



**ESTUDO E AVALIAÇÃO DE PERFORMANCE EM SISTEMAS DE AR
CONDICIONADO: UM COMPARATIVO ENTRE SISTEMAS SPLIT SYSTEM
E SISTEMA VRV (VAZÃO DE REFRIGERANTE VARIÁVEIS)**

Anderson Pinho dos Santos

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Processos – Mestrado Profissional, PPGEP/ITEC, da Universidade Federal do Pará, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia de Processos.

Orientador: Eduardo de Magalhães Braga

Belém

Junho de 2017

**ESTUDO E AVALIAÇÃO DE PERFORMANCE EM SISTEMAS DE AR
CONDICIONADO: UM COMPARATIVO ENTRE SISTEMAS SPLIT SYSTEM
E SISTEMA VRV (VAZÃO DE REFRIGERANTE VARIÁVEIS)**

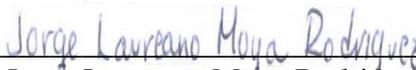
Anderson Pinho dos Santos

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA PROCESSOS – MESTRADO PROFISSIONAL (PPGEP/ITEC) DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM ENGENHARIA DE PROCESSOS.

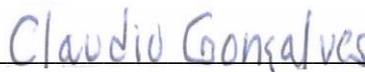
Examinada por:



Prof. Eduardo de Magalhães Braga, Dr.
(PPGEP/ITEC/UFPA - Orientador)



Prof. Jorge Laureano Moya Rodriguez, Dr.
(PPGEP/ITEC/UFPA - Membro)



Prof. Cláudio Gonçalves, Dr.
(EST/UEA - Membro)

BELÉM, PA - BRASIL

JUNHO DE 2017

**Dados Internacionais de Catalogação-na-Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFPA**

Santos, Anderson Pinho dos, 1980-
Estudo e avaliação de performance em sistemas de ar condicionado: um comparativo entre sistemas split system e sistema vrv (vazão de refrigerante variáveis) /Anderson Pinho dos Santos. - 2017.

Orientador: Eduardo de Magalhães Braga

Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Pará. Instituto de Tecnologia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Processos, Belém, 2017.

1. Ar condicionado- Consumo de energia 2. Ar condicionado- Avaliação 3. Refrigeração I. Título

CDD 22. ed.658.25

Antes da produção deste trabalho, no cenário econômico que até a presente ocasião o Brasil se encontrava, perdi meu emprego, mergulhei em um mar de desmotivação, e Deus em sua infinita bondade me iluminou e iluminou minha família, amigos e amigos que não conhecia e me permitiu uma nova chance na área acadêmica entre outras que virão. O presente trabalho é dedicado a essas pessoas que estão ao meu lado e as que se colocaram do meu lado como anjos. Agora temos um novo caminho a vencer e sou muito grato de coração!

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus por iluminar meu caminho, me dando saúde, paz, e sabedoria, colocando pessoas a minha frente como anjos, amigos mais que irmãos, agradeço as seguintes pessoas:

Aos meus pais, minha mãe Maria de Fátima e pai Edson Soares pela educação e dedicação durante minha formação básica em nossa casa, mostrando o que é certo e errado, mostrando o que é ser honesto, respeitar as pessoas, os mais velhos, zelar pela amizade, não guardar mágoas e demais ensinamentos;

À Minha família, minha esposa Ranete Rodrigues que Deus colocou em minha vida, minha filha amada Fernanda e o filho de coração Felipe Figueiredo, a família é à base de tudo, isso me deu forças e nos momentos mais difíceis quando eu pensei em todos vocês a minha inspiração apareceu, agradeço pela compreensão, e pelo carinho que foi me proporcionado durante essa trajetória, espero ser uma fonte de inspiração para vocês meus filhos, minha esposa, e demais familiares;

A meus amigos da empresa Midea Carrier, Gerardo Lima, Gilmar Oliveira, Lucas Cruz, espero que essa dedicatória chegue até vocês, pois foram pessoas importantes para a culminação e a construção profissional de minha pessoa todas as oportunidades de ensinamentos, treinamentos foram de suma importância na qual todos vocês em parte contribuíram neste trabalho de forma direta e indiretamente sem ao menos perceber.

Ao ITEGAM e à UFPA pela oportunidade de uma nova chance em especial a professora Tereza que me deu apoio e não desistiu de me motivar, meu muito obrigado!

Resumo da Dissertação apresentada ao PPGE/UFPA como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia de Processos (M.Eng.)

**ESTUDO E AVALIAÇÃO DE PERFORMANCE EM SISTEMAS DE AR
CONDICIONADO: UM COMPARATIVO ENTRE SISTEMAS SPLIT SYSTEM
E SISTEMA VRV (VAZÃO DE REFRIGERANTE VARIÁVEIS)**

Anderson Pinho dos Santos

Junho/2017

Orientador: Eduardo de Magalhães Braga

Área de Concentração: Engenharia de Processos

O presente trabalho tem como objetivo, analisar a performance de sistema de climatização, em conjunto de um estudo de caso real em comparativo entre sistemas, sendo na ocasião do estudo um sistema Split system do tipo piso teto já instalado no terceiro andar com 10 salas de aulas e uma proposta com um projeto novo dimensionado com uma nova tecnologia denominada de sistema VRF (Variable refrigerante flow) ou em português de VRV (Vazão de refrigerante variável), faremos um comparativo de performance de eficiência energética, custo médio elétrico de consumo e uma comparação em relação a carga térmica em relação ao recinto onde está instalado esses sistemas. No decorrer do estudo será explicado a diferença entre os dois sistemas convencionais do piso teto e o sistema VRV, bem como é detalhado o estudo de cálculo de carga térmica que tem como base o comparativo da capacidade térmica de performance dos sistemas. Com base no estudo faremos as conclusões e recomendações para próximos trabalhos.

Abstract of Dissertation presented to PPGE/UFPA as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Master in Process Engineering (M. Eng.)

**STUDY AND EVALUATION OF PERFORMANCE IN AIR CONDITIONING
SYSTEMS: A COMPARATIVE BETWEEN SPLIT SYSTEM AND VRV
SYSTEMS (VARIABLE REFRIGERANT FLOW)**

Anderson Pinho dos Santos

June/2017

Advisor: Eduardo de Magalhães Braga

Research Area: Process Engineering

The present work has the objective of analyzing the performance of the air conditioning system, together with a real case study comparative between systems, being at the time of the study a split system system of the roof floor type already installed on the third floor with 10 rooms classes and a proposal with a new project dimensioned with a new technology denominated system VRF (Variable refrigerante flow) or Portuguese of VRV (Vazão de Refrigerante Variável), we will make a comparative of performance of energy efficiency, average electric cost of consumption and one compared to the thermal load in relation to the enclosure where these systems are installed. In the course of the study will be explained the difference between the two conventional systems of the roof ceiling and the VRV system, as well as the study of calculation of thermal load based on the comparative of the thermal performance capacity of the systems. Based on the study we will make the conclusions and recommendations for future work.

