



INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO PIAUÍ
CAMPUS TERESINA CENTRAL
CURSO BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

GIORGIO DE MORAIS BRITO BEZERRA

**DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE SISTEMA DE EXAUSTÃO PARA
SUBESTAÇÃO DE ENERGIA EM AMBIENTE BIM**

TERESINA - PI

2022

GIORGIO DE MORAIS BRITO BEZERRA

**DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE SISTEMA DE EXAUSTÃO PARA
SUBESTAÇÃO DE ENERGIA EM AMBIENTE BIM**

Trabalho de Conclusão de Curso (monografia) apresentado como exigência parcial para obtenção do diploma do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí. Campus Teresina Central.

Orientador(a): Prof. Me. Francisco José Patrício Franco.

Teresina - PI

2022

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD

— Bezerra, Giorgio de Moraes Brito

B574d Dimensionamento e seleção de sistema de exaustão para subestação de energia em ambiente BIM / Giorgio de Moraes Brito Bezerra. - 2022.
60 f.: il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica)
- Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí, Campus Teresina Central, 2022.

Orientador : Prof Me. Francisco José Patrício Franco.

1. Transferência de calor. 2. Exaustão. 3. Analytc Hierarcky Process (AHP). 4. Builder. I.Título.

CDD - 620

—

Elaborado por Tanize Maria Sales CRB 3/1024

GIORGIO DE MORAIS BRITO BEZERRA

DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DE SISTEMA DE EXAUSTÃO PARA
SUBESTAÇÃO DE ENERGIA EM AMBIENTE BIM

Trabalho de Conclusão de Curso (monografia)
apresentado como exigência parcial para
obtenção do diploma do Curso de Bacharelado
em Engenharia Mecânica do Instituto Federal de
Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí.
Campus Teresina Central.

Orientador(a): Prof. Me. Francisco José Patrício
Franco.

Aprovado em: 06/06/2022

BANCA EXAMINADORA

Prof. Me. Francisco José Patrício Franco (Orientador)
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

Prof. Me. Janiel Fontineles Silva
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

Prof. Esp. Jose Agamenon da Silva Rocha
Instituto Federal do Piauí (IFPI)

RESUMO

Este trabalho aborda a importância do conforto térmico no ambiente de trabalho e sua relação direta com a produtividade dos funcionários. Além disso, destaca a necessidade de um dimensionamento correto dos sistemas de circulação de ar para garantir a prolongação da vida útil dos equipamentos e evitar o desperdício de energia. Para solucionar o problema de sobreaquecimento em uma subestação de um Call Center na cidade de Foz do Iguaçu, propõe-se a obtenção da carga térmica por meio de softwares em ambiente BIM e a seleção do melhor tipo de ventilador por meio do Método de Decisão Analítico Hierárquico (AHP). A metodologia adotada inclui a análise visual da estrutura, a criação de um modelo IFC, a modelagem do problema e a definição das condições de contorno. O objetivo principal é a aplicação dos conceitos de transferência de calor, máquinas de fluxo e ar condicionado e refrigeração, bem como a utilização de conceitos de decisão na gestão de planos e planilhas automatizadas para garantir uma boa resolução do estudo de caso.

Palavras-chave: Transferência de Calor; AHP; IFC Builder; Cypetherm Loads; Exaustão.

ABSTRACT

This work addresses the importance of thermal comfort in the workplace and its direct relationship with employee productivity. In addition, it highlights the need for correct sizing of air circulation systems to ensure the prolongation of equipment life and to avoid energy waste. To solve the overheating problem in a substation of a Call Center in the city of Foz do Iguaçu, it is proposed to obtain the thermal load through software in BIM environment and the selection of the best type of fan through the Analytic Hierarchy Process (AHP) method. The adopted methodology includes the visual analysis of the structure, the creation of an IFC model, the modeling of the problem, and the definition of boundary conditions. The main objective is the application of heat transfer, flow machines, air conditioning and refrigeration concepts, as well as the use of decision concepts in the management of automated plans and spreadsheets to ensure a good resolution of the case study.

Keywords: Heat Transfer; AHP; IFC Builder; Cypetherm Loads; Exhaustion.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: fluxograma de projeto	9
Figura 2: pARTES DE UM TRANSFORMADOR	10
Figura 3: CURVA DE AQUECIMENTO DE TRANSFORMADORES EM DEMANDAS NÃO LINEARES.....	11
Figura 4: transformador a seco.....	12
Figura 5: Transformador com isolamento a óleo.....	12
Figura 6: MODELO DE VENTILADOR CENTRÍFUGO.....	14
Figura 7: FLUXO DE AR CENTRÍFUGO	15
Figura 8: MODELO DE VENTILADOR AXIAL	15
Figura 9: FLUXO DE AR AXIAL	16
Figura 10: demonstração de calor convectivo	18
Figura 11: transferência de calor por irradiação.....	19
Figura 12: interface do Weather Data viewer 6.0.....	21
Figura 13: FLUXOGRAMA DO MÉTODO DAS SÉRIES TEMPORAIS RADIANTES.....	22
Figura 14: representação esquemática da vazão em um coduto	23
Figura 15: EXEMPLO DE CURVA CARACTERÍSTICA	27
Figura 16: FLUXOGRAMA DE RELAÇÕES AHP	29
Figura 17: fluxograma de processo do método ahp.....	30
Figura 18: informações de entrada do weather data view 6.0	32
Figura 19: dados de temperatura médios por mÊs.....	32
Figura 20: planilha de cálculo da Carga térmica dos transformadores	33
Figura 21: dimensões externas do recinto	34
Figura 22: organização dos TRANSFORMADORES NO recinto.....	35
Figura 23: vista lateral direita do recinto	36
Figura 24: vista frontal do recinto desconsiderando a porta em madeira.....	36

Figura 25: vista lateral direita do recinto	36
Figura 26: vista lateral esquerda do recinto	37
Figura 27: composição estrutural das paredes externas (PE)	37
Figura 28: vista superior do Recinto	38
Figura 29: composição estrutural da Parede Externa Superior	38
Figura 30: Composição estrutural da Parede Externa Inferior (Piso).....	39
Figura 31: listagem das propriedades dos materiais utilizados	39
Figura 32: dados de entrada cypetherm loads.....	40
Figura 33: perfil de uso diário convencional (01)	41
Figura 34: Perfil de uso diário mês (02)	42
Figura 35: perfil de uso diário para manutenção (03)	42
Figura 36: distribuição de perfis de uso mensais ao longo do ano	43
Figura 37: constantes rtsm pe	43
Figura 38: variação da carga térmica pe.....	44
Figura 39: variação das temperaturas e da irradiação solar pe	44
Figura 40: constantes rtsm teto (pe-s)	45
Figura 41: variação da carga térmica pe-s.....	45
Figura 42: variação das temperaturas e da irradiação solar pe-s	46
Figura 43: variação da carga térmica pela porta de madeira.....	46
Figura 44: valores de carga térmica gerais calculados para o dia mais quente do ano	47
Figura 45: evolução da carga térmica ao longo do ano	47
Figura 46: evolução da carga térmica ao longo das horas do dia.....	48
Figura 47: vazão necessária do equipamento	48
Figura 48: vistas inferior (a) e indicação dos trechos (b) dos dutos de distribuição	49
Figura 49: variáveis para cada trecho reto.....	50

Figura 50: vARIÁVEIS PARA CADA TRECHO SINGULAR	50
Figura 51: critérios de avaliação	50
Figura 52: pesos atribuidos aos critérios	51
Figura 53: verificação dos pesos	51
Figura 54: matriz final de pesos	52
Figura 55: modelo de exaustor selecionado	52
Figura 56b: ponto de operação de instalação	53
Figura 57A: ponto de operação teórico	53
Figura 58: ponto de operação do equipamento e curva de eficiência	54

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	7
1.1	JUSTIFICATIVA	7
1.2	PROBLEMÁTICA.....	8
1.3	OBJETIVOS.....	8
1.3.1	OBJETIVOS GERAIS	8
1.3.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	8
1.4	METODOLOGIA	9
1.4.1	FLUXOGRAMA DE PROJETO	9
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	10
2.1	TRANSFORMADORES	10
2.1.1	CURVA DE AQUECIMENTO	11
2.1.2	TIPOS DE TRANSFORMADORES	11
2.2	CLASSIFICAÇÃO DE VENTILADORES.....	13
2.2.1	Centrífugo	13
2.2.2	Axial	15
2.3	FUNDAMENTOS DE MECÂNICA DOS FLUIDOS	16
2.4	CARGA TÉRMICA	17
2.4.1	Formas de Propagação do Calor.....	17
2.4.2	Método das Séries Temporais Radiantes	19
2.5	VAZÃO DO EQUIPAMENTO	22
2.6	DIMENSIONAMENTO	24
2.6.1	Diâmetro Equivalente.....	24

2.6.2	Diâmetro Hidráulico	24
2.6.3	Número de Reynolds	25
2.6.4	Fator de Atrito	25
2.6.5	Perda de Carga Linear.....	26
2.6.6	Perda de Carga Local	26
2.7	CURVA CARACTERÍSTICA.....	26
2.8	MÉTODO DE SELEÇÃO AHP	27
3	RESULTADOS	31
3.1	estudo de caso	31
3.1.1	Dados Climáticos.....	32
3.1.2	Fontes de Calor Internas	33
3.1.3	Outros Ganhos de Calor Internos	33
3.1.4	Recinto.....	33
3.2	HIPÓTESES DE CÁLCULO	39
3.3	valores de carga térmica.....	43
3.3.1	Valores Por Fronteira	43
3.3.2	Valores Gerais	46
3.4	vazão do equipamento.....	48
3.5	projeto dos dutos	49
3.5.1	Seleção do Tipo Por método AHP	50
3.5.2	Modelo Selecionado	52
4	CONCLUSÃO E SUGESTÕES	54
	REFERÊNCIAS.....	55

1 INTRODUÇÃO

Considerar conforto térmico no ambiente de trabalho é substancial. A partir da implementação do condicionamento do ar notou-se o aumento das funções do organismo e, conseqüentemente, da produtividade de funcionários, de acordo com (SILVA, 2005).

1.1 JUSTIFICATIVA

Segundo estudos de (WYON, 1996), dependendo do tipo de atividade a ser desenvolvida, os próprios empregados, ao controlarem individualmente os sistemas de climatização, proporcionaram um aumento da produtividade, na ordem de 2,8% para mais de 8,6%. Ratificando, dessa maneira, a correlação direta entre qualidade do ar e eficiência.

De fato, as considerações estendem-se a máquinas. Além disso, bons sistemas de arrefecimento podem garantir prolongação da vida útil de equipamentos, logo, tendo em vista a necessidade do dimensionamento correto de sistemas de circulação de ar, demanda-se grande quantidade de variáveis relacionadas a materiais, condições climáticas, entre outros fatores preponderantes ao cálculo da quantidade de calor do ambiente, volume de fluido exaurido e quedas de pressão em dutos (VERSAGE, 2015).

Ainda, consoante (BARROS, 2013), outro fator substancial é o desperdício de energia como calor. De forma que o crescente aumento da competitividade gerou a necessidade de uma melhor gestão de custos operacionais. Portanto, deve-se identificar fontes de desperdício e executar ações para diminuir ou eliminá-las.

Logo, com a busca pelas praticas mais atuais, faz-se a proposta de projeto em ciclo de trabalho colaborativo. A utilização de ferramentas computacionais como o Building Intelligence Modeling (BIM) representa uma nova geração de softwares focados no ciclo de vida do projeto (MARCOS, 2009). As principais direções buscam a interoperabilidade e reutilização da informação com objetivo na melhoria contínua no processo de desenvolvimento do projeto. Assim, o fluxo em BIM apresenta a

melhor solução. Afinal, permitem maior detalhação e qualidade das informações que estarão integradas ao longo do ciclo (EASTMAN, 2011).

1.2 PROBLEMÁTICA

Propõe-se a solução do sobreaquecimento em uma subestação de um Call Center – na cidade de Foz do Iguaçu-PR - contendo dois transformadores. Para tanto, se faz necessária a obtenção da carga térmica utilizando softwares em ambiente BIM e uma posterior integração a uma planilha que proporcionará a aquisição de valores de vazão necessária do equipamento e perda de carga correspondente à rede de distribuição de ar. Por fim, possibilita-se a seleção do melhor tipo de ventilador considerando requisições de projeto via Método de Decisão Analítico Hierárquico Process (AHP).

1.3 OBJETIVOS

Os objetivos foram divididos em gerais e específicos para proporcionar melhor direcionamento da metodologia.

1.3.1 OBJETIVOS GERAIS

Como objetivos principais, temos aplicação dos conceitos de transferência de calor, máquinas de fluxo e ar condicionado e refrigeração a fim de modelar o problema, bem como, obter parâmetros do dimensionamento e seleção utilizando, para isso, conceitos de decisão na gestão de planos e planilhas automatizadas. Garantindo, assim, boa resolução do estudo de caso.

1.3.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Análise visual da estrutura junto da planta em CAD;
- Criação de modelo IFC utilizando a planta da subestação em CAD;
- Definição dos parâmetros de construção e materiais da estrutura;
- Modelagem do problema e definição das condições de contorno;
- Cálculo de Carga Térmica em ambiente BIM;
- Proposição de hipóteses de aquecimento;
- Definição dos perfis de uso dos transformadores ao longo do dia e ao longo do ano;

- Definir condições meteorológicas locais segundo banco de Estações da ASHRAE;
- Cálculo, via planilha automatizada, do fluxo de calor necessário para exaustão e perda de carga correspondente à rede.
- Definir prioridades e selecionar, utilizando AHP, o melhor tipo de ventilador que atenda aos requisitos de projeto.
- Determinar o ponto de funcionamento do equipamento selecionado baseando-se na sua curva característica.

