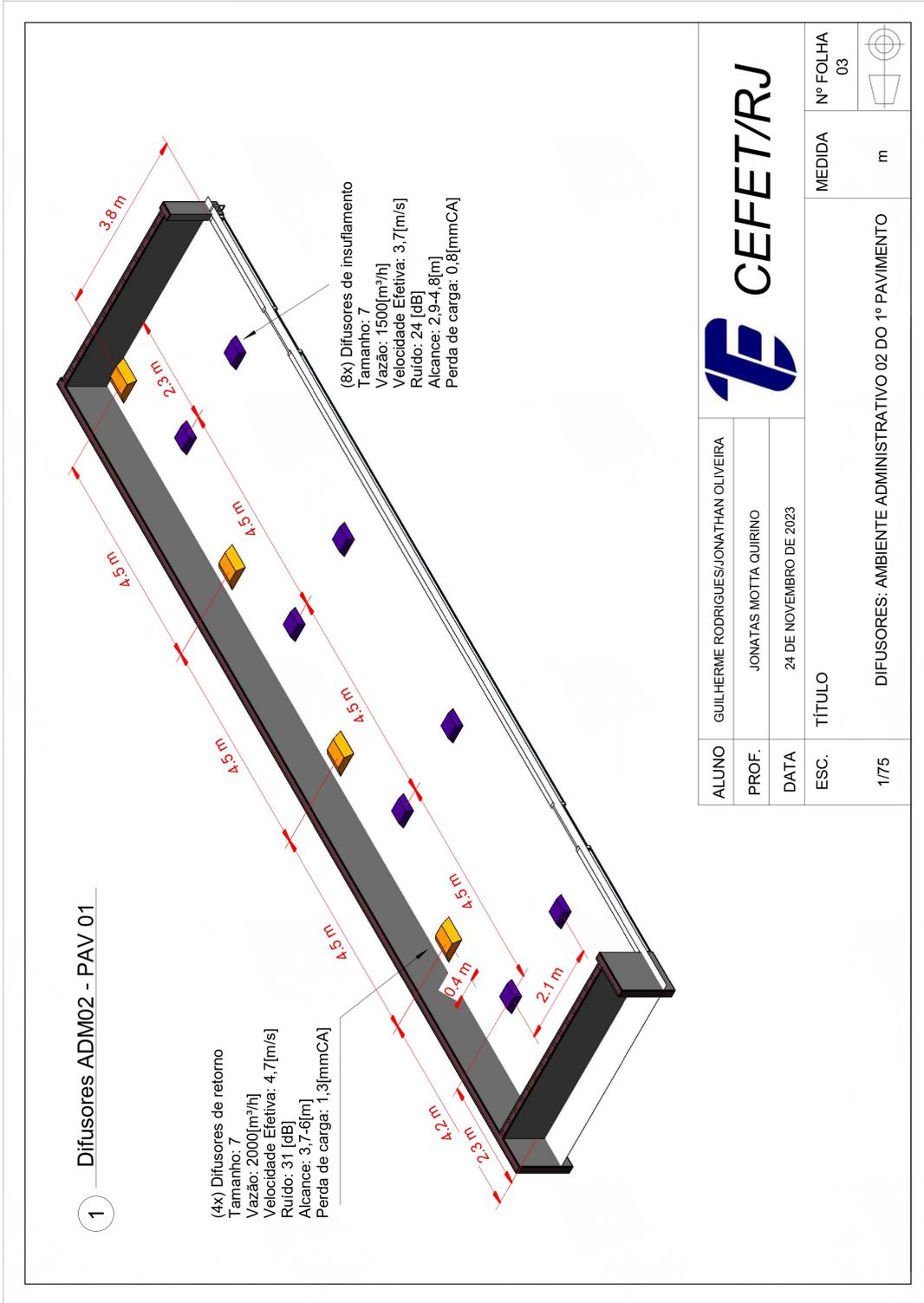
Tabela 34: Resumo dos Difusores de Insuflamento do ambiente administrativo 01 do 1ª pavimento

