



**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE
PERNAMBUCO - CAMPUS CARUARU**

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANA JÚLIA CORDEIRO SILVA PINTO

**DIMENSIONAMENTO E INSTALAÇÃO DE UM AMBIENTE CLIMATIZADO:
ESTUDO DE CASO EM UM SHOPPING NO INTERIOR DE PERNAMBUCO**

Caruaru – PE

Outubro/2023

ANA JULIA CORDEIRO SILVA PINTO

DIMENSIONAMENTO E INSTALAÇÃO DE UM AMBIENTE CLIMATIZADO:
ESTUDO DE CASO EM UM SHOPPING NO INTERIOR DE PERNAMBUCO

Trabalho de Conclusão de Curso – TCC apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia Campus Caruaru, em cumprimento às exigências para obtenção do grau de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Felipe Vilar.

Caruaru – PE

Outubro/2023

P659d

Pinto, Ana Júlia Cordeiro Silva

Dimensionamento e instalação de um ambiente climatizado: estudo de caso em um shopping no interior de Pernambuco / Ana Júlia Cordeiro Silva Pinto; orientação de Felipe Vilar – Caruaru, 2023.

55 f.

Trabalho de Conclusão de Curso – (Graduação em Engenharia Mecânica) Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco, Departamento de Engenharia Mecânica, Curso de Engenharia Mecânica, 2023.

1. Refrigeração. 2. Ar condicionado – Equipamento e acessórios. 3. Transferência de calor. 4. Calor - Transmissão. 5. Engenharia Mecânica - IFPE. I. Vilar, Felipe. II. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco. III. Trabalho de Conclusão de Curso. IV. Título.

CDD: 621.56

CDU: 621

ANA JULIA CORDEIRO SILVA PINTO

DIMENSIONAMENTO E INSTALAÇÃO DE UM AMBIENTE CLIMATIZADO:
ESTUDO DE CASO EM UM SHOPPING NO INTERIOR DE PERNAMBUCO

Trabalho de conclusão de curso apresentado ao Instituto Federal De Educação, Ciência E Tecnologia De Pernambuco - Campus Caruaru, como requisito para a obtenção do título de bacharelado em engenharia mecânica.

Caruaru – PE, 09 de outubro de 2023

BANCA EXAMINADORA

Documento assinado digitalmente
 FELIPE VILAR DA SILVA
Data: 10/01/2024 16:09:49-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. Dr. Felipe Vilar da Silva

Instituto Federal De Educação, Ciência E Tecnologia De Pernambuco - Campus Caruaru

Prof. Dr. Diniz Ramos de Lima Junior

Instituto Federal De Educação, Ciência E Tecnologia De Pernambuco - Campus Caruaru

Prof. Dr. Jose Manoel de Sousa

Instituto Federal De Educação, Ciência E Tecnologia De Pernambuco - Campus Caruaru

AGRADECIMENTOS

Não há outra forma de começar sem agradecer a minha mãe, que é, e sempre foi minha maior incentivadora, todos os meus passos e conquistas são sempre por você. Não menos importante, minha irmã pelo apoio incondicional e por sempre estar presente e se fazer presente na minha vida. Ao meu pai, que mesmo não estando mais fisicamente aqui, conquista todos os sonhos comigo. Toda minha gratidão e amor à vocês.

Minha mais sincera gratidão aos amigos que fiz durante essa jornada, alguns deles com papéis muito importantes e que são mais do que meus amigos de faculdade, levarei para a vida.

Agradeço aos meus professores por sempre me impulsionarem e acreditarem, em especial ao meu orientador de projeto de extensão Prof. Diniz Ramos, e por consequência todos os meus colegas de Bajagreste, e meu orientador Prof. Felipe Vilar, desde os primeiros períodos a ajuda deles foram essenciais.

No mais, aos meus familiares e amigos obrigado pelo suporte, não só a mim, mas também a minha mãe e irmã quando foi necessário. E ao meu namorado pelo apoio nessa reta final.

RESUMO

O trabalho aborda a importância do cálculo da carga térmica em projetos, pois influencia o dimensionamento de sistemas de refrigeração, impactando custos iniciais, operacionais e de energia. O conhecimento preciso das condições climáticas locais, como temperatura de bulbo seco e úmido, é essencial para o cálculo da carga térmica.

Além dos cálculos para dimensionamento das cargas, é explorado a classificação de sistemas de condicionamento de ar, como sistemas descentralizados (ex.: split) e sistemas centrais (ex.: água gelada e VRF), analisando o que atenderá melhor as expectativas do projeto em questão: um shopping center no agreste de Pernambuco.

Por fim será analisado o processo de instalação dos sistemas de refrigeração escolhido, com ênfase na qualidade da execução, armazenamento, instalação de tubulações e outros componentes, à fim de que o projeto dimensionado consiga êxito em sua execução, podendo assim cumprir as demandas iniciais do projeto.

Palavras-chave: Sistema de Refrigeração, Carga térmica, Sistemas Centrais de Refrigeração, VRF.

ABSTRACT

The work addresses the importance of calculating thermal load in projects, as it influences the sizing of refrigeration systems, impacting initial, operational and energy costs. Accurate knowledge of local climatic conditions, such as dry and wet bulb temperatures, is essential for calculating heat load.

In addition to calculations for load sizing, the classification of air conditioning systems is explored, such as decentralized systems (e.g. split) and central systems (e.g. chilled water and VRF), analyzing which will best meet the expectations of the project in question: a shopping center in the countryside of Pernambuco.

Finally, the installation process of the chosen refrigeration systems will be analyzed, with emphasis on the quality of execution, storage, installation of piping and other components, so that the scaled project is successful in its execution, thus being able to meet the initial demands of the project.

Keywords: Refrigeration System, Thermal load, Central Refrigeration Systems, VRF.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Carta Psicrométrica	13
Figura 2. Transferência de calor unidimensional por condução em uma parede (placa plana)	17
Figura 3. Resistência térmica em um sistema de associação em série.	20
Figura 4. Resistência térmica em um sistema de associação em paralelo.	20
Figura 5. Instalação Típica da um Hi-wall	23
Figura 6. Evaporador tipo cassete quatro vias da Daikin	23
Figura 7. Evaporadora inverter tipo Built-In	24
Figura 8. Ar condicionado Piso-teto.....	24
Figura 9. Esquema simples de uma torre de resfriamento.....	25
Figura 10. Controle de conforto Individualizado em um sistema VRF.....	27
Figura 11. Esquemático de um sistema VRF	28
Figura 12. Ciclo de Refrigeração do sistema VRF.....	29
Figura 13. Planta das lojas refrigeradas com respectivas áreas	31
Figura 14. Insolação média anual do estado de Pernambuco	32
Figura 15. Radiação direta anual do estado de Pernambuco	33
Figura 16. Esquemática visual do HVAC	39
Figura 17. Fluxograma de atividades	39
Figura 18. Recomendações do Fabricante	40
Figura 19. Armazenamento dos materiais.	40
Figura 20. Instalação das Evaporadoras	41
Figura 21. Suportes da Tubulação.	41
Figura 22. Instalação de dreno.....	42
Figura 23. Procedimento de lavagem da tubulação.....	42
Figura 24. Filtro após processos de limpeza.....	43
Figura 25. Gráfico do tempo normal de secagem a vácuo.	43
Figura 26. Cartilha de utilização e manutenção do proprietário.....	44

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Valores típicos do coeficiente de convecção.....	18
Tabela 2. Resistências térmicas por condução, convecção e radiação.....	19
Tabela 3. Contribuições em pesquisas de VRF.....	27
Tabela 4. Calor dissipado por equipamentos.....	32
Tabela 5. Materiais utilizados na instalação.....	35
Tabela 6. Capacidade das unidades internas na condição e razão de conexão 128% inserida	36

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	10
1.1. JUSTIFICATIVAS E MOTIVAÇÕES.....	10
1.2. OBJETIVO GERAL	12
1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	12
2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	12
2.1. CONFORTO TÉRMICO	12
2.2. CARGA TÉRMICA.....	13
2.2.1. Análise Local.....	15
2.2.2. Carga térmica por pessoas.....	15
2.2.4. Carga térmica devido aos equipamentos	15
2.2.5. Carga térmica devido infiltração e ventilação.....	16
2.2.6. Carga térmica por insolação	16
2.3. TRANSFERÊNCIA DE CALOR	16
2.3.1. Condução.....	17
2.3.2. Convecção	17
2.3.3. Radiação	18
2.3.4. Resistência Térmica	19
2.3.5. Cálculo da carga térmica pelo coeficiente de transferência de calor global	20
2.4. SISTEMAS DE ACONDICIONAMENTO DE AR.....	21
2.4.1. Sistemas descentralizados	22
2.4.2. Sistemas centrais	24
3. METODOLOGIA	29
3.1. ASPECTOS FÍSICOS CONSIDERADOS NO PROJETO	30
3.1.1 Insolação média local	32
3.2. RESISTÊNCIA TÉRMICA DO TELHADO	33
3.3. CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA	34
3.4. ESPECIFICAÇÕES DO SISTEMA VRV IMPLANTADO	34
3.5. INSTALAÇÃO	39
3.6. MANUTENÇÃO	44
4. CONCLUSÃO	46
5. CONSIDERAÇÕES FINAIS	47
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	48

1. INTRODUÇÃO

1.1.JUSTIFICATIVAS E MOTIVAÇÕES

O homem tem melhores condições de vida e de saúde quando seu organismo pode funcionar sem ser submetido à fadiga ou estresse, inclusive térmico, é o que diz Frota (2003), que ainda complementa indicando as principais variáveis climáticas para esse fenômeno: umidade, velocidade do ar e radiação solar incidente.

O Brasil é um país de grande dimensão territorial, sendo o 5º maior país do mundo, com aproximadamente 94% de seu território situado em zona de clima tropical (MENDONÇA, DANNI-OLIVEIRA, 2007). Mais em específico, a região Nordeste do Brasil recebe a máxima intensidade de energia solar, uma vez que essa energia globalmente apresenta maior intensidade na região equatorial (AYOADE 2007, SUDENE, 2015).

Desta forma o conforto térmico apresenta-se como uma característica importante a ser levada em consideração na construção de projetos. De acordo com a NBR 15220-3 (ABNT, 2005), define-se conforto térmico como a satisfação psicofisiológica de um indivíduo em relação às condições térmicas do ambiente. Ruas (1999), de forma mais técnica, define o conforto térmico em um determinado ambiente como a sensação de bem-estar experimentada por uma pessoa, como resultado da combinação satisfatória, nesse ambiente, da temperatura radiante média, umidade relativa, temperatura do ambiente e velocidade relativa do ar com a atividade lá desenvolvida e com a vestimenta usada pelas pessoas.

Segundo Ruas (1999) entre os anos 1970 e 1986, pesquisas comprovaram que o conforto térmico está estritamente relacionado com o equilíbrio térmico do corpo humano, e que esse equilíbrio é influenciado por fatores ambientais e pessoais. Assim, ambientes com as condições favoráveis ao equilíbrio térmico do corpo humano, o homem sente-se bem disposto e em condições desfavoráveis, podem provocar indisposição, diminuição da eficiência no trabalho além de aumentar a possibilidade da ocorrência de acidentes. É importante ressaltar que as condições térmicas dos ambientes laborais não dependem só do clima, mas também do calor introduzido pelas atividades desenvolvidas e pelos equipamentos envolvidos nos processos, bem como pelas características construtivas do ambiente e a sua capacidade de manter condições internas adequadas no que se refere ao conforto térmico das pessoas.

Nelson et al (1987), utilizando câmaras de testes com temperatura e umidade controladas, analisou a relação entre produtividade, fadiga e estado psicológico. Seus resultados mostraram que a produtividade foi maior e a fadiga desenvolveu-se mais lentamente, em ambiente frio do que em ambiente confortável ou quente. Concluiu, ainda, que tanto a concentração quanto o

vigor são consideravelmente mais altos quando o trabalho é desenvolvido em ambientes mais frios.

Para Frota (2003), o conhecimento do clima, aliado ao dos mecanismos de troca de calor e do comportamento térmico dos materiais, permite uma intervenção consciente. Desta forma podemos considerar que no âmbito de projetos empresariais com aglomerado de pessoas, principalmente àqueles localizados na região equatorial, quente e úmida, é de suma importância dimensionar um sistema que propicie condições térmicas amenas, levando em consideração uma otimização no consumo energético.

O condicionamento de ar é uma das mais importantes aplicações da refrigeração, pois ela é responsável em manter condições ambientais dentro da faixa de conforto, controlando temperatura e umidade, para que os ocupantes do recinto possam sentir-se confortáveis e com isso obter o maior rendimento possível em suas tarefas.