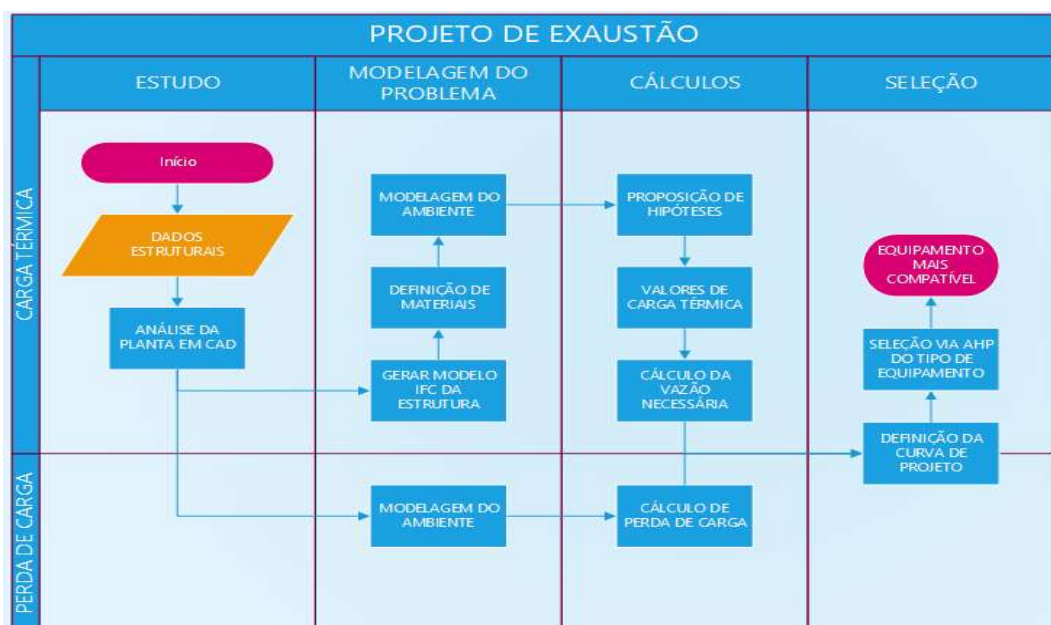
1.4 METODOLOGIA

A metodologia abordada no estudo de caso propõe a utilização de softwares e recursos que propiciem maior precisão nos resultados obtidos. A fim de gerenciar os passos, construiu-se uma direção de trabalho.

1.4.1 FLUXOGRAMA DE PROJETO

A ideação foi dividida em 4 etapas (Estudo, Modelagem do Problema, Cálculos e Seleção) com duas partes distintas (Carga Térmica e Perda de Carga) e está descrita no fluxograma de projeto da **Erro! Fonte de referência não encontrada..**

FIGURA 1: FLUXOGRAMA DE PROJETO



FONTE: AUTOR

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

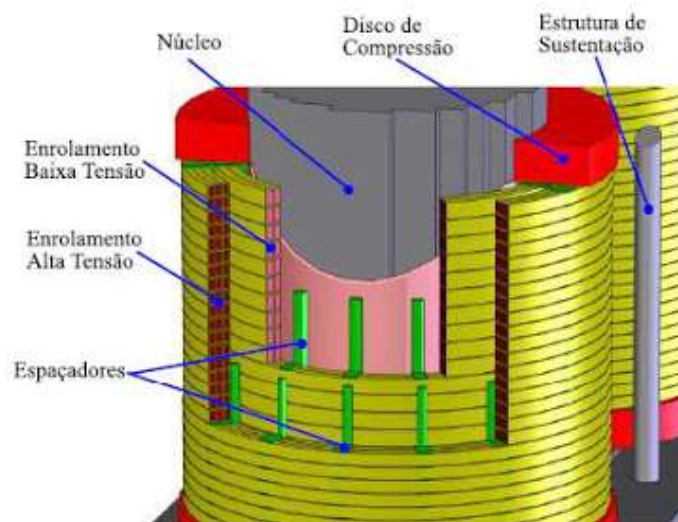
2.1 TRANSFORMADORES

Segundo (FILHO, 2005) um transformador é um equipamento que opera por meio de indução eletromagnética fazendo a transferência de energia de um circuito chamado primário, para um ou mais circuitos, de nomes secundário e terciário.

Assim, transformadores de potência são um dos principais equipamentos envolvidos nos processos de transmissão de energia elétrica. Afinal, atuam na conversão de tensão elétrica para os padrões de utilização do mercado – 220V, 60HZ (ARAÚJO, 2016).

Boa parte dos transformadores de potência tem uma construção parecida. Essas partes são o Núcleo, Enrolamento Baixa Tensão, Enrolamento de Alta Tensão, Espaçadores, Disco de Compressão.

FIGURA 2: PARTES DE UM TRANSFORMADOR

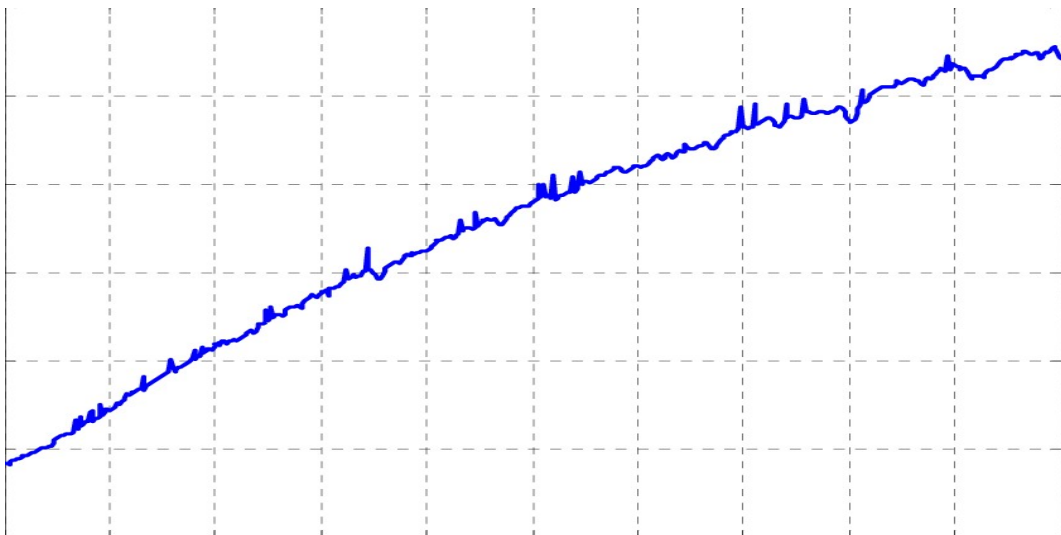


FONTE: TOSHIBA: TRANSFORMADORES

2.1.1 CURVA DE AQUECIMENTO

Por conta disso, grande quantidade de calor é gerado como forma de Potência Dissipada no fluxo de transformação de tensão devido ao efeito Joule (ARAÚJO, 2016). Conforme observado pela curva característica de geração de calor para demandas não lineares representada na (Figura 3).

FIGURA 3: CURVA DE AQUECIMENTO DE TRANSFORMADORES EM DEMANDAS NÃO LINEARES



FONTE: ANÁLISE PRÁTICA DO DIMENSIONAMENTO DE TRANSFORMADORES DESTINADOS À ALIMENTAÇÃO DE CARGAS NÃO LINEARES

2.1.2 TIPOS DE TRANSFORMADORES

Os tipos de transformadores se distinguem em relação ao tipo de isolamento – a seco ou a líquido isolante (FILHO, 2005).

- Transformador a seco: Geralmente utilizados em áreas com risco de incêndio elevado. Usa-se um isolante inorgânico derivado de resina (FILHO, 2005). Logo, apresentam custo de equipamento mais elevado.

FIGURA 4: TRANSFORMADOR A SECO



FONTE: WEG

- Transformador a líquido isolante: Os tipos mais comuns, utilizam geralmente óleo mineral ou silicone como isolante (FILHO, 2005).

FIGURA 5: TRANSFORMADOR COM ISOLAMENTO A ÓLEO



FONTE: WEG

Consoante (FINOCCHIO, 2016) em estudo, os critérios mais preponderantes para comparação entre os dois tipos são:

- Manutenção;
- Vida útil;
- Requisitos do ambiente (Obras civis);
- Segurança;
- Proteção;
- Restrições Ambientais.

TABELA 1: CRITÉRIOS DE AVALIAÇÃO PARA CADA TIPO

Item	Material isolante	
	Óleo isolante	Resina epóxi (seco)
Manutenção	Deve ser periódica. Necessitando de substituições de óleo isolante, juntas, guarnições e acessórios.	Isento
Vida útil	30 anos	30 anos ou superior
Obras civis	Demanda de paredes e portas corta-fogo, sistema contra incêndio e poço para recolhimento de fluido em caso de vazamento.	Não demanda obras especiais.
Segurança	Risco de explosão e incêndio, vazamentos e contaminação do ambiente.	Não explode, não alimenta ou propaga incêndios.
Proteção	Vários acessórios para proteção e controle.	Apenas sensores de temperatura para alarme, desligamento e medição de temperatura.
Restrições ambientais	Risco de contaminação pelo vazamento do líquido isolante.	Sem restrições
Ambiente	São afetados pela umidade, salinidade, oxidante, etc.	Insensível à umidade e outros fatores ambientais
Certificações ISSO 14000 e NR10	Recomenda cuidados com este tipo de equipamento. Tendência a se evitar esta execução.	Não oferecer riscos ao ser humano e ao meio ambiente.

FONTE: FINOCCHIO, 2016

2.2 CLASSIFICAÇÃO DE VENTILADORES

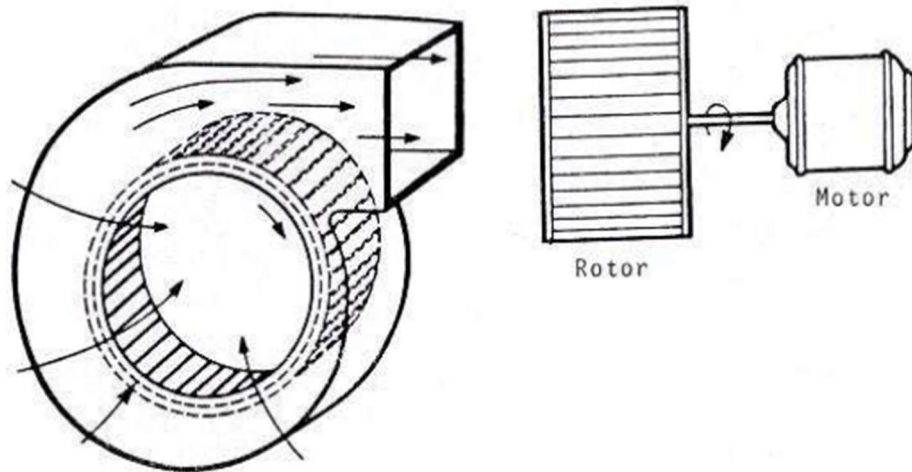
Existem vários critérios pelos quais se pode classificar máquinas ventilantes, os principais estão relacionados ao formato de construção - Axiais e Centrífugos - e à transmissão - direta ou indireta -, segundo (MACINTYRE, 1990)

2.2.1 Centrífugo

Um ventilador centrífugo (Figura 6) consiste em 3 principais partes, um rotor, uma carcaça e um motor. O ar entra pelo centro do rotor em movimento e, acelerado

pelas palhetas, é impulsionado da periferia do rotor para fora da abertura de descarga (MESQUITA, 1977).

FIGURA 6: MODELO DE VENTILADOR CENTRÍFUGO



FONTE: LIVRO NOÇÕES DE VENTILAÇÃO INDUSTRIAL

Dessa forma, as partículas descrevem, no plano normal ao eixo do rotor, uma espiral, conforme Figura 7. Geralmente são mais eficientes e silenciosos.

FIGURA 7: FLUXO DE AR CENTRÍFUGO

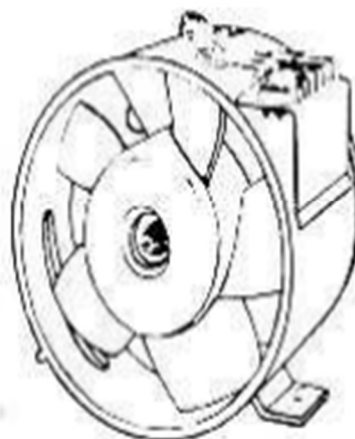


FONTE: VENTILAÇÃO INDUSTRIAL E CONTROLE DA POLUIÇÃO

2.2.2 Axial

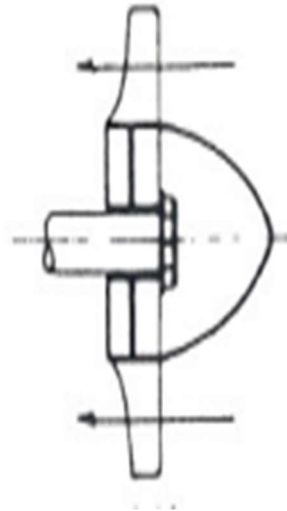
Ventiladores Axiais (Figura 8) consistem numa estrutura de hélice montada em armação - que fará o direcionamento do fluido - e um motor. Geralmente são projetados objetivando movimentar o ar com pressões estáticas relativamente baixas.

FIGURA 8: MODELO DE VENTILADOR AXIAL



Em síntese, a partícula descreve um caminho paralelo ao plano do eixo do rotor (Figura 9). Assim, possuem normalmente um custo mais reduzido e possibilitam tarefas com grandes vazões.

FIGURA 9: FLUXO DE AR AXIAL



FONTE: VENTILAÇÃO INDUSTRIAL E CONTROLE DA POLUIÇÃO

2.3 FUNDAMENTOS DE MECÂNICA DOS FLUIDOS

A mecânica dos fluidos tenta descrever o comportamento destes em variadas situações e condições ambientais, conforme (ÇENGEL, 2012). Dois critérios em escoamento substanciais para fundamentar os princípios atuais e o desenvolvimento da indústria - e da ventilação em especial – são as equações da Continuidade (1) e Bernoulli (2) (FOX, 2010).

$$Q = V * A \quad (1)$$

$$\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 = \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \quad (2)$$

Onde:

Q - Vazão (m³/s);

V - Velocidade (m/s);

A - Área (m^2).

P_1 e P_2 - Pressão na entrada e Pressão na saída respectivamente;

V_1^2 e V_2^2 - Velocidade de entrada e Velocidade de saída, respectivamente;

γ_1 e γ_2 - Peso Específico do fluido na entrada e na saída;

g - Aceleração da gravidade;

z_1 e z_2 - Altura relativa.