Descrição	Valor
Tamanho	7
Quantidade	8
Vazão do difusor	1500 [m ³ /h]
Velocidade efetiva do difusor	3,7 [m/s]
dB(A)	24
Alcance [m]	2,9 – 4,8
Perda de carga por difusor	0,8 [mmCA]
Quantidade de difusores no ambiente	8
Perda de carga total [mmCA]	6,4 [mmCA]

Tabela 35: Resumo dos Difusores de Retorno do ambiente administrativo 01 do 1ª pavimento

Descrição	Valor
Tamanho	7
Quantidade	4
Vazão do difusor	2000 [m ³ /h]
Velocidade efetiva do difusor	4,7 [m/s]
dB(A)	31
Alcance [m]	3,7 – 6,0
Perda de carga por difusor	1,3 [mmCA]
Quantidade de difusores no ambiente	8
Perda de carga total [mmCA]	5,2 [mmCA]

APÊNDICE E- Difusores: Ambiente Administrativo 02 do 1º Pavimento



		MEDIDA		Nº FOLHA	
		m		03	
ALUNO	GUILHERME RODRIGUES/JONATHAN OLIVEIRA		DIFUSORES: AMBIENTE ADMINISTRATIVO 02 DO 1º PAVIMENTO		
PROF.	JONATAS MOTTI QUIRINO				
DATA	24 DE NOVENBRO DE 2023				
ESC.	TÍTULO				
1/75					

Tabela 36: Resumo dos Difusores de Insuflamento do ambiente administrativo 02 do 1ª pavimento

Descrição	Valor
Tamanho	7
Quantidade	8
Vazão do difusor	1500 [m ³ /h]
Velocidade efetiva do difusor	3,7 [m/s]
dB(A)	24
Alcance [m]	2,9 – 4,8
Perda de carga por difusor	0,8 [mmCA]
Quantidade de difusores no ambiente	8
Perda de carga total [mmCA]	6,4 [mmCA]

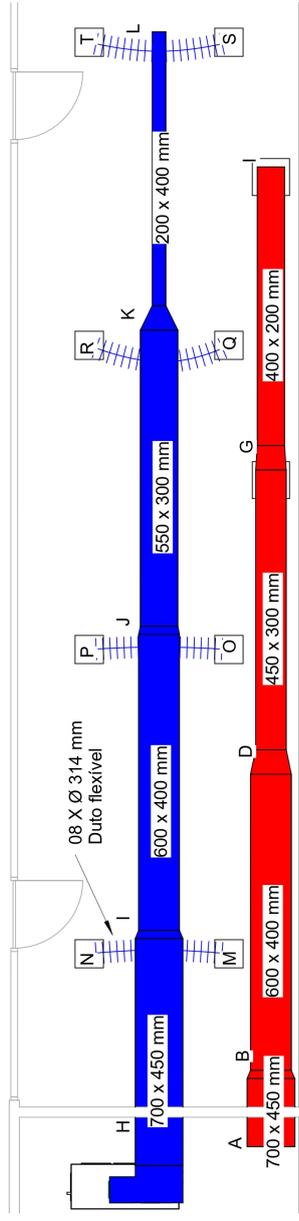
Tabela 37: Resumo dos Difusores de Retorno do ambiente administrativo 02 do 1ª pavimento

Descrição	Valor
Tamanho	7
Quantidade	4
Vazão do difusor	2000 [m ³ /h]
Velocidade efetiva do difusor	4,7 [m/s]
dB(A)	31
Alcance [m]	3,7 – 6,0
Perda de carga por difusor	1,3 [mmCA]
Quantidade de difusores no ambiente	8
Perda de carga total [mmCA]	5,2 [mmCA]