Sistemas de condicionamento já eram utilizados há milhares de anos atrás, como os usados na Roma antiga, para aquecimento de água e ar. Para aquecimento de água era utilizado o Calidarium, onde uma fornalha aquecia o reservatório de água. Para o aquecimento do ar era utilizado o Ipoocausto, que era um sistema de túneis subterrâneos, onde uma fornalha aquecia o ar e este circulado pelos ambientes da edificação (ENARCH'83, 1983). Aproveitar as condições naturais do clima e a proteção das edificações da incidência dos raios solares é uma maneira de manter as condições internas de conforto dentro dos padrões aceitáveis. O povo de Mesa Verde, por exemplo, no deserto de Colorado, construía suas habitações protegidas da incidência dos raios solares pelas encostas de pedra. No verão, com o sol mais a pino, a encosta sombreava as edificações e o vento penetrava nas edificações fazendo a renovação do ar interior proporcionando uma climatização natural. No inverno, onde o sol permanecia mais baixo, possibilitava a incidência dos raios solares no interior das habitações, aumentando a temperatura (RUDOFKY, 1981).

Quando as condições climáticas não são favoráveis para uma climatização natural, ou a carga térmica é muito elevada, se faz necessário uma climatização artificial. Neste contexto de eficiência energética, conforto térmico e climatização é apresentado o Sistema de refrigeração Fluxo de refrigerante variável (VRF) ou mais comum no inglês *Variable Refrigerant Flow* (VRF). Para Bhatia (2014) o termo VRF refere-se à capacidade do sistema de controlar a quantidade de refrigerante que flui para cada um dos evaporadores, permitindo o uso de muitos evaporadores de diferentes capacidades e configurações, controle de conforto individualizado, aquecimento e resfriamento simultâneo em diferentes zonas e recuperação de calor. de uma zona para outra. Os sistemas VRF operam no princípio de expansão direta (ED), o que significa

que o calor é transferido para ou do espaço diretamente pela circulação de refrigerante para evaporadores localizados próximos ou dentro do espaço condicionado. O controle de fluxo de refrigerante é a chave para muitas vantagens, bem como o principal desafio técnico dos sistemas VRF.

Por meio deste trabalho objetiva-se apresentar o dimensionamento de um sistema VRF em um centro de empreendimento comercial na cidade de Toritama no agreste de Pernambuco levando em consideração aspectos econômicos e energéticos.

1.2. OBJETIVO GERAL

Propor uma solução econômica e energética eficaz que propicie conforto térmico em um empreendimento comercial no agreste Pernambucano.

1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Revisão bibliográfica dos sistemas de refrigeração tradicionalmente aplicados em centros de empreendedorismo;
- Levantar carga térmica demandada, aspectos geográficos locais e de infraestrutura;
- Dimensionar os equipamentos do sistema de refrigeração;

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1. CONFORTO TÉRMICO

De acordo com PIZZETI (1970) apud CARVALHO (2009), conforto térmico é definido como condições ambientais de temperatura e umidade que proporcionam sensação de bem-estar às pessoas que ali estão.

No corpo humano a perda de calor pode se dar por condução, convecção e radiação. Sendo os fatores de isolamento térmico: as vestimentas. Como fatores fisiológicos determinantes, temos: a idade, a atividade física e estado de saúde.

O conforto térmico pode ser estabelecido com certas combinações de temperatura de bulbo seco e umidade relativa. Estes parâmetros são necessários para serem plotados em um gráfico psicrométrico (Figura 01). Tais combinações formam diversas possibilidades de condições favoráveis para fornecer um conforto térmico aceitável a cerca de 80% das pessoas em um espaço, de acordo pelo Padrão da *American Society of Heating, Refrigerating and Air-*

Conditioning Engineers ASHRAE 55, Condições Ambientais Térmicas para Ocupação Humana.

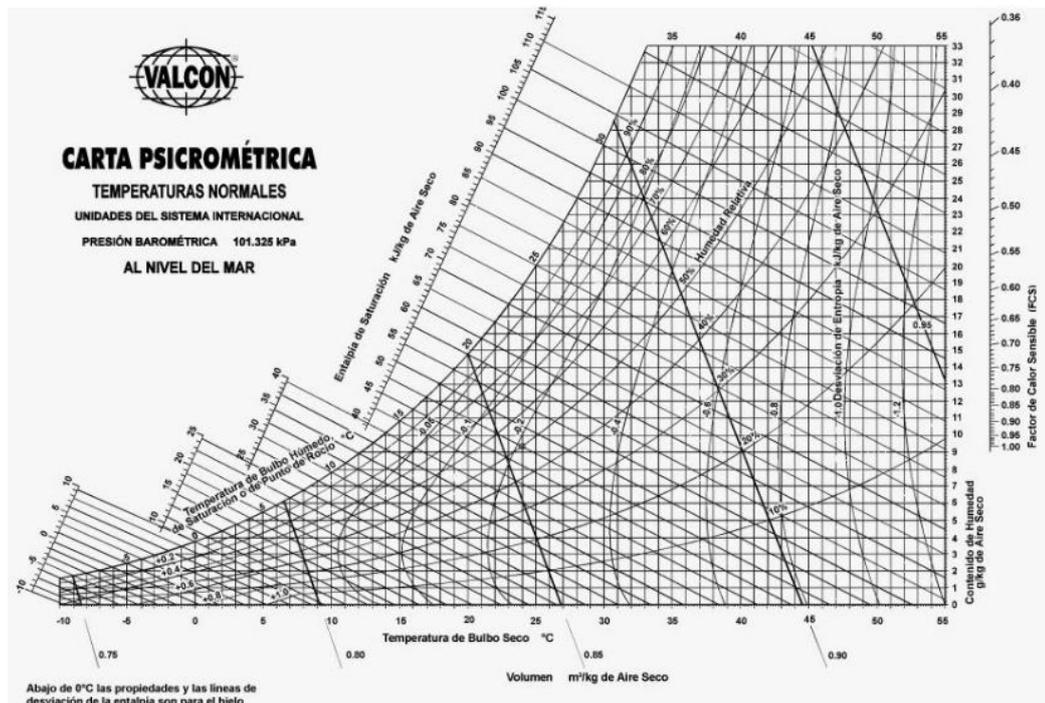


Figura 1. Carta Psicrométrica

Fonte: Bastidas (2020)

2.2. CARGA TÉRMICA

Carga térmica é a quantidade de calor que deve ser retirada ou fornecida a um local ou sistema, por unidade de tempo, objetivando a manutenção de determinadas condições térmicas (Menezes, 2005).

O cálculo de carga de térmica é fundamental ao projeto, uma vez que afeta o dimensionamento de todos os componentes do sistema de refrigeração: ventiladores, tubulação, dutos, difusores, serpentinas, compressores, entre outros. Desta forma, a determinação da carga térmica influencia significativamente o custo inicial de investimento, custo operacional e consumo de energia, além do impacto no conforto térmico e consequentemente a produtividade dos ocupantes. Sendo assim, o cálculo de carga térmica deve descrever com precisão o edifício, com informações e características reais do projeto. Cabe ao projetista discernimento da escolha dos diversos fatores de segurança durante cada estágio do cálculo, uma vez que estes fatores

podem impactar em um valor irreal e superdimensionado do sistema, e conseqüentemente alavanca os custos adicionais (Ferreira, 2018).

A literatura normativa brasileira que norteia os parâmetros para o cálculo da carga térmica é a NBR 16401 - Instalações de ar-condicionado e sistemas centrais unitários, assim como pelo manual internacional da ASHRAE, o *Handbook of Fundamentals 2013 – Chapter 28 – Non Residential Cooling and Heating Load Calculations*. Segundo o Manual de Ar Acondicionado da Carrier (1980), empresa consolidada no ramo de refrigeração em âmbito global, a análise das cargas para condicionamento de ar é essencial para o dimensionamento do sistema adequado e com maior economia. Por este último manual, de forma generalista, para determinação da carga térmica é fundamental:

- a) Levantar as características do local e fontes de cargas térmicas;
- b) Cargas externas;
- c) Cargas Internas.

Destrinchando os aspectos acima citados, os dados de projeto, que são as características da zona a ser calculada são:

- Localização geográfica (características do verão local, altitude, pressão atmosférica);
- Orientação (segundo a rosa dos ventos);
- Tipo de recinto (residência, escritório, teatro, academia, etc.);
- Dimensões físicas da zona térmica (área, volume);
- Tipos de material (tipo de tijolo, revestimento, janela, etc.);
- Condições exteriores (tipo de fachada, cores, sombras);
- Equipamentos (quantidade e potência);
- Pessoas (quantidade, sexo);
- Iluminação (tipo e quantidade);
- Portas (quantidade);
- Temperatura de bulbo seco, úmido e umidade relativa;
- Transmissão de calor pela insolação;
- Transmissão de calor na parede externa e teto;
- Transmissão de calor no vidro, parede e piso internos;
- Calor de ar exterior para renovação.

2.2.1. Análise Local

Uma vez definido o local do projeto, faz-se necessário levantar as informações básicas sobre temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido, as frequências em que essas temperaturas diferem da realidade no período de um ano, a pressão, latitude, mês mais quente e temperatura média anual. Vale salientar que a temperatura de bulbo seco é definida como a temperatura indicada por um termômetro comum, não exposto à radiação, já a temperatura de bulbo úmido é obtida quando o bulbo de um termômetro for coberto com uma mecha de algodão saturado com água, a sua temperatura descerá primeiro rapidamente e depois lentamente até atingir um ponto estacionário, a leitura neste ponto é chamada de temperatura de bulbo úmido do ar. A ABNT NBR 16401 (2008), por exemplo, apresenta esses dados de algumas das principais cidades brasileiras.

2.2.2. Carga térmica por pessoas

A ABNT NBR 16401-1:2008 fornece uma tabela com as taxas típicas de calor sensível e latente liberado por pessoas de acordo com o tipo de atividade e o ambiente em que o mesmo se encontra. A Tabela pode ser observada no Anexo A.

2.2.3. Carga térmica por iluminação

O tipo e a potência das luminárias devem ser obtidos a partir do projeto de iluminação. Na ausência destas informações, devem ser adotados os valores típicos para as densidades de potência de iluminação estipulados com auxílio da NBR 16401-1 (ABNT, 2008). A Tabela pode ser observada no Anexo B.

2.2.4. Carga térmica devido aos equipamentos

A NBR 16401-1 (ABNT, 2008) dispõe de tabelas com as taxas típicas de dissipação de equipamento de escritório (Anexo C), motores elétricos (Anexo D) e também equipamentos de restaurantes/lanchonetes (Anexo E), os quais serão necessários na utilização deste trabalho.

2.2.5. Carga térmica devido infiltração e ventilação

A penetração do ar externo por infiltração ou ventilação implica em um aumento da carga térmica da zona (sensível e/ou latente). Infiltração é o fluxo de ar externo para o interior da edificação através de frestas e do uso de portas localizadas na fachada (ABNT, 2008). A infiltração de ar externo no ambiente afeta tanto a temperatura do ar como a umidade, de maneira não controlada. É importante que as edificações sejam projetadas para reduzir ao mínimo possível a taxa de infiltração, realizando a vedação das superfícies externas, adotando vestíbulos ou portas giratórias, ou mantendo a pressão interna da edificação superior à externa (STOECKER; JONES, 1985).

2.2.6. Carga térmica por insolação

A incidência solar transmite calor por radiação, que por sua vez atravessa as superfícies, penetrando o calor para dentro dos ambientes. Válido ressaltar a quantidade absorvida de radiação solar varia de acordo com o tipo de material e opacidade. Já a sua incidência, segundo Carrier (1980), depende de sua latitude, a hora, o mês e sua orientação. Hoje em dia, o *Clouds and the Earth's Radiant Energy System* (CERES) é um instrumento que orbita a Terra que permite medir tanto a radiação solar refletida quanto a emitida pelo topo da atmosfera até a sua superfície.

2.3. TRANSFERÊNCIA DE CALOR

De acordo com Incropera (2008) a transferência de calor é a energia térmica em trânsito devido a uma diferença de temperatura no espaço. Essa transferência de calor, pode acontecer por três formas: condução, convecção e radiação. Quando a transferência de calor acontece através de um meio estacionário (sólido ou líquido) e existe um gradiente de temperatura, definimos como condução. Convecção se refere à transferência de calor que ocorre entre uma superfície e um fluido em movimento quando eles estiverem em temperaturas diferentes. Já a Radiação acontece por meio da emissão de energia na forma de ondas eletromagnéticas.

2.3.1. Condução

Geralmente, quando se estima a carga máxima de arrefecimento para um espaço, a temperatura do ar exterior é mais elevada do que a temperatura do ar dentro do ambiente. Os ganhos de calor condução mais comuns para um espaço ocorrem por meio do telhado, paredes externas, e janelas. Para a condução térmica, a equação da taxa é conhecida como a Lei de Fourier:

$$q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (1)$$

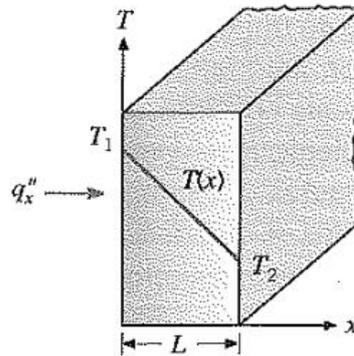


Figura 2. Transferência de calor unidimensional por condução em uma parede (placa plana)

Fonte: Incropera (2008)

O fluxo térmico q (W/m^2) é a taxa de transferência de calor na direção x por unidade de área perpendicular à direção da transferência e ele é proporcional ao gradiente de temperatura dT/dx , nesta direção. O parâmetro k é a condutividade térmica ($W/(m \cdot K)$) e é uma característica do material. O sinal de menos está relacionado ao fato de o calor ser cedido na direção da temperatura decrescente. A Figura 2, ilustra a transferência de calor por condução.