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO.....	1
1.1 - IDENTIFICAÇÃO E JUSTIFICATIVA DA PROPOSTA DE ESTUDO....	2
1.2 - OBJETIVO DO TRABALHO.....	2
1.2.1 - Objetivo geral.....	2
1.2.2 – Objetivos específicos.....	3
1.3 - CONTRIBUIÇÕES E RELEVÂNCIA DO ESTUDO.....	3
1.4 - ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	3
CAPÍTULO 2 - REVISÃO DA LITERATURA E ESTADO DA ARTE DO SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO.....	5
2.1 - HISTORICO DA CLIMATIZAÇÃO.....	5
2.2 - TIPOS DE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO.....	8
2.3 - COMPONENTES BÁSICOS DE REFRIGERAÇÃO.....	9
2.4 - FLUIDO OU GASES REFRIGERANTE.....	10
2.5 - COEFICIENTE DE PERFORMANCE (COP).....	11
2.6 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO SISTEMA DE AR CONDICIONADO CONVENCIONAL MODELO PISO TETO.....	13
2.7 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO SISTEMA DE AR CONDICIONADO VRV (VAZÃO DE REFRIGERANTE VARIÁVEL.....	15
CAPÍTULO 3 – MATERIAIS E MÉTODOS.....	23
3.1 - PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS APLICADOS.....	23
3.2 - UNIVERSO E AMOSTRA.....	23
3.3 - COLETA DE DADOS.....	23
3.3.1 - Coleta de dados para carga térmica do recinto.....	25
3.3.2 - Coleta de dados de sistema de climatização em estudo.....	25
3.3.3 - Coleta de dados de sistema de climatização em estudo.....	26
3.4 - INSTRUMENTOS DE COLETA DE DADOS.....	26
3.5 - LIMITAÇÕES DO MÉTODO.....	27
CAPÍTULO 4 - CARGA TÉRMICA.....	29
4.1 - CARGA TÉRMICA.....	29
4.2 - ROTEIRO DE CARGA TÉRMICA.....	30

4.2.1 - Posição geográfica do objeto de estudo para cálculo de carga térmica.....	31
4.2.2 - Dados de temperaturas e umidades externas.....	32
4.2.3 - Dados de temperaturas e umidades internas.....	33
4.2.4 - Dados de umidades absolutas externa e interna.....	33
4.3 - CÁLCULO DE CALOR SENSÍVEL EM SUPERFÍCIE OPACAS.....	34
4.4 - CÁLCULO DE CALOR SENSÍVEL DE INSOLAÇÃO SOBRE SUPERFÍCIES OPACAS.....	36
4.5 - CÁLCULO DO CALOR SENSÍVEL DE INSOLAÇÃO ATRAVÉS DE VIDROS.....	37
4.6 - CÁLCULO DE CALOR SENSÍVEL E LATENTE PRODUZIDO POR PESSOAS.....	37
4.7 - CÁLCULO CALOR SENSÍVEL E LATENTE PRODUZIDO POR EQUIPAMENTOS E ILUMINAÇÃO.....	39
4.8 - CÁLCULO CALOR SENSÍVEL E LATENTE DE INFILTRAÇÃO DE AR.....	40
4.9 - CALOR SENSÍVEL E LATENTE DO AR DE HIGIENIZAÇÃO.....	43
4.10 - CARGA TÉRMICA TOTAL SENSÍVEL E LATENTE.....	45
CAPÍTULO 5 - ANÁLISE DOS RESULTADOS COMPARATIVOS DE SISTEMAS PISO TETO E SISTEMAS VRF.....	47
5.1 - RESULTADO GLOBAL DE CARGA TÉRMICA NO RECINTO.....	47
5.2 - ANÁLISE DE SISTEMAS PISO TETO E VRV EM RELAÇÃO A CARGA TÉRMICA.....	48
5.3 - ANÁLISE DA CONFIGURAÇÃO ATUAL DE INSTALAÇÃO DO SISTEMA PISO TETO.....	49
5.4 - ANÁLISE DA CONFIGURAÇÃO PROPOSTA DA INSTALAÇÃO DO SISTEMA VRV (VAZÃO DE REFRIGERANTE VARIÁVEL).....	50
5.5 - ANÁLISE COMPARATIVA DE SISTEMAS PISO TETO E SISTEMA VAZÃO DE REFRIGERANTE VARIÁVEL (VRV).....	52
5.6 - ANÁLISE COMPARATIVA DE CUSTO COM CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA DE OPERAÇÃO ENTRE SISTEMAS PISO TETO E VRV.....	53
5.7 - ANÁLISE COMPARATIVA CUSTO COM AQUISIÇÃO DE	54

EQUIPAMENTOS PISO TETO E SISTEMAS VRV.....	
5.8 - ANALISE DO MERCADO DE AR CONDICIONADO.....	55
5.9 - ANALISE DA EVOLUÇÃO DO MERCADO DE AR CONDICIONADO.	56
CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES.....	57
6.1 - CONCLUSÕES DO ESTUDO DE CASO.....	57
6.2 - RECOMENDAÇÕES PARA FUTURAS PESQUISAS.....	59
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	60
APÊNDICE A.....	63

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Trocador de calor de Nathanael.....	6
Figura 2.2	Teatro Municipal do Rio de Janeiro.....	7
Figura 2.3	Sistema de ar condicionado da linha residencial.....	8
Figura 2.4	Sistema de ar condicionado linha comercial leve.....	8
Figura 2.5	Sistemas de climatização Linha Comercial pesada.....	9
Figura 2.6	Componentes básicos frigorígeno.....	10
Figura 2.7	Distribuição da carga de refrigerante no sistema de refrigeração	11
Figura 2.8	Processo de Refrigeração.....	12
Figura 2.9	Circuito frigorígeno.....	14
Figura 2.10	Diagrama elétrico de comando modelo piso teto.....	15
Figura 2.11	Configuração de unidade condensadora x unidades evaporadoras.....	16
Figura 2.12	Flexibilidade no projeto de tubulação do sistema VRV.....	16
Figura 2.13	Circuito frigorígeno VRV – MIDEA.....	18
Figura 2.14	Gráfico comparativo entre compressores convencionais e sistema Inverter com SOFT START e atingimento do set point de temperatura.....	18
Figura 2.15	Gráfico de ajuste da rotação do motor ventilador X Pressão do sistema.....	19
Figura 2.16	Gráfico do consumo de energia no processo de ventilação de condensação.....	19
Figura 2.17	Sistema de controle com múltiplas válvulas solenoide.....	20
Figura 2.18	Sistema de placas na camada inferior condensadora VRV midea.....	20
Figura 2.19	Sistema de placas na camada inferior condensadora VRV midea.....	21
Figura 2.20	Integração com a placa principal condensadora VRV midea.....	21
Figura 2.21	Posicionamento dos chips na placa principal condensadora VRV midea.....	22
Figura 2.22	Sistema de trocador de calor de alta performance VRV midea...	22

Figura 3.1	Foto do objeto de estudo.....	24
Figura 3.2	Tarifa de energia elétrica.....	26
Figura 3.3	Instrumento termo-higrometro.....	27
Figura 3.4	Foto aplicação do Instrumento termo higrômetro.....	27
Figura 4.1	Ganhos de calor.....	29
Figura 4.2	Gráfico fase de mudança da água.....	30
Figura 4.3	Localização geográfica do objeto de estudo.....	31
Figura 4.4	Layout representativo e posição geográfica.....	32
Figura 4.5	Carta psicrométrica.....	34
Figura 4.6	Resumo de carga térmica em paredes opacas internas.....	35
Figura 4.7	Resumo de carga térmica de insolação em paredes opacas.....	37
Figura 4.8	Resumo de cálculo de isolamento em vidros.....	38
Figura 5.1	Carga térmica total sensível e latente.....	47
Figura 5.2	Distribuição percentual da carga térmica total Sensível + Latente.....	48
Figura 5.3	Análise de carga térmica x equipamento instalado.....	49
Figura 5.4	Projeção de instalação ar condicionado PISO TETO.....	49
Figura 5.5	Projeção de instalação proposta com sistema VRF/VRV.....	50
Figura 5.6	Dimensionamento do sistema VRF/VRV no software midea, Sistema 02.....	51
Figura 5.7	Dimensionamento do sistema VRF/VRV no software Midea, sistema 01.....	51
Figura 5.8	Comparativo de custo de energia elétrica sistema PISO TETO e VRF/VRV.....	54
Figura 5.9	Comparativo do custo de aquisição, sistema PISO TETO e VRF/VRV.....	54
Figura 5.10	Comparativo do custo de aquisição, sistema PISO TETO e VRF/VRV.....	55
Figura 5.11	Evolução do mercado de ar condicionado VRF/VRV, SPLIT E PISO TETO.....	56
Figura 6.1	Sistema de renovação de ar fabricante MDEA.....	56