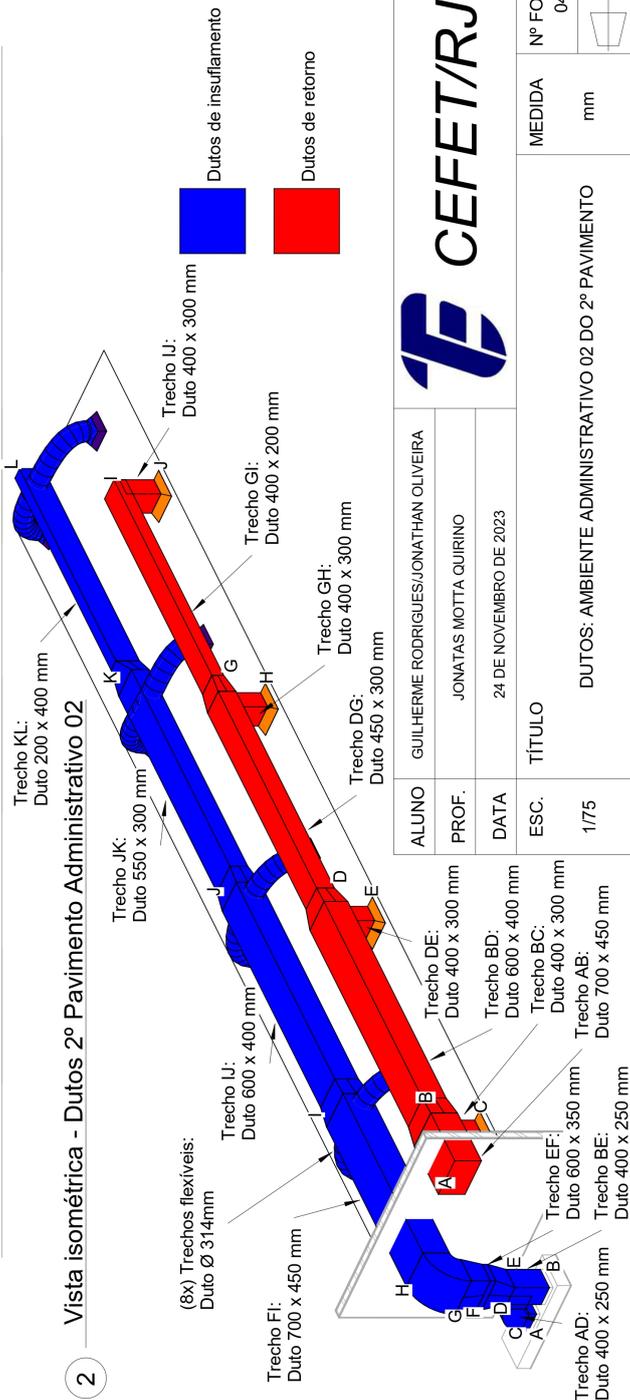
APÊNDICE F- Dutos: Ambiente Administrativo 02 do 2º Pavimento

1 DT-PLANTA DE TETO- DUTOS-ADM02 2º PAVIMENTO

1 : 75



2 Vista isométrica - Dutos 2º Pavimento Administrativo 02



		Nº FOLHA	04
		MEDIDA	mm
ALUNO	GUILHERME RODRIGUES/JONATHAN OLIVEIRA		DUTOS: AMBIENTE ADMINISTRATIVO 02 DO 2º PAVIMENTO
PROF.	JONATAS MOTTI QUIRINO		
DATA	24 DE NOVENBRO DE 2023		
ESC.	1/75	TÍTULO	

Trecho FI:	Duto 700 x 450 mm
Trecho AD:	Duto 400 x 250 mm
Trecho JK:	Duto 550 x 300 mm
Trecho KL:	Duto 200 x 400 mm
Trecho JI:	Duto 400 x 300 mm
Trecho DE:	Duto 400 x 300 mm
Trecho BD:	Duto 600 x 400 mm
Trecho BC:	Duto 400 x 300 mm
Trecho AB:	Duto 700 x 450 mm
Trecho DG:	Duto 450 x 300 mm
Trecho GH:	Duto 400 x 300 mm
Trecho GI:	Duto 400 x 200 mm
Trecho HJ:	Duto 400 x 200 mm
Trecho EF:	Duto 600 x 350 mm
Trecho BE:	Duto 400 x 250 mm
(8x) Trechos flexíveis:	Duto Ø 314mm

Tabela 38: Dutos de Insuflamento do Ambiente Administrativo 02 do 2º Pavimento

Trecho	Diâmetro (m)	Largura (m)	Altura (m)	Velocidade (m/s)	Perda de Carga (mmca)
AE	-	0,4	0,25	10,8	0,37
BE	-	0,4	0,25	10,8	0,34
EF	-	0,6	0,35	10,35	0,033
FI	-	0,7	0,45	6,9	0,43
IJ	-	0,6	0,4	6,79	0,58
JK	-	0,55	0,3	6,58	0,69
KL	-	0,4	0,2	6,8	1,06
IM, IN, JO, JP, KQ, KR, LS, LT	0,314	-	-	4,0	0,21/duto