2.3.2. Convecção

Segundo Incropera (2008), a transferência de energia por convecção ocorre no interior de um fluido devido aos efeitos combinados da condução e do escoamento global macroscópico

do fluido. Independentemente da natureza específica do processo de transferência de calor por convecção, a equação apropriada para a taxa de transferência possui a forma:

$$q = h(T_S - T_\infty) \quad (2)$$

Em que q é o fluxo de calor por convecção e é proporcional à diferença entre as temperaturas de superfície e do fluido, T_S e T_∞ , respectivamente. Essa expressão é conhecida como a Lei do Resfriamento de Newton, e o parâmetro h é chamado de coeficiente de transferência de calor por convecção. Incropera ainda ressalta que a determinação do fluxo de calor inicia-se do desafio de se determinar o h , e apresenta valores típicos desta variável de acordo com processo físico, conforme Tabela 1:

Tabela 1. Valores típicos do coeficiente de convecção.

Processo	h (W/(m² K))
Convecção natural	
Gases	2–25
Líquidos	50–1000
Convecção forçada	
Gases	25–250
Líquidos	100–20.000
Convecção com mudança de fase	
Ebulição e condensação	2500–100.000

Fonte: Incropera (2008)

2.3.3. Radiação

Segundo INCROPERA (2008), a transferência de calor por radiação se dá como resultado do deslocamento de fótons de uma superfície para outra. Ao atingir uma superfície, esses fótons podem ser absorvidos, refletidos ou transmitidos. O calor fornecido por radiação pode ser dado pela seguinte equação:

$$Q = \varepsilon A \sigma T_S^4 \quad (3)$$

Em que ε é a emissividade, sendo $0 \leq \varepsilon \leq 1$, essa propriedade fornece uma medida de eficiência na qual uma superfície emite energia em relação ao corpo negro ($\varepsilon = 1$). Tal característica está relacionada do material da superfície e de seu acabamento. σ é a constante

de Stefan-Boltzman, dada por $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{W}/(\text{m}^2\text{K}^4)$. Dessa forma, a Lei de Stefan-Boltzman admite que o poder emissivo superior é dado pela seguinte equação:

$$Q_n = \sigma T_s^4 \quad (4)$$

2.3.4. Resistência Térmica

Segundo Connor (2020), resistência térmica é tida como a medida de uma diferença de temperatura em que determinado material resiste ao fluxo de calor que por ele quer passar. Sendo bastante similar ao conceito de resistência elétrica, porém, aplicando-se ao calor. A tabela a seguir demonstra as fórmulas utilizadas para o cálculo da resistência térmica através da condução, convecção e radiação.

Tabela 2. Resistências térmicas por condução, convecção e radiação.

Tipo de transferência	Fórmula
Condução	$R = \frac{L}{k * A}$
Convecção	$R = \frac{1}{h * A}$
Radiação	$R = \frac{L}{h * A}$

Fonte: Connor (2020).

A resistência pode ser simples e constituída de um único material ou pode ser associada a dois ou mais meios, necessitando calcular a resistência equivalente do conjunto. As associações de materiais, na transferência de calor, podem ser em série ou em paralelo, podendo existir casos que os dois tipos de associação são encontrados em um mesmo sistema.

A associação em série ocorre quando uma mesma onda de calor atravessa dois materiais, sendo que o final de um meio coincide com o início do outro. Já a associação em paralelo permite que, simultaneamente, ondas de calor atravessem dois materiais diferentes. As resistências térmicas seguem a mesma definição da resistência elétrica, portanto a resistência térmica equivalente de um circuito em serie é a soma das resistências:

$$R_{eq} = R_1 + R_2 + \dots + R_n \quad (5)$$

A resistência térmica equivalente de um circuito paralelo pode ser obtida através da seguinte fórmula:

$$\frac{1}{R_{eq}} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} + \dots + \frac{1}{R_n} \quad (6)$$

As figuras 3 e 4 ilustram, respectivamente, sistemas em série e em paralelo, sendo sujeitos a um fluxo de calor.

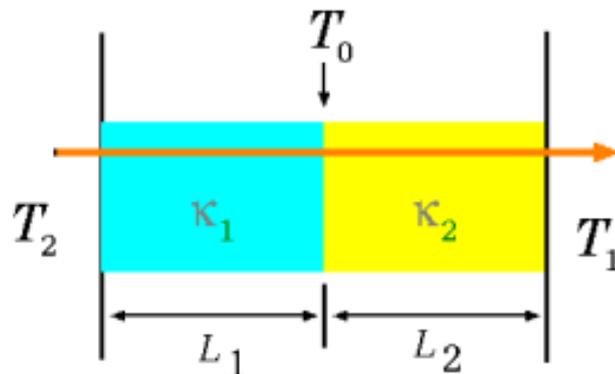


Figura 3. Resistência térmica em um sistema de associação em série.

Fonte: Diehl (2018).

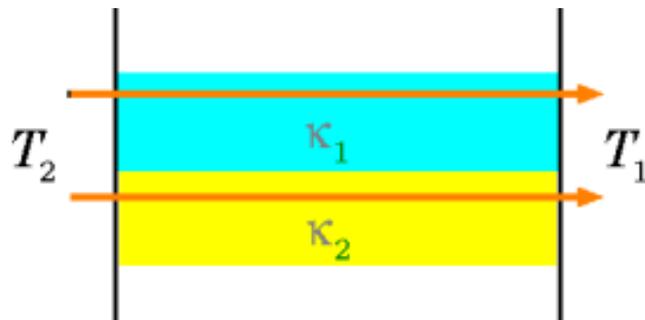


Figura 4. Resistência térmica em um sistema de associação em paralelo.

Fonte: Diehl (2018).

2.3.5. Cálculo da carga térmica pelo coeficiente de transferência de calor global

A transferência de calor também pode ser calculada com auxílio do coeficiente de transferência de calor global U (W/m^2K) com base na diferença entre a temperatura dos dois fluidos, é definida como segue:

$$Q = U \times A \times \Delta T \quad (5)$$

Em que Q representa o fluxo de calor, A representa a área da superfície que ocorre a transferência de calor, e o coeficiente global de transferência de calor (U) descreve a taxa à qual o calor será transferido através da estrutura. As paredes e telhados são tipicamente feitas de camadas de vários materiais. O coeficiente de uma parede ou teto específico é calculado pela soma das resistências térmicas de cada uma dessas camadas e, em seguida, tomando o inverso obtém-se “U”. A ASHRAE tabula a resistência térmica de muitos materiais comuns utilizados na construção de paredes, telhados, tetos e pisos, o que auxilia bastante no cálculo da carga térmica.

Um fator chamado diferença de resfriamento da temperatura de carga (CLTD) é usado para o cálculo da transferência de calor acrescentado devido aos raios solares incidindo sobre as paredes exteriores, telhados e janelas, e à capacidade da parede e do telhado de armazenarem calor (ASHRAE,1997). O CLTD é substituído por ΔT na equação para estimar a transferência de calor por condução.

$$Q = U \times A \times CLTD \quad (6)$$

Tabelas para vários tipos de parede e telhado, bem como fatores de correção para aplicações que diferem a partir destas premissas, podem ser encontrados no manual da ASHRAE (1997). O CLTD aumenta ao longo do dia, em seguida, começa a diminuir no fim da tarde, enquanto o calor armazenado é transferido a partir da parede para dentro do espaço.

Na seção seguinte serão apresentados os sistemas de refrigeração comumente aplicados comercialmente.

2.4. SISTEMAS DE ACONDICIONAMENTO DE AR

A ABNT NBR 16401-1 estabelece uma classificação, em que os sistemas de condicionamento de ar são divididos em dois grupos: sistemas descentralizados e centrais, nas referências ASHRAE 2008b e 2008c, respectivamente. Existem diversos sistemas descentralizados, dentre eles, podemos destacar o ACJ – ar condicionado de janela, o Split, o split de precisão, o multisplit, o splitão, o self contained e o rooftop. Com intuito de dar objetividade ao trabalho, neste presente tópico serão aprofundadas maiores discussões sobre o

sistema split, em sistemas descentralizados. Já para os sistemas centrais, destacam-se o sistema de água gelada e o VRF.

2.4.1. Sistemas descentralizados

Sistema descentralizado é definido como sendo composto por uma ou mais unidades condicionadoras, que atendem a um recinto isolado ou a um grupo de recintos pertencentes à mesma zona térmica, ou seja, mesmo perfil de carga térmica, de acordo com a NBR 16401-1. Esse tipo de sistema é indicado para instalações de pequeno e médio porte, que requeiram simplicidade na instalação e baixo custo inicial. Contudo também pode ser adequado para edificações com várias zonas térmicas, como escritórios, centros comerciais, fábricas, escolas, centros de saúde, hotéis, motéis, apartamentos e casas de repouso. E por fim, também são comumente aplicados em instalações que requerem altos níveis de desempenho especializados, tais como Centro de Processamento de Dados (CPDs), salas de informática e laboratórios de pesquisa.

2.4.1.1. Sistemas split

De acordo com Oliveira (2014), esse é um sistema de refrigeração dividido em dois blocos, constituído por uma unidade de tratamento de ar de expansão direta, de pequena capacidade, instalada dentro do ambiente a que serve (unidade evaporadora), usualmente projetada para insuflação do ar e por uma instalação externa, a unidade condensadora. Este sistema dispõe de quatro tipos de evaporadoras (Hi-Wall, Piso teto, Cassete e dutada / Built In), o que permite maior versatilidade dos equipamentos com os projetos de arquitetura local. É possível realizar o controle individual de funcionamento e da temperatura.

a) Hi-wall

É o tipo mais comum de split, instalado na parede, é indicado principalmente para residências e estabelecimentos comerciais de pequeno porte.

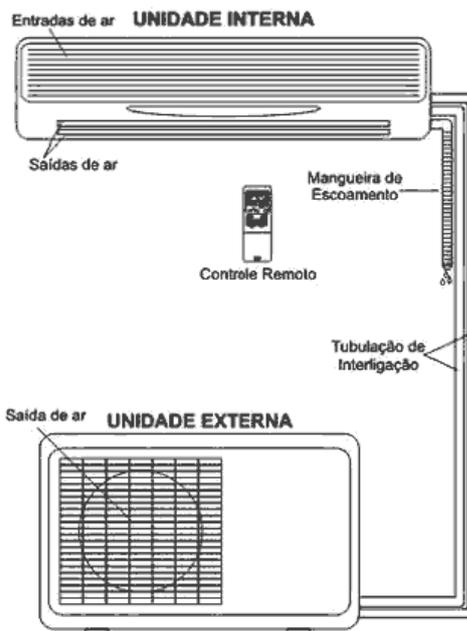


Figura 5. Instalação Típica da um Hi-wall

Fonte: Portal do Eletrodoméstico (2012).

Atualmente este equipamento está sendo comercializado com tecnologia inverter, com compressor de rotação variável, o que permite uma redução de até 40% no consumo de energia. Além de que, equipamentos com essa tecnologia utilizam o gás refrigerante ecológico R410A, que não é nocivo à camada de ozônio.

b) Cassete:

Este modelo chega a possuir até quatro vias de saída de ar, o que contribui para uma melhor distribuição do mesmo no ambiente. É indicado para ambientes de médio porte em virtude da sua maior capacidade térmica



Figura 6. Evaporador tipo cassete quatro vias da Daikin

Fonte: Daikin (Loja).

c) Dutado (Built In)

Segundo Oliveira (2014), o split dutado é um sistema normalmente indicado para ambientes grandes onde o ar deva ser distribuído uniformemente, ou para climatização de vários ambientes que apresentam condições de conforto semelhantes simultaneamente. Contudo, o controle de temperatura é restrito a um único ponto.

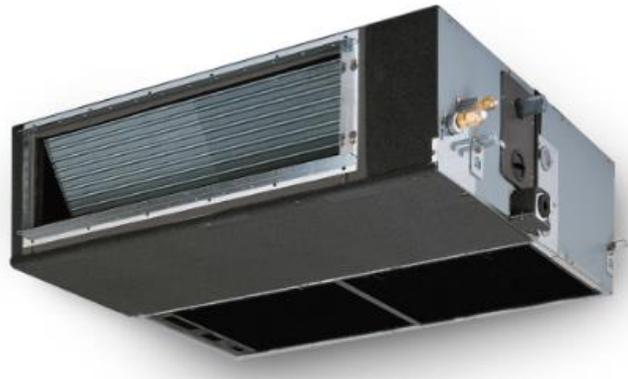


Figura 7. Evaporadora inverter tipo Built-In

Fonte: Daikin (Loja).

d) Piso-teto

Destaca-se por poder ser instalado sobre o piso, parede ou o teto. E geralmente apresenta uma capacidade de refrigeração relativa para médio porte, variando normalmente de 17.000 a 60.000Btu/h.