2.4 CARGA TÉRMICA

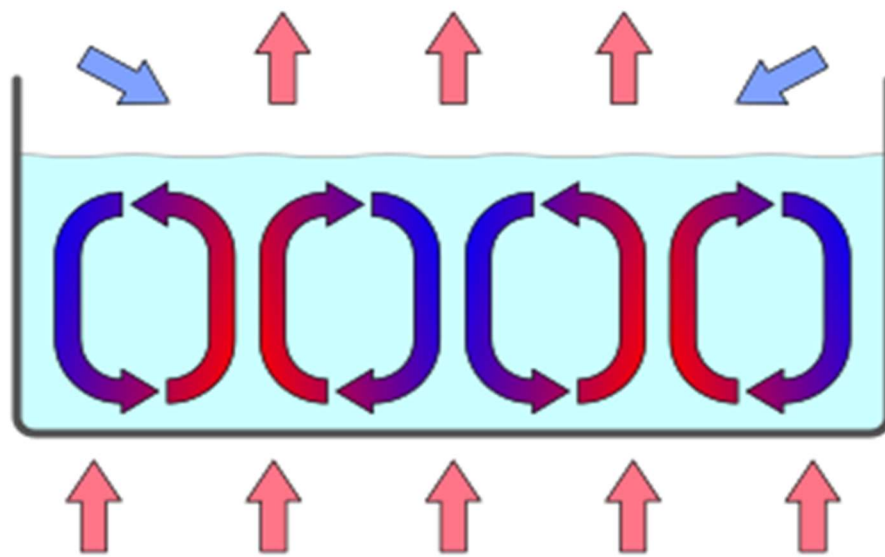
Considerar a carga térmica é primordial para o dimensionamento de um sistema de arejamento. Portanto, segundo a (NBR-16401, 2008), seu cálculo é feito levando em consideração fatores ambientais como temperaturas externa e interna (envoltória), radiação solar incidente (direta e difusa), fontes de calor internas (derivadas de iluminação, equipamentos, pessoas e infiltração) e umidade dos ambientes.

2.4.1 Formas de Propagação do Calor

- Calor Convectivo

Aquele proveniente da movimentação de fluidos, o ar no caso específico. O fator ocasionador é a diferença de temperatura que provoca mudança na densidade do fluido criando zonas de diferentes pressões entre ambientes ou para áreas do mesmo ambiente.

FIGURA 10: DEMONSTRAÇÃO DE CALOR CONVECTIVO



FONTE: PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR - POLI USP

A Lei de Resfriamento de Newton (3) descreve a transferência de calor na forma convectiva.

$$q = Ah \times (T_s - T_{\infty}) \quad (3)$$

Onde:

T_s , T_{∞} – temperatura da superfície aquecida e do fluido ao longe;

A – área de troca de calor, isto é, a área de contato do fluido com a superfície;

h = coeficiente de transferência de calor por convecção.

O coeficiente de transferência por convecção (h) é função de diversas propriedades tais como as propriedades de transporte do fluido (viscosidade, densidade, condutividade térmica), velocidade do fluido, geometria de contato, entre outras (SOUSA, 2013).

- Calor Irradiante

Tipo de transferência em que não há necessidade de matéria (como o fluido na convecção) para propagação. A energia é transferida em forma de ondas eletromagnéticas. O calor propagado pelo sol chega até a superfície da Terra seguindo esse processo (SOUSA, 2013).

FIGURA 11: TRANSFERÊNCIA DE CALOR POR IRRADIAÇÃO



FONTE: PROCESSOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR - POLI USP

2.4.2 Método das Séries Temporais Radiantes

Com o intuito de adequar-se às práticas mais avançadas da área, se utilizará o software CYPETHERM LOADS em fluxo de trabalho Open BIM que atende às recomendações da Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado (ASHRAE) e propõe o Método das Séries Temporais Radiantes (Radiant Time Series Method – RTSM) para cálculo de Carga Térmica (SANTOS, 2020).

Segundo (MCQUISTON, 2005), o modo referido é baseado no Método de Balanço de Calor (Heat Balance Method - HBM) e não se utiliza de técnicas iterativas. De forma que faz uso de recursos matemáticos (séries) a fim de discretizar ambientes fisicamente (SPITLER, 2014).

Dessa forma, os ganhos de calor por condução são calculados para cada tipo de delimitação (invólucro) utilizando 24 fatores de respostas, referentes a cada hora do dia. Os fatores de resposta fornecem uma solução de séries temporal para o problema de transferência de calor por condução unidimensional e transitória (SPITLER, 2014).

$$q_{\theta} = A \sum_{j=0}^{23} YP_j (t_{e,\theta} - j\delta - trc) \quad (4)$$

onde:

q_{θ} : transferência de calor condutiva horário para a superfície [W];

A : área da superfície [m²];

YP_j : fator de resposta para a superfície relativo à hora j ;

$t_{e,\theta-j\delta}$: temperatura SOL-AR [°C];

trc : temperatura do ar do espaço, que se assume como constante [°C].

A radiação solar durante o dia é descrita utilizando o software “Weather Data Viewer 6.0” da ASHRAE que possui integração direta em fluxo com o “Software Cypetherm LOADS”. Os dados são coletados de mais de 8118 estações meteorológicas que monitoram 24 horas por dia os parâmetros de Temperatura de Bulbo Seco e Temperatura de Bulbo Úmido, Temperatura Máxima e Temperatura Mínima.

FIGURA 12: INTERFACE DO WEATHER DATA VIEWER 6.0



Importar

ASHRAE

Weather Data Viewer 6.0.
2017 ASHRAE, www.ashrae.org
Used with permission.

WMO region

País

Nombre de la estación

Nivel percentil anual (Calefacción)

Nivel percentil anual (Refrigeración)

Temperaturas anuales

Temperaturas mensuales

Latitud (°)

Longitud (°)

Altitud

The data are provided "as is" without warranty of any kind, either expressed or implied. The entire risk as to the quality and performance of the data is with you. In no event will ASHRAE be liable to you for any damages, including without limitation any lost profits, lost savings, or other incidental or consequential damages arising out of the use or inability to use the data.

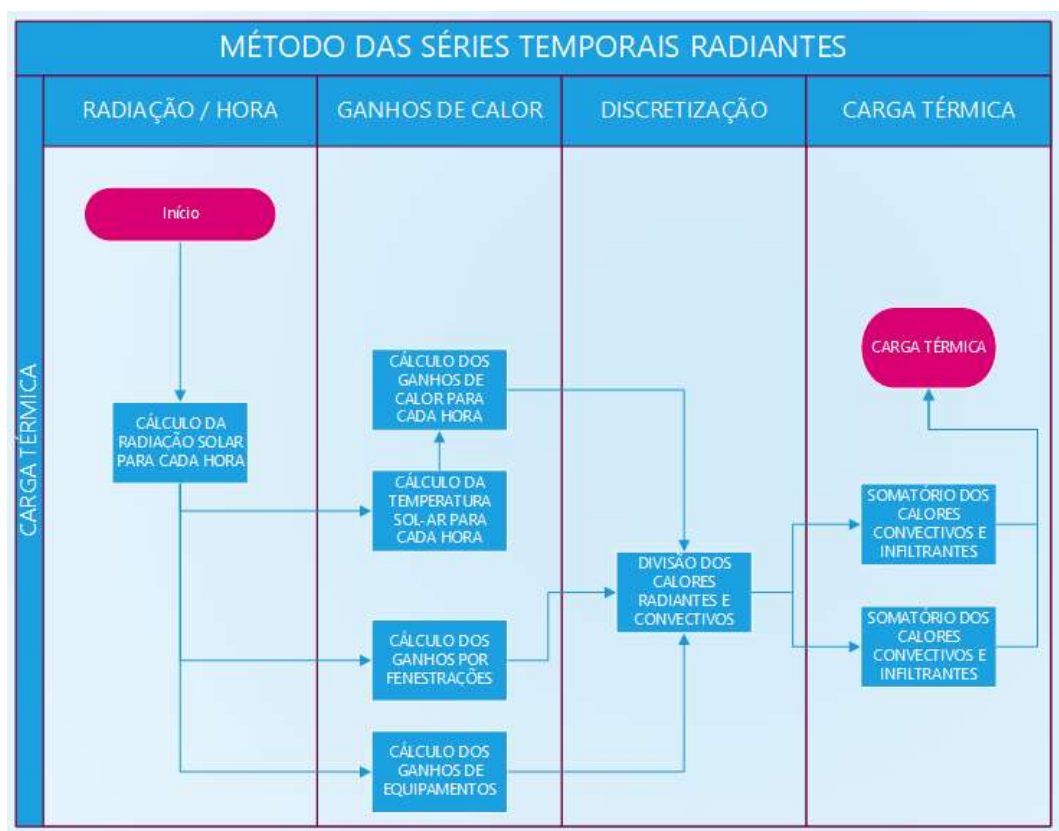
Aceptar Cancelar

FONTE: AUTOR

A somatória dos 24 fatores de resposta representa o calor total trocado pelo invólucro (paredes, teto e piso) do recinto representa o calor total trocado com o meio (carga térmica).

O fluxograma da figura (10) representa os processos para cálculo da carga térmica via Método das Séries Temporais Radiantes (RTSM).

FIGURA 13: FLUXOGRAMA DO MÉTODO DAS SÉRIES TEMPORAIS RADIANTES

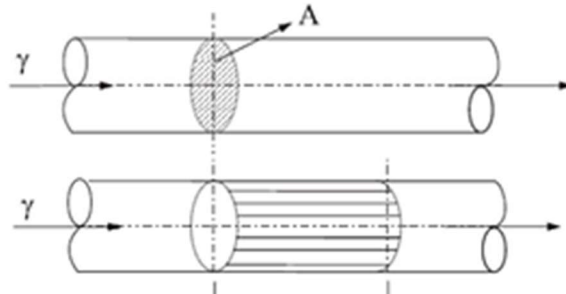


FONTE: AUTOR

2.5 VAZÃO DO EQUIPAMENTO

Fator substancial para o dimensionamento de sistemas, vazão Volumétrica corresponde ao volume de fluido que atravessa a área de uma seção por unidade de tempo, geralmente expressa em metros cúbicos por segundo (m^3/s) (SOARES, 2007).

FIGURA 14: REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA VAZÃO EM UM CODUTO



FONTE: PRINCÍPIOS DA MECÂNICA DOS FLUIDOS

No caso proposto o fluxo de calor depende da diferença de temperatura interna e externa ao recinto, da carga térmica e das propriedades do fluido (ar). Logo, tendo a Carga Térmica calculada e a temperatura externa, pode-se calcular a vazão do ventilador necessária à retirada de calor suficiente para manter a temperatura máxima requerida no ambiente interno.

Para tal, a equação (4) é utilizada para descobrir essa transferência (FOX, 2010).

$$Q = \frac{X}{c * \Delta T * \rho} \quad (4)$$

Onde:

Q - Vazão (m³/s);

X – Carga Térmica total (W);

c – Calor Específico do fluido (J/kg * °C);

ΔT – Diferença de temperatura interna-externa (°C);

ρ - Massa Específica do fluido (kg/m³).

2.6 DIMENSIONAMENTO

Com o fito do dimensionamento da rede de insuflamento é imprescindível o cálculo das variáveis, pontuadas abaixo, precisamente, almejando a melhor eficiência tanto energética quanto relacionada ao custo de material e mão de obra.

2.6.1 Diâmetro Equivalente

O Diâmetro Equivalente foi desenvolvido por Huebscher em 1948 e determina as equivalências entre dutos circulares e retangulares nos mesmos parâmetros (PHILOPATER, 2017), conforme a equação (5).

$$De = \frac{1.30 * (W * h)^{0.625}}{(W + h)^{0.25}} \quad (5)$$

Onde:

De – Diâmetro Equivalente (mm);

W – Largura do Duto (mm);

h – Altura do Duto (mm).

2.6.2 Diâmetro Hidráulico

Huebscher (1948) realizou uma série de experimentos utilizando condutas diversas e inferiu que, a quase todos os efeitos, tinham a mesma resistência dada uma mesma velocidade (PHILOPATER, 2017). Logo, poderia ser calculado utilizando uma relação entre a área e o perímetro do duto (6).

$$Dh = \frac{4 * A}{P} \quad (6)$$

Onde:

Dh – Diâmetro Equivalente (mm);

A – Área do Duto (mm);

P – Perímetro do Duto (mm).

2.6.3 Número de Reynolds

Desenvolvido para verificar o tipo de escoamento – laminar, instável ou turbulento – em um fluxo (FOX, 2010), apresenta-se de forma adimensional, tem os seguintes marcos e pode ser calculado pela equação (7):

- Escoamento laminar: $Re < 2000$
- Escoamento instável: $2000 < Re < 3000$
- Escoamento turbulento: $Re > 3000$

$$Re = \frac{V * De}{\mu} \quad (7)$$

Onde:

Re – Número de Reynolds;

V – Velocidade do fluido (m/s);

μ – Viscosidade cinemática do fluido (m²/s).