Tabela 39: Dutos de Retorno do Ambiente Administrativo 02 do 2º Pavimento

Trecho	Diâmetro (m)	Largura (m)	Altura (m)	Velocidade (m/s)	Perda de Carga (mmca)
AB	-	0,7	0,45	6,6	0,1
BC	-	0,4	0,3	4,37	0,04
BD	-	0,6	0,4	6,55	0,53
DE	-	0,4	0,3	4,37	0,04
DG	-	0,45	0,3	6,86	0,84
GH	-	0,4	0,3	4,37	0,04
GI	-	0,4	0,2	6,5	1,06
IJ	-	0,4	0,3	4,37	0,04

Tabela 40: Condições e perdas de carga dos dutos de insuflamento do ambiente administrativo 02 do 2º pavimento

Trecho	Singularidade	Raio da Curva (R) (m)	Largura (W) (m)	Profundidade (H) (m)	VC (m/s)	VB (m/s)	QC (m³/h)	QB (m³/h)	Ai (m²)	A (m²)	Dp (mmca)
AD	Curva 90°	0,4	0,4	0,25	10,8	10,8	3912,648	3912,648	0,1	0,1	1,78
BE	Contração retangular	-	-	-	10,8	10,35	3912,648	7825,296	0,1	0,21	0,35
EG	Contração retangular	-	-	-	10,35	6,9	7825,296	7825,296	0,21	0,315	0,32
FH	Curva 90°	0,45	0,45	0,7	6,9	6,9	7825,296	7825,296	0,315	0,315	0,55
HI	2 x Cano ret. circular	-	-	-	6,9	4,0	7825,296	978,162	0,315	0,077	3,31
I	Contração retangular	-	-	-	6,9	6,79	7825,296	5868,972	0,315	0,24	0,14
IJ	2 x Cano ret. circular	-	-	-	6,79	4,0	5868,972	978,162	0,24	0,077	3,1
J	Contração retangular	-	-	-	6,79	6,58	5868,972	3912,648	0,24	0,165	0,14
JK	2 x Cano ret. circular	-	-	-	6,58	4,0	3912,648	978,162	0,165	0,077	2,9
K	Contração retangular	-	-	-	6,58	6,8	3912,648	1956,324	0,165	0,08	0,14
KL	2 x Cano ret. circular	-	-	-	6,8	4,0	1956,324	978,162	0,08	0,077	3,0

Tabela 41: Condições e perdas de cargas dos dutos de retorno do ambiente administrativo 02 do 2º pavimento.

Trecho	Singularidade	Raio da Curva (R) (m)	Largura (W) (m)	Profundidade (H) (m)	Velocidade (VC) (m/s)	Velocidade (VB) (m/s)	Vazão (QC) (m³/h)	Vazão (QB) (m³/h)	Área (Ai) (m²)	Área (A) (m²)	Perda de Carga (Dp) (mmca)
AB	Tê retangular 45° e ramal	-	0,7	0,45	6,6	4,37	7551,696	1887,924	0,315	0,12	1,9
AB	Contração retangular	-	0,7	0,45	6,6	6,55	7551,696	5663,772	0,315	0,24	0,13
BD	Tê retangular 45° e ramal	-	0,6	0,4	6,55	4,37	5663,772	1887,924	0,24	0,12	1,8
BD	Contração retangular	-	0,6	0,4	6,55	6,86	5663,772	4773,10	0,24	0,135	0,14
DG	Tê retangular 45° e ramal	-	0,45	0,3	6,86	4,37	3337,848	1887,924	0,135	0,12	2,0
DG	Contração retangular	-	0,45	0,3	6,86	6,5	3337,848	1887,924	0,135	0,08	0,14
GI	Curva retangular	-	0,4	0,2	6,6	4,37	1887,924	1887,924	0,08	0,12	3,46