Figura 8. Ar condicionado Piso-teto

Fonte: Daikin (Loja).

2.4.2. Sistemas centrais

É composto por uma unidade condensadora interligada a várias unidades evaporadoras alocadas em diversos ambientes. São amplamente difundidos em aplicações de grande porte como edifícios e em empreendimentos comerciais, por exemplo. Destacam-se o sistema de água gelada e o de volume de refrigerante variável VRV.

2.4.2.1. Água gelada

O sistema consiste em uma central onde uma ou mais unidades de tratamento de ar, cada uma operada e controlada independentemente das demais, são supridas com água gelada (ou outro fluido térmico) produzida numa central frigorífica constituída por um ou mais grupos resfriadores de água e distribuída por bombas, em circuito fechado. É comum nesse sistema a utilização de uma torre de resfriamento que permite através da evaporação de uma pequena quantidade de água, transmitir calor para o ar de forma que a água possa ser empregada novamente para resfriamento, devendo-se repor ao circuito apenas a parte de água perdida por evaporação. O esquema da torre de resfriamento pode ser observado conforme a Figura 9.

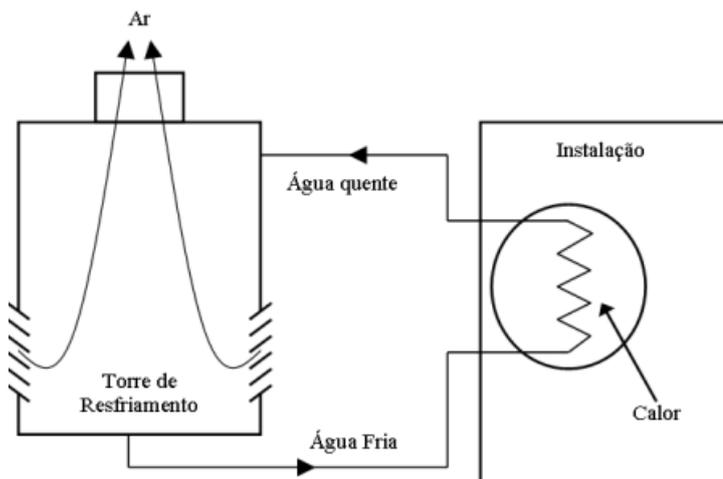


Figura 9. Esquema simples de uma torre de resfriamento

Fonte: USP (2018),

Outro componente importante é o chiller, que nada mais é que um resfriador de líquidos. É um equipamento que opera em projetos de circuito frigoríferos, para produção de água gelada. O resfriador é o coração de qualquer sistema de ar condicionado. É capaz de trabalhar com uma

grande variação de temperatura, podendo até ser negativa quando utilizados aditivos (SILVA, 2006).

Por fim temos O fancoil, que segundo Oliveira (2014), trata-se de um módulo que comporta em seu interior uma serpentina de cobre ou alumínio onde circula água gelada, um ventilador provido de motor e correias que tem a função de captar o ar do ambiente, passar este ar por um sistema de filtros, e após, pela serpentina onde será refrigerado e devolver através do insuflamento ao mesmo ambiente já refrigerado e filtrado.

2.4.2.2.Sistema variable refrigerant flow (VRF)

De acordo com a CoolAutomation (2019) os termos VRV (Variable Refrigerante Volume) e VRF (Variable Refrigerant Flow) são dois termos utilizado para a mesma tecnologia de sistemas HVAC (Heating, Ventiling and Air Conditioning). Contudo, o termo VRV foi registrado pela Daikin no início dos anos 80, atualmente o termoVRF tornou-se mais comum para esses tipos de sistemas.

De forma mais objetiva o sistema VRF tem a capacidade de controlar a quantidade de refrigerante fluindo para cada um dos evaporadores, permitindo o uso de muitos evaporadores de diferentes capacidades e configurações, controle de conforto individualizado, aquecimento e resfriamento em diferentes zonas e recuperação de calor de uma zona para outra, como mostrado na Figura 10. Bhatia (2014) afirma que os sistemas VRF operam no princípio de expansão direta (ED), o que significa que o calor é transferido para ou do espaço diretamente circulando refrigerante para evaporadores localizados perto ou dentro do espaço condicionado. O controle do fluxo de refrigerante possibilita muitas vantagens, assim como um grande desafio técnico para os sistemas VRF.

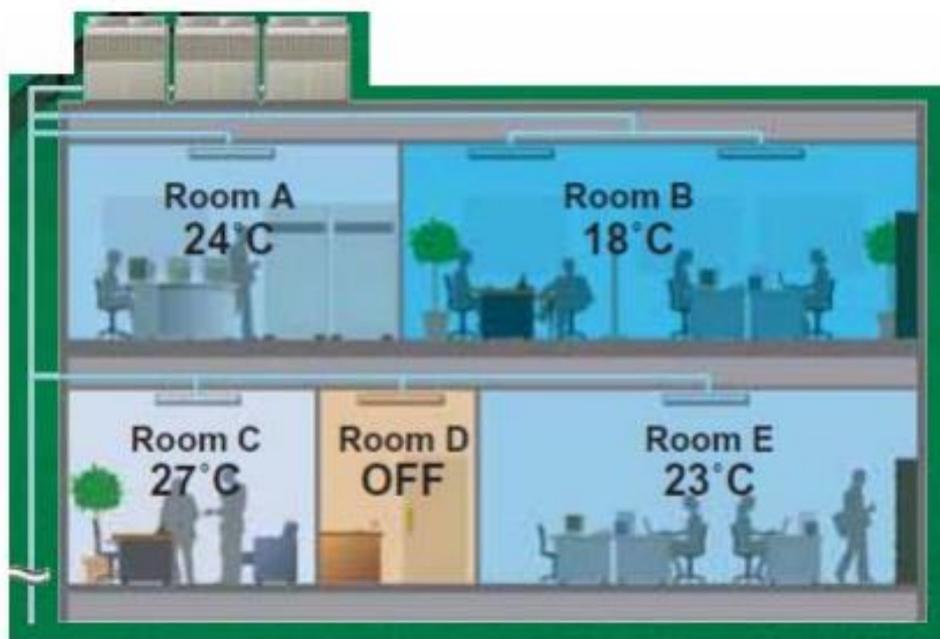


Figura 10. Controle de conforto Individualizado em um sistema VRF

Fonte: Bhatia (2014)

Jorwal (2020) cita a contribuição de pesquisas de diversos autores sobre esta temática, dentre elas podemos destacar na Tabela 3, os achados de alguns autores.

Tabela 3. Contribuições em pesquisas de VRF

Autor	Achado
Dongsu Kim et al	O sistema de fluxo de refrigerante variável tem sido popular em muitos países asiáticos e europeus com vários benefícios, incluindo: facilidade de lançamento, flexibilidade do modelo, manutenção e eficiência energética.
Suhafizudin Bin Zainal Anuar et al	Atualmente, a maioria dos fabricantes de sistemas HVAC oferecem sistemas VRV para ser usado em edifícios de médio e grande porte.
Piljae	A análise mostra que o sistema VRF usa 17% e 73% menos energia do que o sistema rooftop nas estações de resfriamento e aquecimento, respectivamente.
W. Goetzler	O sistema VRF pode ser facilmente instalado, fácil manutenção, conforto humano, eficiência energética é alta em comparação com outros sistemas.

Fonte: Jorwal (2020) Adaptado

Anuar (2017) relata que o sistema VRF pode ser instalado em dois formatos: o de dois tubos e o de três tubos. Em um sistema de dois tubos, comumente referido como sistema de bomba de calor, todas as zonas devem estar em modo refrigeração ou todas devem estar em aquecimento. Já o sistema de três tubos tem a capacidade de aquecer simultaneamente certas zonas enquanto resfria outras. Kamal (2021) afirma que um sistema típico VRF consiste em apenas uma unidade externa (compreendendo um ou vários compressores), conectada por meio de tubulação e fios elétricos em várias unidades distribuídas de refrigeração. Além disso, o sistema tem como princípio de funcionamento a utilização de apenas um único refrigerante em todos o sistema; A utilização de compressores inversores que permitem diminuir a potência consumo com cargas parciais de resfriamento/aquecimento; vários manipuladores de ar (unidades internas) no mesmo circuito/loop refrigerante; Capacidade de expansão modular (especialmente aplicável para grandes projetos que tendem a expandir gradualmente em várias etapas). A Figura 11, apresenta um esquema de um sistema VRF:

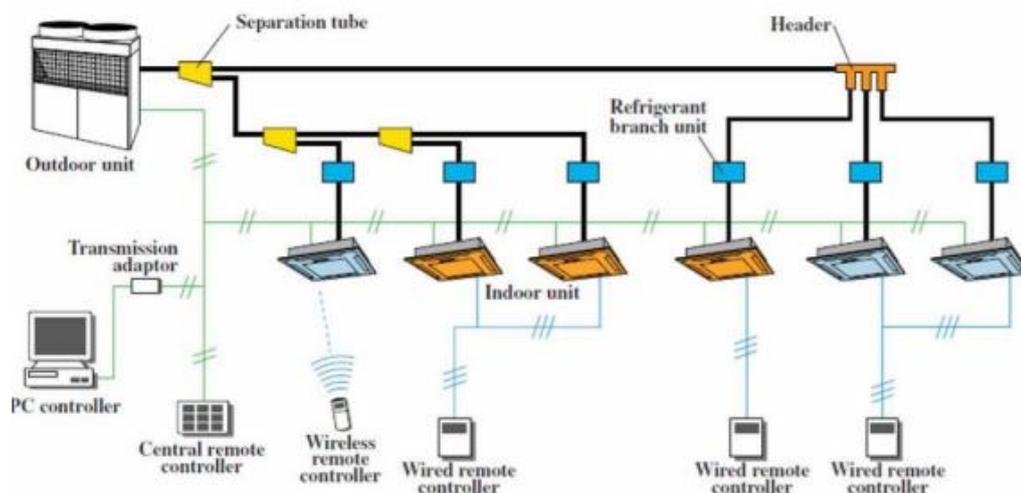


Figura 11. Esquemático de um sistema VRF

Fonte: Kamal (2021)

Pelo sistema acima percebemos que o controle pode ser feito da seguinte forma: uma determinada temperatura é selecionada como entrada no sistema a partir dos controles, sejam eles com fio ou sem fio. Em seguida o controlador com o transmissor e computador são responsáveis de mandar o sinal necessário para a unidade externa para que o sistema atenda a devida condição desejada. Além disso, podemos observar o ciclo de refrigeração do sistema por meio da Figura 12.

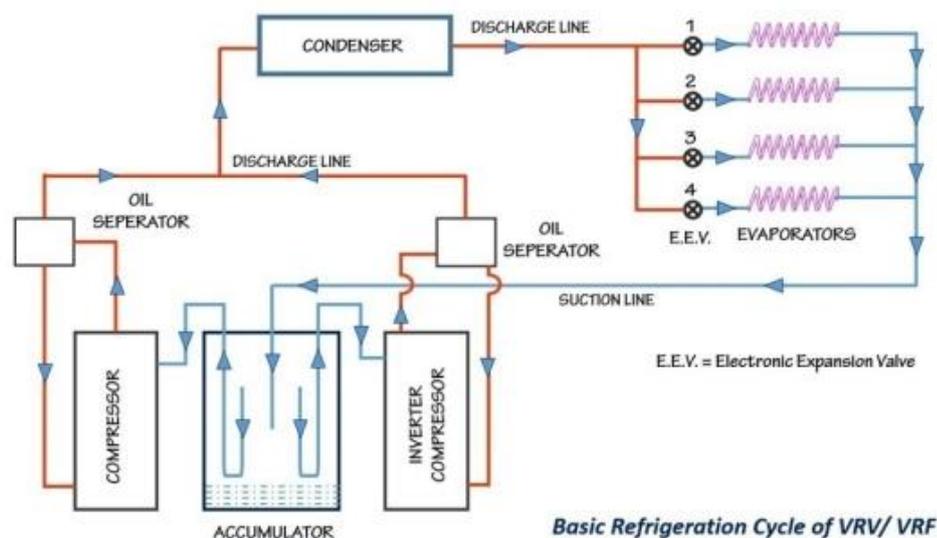


Figura 12. Ciclo de Refrigeração do sistema VRF

Fonte: Kamal (2021)

Podemos observar pela figura acima que o sistema possui válvulas de expansão individuais para cada um dos evaporadores que estão ligados ao acumulador capaz de alimentar tanto o compressor tradicional quanto o compressor inverter.

Oliveira (2014) ressalta que o sistema VRF, atualmente, é o sistema mais moderno e versátil do mercado. Sua aplicabilidade atende especificações de um sistema de água gelada, tanto na capacidade de condicionar amplos ambientes quanto na possibilidade de dimensionamento levando-se em consideração a simultaneidade de carga térmica ao longo do dia. E por esse motivo esse sistema será selecionado para o dimensionamento que será detalhado nas próximas seções de metodologia e resultados.