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1	Histórico de temperaturas da cidade de Manaus.....	32
Tabela 4.2	Coleta de dados Climáticos.....	33
Tabela 4.3	Cálculo de carga térmica em paredes opacas internas.....	35
Tabela 4.4	Cálculo de carga térmica sensível de insolação em superfícies opacas.....	36
Tabela 4.5	Calculo de carga térmica, sensível de insolação em vidros.....	38
Tabela 4.6	Cálculo de carga térmica sensível e latente de pessoas.....	39
Tabela 4.7	Cálculo de carga térmica sensível de equipamentos.....	40
Tabela 4.8	Resumo de carga térmica sensível de equipamentos.....	40
Tabela 4.9	Cálculo da vazão de infiltração.....	42
Tabela 4.10	Cálculo de carga térmica sensível de infiltração.....	42
Tabela 4.11	Cálculo de carga térmica Latente de infiltração.....	42
Tabela 4.12	Resumo de carga térmica sensível e latente de infiltração.....	43
Tabela 4.13	Cálculo do fator de higienização do ar.....	44
Tabela 4.14	Cálculo de carga térmica, sensível e latente de higienização do ar.....	44
Tabela 4.15	Resumo de carga térmica, sensível e latente de higienização do ar.....	44
Tabela 4.16	Total de carga térmica sensível e latente.....	45
Tabela 4.17	Resumo total de carga térmica de 10 salas de aulas.....	46
Tabela 5.1	Distância total de linha de tubos de cobre, expansão e sucção...	50
Tabela 5.2	Resumo do dimensionamento de equipamentos VRF/VRV.....	52
Tabela 5.3	Comparativo técnico entre sistemas PISO TETO e VRF/VRV.....	53
Tabela 5.4	Custo com consumo elétrico para sistemas PISO TETO e VRF/VRV.....	53

NOMENCLATURA

ABRAVA	ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE AR CONDICIONADO VENTILAÇÃO E AQUECIMENTO
AM	AMAZONAS
ANVISA	AGÊNCIA NACIONAL DE VIGILÂNCIA SANITÁRIA
COP	COEFICIENTE DE PERFORMANCE
GCEE	GRUPO COORDENADOR DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELETRICA
HVAC	HEATING, VENTILACION AND AIR CONDITIONING, EM TRADUÇÃO CALOR, VENTILAÇÃO E AR CONDICIONADO
INMETRO	INSTITUTO NACIONAL DE METEREOLOGIA
PROCEL	PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA
PGR	RESERVA GLOBAL DE REVERSÃO
RTCA	REGULAMENTO TÉCNICOS METROLÓGICOS E DE AVALIAÇÃO DE CONFORMIDADE
VRC	VAZÃO DE REFRIGERANTE VARIÁVEL
VRF	VARIABLE REFRIGERANTE FLOW

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Entende-se por eficiência energética a oferta de um serviço, mantendo o nível de qualidade e reduzindo o consumo da energia disponível. A busca pela eficiência Energética em edifício é um dos fatores primordiais para a redução do custo com energia elétrica e dentro desse contexto, a climatização para conforto térmico tem a maior demanda elétrica para esse recurso. Segundo o GCCEE-PROCEL (2017), no Brasil o segmento de edificações, tanto no poder público e no privado é um dos maiores consumidores de energia elétrica, sendo responsável por aproximadamente 50% total do consumo elétrico do país. Cabe ressaltar, que este consumo é expressivo no horário de ponta do sistema elétrico. Dessa forma, GODOI (2011) argumenta que os impactos decorrentes da produção de energia elétrica afetam cada vez mais a saúde do homem e todo ambiente que o cerca e que o custo da energia ao longo da presente década, têm aumentado significativamente. Conforme OLIVEIRA (2015) no Brasil, com grandes cifras de custo com energia elétrica junto a um mercado competitivo, obrigam aos empresários em articular ações internas de combate ao desperdício e uso racional da energia elétrica.

Com um bom planejamento arquitetônico, é possível construir edifícios eficientes com baixa demanda de energia elétrica, através de parâmetros construtivos e sistemas eficientes que melhorem a climatização (BALTAR, 2006).

O Presente trabalho avalia as condições de eficiência energética, econômicas atuais do 3º Andar de uma edificação acadêmica, voltados para o sistema de climatização, onde atualmente é utilizado o sistema *Split system* do tipo console ou também conhecido popularmente como sistema piso teto. O objetivo é analisar as condições atuais e identificar se os equipamentos instalados estão conforme a carga térmica dos recintos, além de propor uma melhoria com um projeto de sistemas de ar condicionado do tipo VRV (Vazão de Refrigerante Variável), com isso realizando comparativos entre o custo de consumo energia elétrica, performance em relação a carga térmica e o custo de aquisição entre os dois sistemas.

1.1 - IDENTIFICAÇÃO E JUSTIFICATIVA DA PROPOSTA DE ESTUDO

No auge de toda crise econômica todos os setores são prejudicados, seja na indústria, na agricultura e serviços em geral, no entanto, sempre o consumidor final sempre será o mais afetado como aumento dos impostos, combustível, água, alimentação e energia elétrica entre outros. O referido trabalho é voltado para sistemas de climatização eficientes e eficazes com baixo custo com energia elétrica em relação aos sistemas atuais no mercado.

Para aplicação neste trabalho foi será apresentado um estudo de caso, onde escolhemos o terceiro andar de uma unidade acadêmica da Universidade na cidade de Manaus – AM. Esta unidade acadêmica é estruturada para atender o ensino superior em engenharias civil, mecânica, elétrica e ambiental.

Nesta dissertação será apresentado um estudo comparativo entre dois sistemas de climatização, o primeiro sistema do tipo piso teto com capacidade de 60.000 BTU/H, atualmente já instalado no 3º andar com 10 salas de aulas e em comparativo, apresentaremos um projeto novo de instalação de ar condicionado com sistemas VRF (*Variable refrigerante flow*) ou em português VRV (Vazão de Refrigerante Variável).

O presente trabalho justifica-se pela necessidade de apresentar projetos voltados para a redução do consumo de energia elétrica, bem como o conforto térmico adequado para os ocupantes de recintos climatizados.

1.2 – OBJETIVOS DO TRABALHO

1.2.1 - Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho consiste em uma avaliação, demonstrando um comparativo entre sistema de climatização, considerando os aspectos de performance e custo entre o produto PISO TETO, usualmente empregado no comércio, devido sua capacidade e estrutura em alcançar a carga térmica desejada e um sistema de Variação de Refrigerante Variável (VRV), que vem evoluindo sua aderência no mercado ao longo dos anos devido a sua facilidade de instalação e o seu consumo de energia diferenciada em relação a outros sistemas.

1.2.2 - Objetivos específicos

- a) Apresentar ao leitor o funcionamento do sistema de climatização geral, bem como, os sistemas PISO TETO e Variação de Refrigerante Variável (VRV);
- b) Apresentar um estudo de caso real, de instalação de sistema PISO TETO e um projeto de sistema Variação de Refrigerante Variável (VRV);
- c) Demonstrar o cálculo de carga térmica projetados no cenário de estudo de caso para comparação entre o sistema atual PISO TETO e o projeto de Variação de Refrigerante Variável (VRV);
- d) Demonstrar a eficiência energética dos produtos, o consumo de energia elétrica e o custo de aquisição dos sistemas PISO TETO e sistema VRV, bem como, uma amostragem do cenário de evolução de aceitação destes produtos no mercado nacional.

1.3 - CONTRIBUIÇÕES E RELEVÂNCIA DO ESTUDO

Para pesquisadores, o presente trabalho amplia o conhecimento voltado para o sistema de climatização e suas tecnologias atuais no mercado na qual contribui para melhores resultados no custo dentro de um cenário econômico atual do Brasil.