APÊNDICE G- Dutos: Ambiente Administrativo 01 do 1º Pavimento

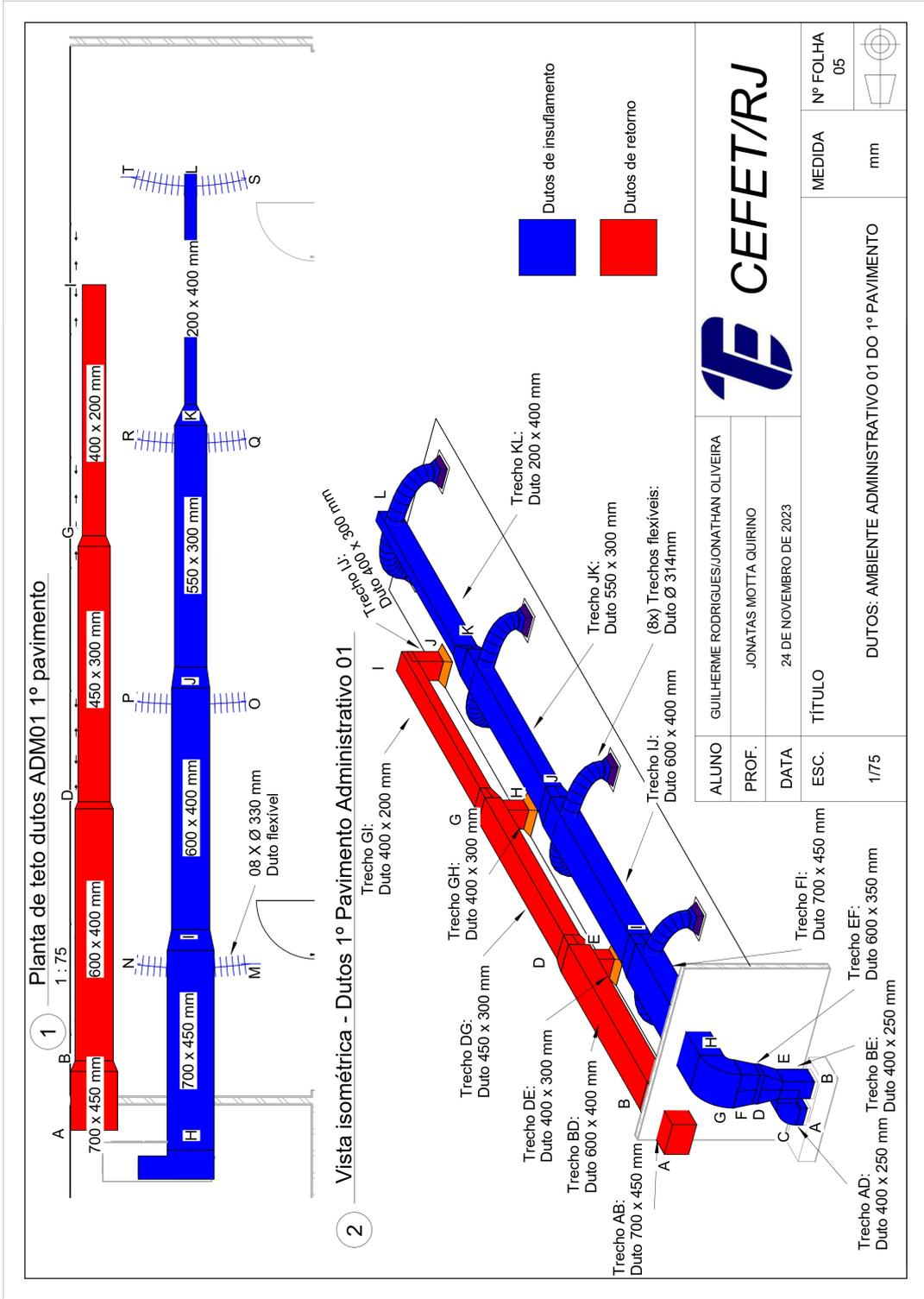


Tabela 42: Dutos de Insuflamento do Ambiente Administrativo 01 do 1º Pavimento

Trecho	Diâmetro (m)	Largura (m)	Altura (m)	Velocidade (m/s)	Perda de Carga (mmca)
AE	-	0,4	0,25	11	0,43
BE	-	0,4	0,25	11	0,24
EF	-	0,6	0,35	10,61	0,035
FI	-	0,7	0,45	7,07	0,44
IJ	-	0,6	0,4	6,9	0,61
JK	-	0,55	0,3	6,7	0,73
KL	-	0,4	0,2	6,96	1,11
IM, IN, JO, JP, KQ, KR, LS, LT	0,314	-	-	3,59	0,23