3. METODOLOGIA

O estudo de caso foi realizado em um shopping center na cidade de Toritama, estado de Pernambuco. Um dos mais importantes centros comerciais do agreste Pernambucano, com foco na venda de produtos do segmento da moda, este estabelecimento é composto de 9 ha divididos em cerca de 1.000 lojas, praça de alimentação e estacionamento para um pouco mais de 2.000 veículos. Este trabalho demonstra o projeto de climatização de 25 lojas que fazem parte do complexo comercial.

3.1. ASPECTOS FÍSICOS CONSIDERADOS NO PROJETO

Diversos fatores físicos influenciam na capacidade necessária de refrigeração do sistema, como a área do ambiente, a quantidade de pessoas que ali circulam e os equipamentos elétricos usados – televisão, iluminação, computadores, entre outros. As lojas refrigeradas possuem áreas que variam de 13 m² até 21 m², o que reforça a necessidade de um sistema *Variable Refrigerant Volume* (VRV), onde as unidades são automatizadas conforme suas necessidades.

As lojas recebem, segundo seus proprietários ou locatários, o máximo de seis pessoas simultaneamente e, na maioria das lojas, existem de dois a três funcionários. Sendo assim, para o cálculo da carga térmica devido ao corpo humano, considerou-se uma média de 9 pessoas simultaneamente em cada ambiente. Os equipamentos elétricos considerados foram uma televisão, um computador, dois carregadores que podem ser de celulares ou de máquinas de cartão de crédito, três lâmpadas para iluminação do ambiente e um painel de led decorativo para cada loja.

O cálculo das taxas típicas de calor liberado por pessoa foi feito de acordo com a ANT 16401-1:2008 (ANEXO A). Considerado o local uma loja de varejo ou de departamento, realizando um nível de atividade parado em pé, trabalho moderado e caminhando, o calor total gerado por pessoa é de 130 W, sendo 75 W de calor sensível e 55 W de calor latente, um valor ajustado para homem e mulher. Portanto, o calor total liberado por nove pessoas em cada um desses ambientes é de 1.170 W.

A planta a seguir – Figura 13 – demonstra qual é a área de cada loja e como elas estão organizadas no complexo comercial, bem como os aparelhos internos instalados. É possível observar ainda que as lojas que possuem uma área maior receberam evaporadoras centralizadas, de maneira que o fluxo de ar seja o mais uniforme possível, já as salas menores, conseguem atender a demanda com uma unidade evaporadora comum, tipo split.

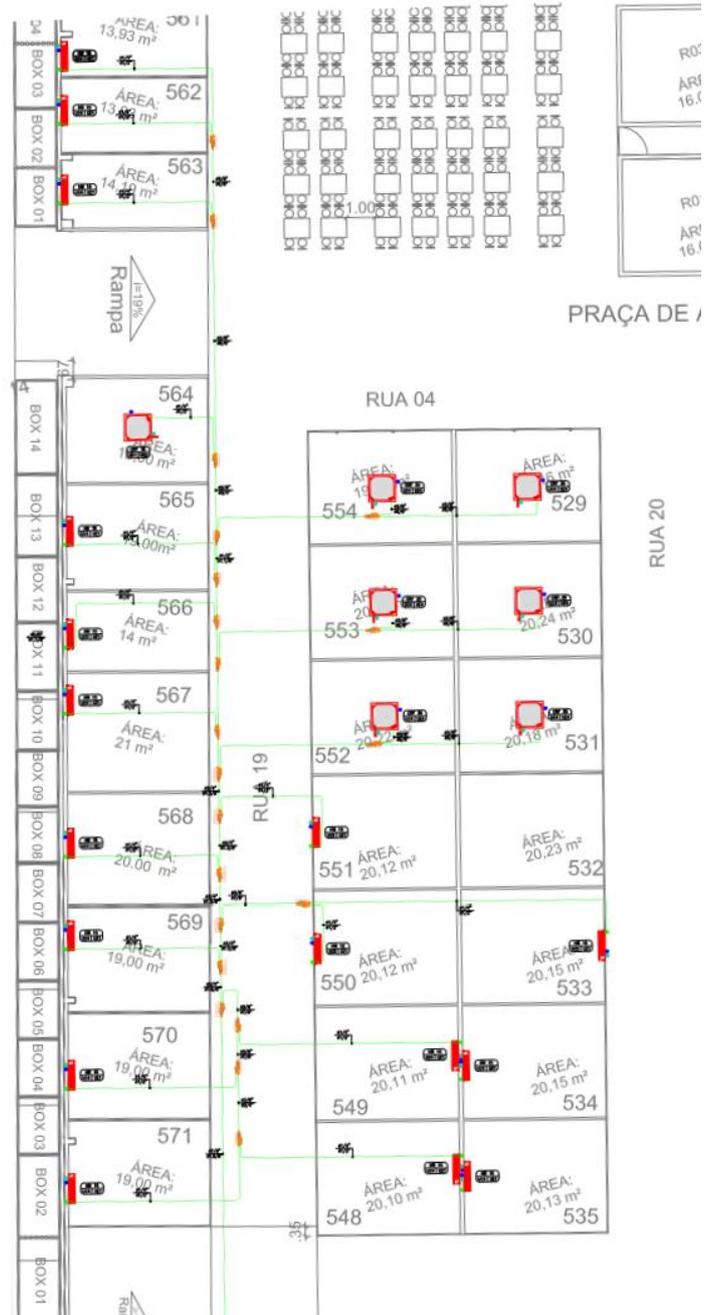


Figura 13. Planta das lojas refrigeradas com respectivas áreas

Fonte: Autoral.

Os equipamentos elétricos e de iluminação que compõem a área possuem, também, suas respectivas cargas térmicas. Os Anexos B e C foram utilizados para calcular o valor relativo dos equipamentos listados na Tabela 4.

Tabela 4. Calor dissipado por equipamentos

Equipamento	Calor dissipado
Televisão Grande	80 W
Computador (CPU e monitor médio)	135 W
Carregadores (2)	22 W
Luzes Fluorescentes (3)	51 W
Painel Decorativo em Led	15 W
Total	303 W

Fonte: Tabela autoral.

3.1.1 Insolação média local

A cidade de Toritama possui um clima semiárido, ou seja, mesmo apresentando chuvas no outono e inverno, é um local quente e com um dos índices pluviométricos mais baixos do agreste pernambucano. A temperatura da cidade varia entre 25°C e 35°C no verão, porém, no inverno, pode cair até os 20°C. Devido a sua localização no estado de Pernambuco, Toritama, segundo o Atlas Eólico Solar, a insolação média anual é de 7,5 horas.

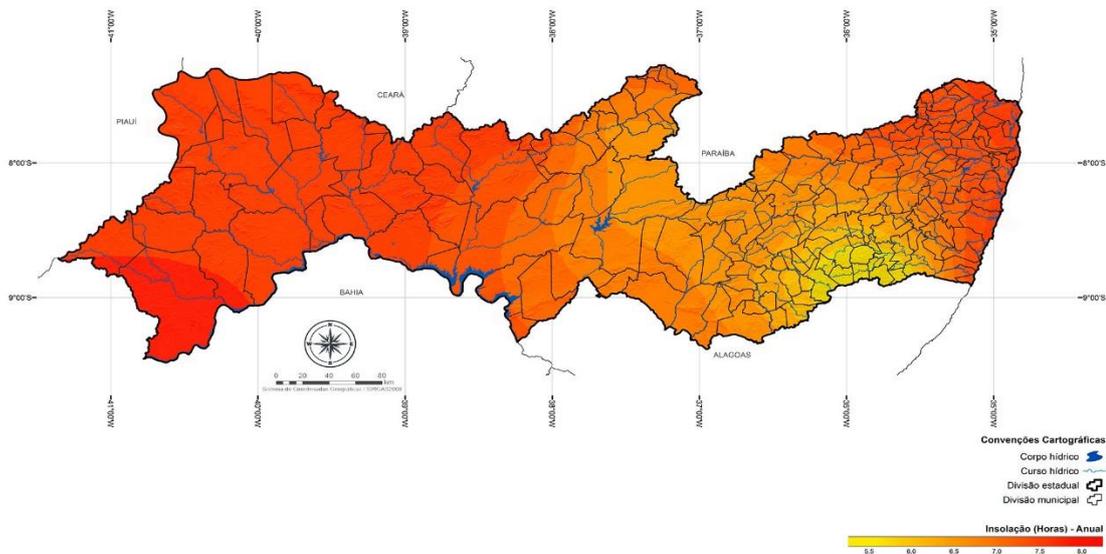


Figura 14. Insolação média anual do estado de Pernambuco

Fonte: Paulo Câmara, Raul Júnior e Luiz Ayres - Atlas Eólico Solar (PE).

A radiação direta também deve ser conhecida e é de extrema importância para que se estabeleça a capacidade de refrigeração no ambiente. A Figura 15 demonstra a radiação direta

no estado de Pernambuco, configurando o município de Toritama com uma radiação direta de aproximadamente 3,9 kWh/m²/dia.

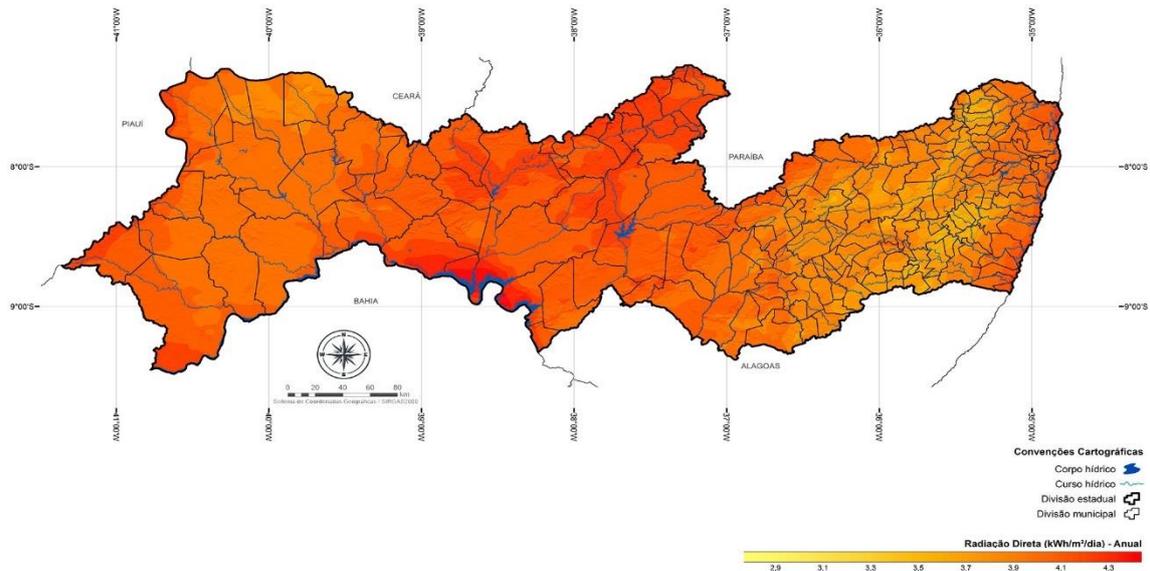


Figura 15. Radiação direta anual do estado de Pernambuco

Fonte: Paulo Câmara, Raul Júnior e Luiz Ayres - Atlas Eólico Solar (PE).

3.2. RESISTÊNCIA TÉRMICA DO TELHADO

A resistência térmica equivalente de cada ambiente é composta por um telhado de fibrocimento e um forro de PVC, ou seja, existe uma associação em série de resistência térmica, ambas por condução. Calcular a resistência térmica equivalente depende das constantes de condutividade tanto do fibrocimento, como do PVC, que são, respectivamente 0,65 W/m.K e 0,16 W/m.K.

É necessário ainda saber as espessuras e as áreas de ambos os materiais. A espessura do fibrocimento é de 10 mm e do forro de PVC 50 mm. Já as áreas são de mesmo valor, 1 m². A equação (6) expressa o cálculo e o resultado da resistência equivalente entre o telhado e o forro de PVC.

$$R_{eq} = \frac{10 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0,65 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \cdot 1 \text{ m}^2} + \frac{50 \cdot 10^{-3} \text{ m}}{0,16 \frac{\text{W}}{\text{mK}} \cdot 1 \text{ m}^2} = 0,3278 \frac{\text{K}}{\text{W}} \quad (6)$$

3.3. CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA

Considerando que todas as salas possuem as mesmas características, tanto de equipamentos eletrônicos no ambiente, como a média de pessoas circulando, foi realizado no trabalho apenas o cálculo da Loja 571 como demonstração. No entanto, todos os valores calculados encontram-se na Tabela 6, no próximo subtópico.