Para a empresa na qual é um dos objetos de pesquisa, este trabalho visa despertar o conhecimento de novas tecnologias para futuras escolha e aquisição de sistemas mais econômicos em termos de custos e eficiência energética.

Para a academia o referido trabalho visa contribuir como material bibliográfico de pesquisa para demais trabalhos no ramo de climatização e eficiência energética.

1.4 - ESTRUTURAS DA DISSERTAÇÃO

O presente trabalho está dividido em cinco capítulos, com conteúdo explicitado a seguir:

O Capítulo 1, consiste na introdução sobre os aspectos importantes relacionados a pesquisa, identificação e justificativas da proposta, objetivos do trabalho (geral e específico), contribuições e relevância do estudo e a estrutura da dissertação.

O Capítulo 2 consiste na revisão de literatura, bem como, o estado da arte do sistema de climatização, onde apresentaremos um breve histórico da climatização, o

funcionamento básico do sistema de ar condicionado, bem como o seu ciclo e como identificamos o coeficiente de performance COP, que é um parâmetro que diferencia a eficiência energética entre aparelhos, com base nesta informação apresentamos o programa nacional de conservação de energia PROCEL, na qual tem como um de seus objetivos orientar o consumidor sobre o consumo energéticos de produtos do mercado brasileiro e fechando este capítulo apresentamos o sistema VRV, seu histórico e um exemplo de aplicação.

O Capítulo 3, apresenta os materiais e método da pesquisa de estudo de caso, descrevendo os meios, coletas e instrumentos, apresentação do objeto de estudo e de como será desenvolvido e quais as limitações e dificuldades encontrada no decorrer do estudo.

O Capítulo 4, com base na coleta de dados definidos no capítulo 3, neste capítulo realizamos o estudo de carga térmica, na qual é um dos parâmetros primordiais para análise dos sistemas de ar condicionado para se determinar se os equipamentos atuais estão com os dimensionamentos de capacidade térmica aceitáveis e adequados para os recintos de sala de aula, bem como também o estudo de carga térmica serve de parâmetro para dimensionamento do sistema de ar condicionado VRV, entre outros estudos em análise.

O capítulo 5, apresentamos as análises do estudo de caso em comparativo entre sistemas de ar condicionado do tipo PISO TETO e sistemas VRV na estrutura de 10 salas de aula do 3º piso de uma unidade acadêmica Universidade, entre as análises é realizado um comparativo nos tipos de instalação das tubulações de cobre de interligações das linhas de sucção e expansão entre unidades evaporadoras (internas) e unidades condensadoras (externas). No referido capítulo é analisado a performance do equipamento, o custo com energia elétrica para operação dos sistemas e finalizamos com uma apresentação do cenário econômico dos sistemas de ar condicionado no mercado Brasileiro.

E por fim, o Capítulo 6, que contém as conclusões finais, bem como, os resultados obtidos ao longo do processo de discussão desta pesquisa.

CAPÍTULO 2

REVISÃO DA LITERATURA E ESTADO DA ARTE DO SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO

No presente capítulo será apresentado uma breve história da climatização e seus primórdios, como é estruturado o funcionamento básico do sistema, conceito do fluido refrigerante, como é medido a performance do sistema de climatização através do COP¹, abordamos o programa nacional de conservação de energia e como é medido em sistemas de ar condicionado, um breve histórico sobre o sistema VRV.

2.1 - HISTORICO DA CLIMATIZAÇÃO

A necessidade humana de refrigeração vem desde os primórdios da civilização, mas, por séculos o homem esteve à mercê da natureza dependendo dos meios naturais para aplicações da refrigeração e climatização conforme (NAGENGASTE, 1999).

Engraçado ou não, a busca do conforto provavelmente é tão antiga quanto a raça humana, sabemos que o fogo foi usado para calor, pelo menos 100.000 anos atrás e talvez mais muito mais do que isso. Como prova disto há os restos de fogueiras, restos carbonizados que comprovem isso. Quando se trata de arrefecimento, climatização, o derretimento do gelo ou da neve não deixa registro, assim o início da linha do tempo da refrigeração de conforto é enterrado na obscuridade. Temos que confiar nos registros escritos para a história do resfriamento. Como não havia refrigeração mecânica, qualquer tentativa de refrigeração teria sido usada gelo ou neve, água fria ou resfriamento evaporativo (NAGENGASTE, 1999). Embora não há evidências arqueológicas devemos confiar nos registros históricos e fazer o nosso para disseminação e avanço tecnológico dos sistemas de climatização.

Em 1758, o norte americano Benjamin Franklin e o Britânico John Hadley, conduziram uma experiência para explorar o princípio da evaporação como meio de arrefecer rapidamente um objeto, naquela época confirmaram que a evaporação de líquidos altamente voláteis como o álcool e o éter, poderiam ser usados para diminuir a temperatura de um objeto até o seu inferior ao ponto de congelamento da água.

¹ COP, significa Coeficiente de Performance.

Em 1820, o cientista britânico Michael Faraday descobriu que comprimir e liquefazer a amônia poderá resfriar o ar.

Em 1842, o médico norte americano Jhon Gorrieusou compressor para criar gelo, o qual usava para arrefecer o ar para pacientes de seu hospital em *Apalachicola*, Flórida, ele esperava eventualmente, usar a máquina para fazer gelo para regular a temperatura dentro dos edifícios. Ele até visionou o futuro de sistemas de ar condicionado central que pudesse resfriar cidades inteiras. Em 1885, foi conceito uma patente a Gorrie pela sua máquina de fabricar gelo.

Após a primeira geração da planta de geração de energia elétrica em Nova York por Thomas Edson em 1882, possibilitou um grande salto no desenvolvimento tecnológico e comercial no setor de refrigeração e climatização (ZANATA e DUTRA, 2011).

Segundo NAGENGAST (1999) em 1864, no início dos sistemas de gelo, a primeira proposta de arrefecimento para conforto térmico foi a de Geoge Knight de Cincinnati, apresentando um sistema de arrefecimento hospitalar com uma ventilação com anilha de limpar e arrefecer o ar. A água para o ar era arrastada através de uma bobina de resfriamento imerso e gelo derretido. O ar exterior era forçado por um ventilador através de água fria de pulverização, Knight observou que o dispositivo destinava apenas para o verão. No ano de 1865, Nathaniel Shaler de Newport, Ky (Ao lado de Cincinnati), melhorou esse sistema e adquiriu a patente, onde melhorou o sistema de permuta de troca de calor através de blocos de gelos, através de uma passagem do ar ambiente era soprado para resfriar, é o que nos mostra a Figura2.1 a seguir.

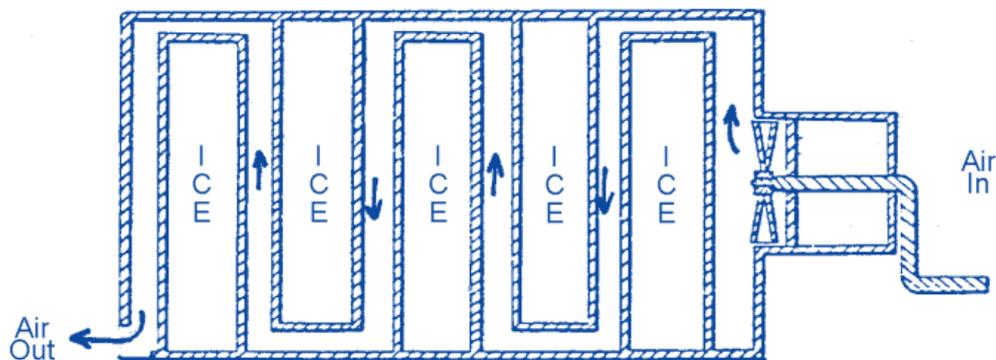


Figura 2.1 - Trocador de Calor Nathanael.
Fonte: NAGENGAST (1999).