Tabela 43: Dutos de Retorno do Ambiente Administrativo 01 do 1º Pavimento

Trecho	Diâmetro (m)	Largura (m)	Altura (m)	Velocidade (m/s)	Perda de Carga (mmca)
AB	-	0,7	0,45	6,83	0,11
BC	-	0,4	0,3	4,48	0,05
BD	-	0,6	0,4	6,72	0,55
DE	-	0,4	0,3	4,48	0,05
DG	-	0,45	0,3	7,9	1,13
GH	-	0,4	0,3	4,48	0,05
GI	-	0,4	0,2	6,72	1,12
IJ	-	0,4	0,3	4,48	0,05

Tabela 44: Condições e perdas de carga dos dutos de insuflamento do ambiente administrativo 01 do 1º pavimento.

Trecho	Singularidade	Raio da Curva (R) (m)	Largura (W) (m)	Profundidade (H) (m)	Velocidade (VC) (m/s)	Velocidade (VB) (m/s)	Vazão (QC) (m³/h)	Vazão (QB) (m³/h)	Área (Ai) (m²)	Área (A) (m²)	Perda de Carga (Dp) (mmca)
AD	Curva 90°	0,4	0,4	0,25	11	11	4013,25	4013,25	0,1	0,1	1,85
BE	Contração retangular	-	-	-	11	10,61	4013,25	8026,50	0,1	0,21	0,37
EG	Contração retangular	-	-	-	10,61	7,07	8026,50	8026,50	0,21	0,315	0,34
FH	Curva 90°	0,45	0,45	0,7	7,07	7,07	8026,50	8026,50	0,315	0,315	0,58
HI	2 x Cano ret. circular	-	-	-	7,07	3,59	8026,50	1033,31	0,315	0,077	3,48
I	Contração retangular	-	-	-	7,07	6,9	8026,50	6019,88	0,315	0,24	0,15
IJ	2 x Cano ret. circular	-	-	-	6,9	3,59	6019,88	1033,31	0,24	0,077	3,1
J	Contração retangular	-	-	-	6,9	6,70	6019,88	4013,26	0,24	0,165	0,14
JK	2 x Cano ret. circular	-	-	-	6,70	3,59	4013,26	1033,31	0,165	0,077	2,85
K	Contração retangular	-	-	-	6,70	6,96	4013,26	2006,64	0,165	0,08	0,14
KL	2 x Cano ret. circular	-	-	-	6,96	3,59	2006,64	1033,31	0,08	0,077	3,05

Tabela 45: Condições e perdas de cargas dos dutos de retorno do ambiente administrativo 01 do 1º pavimento.

Trecho	Singularidade	Raio da Curva (R) (m)	Largura (W) (m)	Profundidade (H) (m)	Velocidade (VC) (m/s)	Velocidade (VB) (m/s)	Vazão (QC) (m³/h)	Vazão (QB) (m³/h)	Área (Ai) (m²)	Área (A) (m²)	Perda de Carga (Dp) (mmca)
AB	Tê retangular 45° e ramal	-	0,7	0,45	6,83	4,48	7752,9	1938,23	0,315	0,12	1,99
AB	Contração retangular	-	0,7	0,45	6,83	6,72	7752,9	5814,67	0,315	0,24	0,14
BD	Tê retangular 45° e ramal	-	0,6	0,4	6,72	4,48	5814,67	1938,23	0,24	0,12	1,93
BD	Contração retangular	-	0,6	0,4	6,72	7,92	5814,67	3876,44	0,24	0,135	0,19
DG	Tê retangular 45° e ramal	-	0,45	0,3	7,92	4,48	3876,44	1938,23	0,135	0,12	2,68
DG	Contração retangular	-	0,45	0,3	7,92	6,72	3876,44	1938,23	0,135	0,08	0,19
GI	Curva retangular	-	0,4	0,2	6,72	4,48	1938,23	1938,23	0,08	0,12	3,03