2.6.4 Fator de Atrito

No cálculo do Fator de Atrito será utilizada a Equação (8) desenvolvida por Altshul-Tsal que relaciona um Fator de Atrito Provisório a duas condições empíricas para determinar o valor real (PHILOPATER, 2017).

$$f' = 0.11 * \left(\frac{\varepsilon}{Dh} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25} \quad (8)$$

Onde:

f' – Fator de Atrito Provisório;

f – Fator de Atrito;

ε – Rugosidade relativa (mm);

- Se $f' > 0.018$, $f = f'$
- Se $f' \leq 0.018$, $f = 0.85 * f' + 0.0028$

2.6.5 Perda de Carga Linear

A perda de carga linear ocorre devido à fricção do fluido com as paredes do material do conduto que está percorrendo. Geralmente é calculada por unidade de comprimento do duto (PHILOPATER, 2017) e pode ser obtida a partir da Equação de Darcy (9).

$$\frac{\Delta P_f}{L} = \frac{f * \rho * V^2}{2 * Dh} \quad (9)$$

Onde:

$$\frac{\Delta P_f}{L} - \text{Perda de Carga Linear};$$

2.6.6 Perda de Carga Local

Consoante (PHILOPATER, 2017), as Perdas de Carga Locais são derivadas das singularidades, ou seja, provenientes do atrito do fluido com curvas, reduções e cotovelos, por exemplo. Dessa forma, propôs-se uma padronização dos acessórios de forma que pudessem ser criados coeficientes empíricos - Coeficiente de declínio local (C_o) - para simplificar o dimensionamento (SILVA, 2017). Pode-se calcular então, segundo a equação (10)

$$\Delta P = \frac{C_o * \rho * V^2}{2} \quad (10)$$

Onde:

$$\Delta P - \text{Perda de Carga Local};$$

2.7 CURVA CARACTERÍSTICA

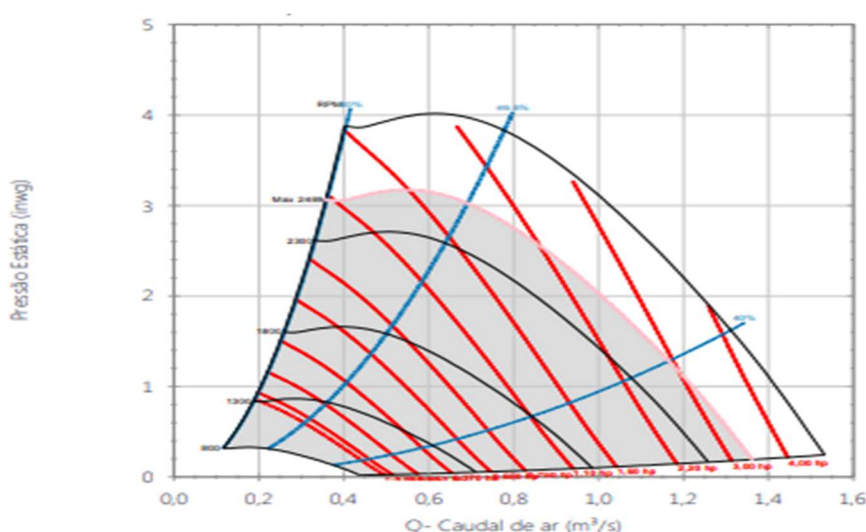
A Curva Característica (Figura 15) apresenta a relação entre vazão e perda de carga dentro de uma faixa de trabalho. É determinada empiricamente, ou seja, com a realização, pelo fabricante, de testes com os equipamentos.

Assim, após selecionar o ventilador que supre as demandas do sistema, devem ser consultadas as curvas do equipamento a fim de encontrar seu ponto de funcionamento para a aplicação proposta.

Tal ponto é obtido inserindo vazão do sistema e perda de pressão para a instalação, logo, representa a que percentual (rendimento) da capacidade total o equipamento irá trabalhar (MACINTYRE, 1990).

Para obter a Curva correspondente, será utilizado o software EASYVENT que possui uma gama de catálogos cadastrados e tem integração direta com o DUCTEASY em ciclo BIM.

FIGURA 15: EXEMPLO DE CURVA CARACTERÍSTICA



FONTE: EASYVENT

2.8 MÉTODO DE SELEÇÃO AHP

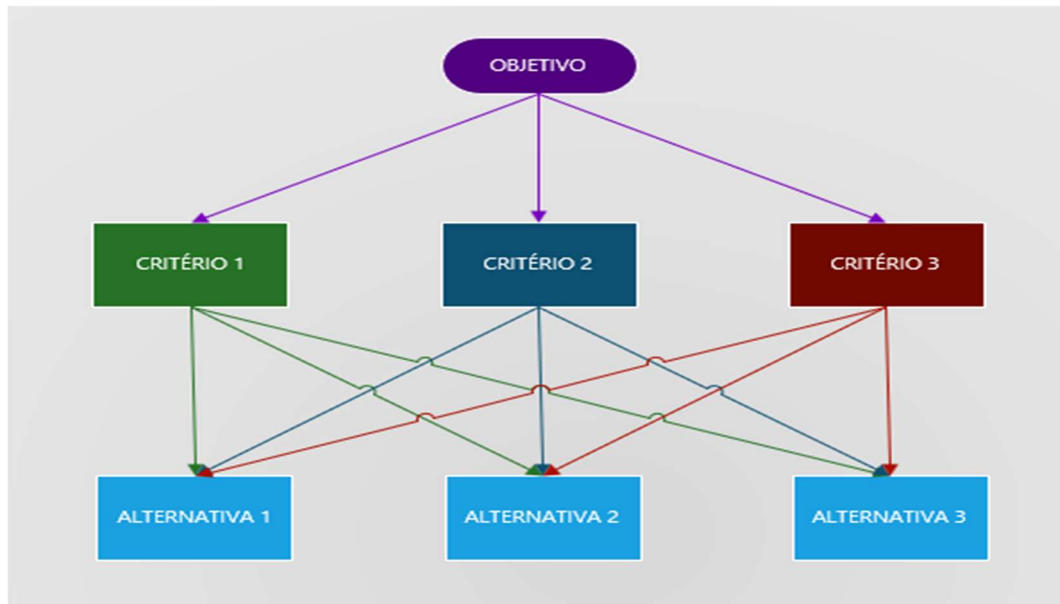
O método Analytic Hierarchical Process (AHP) é um dos principais modelos matemáticos - na gestão de direcionamentos - disponíveis no mercado, afinal, percebe-se que sempre existe um desejo nas organizações de construção de critérios claros, objetivos e matemáticos que fundamentem as tomadas de decisão (MEIXNER, 2005).

Para tanto, usa da teoria de Consistências Lógicas que propõe calcular a Razão de Consistência dos julgamentos (RC), o Índice de Consistência Randômico (IR) é tabelado e foi obtido a uma matriz recíproca de ordem “n” e o Índice de Consistência (IC) que varia com a classe da matriz (TREVIZANO, 2005). Segundo (SAATY, 2000) a condição de consistência dos julgamentos é $RC \leq 0,10$.

$$RC = \frac{IC}{IR} \quad (11)$$

Em síntese, o processo consiste em cruzar avaliações de critérios ao propósito de correlacioná-los matematicamente e em seguida relacioná-los com as possíveis alternativas, conforme o fluxograma representado na Figura 16.

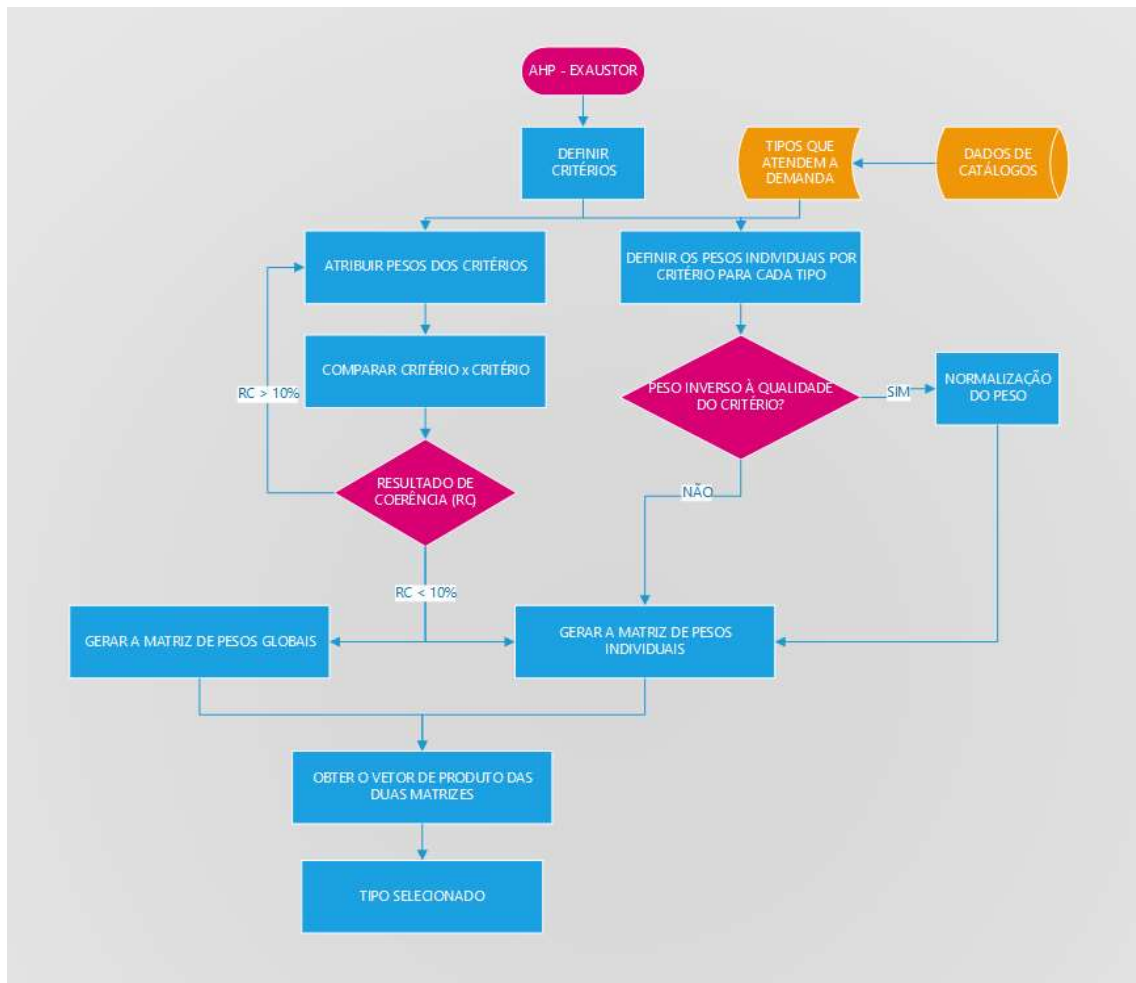
FIGURA 16: FLUXOGRAMA DE RELAÇÕES AHP



FONTE: AUTOR

Conforme proposto, utilizou-se o software Visio da plataforma Microsoft Office na versão 2016 a fim de criar-se o fluxo de processos para obter os resultados pela metodologia AHP, representado na imagem (12).

FIGURA 17: FLUXOGRAMA DE PROCESSO DO MÉTODO AHP



FONTE: AUTOR

3 RESULTADOS

3.1 ESTUDO DE CASO

A fim de mostrar toda a aplicabilidade da metodologia exposta, será utilizado um estudo de caso com as seguintes características:

Um call center na cidade de Foz do Iguaçu - PR tem alta demanda energética para manter servidores e bancos de dados em pleno funcionamento. Para isso solicitou-se criação de uma Subestação de Energia com 02 Transformadores conforme características:

- Transformador 01:

$$P = 1000 \text{ KVA}$$

$$FP = 0,8$$

$$\eta = 0,982$$

- Transformador 02:

$$P = 1320 \text{ KVA}$$

$$FP = 0,8$$

$$\eta = 0,982$$

Na pauta da manutenção de vida útil e pleno funcionamento dos equipamentos da Subestação, um sistema de arrefecimento deve ser dimensionado para evitar interrupções do fornecimento energético.

3.1.1 Dados Climáticos

Todos os dados Climáticos foram obtidos a partir do Weather Data View 6.0 inserindo os seguintes parâmetros destacados (Figura 18) referentes à localização da subestação (Foz do Iguaçu – PR).

FIGURA 18: INFORMAÇÕES DE ENTRADA DO WEATHER DATA VIEW 6.0

The screenshot shows the 'Importar' (Import) window of the Weather Data View 6.0 software. The window contains the ASHRAE logo and a form for entering weather data. The following fields are highlighted with red boxes:

- WMO region: 3 - SOUTH AMERICA
- País: Brazil
- Nombre de la estación: FOZ DO IGUAÇU INTL

Other fields visible include:

- Nivel percentil anual (Calefacción): 99%
- Nivel percentil anual (Refrigeración): 1%
- Temperaturas anuales: 2%
- Temperaturas mensuales: 2%
- Latitud (°): 25.60 S
- Longitud (°): 54.49 O
- Altitud: 240.00 m

A disclaimer is visible at the bottom of the window:

The data are provided "as is" without warranty of any kind, either expressed or implied. The entire risk as to the quality and performance of the data is with you. In no event will ASHRAE be liable to you for any damages, including without limitation any lost profits, lost savings, or other incidental or consequential damages arising out of the use or inability to use the data.

FONTE: AUTOR

Os valores de Temperatura média por mês estão dispostos na Figura 19 Para os dados de Irradiação Solar o modelo Clear-Sky Solar Radiation da ASHRAE atende às necessidades.