A carga térmica foi calculada através do coeficiente de transferência de calor global (U), uma vez que a resistência térmica equivalente do telhado é conhecida e o coeficiente de transferência é o inverso da resistência. Utilizou-se ainda a área (A) da loja em questão que é 19 m² e o diferencial de temperatura (ΔT) de 25,6 seguindo o Anexo F. Dessa forma, a seguir obtém-se o valor da carga térmica.

$$Q = U * A * \Delta T = 3,0506 \frac{W}{m^2K} * 19 m^2 * 25,6 K = 1483,81W \quad (7)$$

A esse valor encontrado de Q, acrescenta-se 303 W, referentes ao calor gerado por equipamentos, como mostra a Tabela 4 anteriormente e 1.170 W que calor gerado pelo número médio de pessoas que vão ocupar os espaços das lojas diariamente. Dessa forma a carga térmica da loja 571 é de 2956,81 W, o equivalente a 10.094,95 BTUs.

As salas que possuem uma área menor – entre 13 e 15 m² – demandam uma capacidade de refrigeração e climatização um pouco menor. No entanto, a empresa que fornece os equipamentos não possuía, no período da instalação do sistema, maquinário que atendesse a essa demanda reduzida, sendo a calculada como exemplo a menor utilizada no projeto e, conseqüentemente, utilizada nas salas com demandas inferiores.

3.4. ESPECIFICAÇÕES DO SISTEMA VRV IMPLANTADO

Escolheu-se o sistema VRV para o caso, principalmente por precisar de apenas uma unidade externa e por possibilitar a mudança dos fluxos para cada unidade interna, de maneira otimizada. Foi utilizada como unidade externa o VRV Inova 380V, distribuído pela Daikin e as unidades internas variou conforme a disponibilidade do ambiente e a adequação arquitetônica de cada loja. Na tabela 5 é possível observar todos os materiais utilizados para a instalação do sistema.

Tabela 5. Materiais utilizados na instalação

Modelo	Quantidade	Descrição
RXQ20TAYM	3	Resfriamento apenas VRV IV(TAYM)
FXAQ40AVM	17	VRV A(AVM) - Montado na parede
FXFQ40AVM	1	VRV F(AVM) - Cassete Round Flow
FXFQ80AVM	6	VRV F(AVM) - Cassete Round Flow
KHRP26A22T	10	Kit REFNET de derivação
KHRP26A33T	3	Kit REFNET de derivação
KHRP26A72T	5	Kit REFNET de derivação
KHRP26A73T + KHRP26M73TP	6	Kit REFNET de derivação
BRC1E63	25	Wired Remote Controller (Navigation Remote Controller)
BYCQ125EAF	9	Standard painel (Fresh white)
BHFP22P151	1	Outdoor unit multi connection piping kit
R410A	33,5kg	Carga extra de refrigerante
Tubulação ¼"	111,4m	
Tubulação ⅜"	82,0m	
Tubulação ½"	113,4m	
Tubulação ⅝"	69,9m	
Tubulação ¾"	18,1m	
Tubulação ⅞"	59,4m	
Tubulação 1⅛"	6,2m	
Tubulação 1⅜"	4,2m	
Tubulação 1⅝"	57,0m	

Fonte: Tabela autoral.

A capacidade necessária para a unidade externa foi de 316.663 BTU/h e os valores das capacidades das unidades internas estão na tabela 6, considerando uma condição e razão de conexão de 128% inserida. Além disso, os valores de capacidade das unidades internas e externas são para um sistema VRV que opera com uma temperatura de evaporação de 9°C. A unidade externa foi colocada no mesmo nível das unidades internas.

Tabela 6. Capacidade das unidades internas na condição e razão de conexão 128% inserida

Nome	FCU	Tmp C	Rq TC	Cap. Total Máx.	Rq SC	Cap. Sensí vel Máx.	Te vap	Tm p H	Rq HC	Cap. Aqu ec. Máx	Flux o de ar
		°C	BTU /h	BTU/ h	BT U/h	BTU /h	°C	°C	BT U/h	BTU /h	m ³ /h
Loja 549	FXAQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10095	n/a	8735	9,0	n/a	n/a	n/a	732
Loja 570	FXAQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10095	n/a	8735	9,0	n/a	n/a	n/a	732
Loja 548	FXAQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10095	n/a	8735	9,0	n/a	n/a	n/a	732
Loja 571	FXAQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10095	n/a	8735	9,0	n/a	n/a	n/a	732
Rota do Mar	FXFQ 80AV M	24,0 / 50%	n/a	20301	n/a	1772 9	9,0	n/a	n/a	n/a	1350
Circul ação Rua 02	FXFQ 80AV M	24,0 / 50%	n/a	20301	n/a	1772 9	9,0	n/a	n/a	n/a	1350
Loja 569	FXAQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10095	n/a	8735	9,0	n/a	n/a	n/a	732
Circul ação Rua 19	FXFQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10748	n/a	1028 4	9,0	n/a	n/a	n/a	1020

Rota do Mar	FXFQ 80AV M	24,0 / 50%	n/a	20301	n/a	1772 9	9,0	n/a	n/a	n/a	1350
Loja 568	FXAQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10095	n/a	8735	9,0	n/a	n/a	n/a	732
Rota do Mar	FXAQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10095	n/a	8735	9,0	n/a	n/a	n/a	732
Rota do Mar	FXFQ 80AV M	24,0 / 50%	n/a	20301	n/a	1772 9	9,0	n/a	n/a	n/a	1350
Loja 567	FXAQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10095	n/a	8735	9,0	n/a	n/a	n/a	732
Circulação Rua 19	FXFQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10748	n/a	1028 4	9,0	n/a	n/a	n/a	1020
Rota do Mar	FXFQ 80AV M	24,0 / 50%	n/a	20301	n/a	1772 9	9,0	n/a	n/a	n/a	1350
Loja 566	FXAQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10095	n/a	8735	9,0	n/a	n/a	n/a	732
Rota do Mar	FXFQ 80AV M	24,0 / 50%	n/a	20301	n/a	1772 9	9,0	n/a	n/a	n/a	1350
Loja 565	FXAQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10095	n/a	8735	9,0	n/a	n/a	n/a	732

Rota do Mar	FXAQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10095	n/a	8735	9,0	n/a	n/a	n/a	732
Rota do Mar	FXAQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10095	n/a	8735	9,0	n/a	n/a	n/a	732
Rota do Mar	FXFQ 80AV M	24,0 / 50%	n/a	20301	n/a	1772 9	9,0	n/a	n/a	n/a	1350
Loja 563	FXAQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10095	n/a	8735	9,0	n/a	n/a	n/a	732
Loja 562	FXAQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10095	n/a	8735	9,0	n/a	n/a	n/a	732
Loja 561	FXAQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10095	n/a	8735	9,0	n/a	n/a	n/a	732
Loja 564	FXAQ 40AV M	24,0 / 50%	n/a	10095	n/a	8735	9,0	n/a	n/a	n/a	732

Fonte: Tabela autoral.

Algumas lojas, por possuírem uma área reduzida – entre 13 m² e 15 m² – em comparação com as demais, acabam exigindo uma capacidade muito menor, sendo que não existe equipamento no mercado para tal. Por isso, considerou-se que a capacidade de resfriamento fosse igual a menor calculada acima delas, ou seja, a de 19 m².

A Figura 16 permite visualizar o esquema de distribuição entre as unidades externas e internas do sistema *Heating, Ventilating and Air Conditioning* (HVAC), utilizando o VRV.

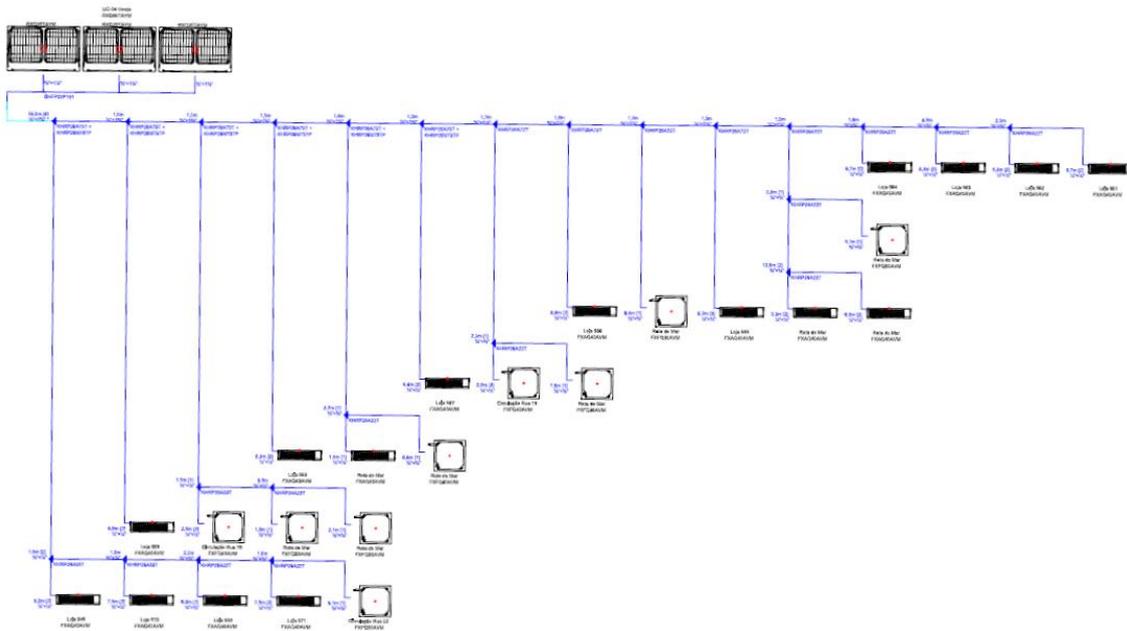


Figura 16. Esquemática visual do HVAC

Fonte: Imagem autoral.

3.5. INSTALAÇÃO

Com a fase de projeto e a seleção das máquinas finalizadas, dá-se início a fase de instalação. Para facilitar o acompanhamento das etapas foi elaborado um fluxograma das atividades, apresentado abaixo na Figura 17.

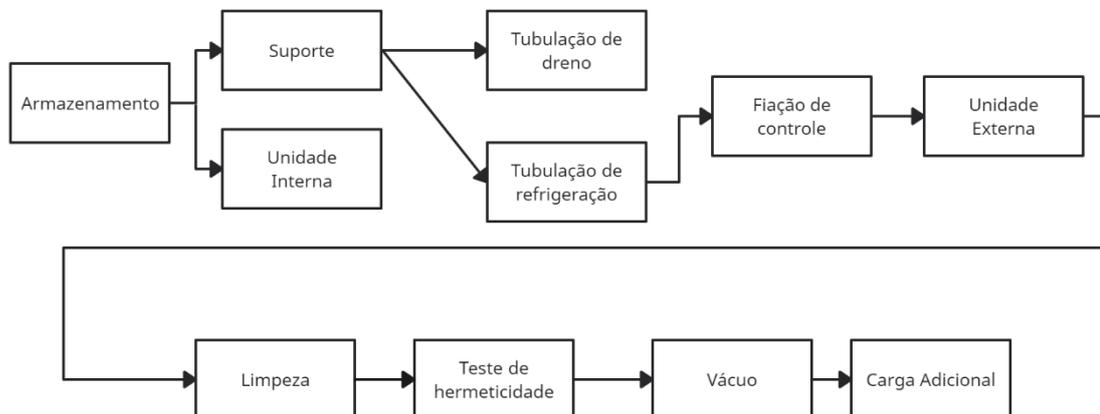


Figura 17. Fluxograma de atividades

Fonte: Imagem autoral.

Com a seleção das máquinas e materiais finalizados, serão feitos os processos de orçamento e compras dos materiais, com a chegada desses componentes à obra se faz necessário um

armazenamento de acordo com as exigências que o material precisa. Para os maquinários, armazenar de acordo com o fabricante (Figura 18) e materiais, de forma que fique menos exposto possível (Figura 19).

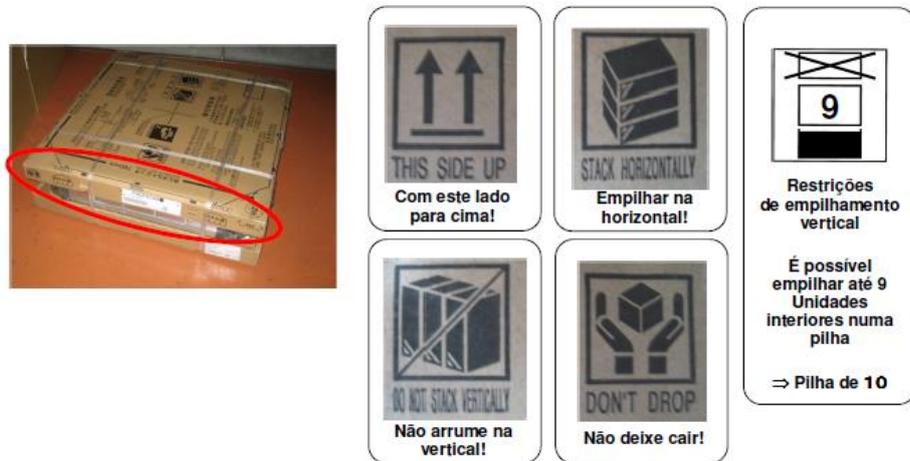


Figura 18. Recomendações do Fabricante

Fonte: Imagem autoral.