Em 1902, Willis Carrier projetou o primeiro ar condicionado para resolver um problema de produção gráfica, em 1904 Willis Carrier solicitou uma patente para a sua invenção, um aparelho para tratamento do ar, em 1911 a fórmula Psicométrica Racional de Willis trouxe a ciência para que tinha sido projetado o que faltava nos sistemas de ar condicionado e isso fez a Carrier um nome internacional, na qual o modelo serviria para desenvolvimento de uma nova geração de engenheiros. Em 1913, Willis Carrier desenvolve o umidificador de ar Carrier, projetado para umidificar o ar em um cômodo, tais como um escritório ou um laboratório, um dos primeiros que continham ventilador, motor, eliminador de spray, todos combinados em um único produto. No ano de 1915 os primeiros escritórios da Carrier Engenharia foram abertos em Nova York, Chicago, Filadélfia, Boston e Buffalo, em 1916 primeira fábrica de laticínio com o ar Carrier, 1926 foi anunciado a primeira residência com ar condicionado, em 1928 a Carrier vende seu primeiro aparelho de ar condicionado para a Merchants Refrigeração e Cia, projetados para lojas do varejo. No ano de 1942, Willis Carrier recebe o título de doutorado Honorário da universidade Alfred, em Alfred NY. Em 1950 em 7 de outubro, falece Willis Carrier durante uma viagem para Nova York, o fim de uma vida rica e marcante e o início de um legado duradouro (CARRIER DO BRASIL, 2017)

No Brasil, uma das primeiras edificações a serem instaladas com o sistema de ar condicionado foi o teatro municipal do Rio de Janeiro em 1909, conforme a Figura 2.2.



Figura 2.2 - Teatro Municipal do Rio de Janeiro.
Fonte: MACHADO (2012).

Inicialmente climatizado através de blocos de gelos natural e ventiladores, passando anos depois em 1934 por uma reforma e alto investimento em um novo sistema de climatização mais moderno na época ao custo de 100.000 contos de réis, cerca de 4% do PIB do país naquela época. Historicamente foi um ponto inicial da climatização no Brasil já registrado (MACHADO, 2012).

2.2 – TIPOS DE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO

Apresentamos na Figura 2.3 o sistema de climatização para ambientes residencial, como apartamentos, escritórios de pequeno porte, etc.



Figura 2.3 – Sistema de ar condicionado da linha residencial.
Fonte: Adaptado de CARRIER (2017).

Na Figura 2.4, apresentamos a linha comercial leve, aparelho usualmente para média capacidade térmica, como lojas, escolas, auditórios, etc.



Figura 2.4 – Sistema de ar condicionado linha comercial leve.
Fonte: Adaptado de CARRIER (2017).

Na Figura 2.5, apresentamos a linha comercial pesada, aparelho usualmente para alta capacidade térmica, como lojas de grande porte, supermercados, atacadão, shopping center, auditórios de grande capacidade, cinemas, etc.



Figura 2.5 - Sistemas de climatização Linha Comercial pesada.
Fonte: Adaptado CARRIER (2017).

2.3 – COMPONENTES BÁSICOS DE REFRIGERAÇÃO

Inicialmente para entender a climatização, precisamos entender quais são os componentes básico do sistema de refrigeração conforme SILVA e SILVA (2007).

O sistema de refrigeração por compressão de vapor é composto pela união de quatro componentes vitais para o funcionamento:

- Moto Compressor – Promove a circulação do fluido refrigerante em conjunto com os outros elementos;
- Condensador – É a unidade externa, tem a função de rejeitar o calor absorvido pela unidade evaporadora (unidade interna), o gás que vem da evaporadora no estado gasoso passa por este processo e muda de fase de gás para líquido;
- Evaporador – É a unidade interna, tem como objetivo fazer a troca de calor no interior do recinto, ou seja, absorve o calor refrigerando o local do recinto, neste processo o gás no estado líquido entra em ebulição com o calor absorvido do local e muda para fase gasosa;
- Dispositivo de expansão – tem como objetivo de criar uma restrição ou dificuldade do fluido líquido vindo do condensador para o evaporador, com essa restrição provoca uma elevação de pressão no condensador e uma redução de pressão no evaporador.

Na Figura 2.6 podemos observar os quatro elementos do sistema básico de climatização, os elementos são comuns em todos os sistemas de climatização e refrigeração, entretanto o que diferencia um sistema de outro, são as dimensões, pesos e automação que contem cada modelo de sistema.

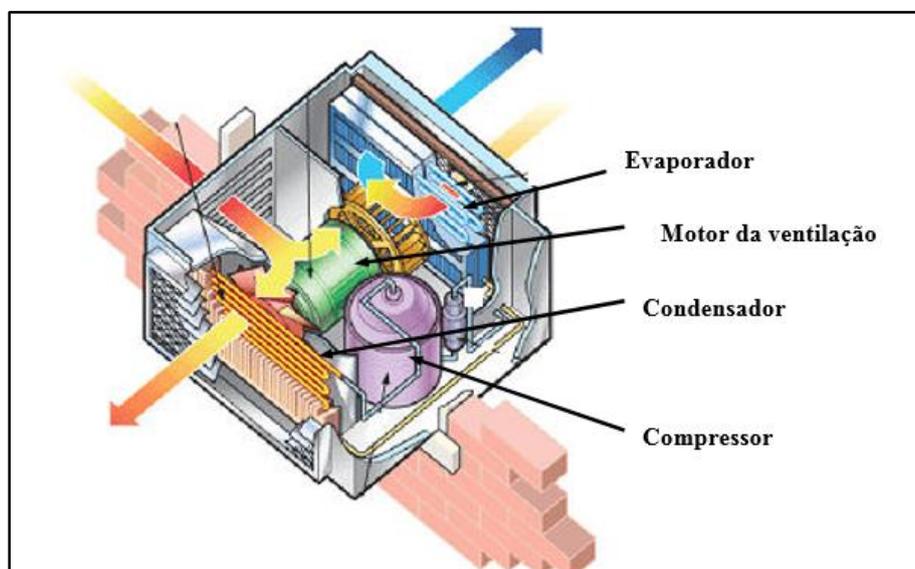


Figura 2.6 - Componentes básicos frigorígeno.

2.4 - FLUIDO OU GASES REFRIGERANTE

No sistema frigorígeno ou sistema de refrigeração ou climatização, divide-se em duas partes:

Lado de alta pressão, que consiste na linha de tubulação de descarga, condensador e linha de líquido, a pressão que exerce o fluido é chamada de pressão alta ou pressão de descarga.

Lado de baixa pressão, que consiste no evaporador e linha ou tubulação de sucção, a pressão que exerce nesta parte é chamada pressão de vaporização, evaporação ou saturação, também pode ser chamada de pressão de sucção.

Segundo JUNIOR (2017), o refrigerante é um fluido que absorve o calor de uma substancia do ambiente a ser resfriado. De outro ponto de vista o refrigerante é um meio de transporte da sua absorção do calor no evaporador até a sua rejeição no condensador, conforme apresentado na Figura 2.7 pode-se observar o comportamento do gás no sistema, tanto no lado da pressão alta, como na pressão baixa.

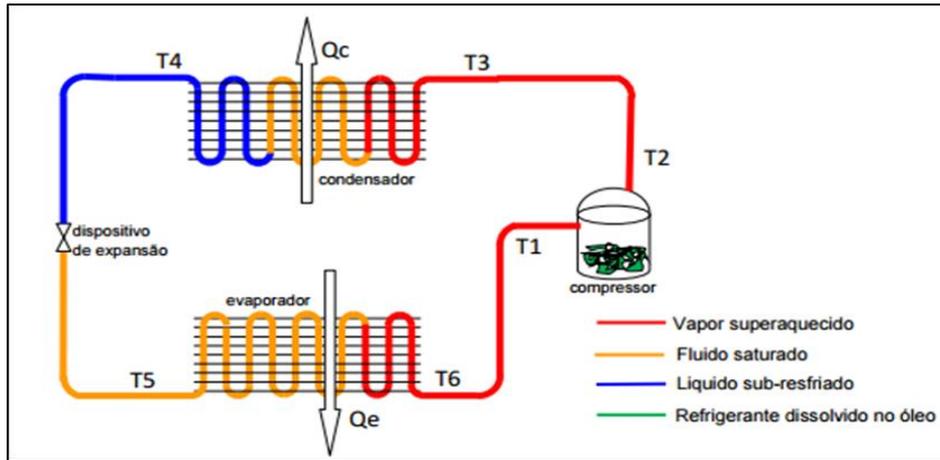


Figura 2.7 - Distribuição da carga de refrigerante no sistema de refrigeração.