FIGURA 19: DADOS DE TEMPERATURA MÉDIOS POR MÊS

	T SECA	T ÚMIDA	ΔT SECA	ΔT ÚMIDA	RADIAÇÃO DIRETA	RADIAÇÃO DIFUSA
JANEIRO	34,2	23,8	11	4,7	0,404	2,43
FEVEREIRO	34,5	23,3	10,8	4,6	0,398	2,445
MARÇO	34	22,9	11,2	4,7	0,388	2,464
ABRIL	32,1	23,2	10,8	5	0,383	2,448
MAIO	28,8	21,2	10,2	5,4	0,356	2,493
JUNHO	27,9	20,3	9,8	5,4	0,389	2,398
JULHO	28,1	19,5	11,1	5,8	0,385	2,386
AGOSTO	31,2	19,3	12,4	5,6	0,468	2,108
SETEMBRO	33	20,4	11,9	5,8	0,565	1,859
OUTUBRO	33,9	22,5	11,5	5,5	0,471	2,19

FONTE: AUTOR

3.1.2 Fontes de Calor Internas

Como formas de Ganho de calor interna, consideremos os dois transformadores. Logo, utilizando a Equação (5), obtemos que a Carga Térmica para os Transformadores 1 e 2 será (Figura 20):

$$Q = P * FP * (1 - \eta) \quad (5)$$

FIGURA 20: PLANILHA DE CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DOS TRANSFORMADORES

Transformador 1 (1000 KVA)			Transformador 2 (1320 KVA)		
Potência Gerada (W)	Rendimento	Carga Térmica (W)	Potência Gerada (W)	Rendimento	Carga Térmica (W)
800000	0,982	14400	1056000	0,982	19008

FONTE: AUTOR

3.1.3 Outros Ganhos de Calor Internos

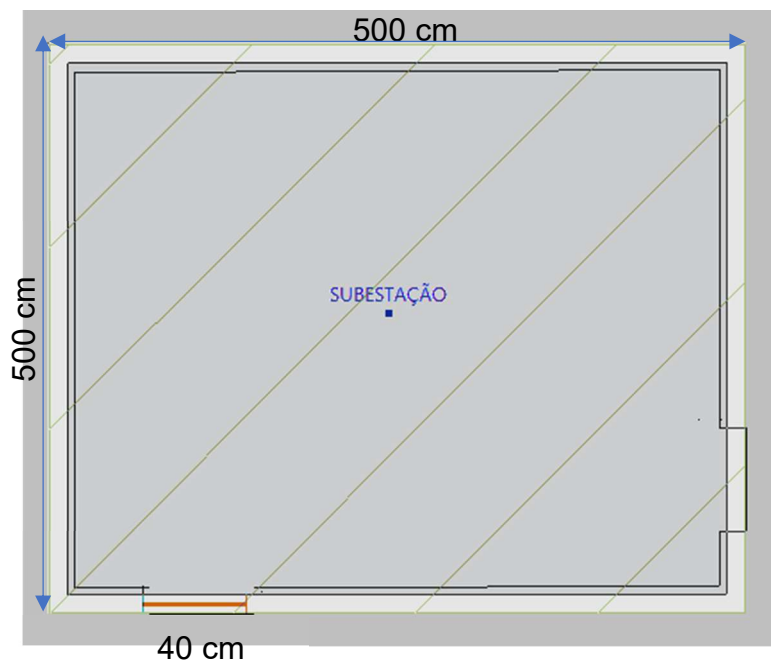
Para Ganhos de Calor provenientes de ocupação, iluminação e ventilação natural, vale ressaltar a inexistência dos mesmos, pois no Estudo de Caso o recinto é inabitável – acessado somente para manutenções - também, não há necessidade de iluminação artificial fixa.

3.1.4 Recinto

A fim de acomodar os equipamentos, um recinto foi construído conforme as características solicitadas. Tanto a planta em CAD quanto a composição dos materiais foram fornecidas pela empresa responsável e estão descritas nas Figuras 19 e 20, respectivamente:

- Volume do Recinto: 59,73 m³
- Área interna do Piso e Teto: 21 m²
- Área total de paredes externas: 50,90 m²

FIGURA 21: DIMENSÕES EXTERNAS DO RECINTO

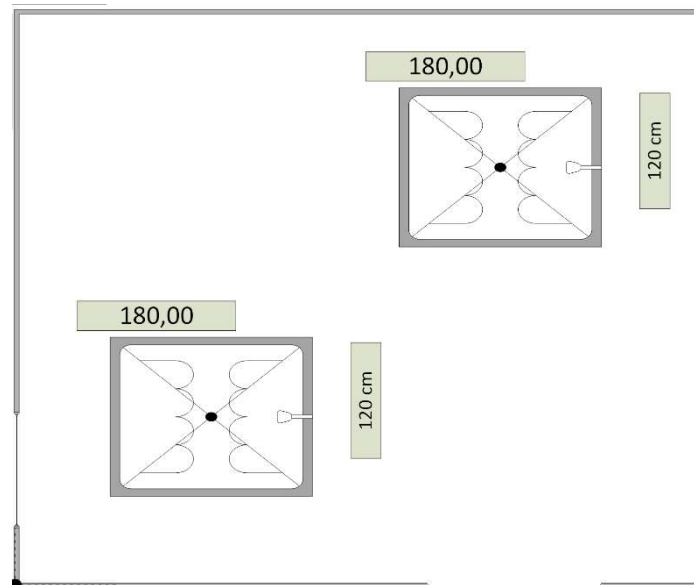


FONTE: AUTOR

A distribuição e organização dos dois transformadores seguirá o planejamento abaixo conforme requisitos da norma e do fabricante.

- Distância mínima entre equipamentos: 50 cm
- Distância mínima entre equipamentos e elementos construtivos do recinto: 50 cm

FIGURA 22: ORGANIZAÇÃO DOS TRANSFORMADORES NO RECINTO



FONTE: AUTOR

As vistas do recinto estão apresentadas abaixo com as devidas indicações de cada fronteira com o ambiente:

PE-F: Parede Externa Frontal

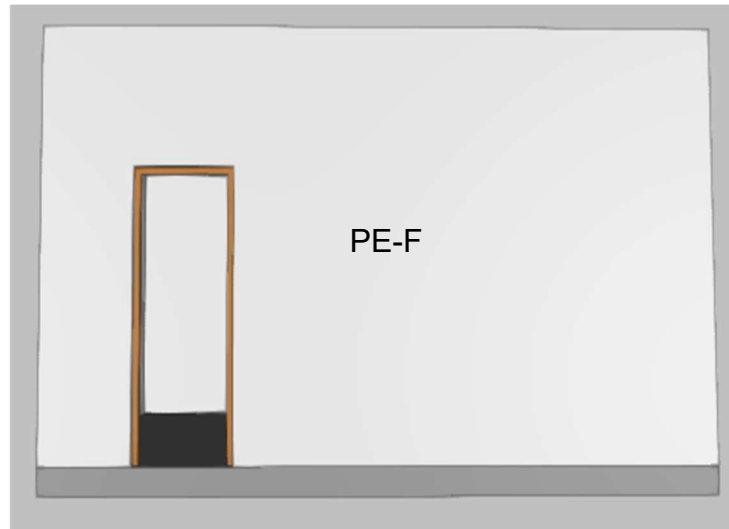
A direção de incidência solar atinge perpendicularmente (90°) à Parede Externa Frontal (PE-F).

PE-LD: Parede Externa Lateral Direita

PE-LE: Parede Externa Lateral Esquerda

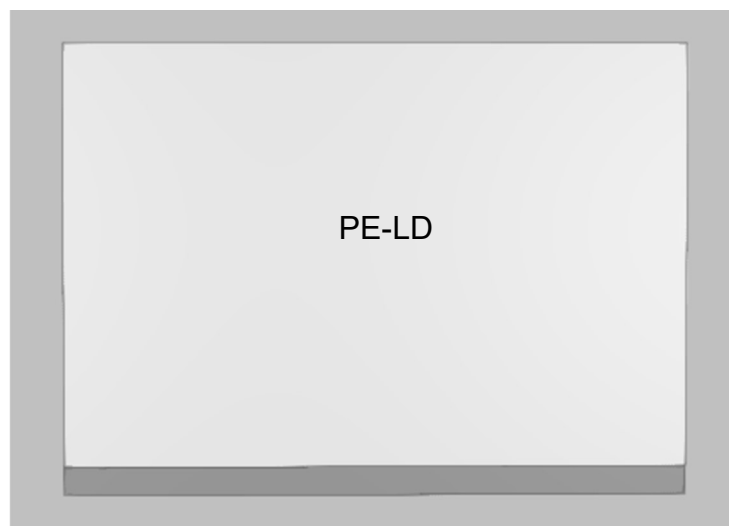
PE-T: Parede Externa Traseira

Figura 24: vista frontal do recinto desconsiderando a porta em madeira



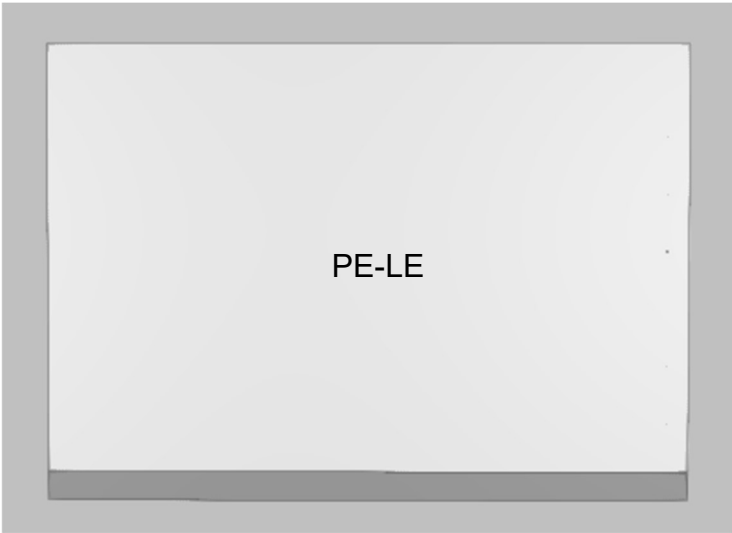
FONTE: AUTOR

FIGURA 23: VISTA LATERAL DIREITA DO RECINTO



FONTE: AUTOR

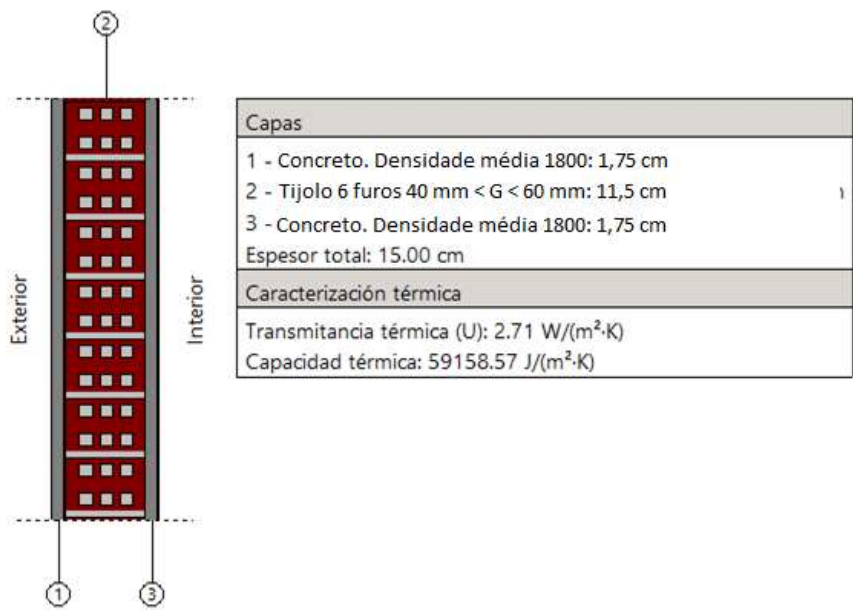
FIGURA 26: VISTA LATERAL ESQUERDA DO RECINTO



FONTE: AUTOR

Ambas possuem composição estrutural conforma a figura 26 e sua caracterização térmica foi obtida a partir da norma ISO-6946 (2017):

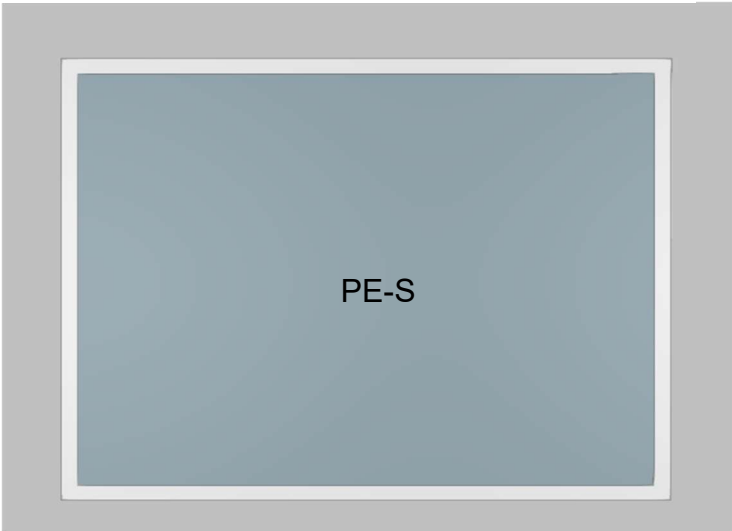
FIGURA 27: COMPOSIÇÃO ESTRUTURAL DAS PAREDES EXTERNAS (PE)



FONTE: AUTOR

PE-S: Parede Externa Superior (Teto)

FIGURA 28: VISTA SUPERIOR DO RECINTO



FONTE: AUTOR

A Parede Externa Superior (PE-S) possui composição estrutural conforme a figura 29 e sua caracterização térmica foi obtida também a partir da norma ISO-6946 (2017):

FIGURA 29: COMPOSIÇÃO ESTRUTURAL DA PAREDE EXTERNA SUPERIOR

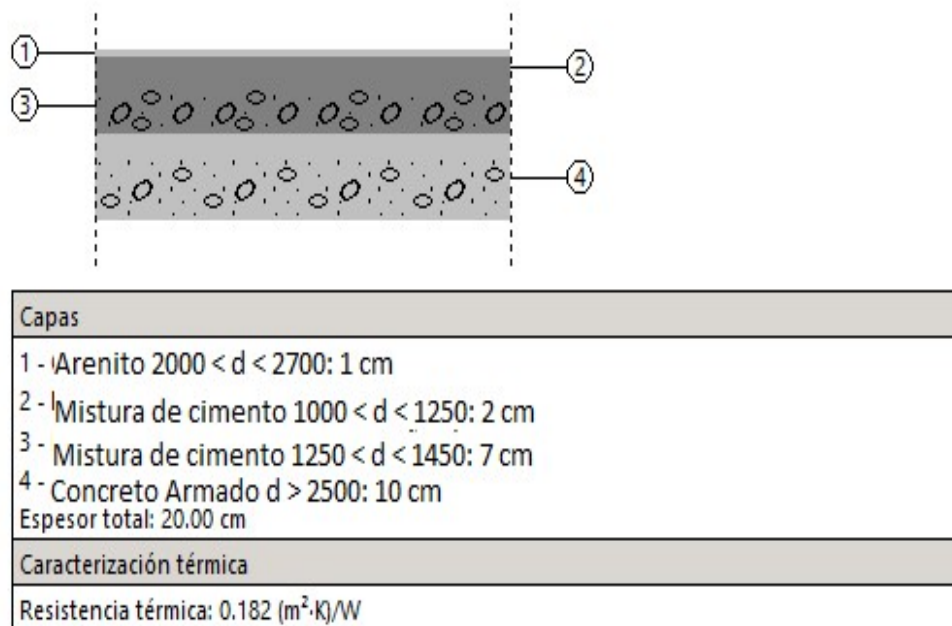


FONTE: AUTOR

PE-I: Parede Externa Inferior (Fundação)

Parede Externa Inferior (PE-I) possui composição estrutural conforme a figura 30:

FIGURA 30: COMPOSIÇÃO ESTRUTURAL DA PAREDE EXTERNA INFERIOR (PISO)



FONTE: AUTOR

As caracterizações térmicas foram obtidas a partir das normas ISO-6946, ISO 10077, ISO 13370 e ISO 10456:

FIGURA 31: LISTAGEM DAS PROPRIEDADES DOS MATERIAIS UTILIZADOS

MATERIAL	ϵ (cm)	ρ (kg/m³)	λ (W/(m·K))	RT	Cp
Concreto. Densidade Média 1800	1,75	1800,00	1,15	0,02	1000,00
Tijolo 6 Furos 40 mm < G < 60 mm	11,50	1140,00	0,68	0,17	1000,00
Arenito 2000 < d < 2700	1,00	2350,00	1,90	0,01	1000,00
Mistura de Cimento 1000 < d < 1250	2,00	1125,00	0,55	0,04	1000,00
Mistura de Cimento 1250 < d < 1450	7,00	1350,00	0,70	0,10	1000,00
Concreto Armado d > 2500	10,00	2600,00	2,50	0,04	1000,00

FONTE: AUTOR

3.2 HIPÓTESES DE CÁLCULO

Como hipóteses para aquecimento sugeriu-se as seguintes condições:

- Hipótese 1:

Temperatura máxima de trabalho dos Equipamentos: 40°C (Fabricante)

Temperatura máxima do recinto: 35°C (Autor)

Fração Radiante: 50%

Ganho de Calor dos Equipamentos Internos é a soma das Cargas térmicas produzidas pelos dois transformadores (14400 W + 19008 W).