Figura 19. Armazenamento dos materiais.

Fonte: Imagem autoral.

Estando todos os itens de posse dos instaladores e o procedimento de armazenamento realizado da forma indicada, será feita a instalação dos suportes da tubulação, tanto do dreno quanto da tubulação de refrigerante (Figura 20), paralelo a isso também será feito a parte de infraestrutura para instalação das unidades evaporadoras (Figura 21). Finalizando a parte dos suportes está liberado a montagem das tubulações de água, o dreno, e do refrigerante.



Figura 210. Suportes da Tubulação.

Fonte: Imagem autoral.



Figura 201. Instalação das Evaporadoras

Fonte: Imagem autoral.

A tubulação de cobre, será feita de acordo com o projeto, seguindo as especificações do fabricante e do material. Alguns cuidados são necessários ao manusear os tubos de cobre ou ao realizar os procedimentos para instalação, como: expansão, dobramento e a brasagem.

Segundo Batalha (2003), brasagem é um processo térmico para a junção e revestimento de materiais metálicos com a ajuda de um metal de adição fundido (meio de brasagem), na maioria dos casos mediante o emprego de meio fluxante e / ou gás de proteção da brasagem. Ao contrário da soldagem, o material de adição ou de brasagem é diferente e tem um ponto de fusão mais baixo do que o material de base que está sendo soldado. A temperatura solidus do material de base não é atingida.

Para a tubulação hidráulica, se faz necessário obedecer a inclinação mínima de 1/100 e alguns procedimentos para facilitar a manutenção, a exemplo da tampa de limpeza e saída de

ar, na Figura 22 consta um exemplo de instalação. Ambas tubulações devem ser devidamente isoladas com materiais e montagem adequada.

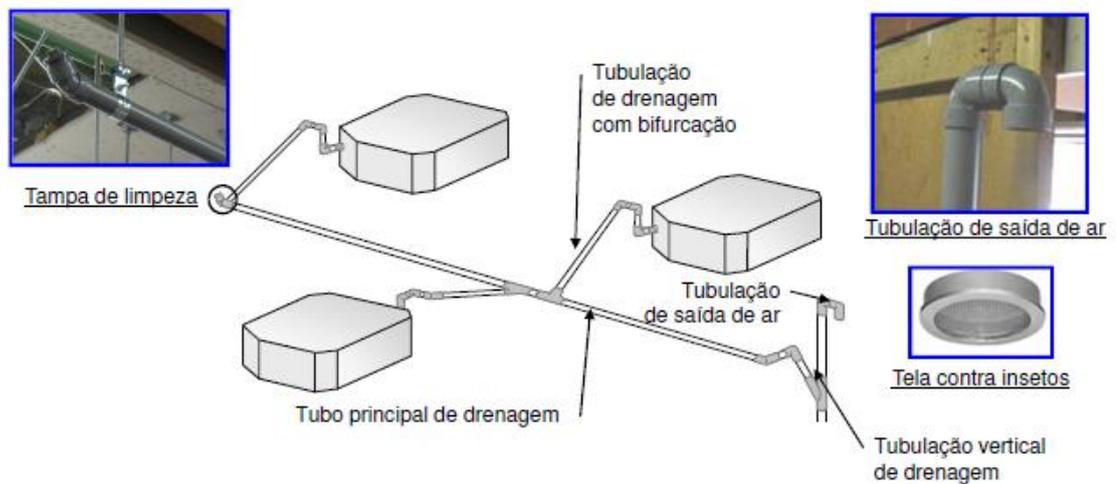


Figura 22. Instalação de dreno.

Fonte: Daikin Training.

Por fim, teremos as instalações de cabo elétrico e de comando e instalação da unidade condensadora. Finalizando os procedimentos de montagem serão necessários os testes para validação da instalação e a lavagem da tubulação para bom funcionamento do circuito.

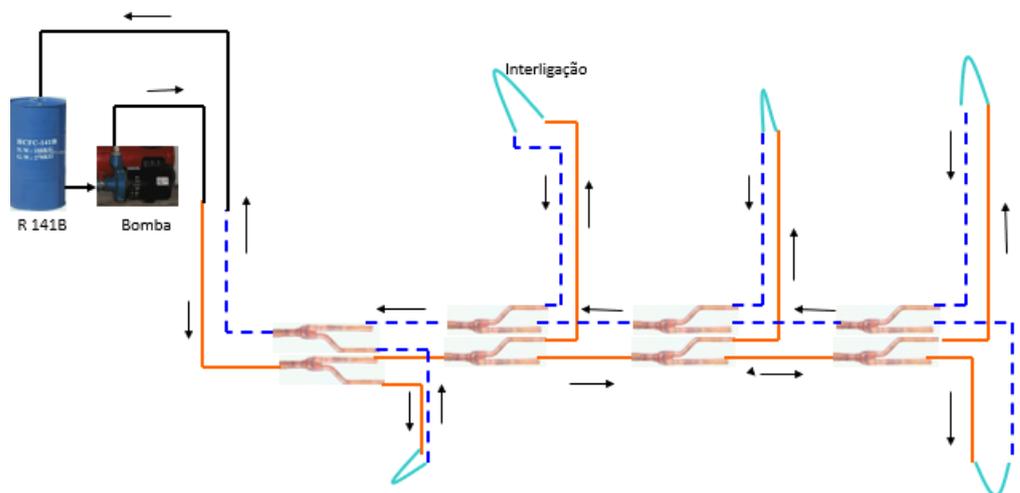


Figura 23. Procedimento de lavagem da tubulação.

Fonte: Autorial.

A limpeza, como ilustrado na figura 23, é realizada imediatamente antes de conectar as unidades internas e externas ao sistema, cria-se um circuito fechado onde o refrigerante vai

levar aos filtros, colocados no final do circuito, todas as impurezas (Figura 24) geradas pelo processo de brasagem e até mesmo pelo mau armazenamento.



Após a 1a. lavagem por cerca de 20 minutos



Após a 4a. lavagem por cerca de 15 minutos

Figura 24. Filtro após processos de limpeza.

Fonte: Autoral.

Após a limpeza é efetuada a conexão do circuito às máquinas e realizados o teste de Hermeticidade, para identificação de possíveis vazamentos, esse teste é realizado nas seguintes etapas:

- i. Pressurize a 0,3 MPaG durante pelo menos 3 minutos;
- ii. Pressurize a 1,5 MPaG durante pelo menos 5 minutos;
- iii. Pressurize a 4,0 MPaG durante pelo menos 24 horas.

Os itens i e ii são para identificação de grandes vazamentos e o item iii, para grandes vazamentos.

O segundo teste realizado é o de vácuo, também detecta vazamentos na tubulação, mas é especificamente utilizado para secar a tubulação e preparar para a carga adicional do gás refrigerante.

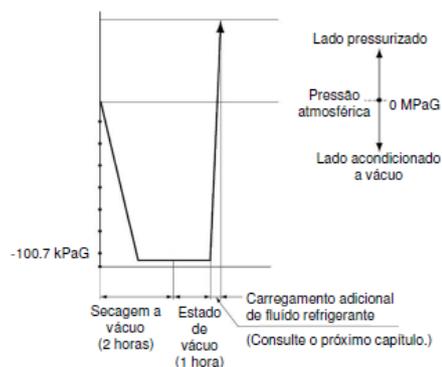


Figura 25. Gráfico do tempo normal de secagem a vácuo.

Fonte: Daikin Training.

Após o estado de vácuo atingido, é feito o carregamento do circuito com a carga adicional de fluido refrigerante, à depender do tamanho do circuito. Essa carga é informada pelo fabricante das máquinas, levando em conta que a unidade condensadora já vem com certa quantidade de fluido, o complemento é feito para que o circuito funcione de acordo com o que foi projeto e consiga atender as trocas de calor especificadas no dimensionamento.

3.6. MANUTENÇÃO

Feito o correto dimensionamento do projeto, sendo seguido com qualidade o processo de implementação será necessário, por fim um adequado plano de manutenção para as máquinas instaladas. O sistema escolhido tem como uma das vantagens a individualização dos equipamentos e, portanto, das suas manutenções, sendo a manutenção das máquinas nos interiores das lojas, em sua maioria, de responsabilidade do proprietário. Para auxílio dos mesmos foi entregue uma cartilha (Figura 26) de manutenção das máquinas, para as manutenções mais simples executadas pelos próprios utilizadores.

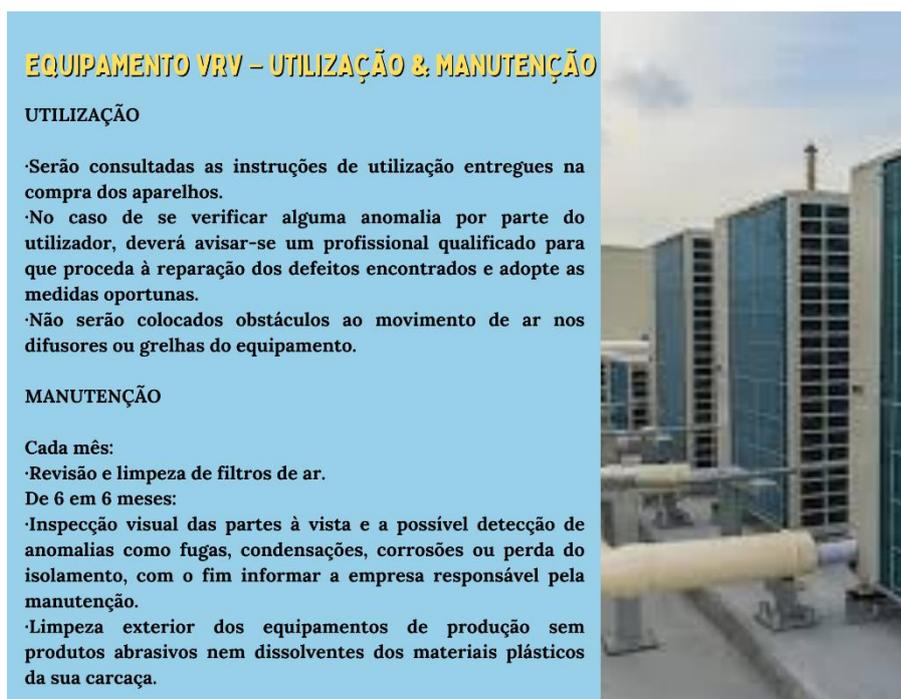


Figura 26. Cartilha de utilização e manutenção do proprietário

Fonte: Autoral

Para as manutenções mais pesadas, que devem sempre serem feitas por um profissional qualificado e credenciado pela fabricante, será seguido os passos descritos abaixo:

- Cada mês:
 - Verificação da estanqueidade e níveis de refrigerante e óleo em equipamentos frigoríficos.
 - Revisão e limpeza de filtros de ar.

- De 6 em 6 meses:
 - Revisão de unidades terminais de distribuição de ar, uma ao início da alta temporada e outra no meio do período de utilização.

- Todos os anos:
 - Limpeza das condensadoras.
 - Revisão de unidades terminais de distribuição de ar.
 - Verificação da estanqueidade do circuito de tubagens.

Sendo seguida os planos de manutenção por parte dos proprietários e por parte do empreendimento, a estimativa é que o sistema funcione perfeitamente sem maiores prejuízos. O baixo índice de manutenção corretiva nesse sistema foi também um dos motivos que justificou sua instalação

4. CONCLUSÃO

A escolha do sistema de climatização ideal depende de diversas variáveis, como a dimensão das áreas internas, a disponibilidade de espaço externo para instalação de condensadoras, a capacidade de refrigeração necessária, entre outros aspectos. Por isso, deve-se avaliar todos os pontos para que seja escolhido o melhor sistema possível em cada caso, evitando desperdícios de recursos.

O trabalho reuniu pontos de vista de diferentes autores que permitiram o entendimento e aprofundamento do conhecimento relativo a conforto térmico, carga térmica, transferência de calor e os principais sistemas de ar condicionado disponíveis, o que gerou uma base teórica para a escolha do melhor sistema a ser aplicado em complexo de lojas no interior pernambucano.

O estudo de caso apresentou um manual de instalação do sistema escolhido e formas de planejamento e acompanhamento da execução. Com esses fatores, o trabalho consegue auxiliar profissionais e estudiosos da área acadêmica que necessitem ter como base uma prática de implementação de sistema VRV.

5. CONSIDERAÇÕES FINAIS

Após a implementação de um sistema de climatização, deve-se observar se, de fato, a realidade condiz com o projeto. Um dos fatores analisados é a quantidade de pessoas que circulam, portanto, se grande parte do tempo, o número de pessoas presentes no ambiente interno for maior, há necessidade de automatizar o fluxo de refrigeração, um dos pontos que ressaltam a vantagem do sistema escolhido.