2.5 – COEFICIENTE DE PERFORMANCE (COP)

O COP é um índice importante para avaliar o rendimento de um equipamento de refrigeração tais como *splits*, ar de janela, *Chillers*, self containers equipamentos da linha comercial pesada, etc., esse índice nos fornece a relação da capacidade de remoção de calor de um equipamento (Energia útil) e a potência requerida pelo compressor (Energia consumida). Quanto maior o COP, maior será o rendimento do equipamento e o seu consumo de energia (PROCEL EPP, 2011).

$$COP = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia consumida}} \quad (2.1)$$

Sendo:

COP = Coeficiente de Performance.

Segundo SILVA (2004), um ciclo de refrigeração pode ser analisado em termos de sua eficiência energética através do coeficiente de performance (COP), uma grandeza adimensional que avalia a relação entre a capacidade de refrigeração obtida e o trabalho gasto para tanto.

Na Figura 2.8, está detalhado o processo de refrigeração através do gás no circuito frigorífico no diagrama pressão (P) versus Entalpia (h), P_xh com suas principais grandezas termodinâmicas.

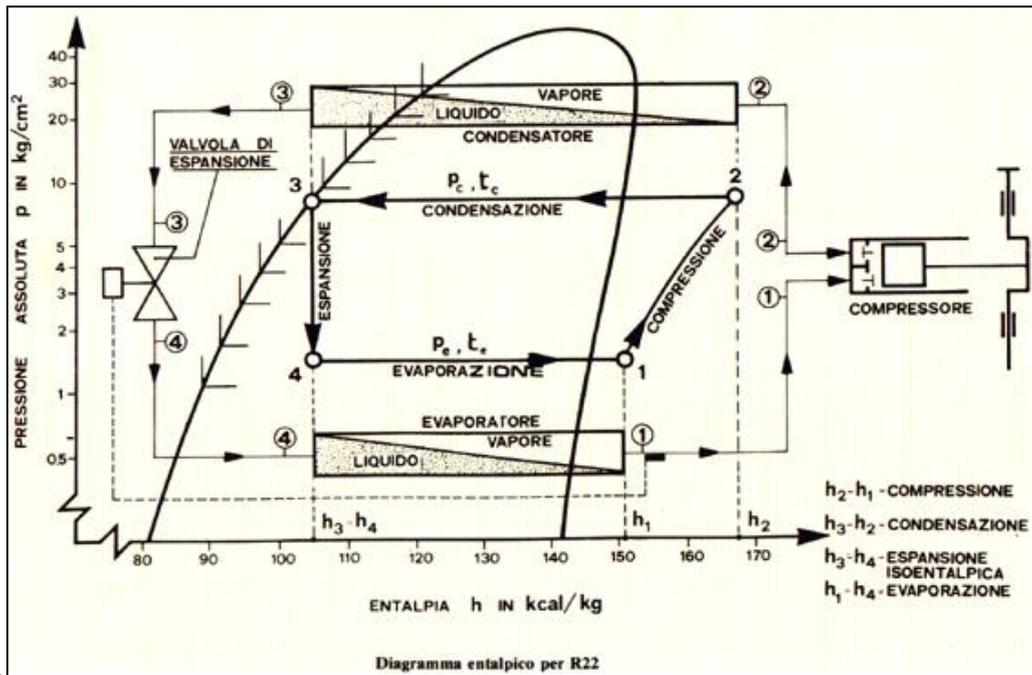


Figura 2.8 - Processo de Refrigeração.
 Fonte: Adaptado de STOKER e JABARDO (1985).

Processo 1 – 2: No compressor o vapor entra frio e com baixa pressão e temperatura. Recebe energia pela compressão (calor de compressão) e sai do compressor a alta temperatura e alta pressão. A compressão é adiabática reversível (isentrópica $s = \text{constante}$). Não há atrito e troca de calor entre o compressor e o vapor.

Processo 2 – 3: Ocorre no condensador, admitimos que o vapor não sofra qualquer alteração na linha de descarga. No condensador o vapor perde calor para o meio condensante (ar ou água) e sai do condensador na forma líquida. Admitimos que no condensador a evolução é isobárica. Quanto a temperatura devemos admitir duas etapas: Quando o vapor entra no condensador ele está superaquecido e deve ser resfriado até a temperatura de saturação; depois acontece a condensação e a temperatura não mais varia.

Processo 3-4: Ocorre no dispositivo de expansão a passagem do refrigerante pelo dispositivo medidor é adiabática irreversível (isoentálpica, $h_3 = h_4$). Apesar de não acontecer troca de calor com o exterior, parte do refrigerante vaporiza absorvendo calor do restante da massa líquida. Assim, na saída do dispositivo temos uma mistura de líquido e vapor sob temperatura e pressão inferiores àquelas da entrada no dispositivo medidor ($p_4 < p_3$ e $t_4 < t_3$), devido ao pequeno orifício do dispositivo. O volume específico aumenta devido a formação do vapor ($v_4 > v_3$). O ponto 4 pode ser determinado com o auxílio do título, x_4 .

Processo 4–1: refrigerante entra no evaporador numa mistura líquido e vapor com baixa pressão e temperatura. Passando pela tubulação do evaporador a massa líquida vai absorvendo calor (carga térmica) do interior do recinto e vaporizando. Na saída do evaporador temos apenas vapor saturado. Admite-se que a passagem pelo evaporador é isotérmica e isobárica. Do evaporador o vapor vai a linha de sucção onde, teoricamente, nenhuma transformação ocorre.

A eficiência dos ciclos é normalmente definida como a relação entre a energia útil que é objeto do ciclo e a energia que deve ser paga para obtenção do efeito, (STOECKER e JABARDO, 2002), considerando o ciclo, o coeficiente de performance pode ser calculado através da Eq. (2.2) abaixo:

$$COP = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia Consumida}} = \frac{h1-h4}{h1-h2} \quad (2.2)$$

Sendo:

h1 = Entalpia da saída do evaporador;

h2 = entalpia na saída do compressor;

h4 = entalpia na entrada do evaporador.

Na determinação do COP de um sistema HVAC do tipo *Split*, a energia consumida refere-se ao equipamento como um todo, considerando-se o compressor, o motor do ventilador da unidade interna, o motor do ventilador da unidade externa e demais componentes elétricos que fazem parte dos equipamentos.

2.6 – PRINCIPIO DE FUNCIONAMENTO DO SISTEMA DE AR CONDICIONADO CONVENCIONAL MODELO PISO TETO.

Para fins de comparativo com o sistema VRV, apresentamos o modelo piso teto referente ao nosso objeto de estudo conforme os seguintes aspectos:

- a) O sistema é convencional unitário apresenta uma unidade condensadora posicionada no lado externo para a troca de calor e interligada com uma unidade evaporadora interna para absorção do calor através do processo de climatização;
- b) A limitação de instalação é de 30 metros na horizontal e 10 metros de desnível;
- c) Na figura 2.9, apresentamos o circuito frigorígeno, iniciamos no ponto 1 temos a entrada do fluido refrigerante na forma de gás pela LS, (linha de sucção) entrando na unidade condensadora em seguida no ponto 2 pelo processo de

compressão de baixa para alta pressão e temperatura direcionando este gás para o condensador ponto 3, onde mudará a fase para o estado líquido, na sequência no ponto 4, na válvula de expansão baixando a pressão e a temperatura sendo conduzido pela LE (Linha de expansão) para em seguida o fluido entrar no ponto 5 evaporador para que ocorra a mudança de estado líquido para gasoso com a absorção do calor do ambiente concluindo o processo de climatização.