FIGURA 32: DADOS DE ENTRADA CYPETHERM LOADS

FONTE: AUTOR

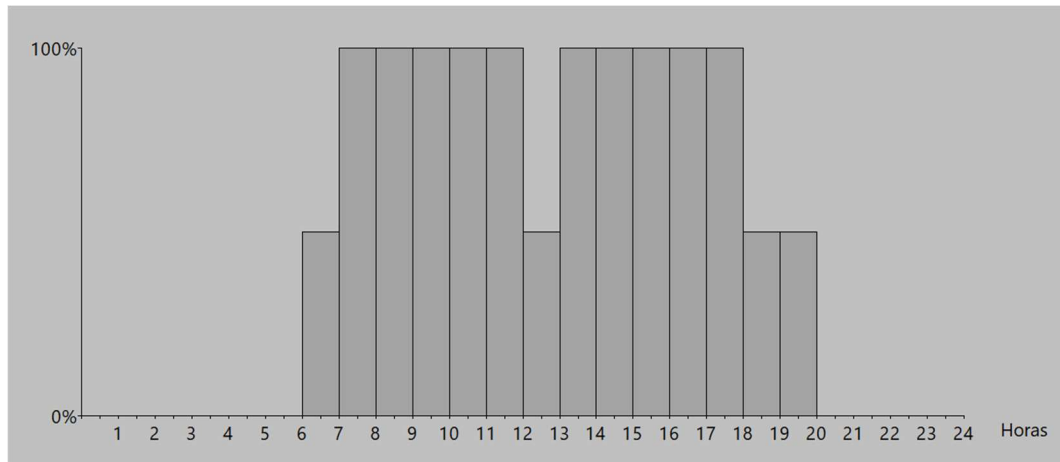
Definiu-se 05 Perfis Diários de uso da capacidade dos equipamentos, conforme descrição abaixo:

Perfil Diário Convencional (01): Obedece aos horários de trabalho convencionais (06:00 a 20:00) e é o padrão aplicado a todos os dias, à exceção em casos específicos, conforme demais perfis.

Os equipamentos funcionam a 100% da capacidade durante o dia, exceto nos horários descritos abaixo (funcionam a 50%):

- 6:00 a 7:00 (início de turno);
- 12:00 a 13:00 (almoço de meio turno – meio efetivo);
- 18:00 a 20:00 (fim de turno – meio efetivo).

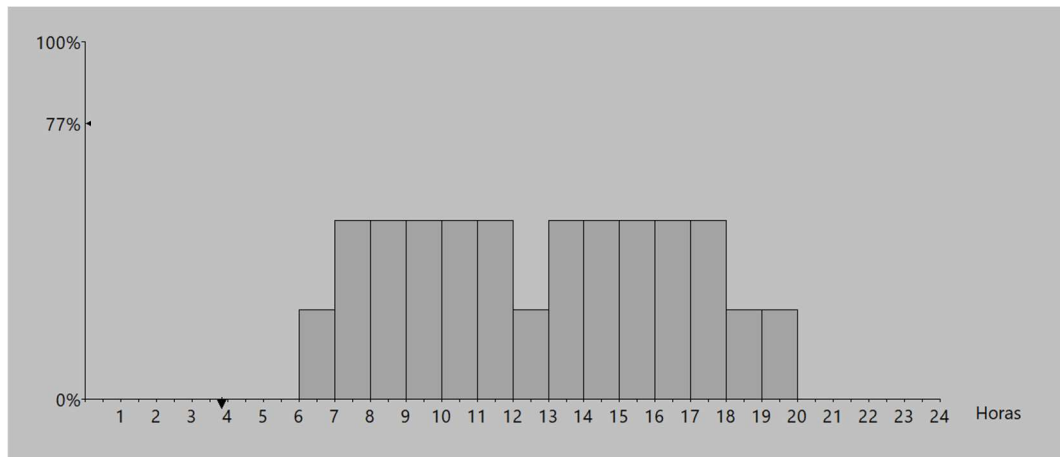
FIGURA 33: PERFIL DE USO DIÁRIO CONVENCIONAL (01)



FONTE: AUTOR

Perfil Diário Mês de Férias (02): Obedece aos horários de trabalho convencionais (06:00 a 20:00) mas funciona com 50% da quantidade de funcionários devido às férias e durante horários de meio turno a 25% da capacidade. Se aplica aos meses de Fevereiro, Julho e Dezembro.

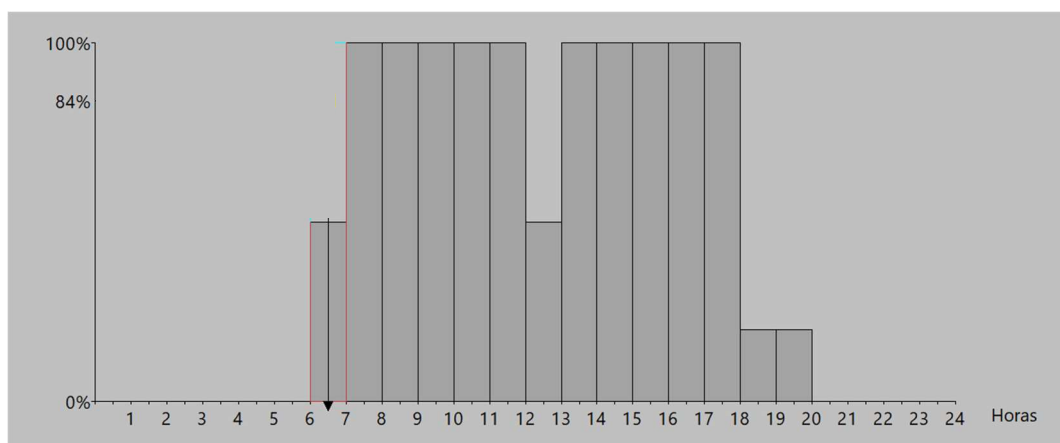
FIGURA 34: PERFIL DE USO DIÁRIO MÊS (02)



FONTE: AUTOR

Perfil Diário Parada de Manutenção (03): Obedece aos horários de trabalho convencionais (06:00 a 20:00) conforme Perfil (01), mas funciona com 25% da capacidade durante os horários de manutenção dos equipamentos (18:00 a 20:00).

FIGURA 35: PERFIL DE USO DIÁRIO PARA MANUTENÇÃO (03)



FONTE: AUTOR

Assim, a distribuição de Perfis de Uso Mensais ao longo do ano está descrita na figura 36:

FIGURA 36: DISTRIBUIÇÃO DE PERFIS DE USO MENSAIS AO LONGO DO ANO

Referencia USO ANUAL		
Mes	Tipo	Valor
☒ Enero	Perfil diario	USO DURANTE O DIA
☒ Febrero	Perfil diario	PERFIL DIÁRIO FEVEREIRO
☒ Marzo	Perfil diario	PARADAS MANUTENÇÃO 18:00 A 20:00
☒ Abril	Perfil diario	USO DURANTE O DIA
☒ Mayo	Perfil diario	USO DURANTE O DIA
☒ Junio	Perfil diario	USO DURANTE O DIA
☒ Julio	Perfil diario	PERFIL DIÁRIO JULHO
☒ Agosto	Perfil diario	USO DURANTE O DIA
☒ Septiembre	Perfil diario	PARADAS MANUTENÇÃO 18:00 A 20:00
☒ Octubre	Perfil diario	USO DURANTE O DIA
☒ Noviembre	Perfil diario	USO DURANTE O DIA
☒ Diciembre	Perfil diario	PERFIL DIÁRIO DEZEMBRO

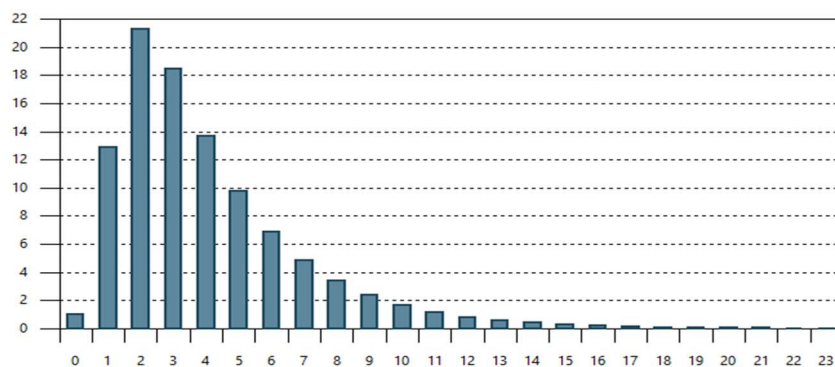
FONTE: AUTOR

3.3 VALORES DE CARGA TÉRMICA

3.3.1 Valores Por Fronteira

1. Paredes Externas (PE-F, PE-LD, PE-LE)
 - Constantes do Método das Séries Temporais Radiantes para cada hora do dia:

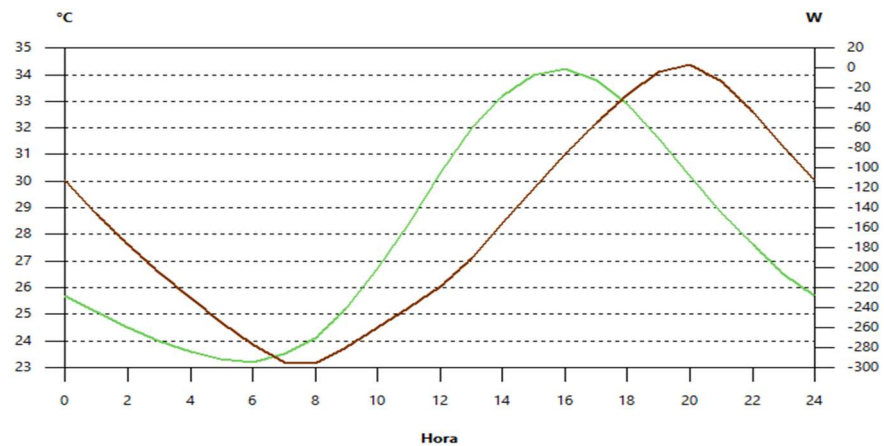
FIGURA 37: CONSTANTES RTSM PE



FONTE: AUTOR

- Variação da Carga Térmica (marrom) e da temperatura externa (verde):

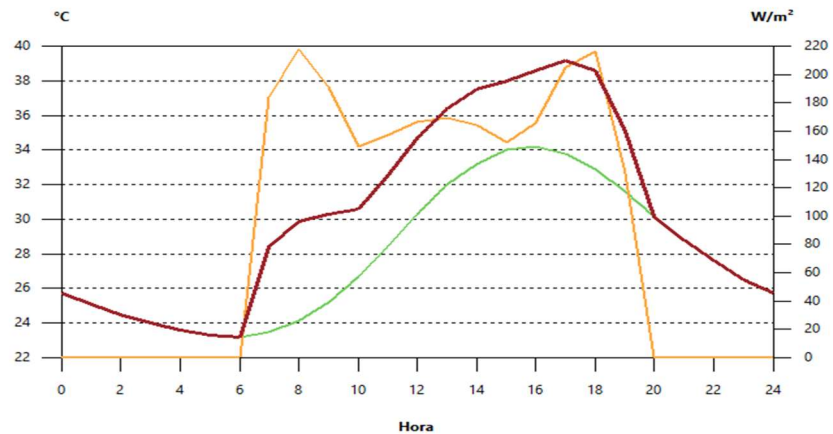
FIGURA 38: VARIAÇÃO DA CARGA TÉRMICA PE



FONTE: AUTOR

- Variação da Irradiação Solar (amarelo), da Temperatura sol-ar (vermelho) e da temperatura externa (verde):

FIGURA 39: VARIAÇÃO DAS TEMPERATURAS E DA IRRADIAÇÃO SOLAR PE

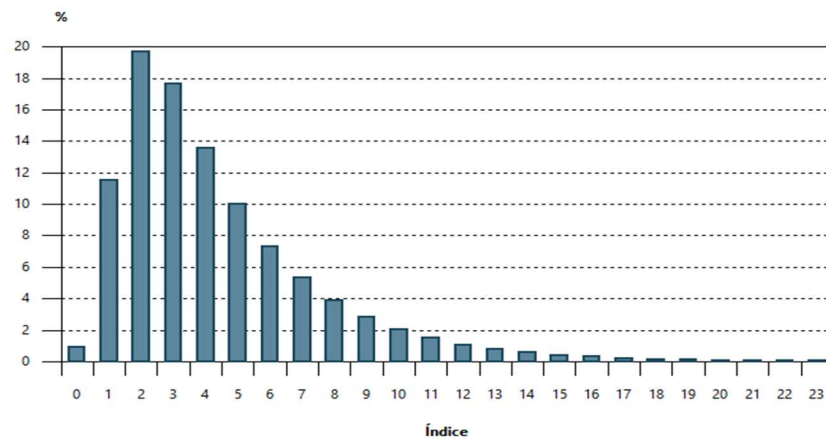


FONTE: AUTOR

2. Fronteira Teto (PE-S)

- Constantes do Método das Séries Temporais Radiantes para cada hora do dia:

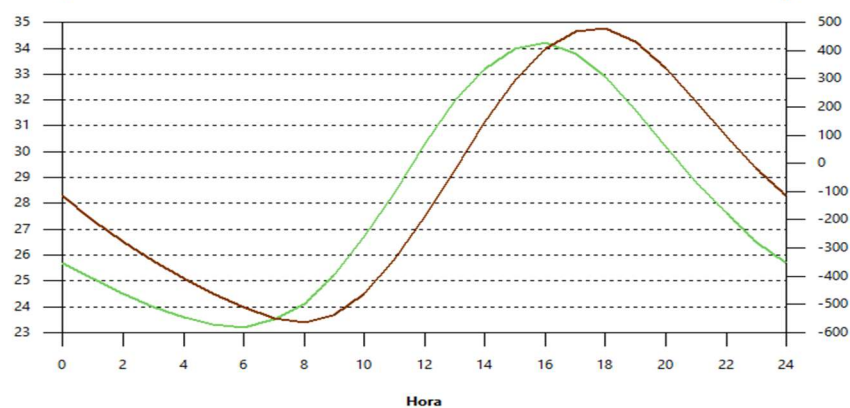
FIGURA 40: CONSTANTES RTSM TETO (PE-S)



FONTE: AUTOR

- Variação da Carga térmica (marrom) e da temperatura externa (verde):

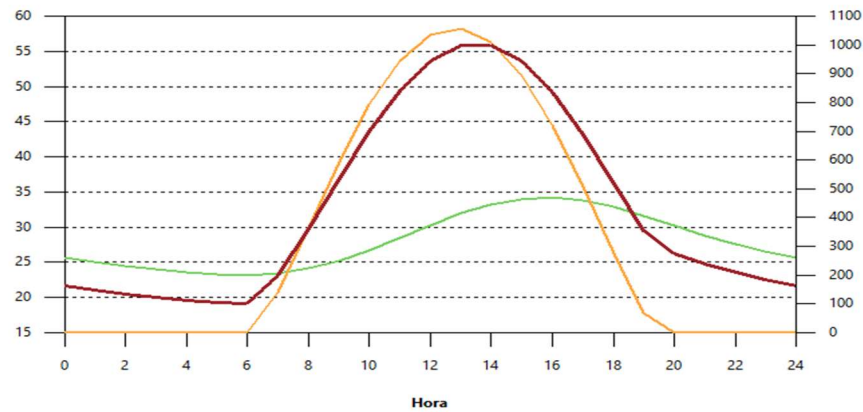
FIGURA 41: VARIAÇÃO DA CARGA TÉRMICA PE-S



FONTE: AUTOR

- Variação da Irradiação Solar (amarelo), da Temperatura sol-ar (vermelho) e da temperatura externa (verde):

FIGURA 42: VARIAÇÃO DAS TEMPERATURAS E DA IRRADIAÇÃO SOLAR PE-S

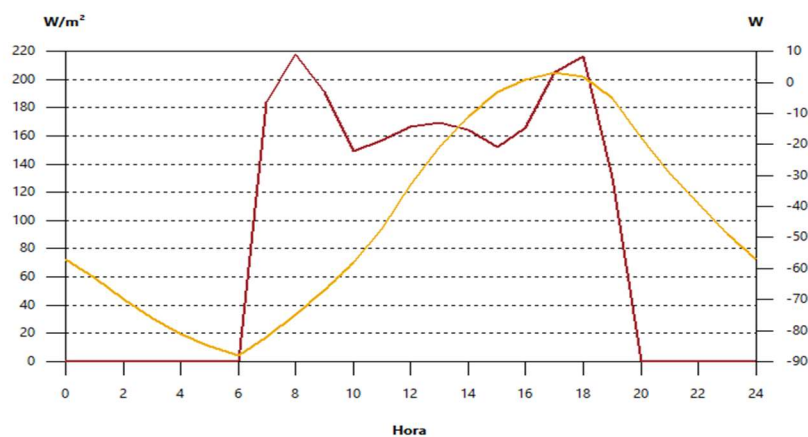


FONTE: AUTOR

3. Paredes Externas (Porta de Madeira)

- Variação da Carga Térmica através da Porta de Madeira:

FIGURA 43: VARIAÇÃO DA CARGA TÉRMICA PELA PORTA DE MADEIRA



FONTE: AUTOR

3.3.2 Valores Gerais

Os valores de Carga Térmica Máxima são calculados para o dia do mês com maiores temperaturas médias e maiores índices de Irradiação Solar (21 de Janeiro às 17h, segundo dados do Data Weather View 6.0). Dividem-se em ganhos internos e externos, assim, os valores gerais estão descritos na Figura 44:

FIGURA 44: VALORES DE CARGA TÉRMICA GERAIS CALCULADOS PARA O DIA MAIS QUENTE DO ANO

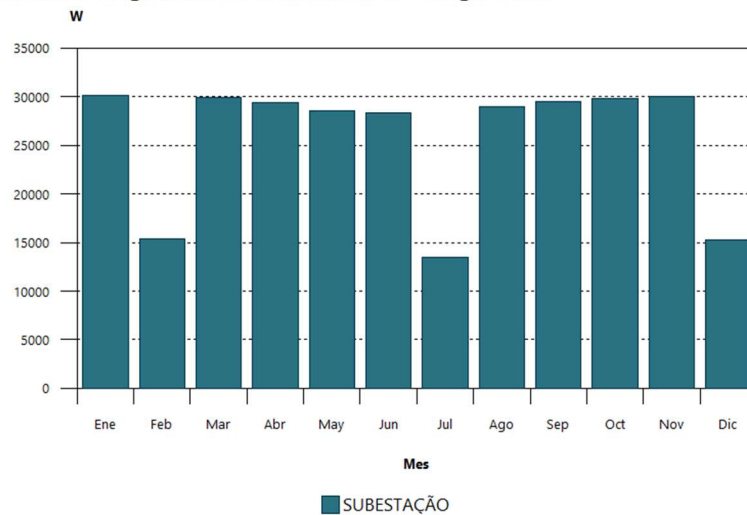
Externas					Internas		Ventilación			Totales			
A	Conducción	Solar	Inf. lat.	Inf. sens.	Lat.	Sens.	Caudal	Lat.	Sens.	Lat.	Sens.	Total	Total
(m ²)	(W)	(W)	(W)	(W)	(W)	(W)	(l/s)	(W)	(W)	(W)	(W)	(W/m ²)	(W)
1 por recinto													
21	459	31	0	0	0	29606	0	0	0	0	30096	1436	30096
Refrigeración para el conjunto de recintos: 21 de Enero a las 17h (16 hora solar aparente)													
21.0							0			0	30096	1436.00	30096

FONTE: AUTOR

As figuras 45 e 46 representas a evolução da Carga térmica no recinto ao longo dos Meses do Ano e ao longo das Horas do Dia, respectivamente:

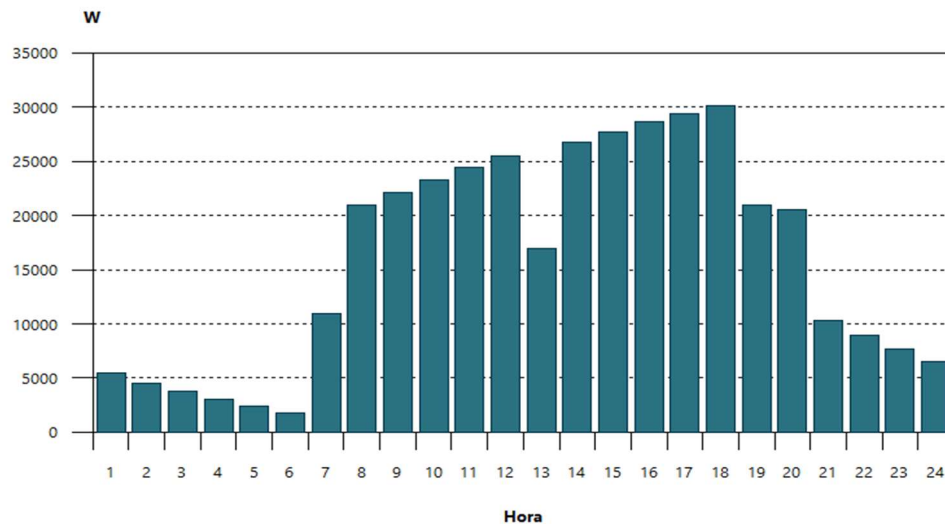
FIGURA 45: EVOLUÇÃO DA CARGA TÉRMICA AO LONGO DO ANO

Evolución anual de la carga máxima simultánea de refrigeración



FONTE: AUTOR

FIGURA 46: EVOLUÇÃO DA CARGA TÉRMICA AO LONGO DAS HORAS DO DIA



FONTE: AUTOR

3.4 VAZÃO DO EQUIPAMENTO

Tendo a carga térmica Máxima ao longo do ano, os valores termodinâmicos do fluido (Ar) são inseridos e, então, a vazão do ventilador necessária para manutenção da temperatura requerida no recinto obtida é 7661,8947 m³/s, conforme Figura 47:

FIGURA 47: VAZÃO NECESSÁRIA DO EQUIPAMENTO

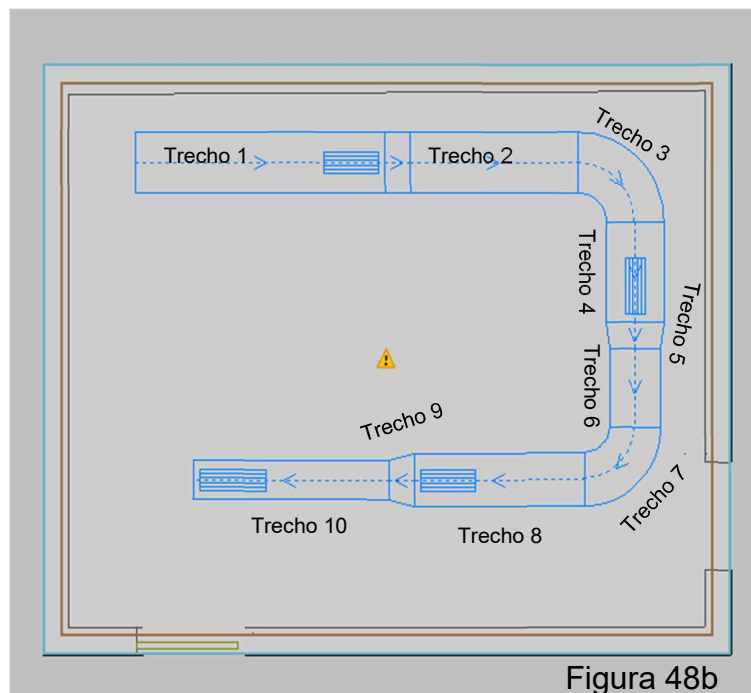
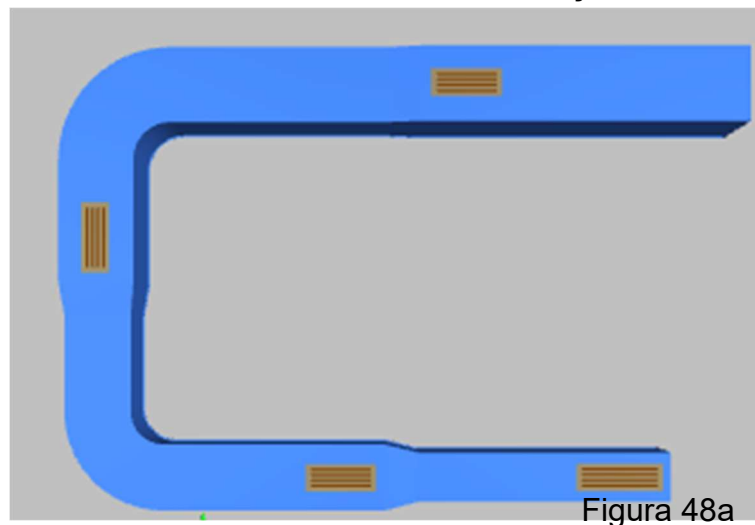
Carga Térmica Total (W)	33408
Massa Específica (kg/m³)	1,01271
Calor Específico do ar externo (J/(kg*C°))	1000
Temperatura Max Ambiente (C°)	40
Temperatura Teresina (C°)	24,5
Variação de Temperatura (C°)	15,5
Vazão (m³/s)	2,128304094
Vazão (m³/h)	7661,894737

FONTE: AUTOR

3.5 PROJETO DOS DUTOS

Seguindo o Fluxo em BIM, a Carga Térmica é integrada automaticamente com o software DuctEasy, utilizado para o dimensionamento dos dutos de distribuição do Ar, conforme Figuras 48a e 48b:

*FIGURA 48: VISTAS INFERIOR (A) E INDICAÇÃO DOS TRECHOS (B)
DOS DUTOS DE DISTRIBUIÇÃO*



FONTE: AUTOR

Os valores para cada Trecho Reto estão descritos na figura 49:

FIGURA 49: VARIÁVEIS PARA CADA TRECHO RETO

TRECHOS RETOS	PERDA DE CARGA LINEAR	COEFICIENTE DE ATRITO	VELOCIDADE	ÁREA
TRECHO 1	0,89 Pa/m	0,0179	5,71 m/s	0,1575 m ²
TRECHO 2	0,82 Pa/m	0,0185	5,19 m/s	0,1355 m ²
TRECHO 4	0,82 Pa/m	0,0185	5,19 m/s	0,1355 m ²
TRECHO 6	0,94 Pa/m	0,0194	5,00 m/s	0,1000 m ²
TRECHO 8	0,94 Pa/m	0,0194	5,00 m/s	0,1000 m ²
TRECHO 10	0,95 Pa/m	0,0207	4,44 m/s	0,0675 m ²

FONTE: AUTOR

Os valores para os trechos singulares estão descritos na figura 50:

FIGURA 50: VARIÁVEIS PARA CADA TRECHO SINGULAR

CÓDIGO DUCT DESING	TRECHOS SINGULARES	PERDA CARGA LOCAL	VELOCIDADE	COEFICIENTE DE PERDAS	ÁREA
CR3-1	TRECHO 3	4 Pa	5,19 m/s	0,24	0,135 m ²
SR4-2	TRECHO 5	1 Pa	5,00 m/s	0,04	0,100 m ²
CR3-1	TRECHO 7	4 Pa	5,00 m/s	0,24	0,100 m ²
SR4-2	TRECHO 9	1 Pa	4,44 m/s	0,04	0,067 m ²

FONTE: AUTOR

3.5.1 Seleção do Tipo Por método AHP

Para seleção do melhor tipo entre “Centrífugo Industrial”, “Axial de Transmissão” e “De telhado Axial”, foram fornecidos os dados à tabela automática de decisão AHP, os 04 critérios analisados estão numerados abaixo:

FIGURA 51: CRITÉRIOS DE AVALIAÇÃO

	INSIRA 04 CRITÉRIOS
C1	CUSTO
C2	VIDA ÚTIL
C3	EFICIÊNCIA
C4	SEGURANÇA

FONTE: AUTOR

Os pesos atribuídos a cada critério estão dispostos na figura XX para cada tipos de exaustor analisado.