A gestão da manutenção é um importante processo para que as condições do sistema se mantenham próximas a condição inicial pelo maior período possível, ou seja, para o aumento da vida útil do produto. Dito isto, pretende-se dar continuidade ao trabalho fazendo a gestão da manutenção dos equipamentos instalados, principalmente, levando em consideração os indicadores que demonstram sua eficiência.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANUUAR, S, Z, B, Yahaya et al, Agensi Nuklear Malaysia, Bangi, 43000 Kajang, Selangor;
- ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers. ASHRAE HANDBOOK Fundamentals, 1997;
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. ABNT NBR 15220: desempenho térmico para edificações: parte 2. Rio de Janeiro: ABNT, 2005.
- AYOADE, J. O. Introdução à climatologia para os trópicos. 12^a ed. Rio de Janeiro: Bertrand Brasil, 2007;
- BASTIDAS, J. 2020. Ingenieria Elemental. Carta Psicrométrica Online. Disponível em: <https://ingenieriaelemental.com/carta-psicrometrica-online/>. Acessado em 07 Dez 2022.
- BATALHA, F. G. Introdução a Manufatura Mecânica, PMR 2202. Disponível em: <http://sites.poli.usp.br/pmr/lefa/download/PMR%202202-Soldagem.pdf>
- BHATIA, A. HVAC Variable Refrigerant Flow Systems. 2014;
- CÂMARA, P.; JÚNIOR, R.; AYRES, L. Atlas Eólico Solar do Estado de Pernambuco. Governo do Estado de Pernambuco. Disponível em: <http://www.atlaseolicosolar.pe.gov.br/>, acessado em 16 Dez 2022.
- CARRIER, Manual de Aire Acondicionado. McGrawHill. 1980;
- CARVALHO, L. S. Projeto de Graduação - Estudo entre carga térmica detalhada e simplificada para climatização ambiental. Salvador, 2009.
- CONNOR, N. Thermal Engineering. O que é resistência térmica – resistividade térmica – definição. Disponível em: <https://www.thermal-engineering.org/pt-br/o-que-e-resistencia-termica-resistividade-termica-definicao/>, acessado em 06 Dez 2022.
- COOLAUTOMATION. VRF and VRV. Disponível em: <https://coolautomation.com/blog/vrv-or-vrf/>. Acesso em: 21/04/2022;
- DAIKIN. Catálogo de Produtos (Loja). Disponível em: <https://loja.daikin.com.br/>, acessado em 16 Dez 2022.
- DIEHL, A. Departamento de Física. UFPel. Disponível: https://wp.ufpel.edu.br/diehl/files/2018/04/termo_aula6.pdf, acessado em 06 Dez 2022.
- DONGSU Kim, Sam J. Cox, Heejin Cho, Piljae Im, 2017 Mechanical Engineering Mississippi State University, Starkville, MS 39759, USA;
- ENARCH'83. Architettura Bioclimática – Bioclimatic Architecture. Roma: De Luca Editore. 1982.
- FERREIRA, F.D; Marques, T.H.T. Carga térmica – Princípios Básicos. Disponível em: <https://www.engenhariaarquitectura.com.br/2018/01/carga-termica-principios-basicos/>. Acesso em: 19/07/2022;

FROTA, A. BARROS. Manual de Conforto Térmico: Arquitetura, Urbanismo. 7ª Edição, São Paulo: Studio Nobel. 2003.

INCROPERA, DE WITT. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. 6ª Edição, Rio de Janeiro, 2008.

JORWAL, T.S. Maan, S. SHARMA, A. VARIABLE REFRIGERANT VOLUME: AIR CONDITIONING PART: A REVIEW. International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET). Volume: 07 Issue: 03 e-ISSN: 2395-0056. 2020;

KAMAL, M. A, Khan, S. A. “Variable Refrigerant Flow in Air Conditioning of Buildings: System Configuration and Energy Efficiency.” American Journal of Civil Engineering and Architecture, vol. 9, no. 2 (2021): 42-51. doi: 10.12691/ajcea-9-2-1;

MENDONÇA, Francisco; Danni-Oliveira. Climatologia: Noções básicas e climas do Brasil. São Paulo: Oficina de Textos, 2007;

MENEZES, M. S. Refrigeração e Ar Condicionado. Passo Fundo, RS. 2005. Disponível em: <www.portaldoeletrodomestico.com.br/redesocial/wp-content/uploads/group-documents/11/1323531594-apostila-refrigeracao-e-ar-condicionado.pdf>. Acesso em: 22/07/2022;

NELSON, Richard. Research on productivity growth and productivity differences: dead ends and new departures. Journal of Economic Literature, n. 19, v. 3, 1981. 1029-1064 p;

OLIVEIRA. D. F; MARTINS, J.C. Metodologia Para Análise E Escolha De Sistemas De Condicionamento De Ar. Universidade Federal do Espírito Santo. 2014;

PILJAE IM, Jeff MUNK, Kwanwoo SONG. Oak ridge National Laboratory, One Bethel Valley Road, Oak Ridge, TN. 37831 and Samsung Electronics, 129, Samsung-ro, Yeongtong-Gu, Su;

PORTAL DO ELETRODOMÉSTICO. 2012. A Instalação de Ar-Condicionado Split. Disponível em: <https://www.eletrodomesticos.blog.br/a-instalacao-de-ar-condicionado-split>, acessado em 16 Dez 2022.

PIZZETTI, “Acondicionamiento del Aire y Refrigeración”, Editorial Interciencia. Madrid, 1970.

RUAS, Á. C. Conforto Térmico nos ambientes de trabalho. São Paulo: FUNDACENTRO, 1999;

RUDOLFSKY, B. Architecture without architect – a short introduction to no pedigree architecture. London: Academy. 1981.

SUDENE, Superintendência do Desenvolvimento do Nordeste. Semiárido. Disponível em: <http://www.sudene.gov.br/acesso-a-informacao/institucional/area-de-atuacao-dasudene/semiario>, acessado em 01 Set 2015;

STOECKER, W.F.; Jones, J.W. “Refrigeração e Ar Condicionado”, McGraw-Hill, 1985.

USP. 2018. Universidade de São Paulo Torres de Resfriamento. Disponível em: <https://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/5817712/LOQ4086/torres.de.resfriamento2.pdf>, acessado em 16 Dez 2022.

ANEXOS

ANEXO A - TAXAS TÍPICAS DE CALOR LIBERADO POR PESSOAS (DE ACORDO COM ABNT 16401-1:2008)

Nível de atividade	Local	Calor total (W)		Calor Sensível (W)	Calor latente (W)	% Radiante do calor sensível	
		Homem adulto	Ajustado M/F ^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		

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

NOTA 2 Valores arredondados em 5 W.

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

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

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

ANEXO B - TAXAS TÍPICAS DE DISSIPACÃO DE CALOR PELA ILUMINAÇÃO

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
Auditórios:			
a) Tribuna	Fluorescente	750	30
	Fluorescente compacta		32
b) Platéia	Fluorescente	150	10
c) Sala de espera	Vapor metálico	200	18
	Fluorescente compacta		8
Hotéis:			
a) Corredores	Fluorescente compacta	100	8
b) Sala de leitura	Fluorescente	500	15
	Fluorescente compacta		22
c) Quartos	Fluorescente compacta	150	9
	Incandescente		30
d) Sala de convenções - Platéia	Fluorescente	150	8
- Tablado	Fluorescente	750	30
	Fluorescente compacta		30
e) Portaria e recepção	Fluorescente	200	8
	Fluorescente compacta		9

ANEXO C - TAXAS TÍPICAS DE DISSIPACÃO DE CALOR DE EQUIPAMENTOS DE ESCRITÓRIO

Tabela C.3 — Taxas típicas de dissipação de calor de equipamentos de escritório – Computadores

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

Tabela C.4 — Taxas típicas de dissipação de calor de equipamentos de escritório – Impressoras e copiadoras

Impressoras e copiadoras	Uso contínuo W	1 página por minuto W	Ligada, em espera W
Impressoras a laser			
De mesa, pequena	130	75	10
De mesa	215	100	35
De escritório, pequena	320	160	70
De escritório, grande	550	275	125
Copiadoras			
De mesa	400	85	20
De escritório	1 100	400	300

Tabela C.5 — Taxas típicas de dissipação de calor de equipamentos de escritório – Equipamentos diversos

Equipamentos diversos	Potência máxima W	Dissipação recomendada W
Caixas registradoras	60	48
Máquinas de fax	15	10
Máquinas de café (10 xícaras)	1 500	1 050 sensível 450 latente
Máquinas de venda de bebidas refrigeradas	1 150 a 1 920	575 a 960
Máquinas de venda de salgadinhos	240 a 275	240 a 275
Bebedouros refrigerados	700	350

ANEXO D - TAXAS TÍPICAS DE DISSIPACÃO DE CALOR DE MOTORES ELÉTRICOS

Potência nominal		Eficiência a plena carga	Localização em relação ao espaço condicionado ou fluxo de ar		
CV	kW		%	W	
			Motor e equipamento dentro	Motor fora / equipamento dentro	Motor dentro / equipamento fora
0,05	0,04	35,0	105	37	68
0,08	0,06	35,0	168	59	109
0,125	0,09	35,0	263	92	171
0,16	0,12	35,0	336	118	219
0,25	0,18	64,0	287	184	103
0,33	0,24	67,0	362	243	120
0,50	0,37	68,0	541	368	173
0,75	0,55	71,0	777	552	225
1,0	0,74	78,0	943	736	207
1,5	1,1	72,7	1 520	1 100	414
2,0	1,5	78,0	1 890	1 470	415
3,0	2,2	79,3	2 780	2 210	576
4,0	2,9	82,7	3 560	2 940	615
5,0	3,7	84,6	4 350	3 680	669
6,0	4,4	84,2	5 240	4 410	828
7,5	5,5	88,5	6 230	5 520	717
10,0	7,4	89,0	8 260	7 360	909
12,5	9,2	87,7	10 480	9 190	1 290
15	11,0	88,3	12 490	11 030	1 460
20	14,7	89,8	16 380	14 710	1 670
25	18,4	90,1	20 410	18 390	2 020
30	22,1	91,0	24 250	22 070	2 180
40	29,4	91,0	32 330	29 420	2 910
50	36,8	91,7	40 100	36 780	3 330
60	44,1	91,6	48 180	44 130	4 050
75	55,2	91,9	60 020	55 160	4 860
100	73,6	95,5	77 020	73 550	3 470
125	91,9	91,8	100 200	91 940	8 210
150	110,3	92,0	119 900	110 300	9 590
175	128,7	92,7	138 800	128 700	10 140
200	147,1	93,4	157 500	147 100	10 400
250	183,9	93,5	196 700	183 900	12 780
300	220,7	95,0	232 300	220 700	11 610
350	257,4	95,1	270 700	257 400	13 260
400	294,2	95,3	308 700	294 200	14 510

ANEXO E - TAXAS TÍPICAS DE DISSIPAÇÃO DE CALOR DE EQUIPAMENTOS COMERCIAIS DE RESTAURANTES E LANCHONETES

Equipamento	Tamanho	Potência W	Ganho de calor W			
			Sem coifa			Com coifa
			Plena Carga	Sensível	Latente	Total
Elétrico (sem exigência de coifa)						
Armário (grande, servir quente)	1,06 a 1,15 m ³	2 000	180	90	270	82
Armário (provador grande)	0,45 a 0,48 m ³	2 030	180	90	270	82
Armário (pequeno, manter quente)	0,09 a 0,18 m ³	900	80	40	120	37
Cafeteira	12 xícaras	1 660	1 100	560	1 660	530
Expositor refrigerado, por metros cúbicos de interior	0,17 a 1,9 m ³	1 590	640	0	640	0
Aquecedor de alimentos (lâmpada infra-vermelha), por lâmp.	1 a 6 lâmpadas	250	250	-	250	250
Aquecedor de alimentos (tipo prateleira), por metro quadrado de superfície	0,28 m ³ a 0,84 m ³	2 930	2 330	600	2 930	820
Aquecedor de alimentos (tubo infravermelho), por metro linear	1,0 m ³ a 2,1 m	950	950	-	950	950
Aquecedor de alimentos (água quente), por metro cúbico de banho	20 a 70 L	37 400	12 400	6 360	18 760	6 000
Congelador (grande)	2,07 m ³	1 340	540	-	540	0
Congelador (pequeno)	0,51 m ³	810	320	-	320	0
Grelha de cachorro quente	48 a 56 unidades	1 160	100	50	150	48
Forno de microondas (resistente, comercial)	20 L	2 630	2 630	-	2 630	0
Forno de microonda (tipo residencial)	30 L	600 a 1 400	600 a 1 400	-	600 a 1 400	0
Refrigerador (grande), por metro cúbico de espaço de interior	0,71 a 2,1 m ³	780	310	-	310	0
Refrigerador (pequeno) por metro cúbico de espaço de interior	0,17 a 0,71 m ³	1 730	690	-	690	0
Carrinho de transporte (quente), por metro cúbico de banho	50 L a 90 L	21 200	7 060	3 530	10 590	3 390
Aquecedor de caldas, por litro de capacidade	11 L	87	29	16	45	14
Torradeira (grande automático)	10 fatias	5 300	2 810	2 490	5 300	1 700
Torradeira (pequeno automático)	4 fatias	2 470	1 310	1 160	2 470	790
Chapa de Waffle	0,05 m ²	1 640	700	940	1 640	520