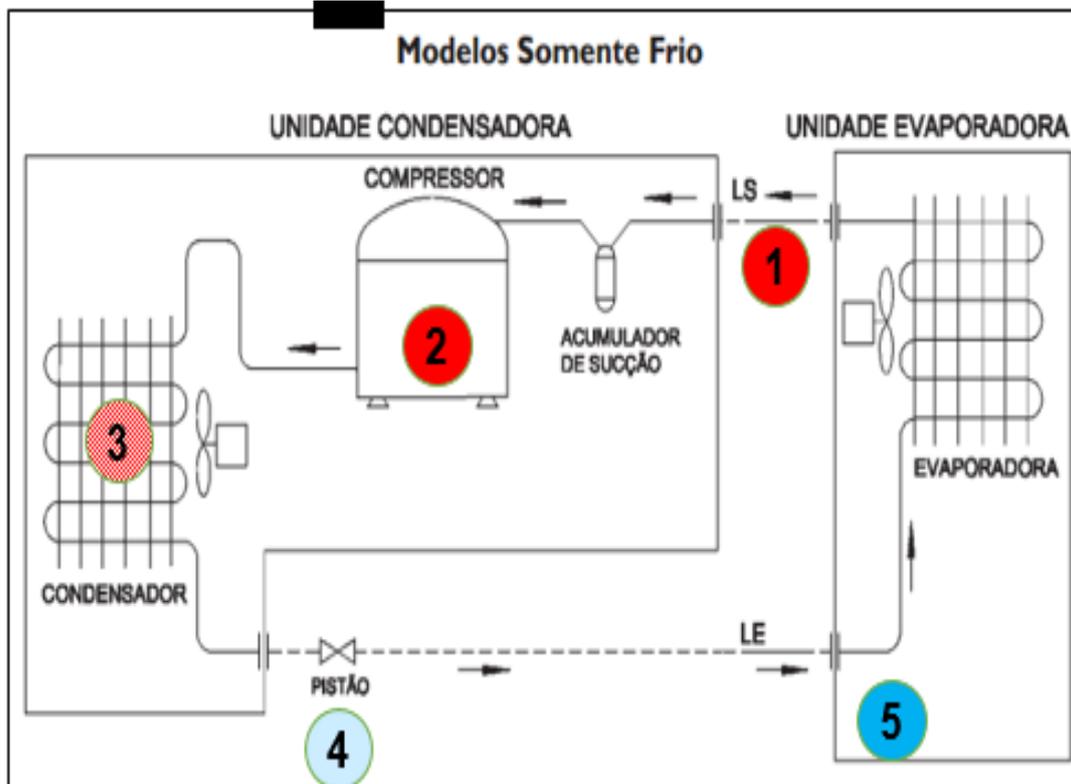


Figura 2.9 - Circuito frigorígeno.
Fonte: Adaptado de CARRIER (2013).

Na Figura 2.10 temos o sistema de comando realizado pela placa eletrônica na evaporadora, onde temos as leituras de entradas como a o receptor do sinal do controle remoto, leituras da temperatura ambiente posicionada na ventilação de retorno, leitura da temperatura da serpentina e motor ventilador da evaporadora, onde através destes comandos de saída enviados a condensadora são acionados o motor compressor, válvula de expansão e motor ventilador da unidade condensadora, bem como o trabalho do compressor irá ser desligado e ligado dependendo do atingimento da temperatura selecionada em controle remoto.

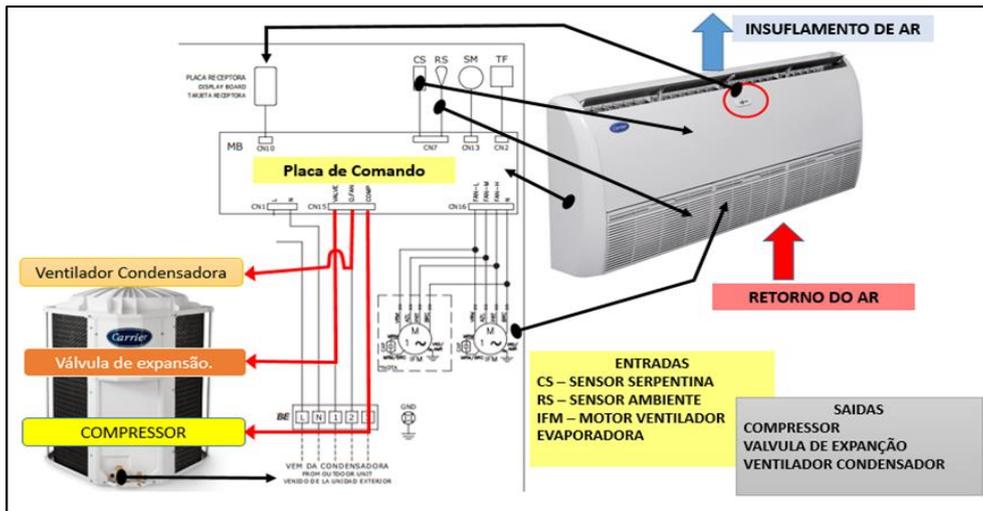


Figura 2.10 – Diagrama elétrico de comando modelo piso teto.
Fonte: Adaptado de CARRIER (2013).

2.7 – PRINCIPIO DE FUNCIONAMENTO DO SISTEMA DE AR CONDICIONADO VRV (VAZÃO DE REFRIGERANTE VARIÁVEL)

O sistema de Vazão Variável de Refrigerante (VRV) aplicado ao sistema de ar condicionado foi introduzido no Japão, na década de 80, sendo atualmente utilizada em mais de 50% das edificações comerciais de médio porte deste país (GOETZLER, 2007).

Para o projeto de sistema VRV, vazão de refrigerante variável, utilizaremos como exemplo de aplicação o modelo do fabricante Midea MDV5X, 100% inverter, na qual é uma tecnologia disponível no mercado Brasileiro com sua evolução ao longo dos últimos anos ABRVA (2014), o sistema VRV é um modelo de ar condicionado projetado especialmente para residências amplas, edifícios comerciais de médio e de grande porte, pois possui uma, duas unidade externas ou conjunto de unidades ligadas a múltiplas unidades internas (evaporadoras) de variados modelos e capacidade de refrigeração. O grande diferencial deste produto é simplesmente a automação eletrônica embarcada com sistemas de microprocessadores, em conjunto associado a múltiplas unidades internas.

A seguir apresentamos aspectos diferenciados em relação aos sistemas convencionais:

- a) A configuração do sistema inverter dependendo da capacidade térmica do recinto na qual vai delimitar a quantidade de unidades condensadoras para múltiplas unidade evaporadoras, na Figura 2.11 podemos verificar o exemplo

de uma unidade condensadora para 6 unidades internas de diferentes modelos e capacidades;

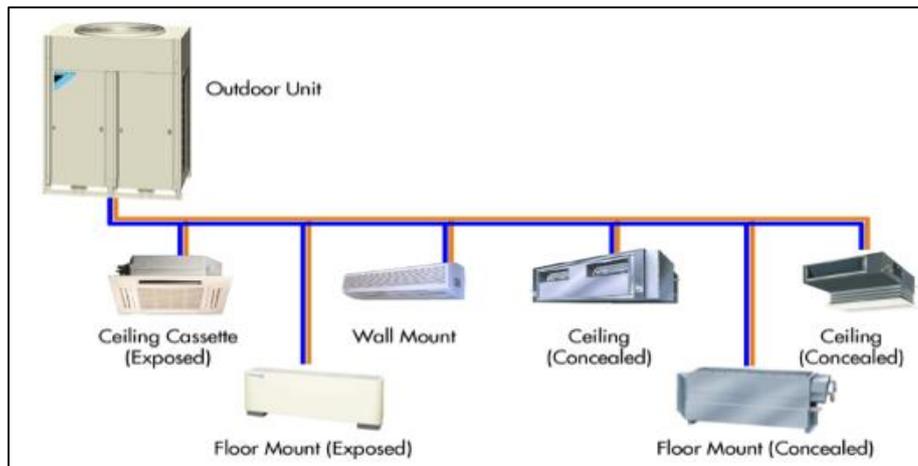


Figura 2.11 - Configuração de unidade condensadora x unidades evaporadoras.
Fonte: Adaptado de CARRIER (2016).