APÊNDICE H- Dutos: Ambiente Administrativo 02 do 1º Pavimento

Tabela 46: Dutos de Insuflamento do Ambiente Administrativo 02 do 1º Pavimento

Trecho	Diâmetro (m)	Largura (m)	Altura (m)	Velocidade (m/s)	Perda de Carga (mmca)
AE	-	0,4	0,20	10,47	0,44
BE	-	0,4	0,20	10,47	0,25
EF	-	0,55	0,30	10,15	0,039
FI	-	0,65	0,40	6,44	0,41
IJ	-	0,55	0,35	6,52	0,61
JK	-	0,45	0,3	6,20	0,69
KL	-	0,2	0,3	6,98	1,33
IM, IN, JO, JP, KQ, KR, LS, LT	0,263	-	-	3,85	0,34

Tabela 47: Dutos de Retorno do Ambiente Administrativo 02 do 1º Pavimento

Trecho	Diâmetro (m)	Largura (m)	Altura (m)	Velocidade (m/s)	Perda de Carga (mmca)
AB	-	0,65	0,40	6,15	0,10
BC	-	0,45	0,25	3,55	0,03
BD	-	0,55	0,35	6,23	0,55
DE	-	0,45	0,25	3,55	0,03
DG	-	0,45	0,25	7,1	1,02
GH	-	0,45	0,25	3,55	0,03
GI	-	0,3	0,2	6,64	1,30
IJ	-	0,45	0,25	3,55	0,03

Tabela 48: Condições e perdas de carga dos dutos de insuflamento do ambiente administrativo 02 do 1º pavimento.

Trecho	Singularidade	Raio da Curva (R) (m)	Largura (W) (m)	Profundidade (H) (m)	Velocidade (VC) (m/s)	Velocidade (VB) (m/s)	Vazão (QC) (m³/h)	Vazão (QB) (m³/h)	Área (Ai) (m²)	Área (A) (m²)	Perda de Carga (Dp) (mmca)
AD	Curva 90°	0,4	0,4	0,20	10,47	10,47	3016,035	3016,035	0,08	0,08	1,67
BE	Contração retangular	-	-	-	10,47	10,15	3016,035	6032,07	0,08	0,165	0,33
EG	Contração retangular	-	-	-	10,15	6,15	6032,07	6032,07	0,165	0,26	0,315
FH	Curva 90°	0,40	0,40	0,65	6,15	6,15	6032,07	6032,07	0,26	0,26	0,43
HI	2 x Cano ret. circular	-	-	-	6,15	3,85	6032,07	754	0,26	0,054	2,63
I	Contração retangular	-	-	-	6,15	6,52	6032,07	4524,07	0,26	0,19	0,13
IJ	2 x Cano ret. circular	-	-	-	6,52	3,85	4524,07	754	0,19	0,054	2,86
J	Contração retangular	-	-	-	6,52	6,20	4524,07	3016,07	0,19	0,135	0,13
JK	2 x Cano ret. circular	-	-	-	6,20	3,85	3016,07	754	0,135	0,054	2,58
K	Contração retangular	-	-	-	6,20	6,98	3016,07	1508,07	0,135	0,06	0,14
KL	2 x Cano ret. circular	-	-	-	6,98	3,85	1508,07	754	0,06	0,054	3,21

Tabela 49: Condições e perdas de cargas dos dutos de retorno do ambiente administrativo 02 do 1º pavimento.