FIGURA 52: PESOS ATRIBUIDOS AOS CRITÉRIOS

☒ PESO INVERSO		PESOS INDIVIDUAIS
CENTRÍFUGO INDUSTRIAL	C1	5
AXIAL DE TRANSMISSÃO	C1	3
DE TELHADO AXIAL	C1	3

☐ PESO INVERSO		PESOS INDIVIDUAIS
CENTRÍFUGO INDUSTRIAL	C2	5
AXIAL DE TRANSMISSÃO	C2	3
DE TELHADO AXIAL	C2	1

☐ PESO INVERSO		PESOS INDIVIDUAIS
CENTRÍFUGO INDUSTRIAL	C3	7
AXIAL DE TRANSMISSÃO	C3	3
DE TELHADO AXIAL	C3	2

☐ PESO INVERSO		PESOS INDIVIDUAIS
CENTRÍFUGO INDUSTRIAL	C4	2
AXIAL DE TRANSMISSÃO	C4	3
DE TELHADO AXIAL	C4	4

FONTE: AUTOR

A verificação de coerência dos pesos retornou os seguintes valores para lambda, IC e RC, ratificando a “coerência” da análise:

FIGURA 53: VERIFICAÇÃO DOS PESOS

VERIFICAÇÃO PAR-PAR			
LAMBDA MAX	IC	RC	STATUS
4,1794	0,0598	7%	COERENTE

FONTE: AUTOR

Logo, os resultados obtidos estão corretos e apresentam o tipo Centrífugo Industrial como a melhor escolha para os critérios avaliados.

FIGURA 54: MATRIZ FINAL DE PESOS

	CUSTO	VIDA ÚTIL	EFICIÊNCIA	SEGURANÇA	
PESOS GLOBAIS	49,1843%	30,5873%	9,5432%	10,6852%	
SELECIONAR O EXAUSTOR	CUSTO	VIDA ÚTIL	EFICIÊNCIA	SEGURANÇA	RESULTADO
CENTRÍFUGO INDUSTRIAL	23,0769%	45,4545%	63,6364%	18,1818%	33,2693%
AXIAL DE TRANSMISSÃO	38,4615%	27,2727%	27,2727%	27,2727%	32,7759%
DE TELHADO AXIAL	38,4615%	9,0909%	18,1818%	36,3636%	27,3184%



FONTE: AUTOR

3.5.2 Modelo Selecionado

O modelo selecionado e suas características estão descrita na figura 51:

FIGURA 55: MODELO DE EXAUSTOR SELECIONADO

TDA-L ARRANJO 3

TDA-L 10/10 ARR.3 1300rpm - 4cv 4POLOS 3-220/380V-60Hz

Ventilador centrífugo tipo sirocco, de dupla aspiração, para acionamento por transmissão

Características do Motor

Potência do motor	4 hp
Número de Pólos	4
Velocidade do motor (r.p.m)	1715 rpm
Índice de Protecção	IP55
Classe motor	F
Tensão	3-220/380V-60Hz
Máxima absorvida	11,1 A / 6,4 A

FONTE: AUTOR

O Ponto de Operação Teórico e o Ponto de Operação de Instalação conforme requisitos do projeto estão representados na figura 52A e 52B, respectivamente.

FIGURA 57A: PONTO DE OPERAÇÃO TEÓRICO

Ponto de Operação Teórico

Caudal de ar	2.128 l/s
Pressão Estática	155 Pa
Temperatura	20 °C
Altitude	0 m
Densidade	1,2 kg/m ³
Frequência	60 Hz

FONTE: AUTOR

FIGURA 56B: PONTO DE OPERAÇÃO DE
INSTALAÇÃO

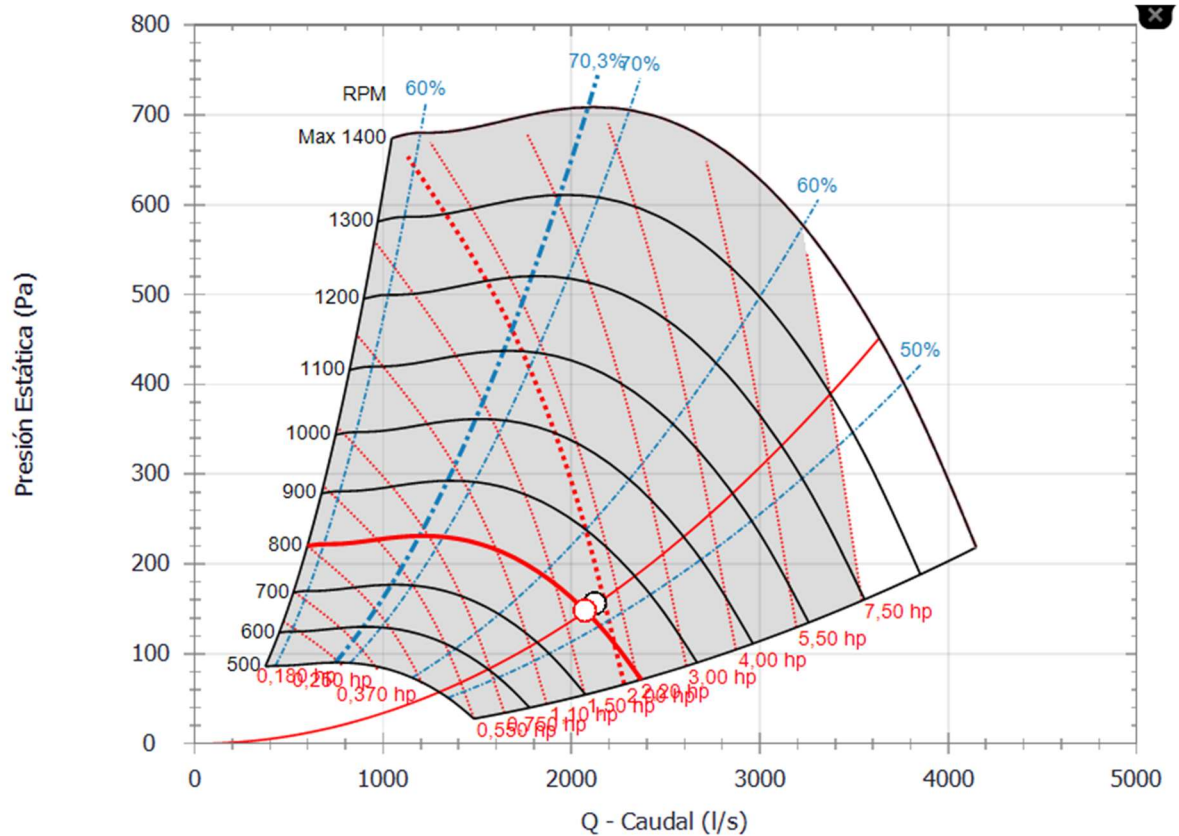
Ponto de Operação

Sentido do ar	2.101 l/s
pressão estática	151 Pa
Pressão total	452 Pa
Outlet speed	22,3 m/s
RENDTOT	41,7 %
Velocidade do ventilador (r.p.m)	1300 rpm
OUTPUTPOWER	3,09 cv
Factor de Servicio Req	10
Velocidad tangencial	19,1 m/s

FONTE: AUTOR

A partir da figura 54 podemos inferir qual o ponto de operação do equipamento na instalação e a que percentual de sua capacidade máxima irá funcionar. Ou seja, a uma vazão de 2101 l/s, com pressão estática de 151 Pa e com uma rotação de 800 rpm, o que representa um rendimento de 41,7% em relação à rotação máxima.

FIGURA 58: PONTO DE OPERAÇÃO DO EQUIPAMENTO E CURVA DE EFICIÊNCIA



FONTE: AUTOR

4 CONCLUSÃO E SUGESTÕES

Logo, conforme metodologia aplicada, observa-se que para o Estudo de Caso Analisado, houve uma estruturação do processo de dimensionamento em fluxo único de trabalho (BIM), evitando retrabalhos em possíveis alterações sejam estruturais ou geográficas. Além do mais, foi possível uma tomada de decisão do tipo de equipamento exaustor mais assertiva em relação aos critérios julgados importantes para o projeto em específico – via metodologia AHP. Por fim, todo o sistema de dutos foi dimensionado conforme as proposições do trabalho.

Como sugestão para trabalhos futuros, vale a aplicação da análise de custos de projeto, levando em conta materiais utilizados no dimensionamento. Também, sistema de ajuste automático de rotação do exaustor conforme Carga Térmica instantânea para garantir melhor eficiência energética.

REFERÊNCIAS

ARAÚJO, ISMAEL NICKSON PINTO DE. 2016. *DESENVOLVIMENTO DE SISTEMA AUXILIAR DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO, PARA ARREFECIMENTO DE TRANSFORMADORES DE FORÇA.* 2016.

BARROS, BENJAMIN FERREIRA DE. 2013. *Gerenciamento de energia: Ações administrativas e técnicas de uso adequado da energia elétrica.* 2013.

ÇENGEL, YUNUS A. 2012. *MECÂNICA DOS FLUIDOS: FUNDAMENTOS E APLICAÇÕES.* 2012.

EASTMAN, C. 2011. *BIM HANDBOOK A Guide to Building Information Modeling for Owners, Managers, Designers, Engineers, and Contractors.* New Jersey : s.n., 2011.

FILHO, J. M. 2005. *Manual de Equipamentos Elétricos .* 2005.

FINOCCHIO, MARCO ANTONIO FERREIRA. 2016. *COMPARAÇÃO ENTRE TRANSFORMADORES A ÓLEO E A SECO.* 2016.

FOX, R. W. 2010. *INTRODUÇÃO À MECÂNICA DOS FLUIDOS.* 2010.

MACINTYRE, ARCHIBALD JOSEPH. 1990. *VENTILAÇÃO INDUSTRIAL E CONTROLE DA POLUIÇÃO.* 1990.

MARCOS, M. H. C. 2009. *Análise da Emissão de CO₂ na Fase Pré-Operacional da Construção de Habitações de Interesse Social Através da Utilização de Uma Ferramenta CAD-BIM.* 2009.

MCQUISTON, F. C. 2005. *Heating, Ventilating and Air Conditioning Analysis and Design.* 2005.

MEIXNER, O. 2005. *An Illustrated Guide To Analytic Hierarchy Process.* 2005.

MESQUITA, ARMANDO LUIS DE SOUSA. 1977. *ENGENHARIA DE VENTILAÇÃO INDUSTRIAL.* SÃO PAULO : s.n., 1977.

NBR-16401. 2008. *INSTALAÇÕES DE AR CONDICIONADOS, SISTEMAS CENTRAIS E UNITÁRIOS.* 2008.

PHILOPATER, ANDREAS. 2017. *ASHRAE HANDBOOK.* 2017.

SAATY, T. L. 2000. *Fundamentals of Decision Making and Priority Theory with the Analytic Hierarchy Process (Analytic Hierarchy Process).* 2000.

SANTOS, ROSELIA DUARTE DOS. 2020. *BIM aplicado para avaliação do Desempenho Térmico em uma residência unifamiliar popular.* 2020.

SILVA, ANDREIA DE OLIVEIRA. 2005. *A ergonomia no ambiente de trabalho: um estudo de caso na SUPGA/SERPRO.* BRASÍLIA : s.n., 2005.

SILVA, JEYDSON LOPES DA. 2017. *CONTROLE EFICIENTE COM FERRAMENTAS DE INTELIGÊNCIA ARTIFICIAL EM UM SISTEMA DE EXAUSTÃO.* 2017.

SOARES, ALEXANDRE KEPLER. 2007. *CALIBRAÇÃO E DETECÇÃO DE VAZAMENTOS EM MODELOS DE SISTEMAS HIDRÁULICOS NO ESCOAMENTO TRANSITÓRIO.* 2007.

SOUSA, HENOR ARTUR DE. 2013. *DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE CONVECTIVO NA CONVECÇÃO NATURAL SOBRE SUPERFÍCIES VERTICAIS COMO OBJETO EDUCACIONAL NA ENGENHARIA.* 2013.

SPITLER, JEFFREY D. 2014. *Load Calculation Applications Manual.* 2014.

TREVIZANO, WALDIR ANDRADE. 2005. *Emprego do Método da Análise Hierárquica (A.H.P.) na seleção de Processadores.* 2005.

VERSAGE, ROGÉRIO DE SOUSA. 2015. *METAMODELO PARA ESTIMAR A CARGA TÉRMICA DE EDIFICAÇÕES CONDICIONADAS ARTIFICIALMENTE.* FLORIANÓPOLIS : s.n., 2015.

WYON, DAVID. 1996. *Indoor environmental effects on productivity.* 1996.