Trecho	Singularidade	Raio da Curva (R) (m)	Largura (W) (m)	Profundidade (H) (m)	Velocidade (VC) (m/s)	Velocidade (VB) (m/s)	Vazão (QC) (m³/h)	Vazão (QB) (m³/h)	Área (Ai) (m²)	Área (A) (m²)	Perda de Carga (Dp) (mmca)
AB	Tê retangular 45° e ramal	-	0,65	0,40	6,15	3,55	5758,47	1439,62	0,26	0,112	1,61
AB	Contração retangular	-	0,65	0,40	6,15	6,23	5758,47	4318,85	0,26	0,19	0,11
BD	Tê retangular 45° e ramal	-	0,55	0,35	6,23	3,55	4318,85	1439,62	0,19	0,112	1,66
BD	Contração retangular	-	0,55	0,35	6,23	7,1	4318,85	2879,23	0,19	0,112	0,15
DG	Tê retangular 45° e ramal	-	0,45	0,25	7,1	3,55	2879,23	1439,62	0,112	0,112	2,43
DG	Contração retangular	-	0,45	0,25	7,1	6,64	2879,23	1439,62	0,112	0,06	0,15
GI	Curva retangular	-	0,3	0,2	6,64	3,55	1439,62	3,55	0,06	0,112	2,96

APÊNDICE I- Vista isométrica tubulações chiller A

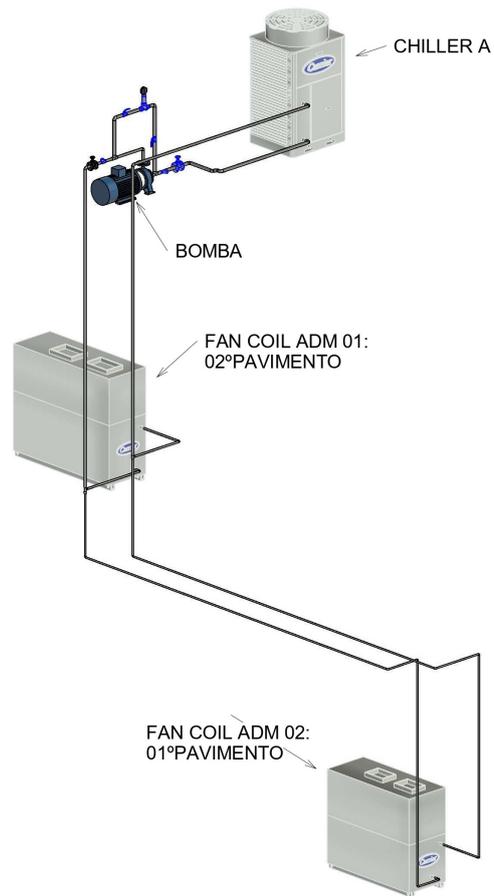


Figura 55: Vista isométrica tubulações *chiller* A.
Fonte: Os autores (2023)

APÊNDICE J- Vista isométrica tubulações chiller B

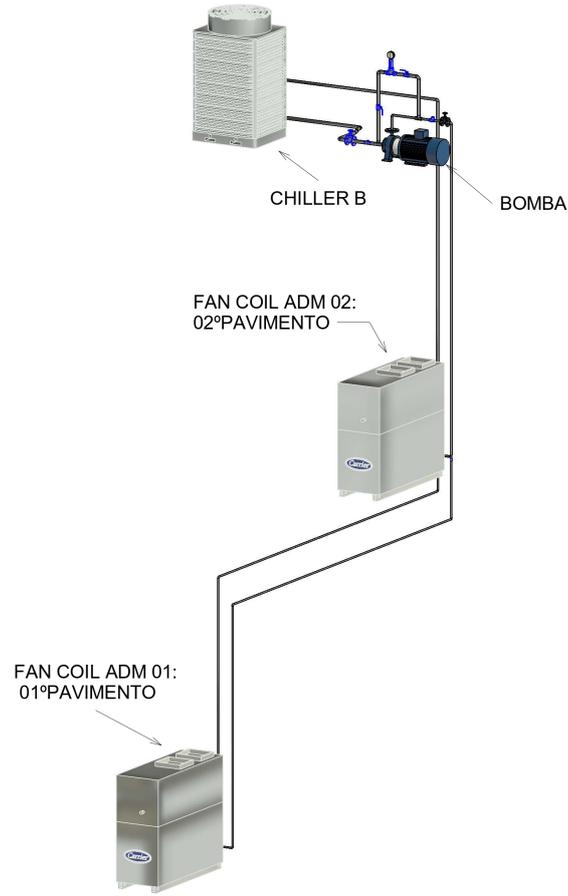


Figura 56: Vista isométrica tubulações *chiller* B.
Fonte: Os autores.(2023)