- b) O sistema VRV apresenta um acentuado diferencial em relação a distâncias de instalação motivo este sendo ideal para projetos em edifícios. Na Figura 2.12 demonstramos os limites de instalação, sendo o comprimento real máximo de 175 metros, desnível entre unidades de 110 metros e desnível entre unidades internas de 30 metros;

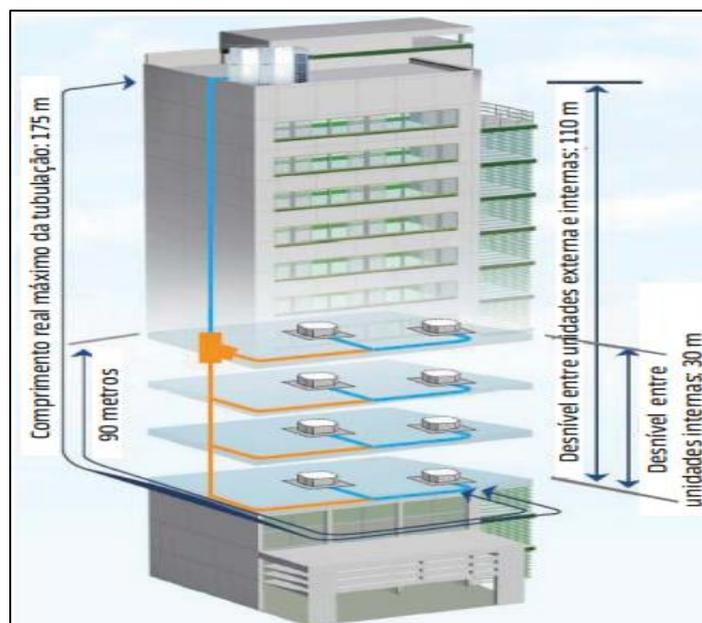


Figura 2.12 – Flexibilidade no projeto de tubulação do sistema VRV.
Fonte: Adaptado de CARRIER (2016).

- c) Adentrando no circuito frigorígeno do sistema VRV na figura 13, temos uma tecnologia diferenciada, múltiplas unidades internas compartilhando a mesma linha frigorígena tanto de sucção com expansão, no fluxo interno destacamos:
- Separador de óleo que tem como função reter o óleo para que ele volte rápido ao compressor;
 - Acumulador de líquido tem como função reter o refrigerante líquido afim de que entre somente o refrigerante em forma de gás evitando assim um golpe de líquido e perda de rendimento do sistema;
 - Válvula de quatro vias (ST1), fecha no modo refrigeração e abre no modo aquecimento;
 - Compressor inverter, protegido com manta de proteção acústica reduzindo o ruído de funcionamento. O compressor inverter será detalhado no próximo tópico;
 - Válvula de expansão eletromagnética EXV, comandada via placa eletrônica através de leitura das unidades internas, possui sistema de precisão de pulsos para liberação do fluxo de refrigerante variável com maior eficiência e eficácia e estabilidade;
 - Válvula SV2, utilizada para pulverizar uma pequena quantidade de refrigerante líquido para refrigerar o compressor, abre quando a temperatura de descarga estiver acima de 100°C;
 - Válvula SV5, usada no modo degelo, corta o ciclo do refrigerante de modo que o processo de degelo demore menos tempo;
 - Válvula SV6, para derivação, abre quando a pressão de descarga está muito alta e fecha quando a unidade está em stand by ou em modo aquecimento;
 - Sensor de alta pressão, monitora a pressão de descarga do compressor para controlar a velocidade da ventilação forçada de condensação.

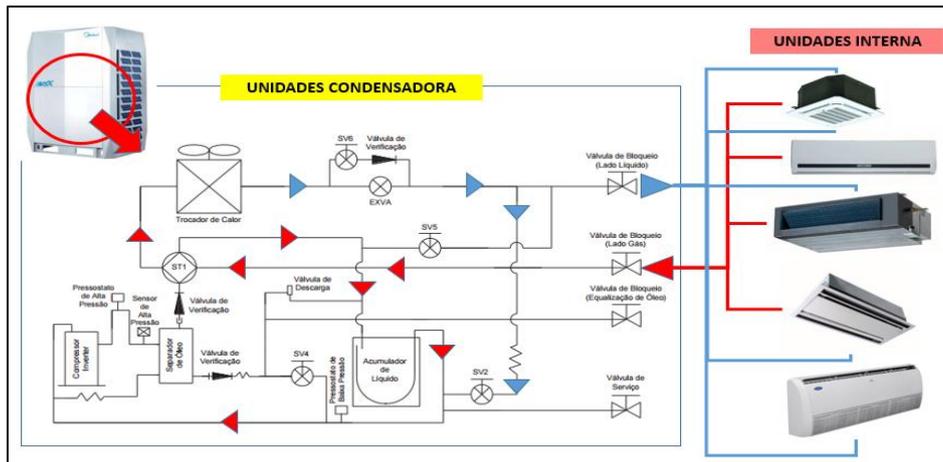


Figura 2.13 - Circuito frigorígeno VRV – MIDEA.
 Fonte: Adaptado de VRF MIDEA (2016).

- d) Compressor DC (*Direct Current*), em português corrente contínua, possui alta eficiência energética em refrigeração e aquecimento, os compressores possuem a tecnologia *soft start*, garantindo uma partida suave, reduzindo picos de energia na corrente elétrica e atingi rapidamente a frequência de trabalho reduzindo o tempo de carga e contribuindo que o set point seja rapidamente atingido. Conforme apresentada na Figura 2.14;

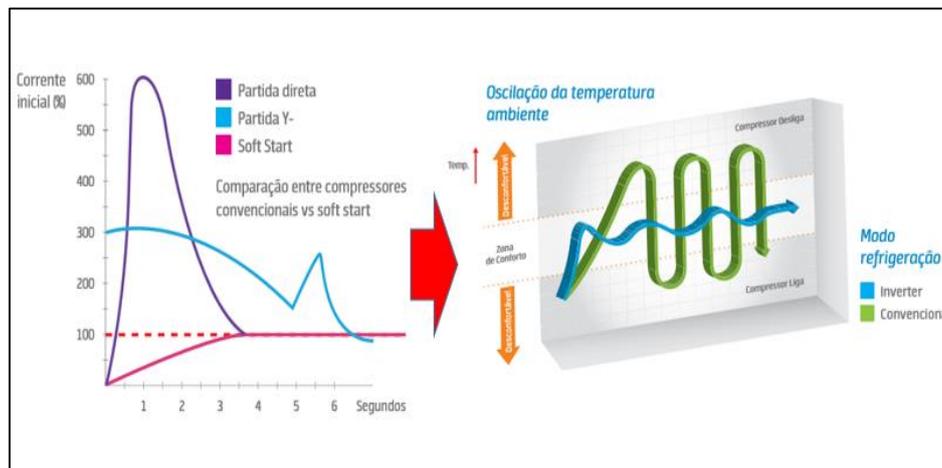


Figura 2.14 - Gráfico comparativo entre compressores convencionais e sistema Inverter com SOFT START e atingimento do set point de temperatura.
 Fonte: Adaptado de CARRIER (2016).

- e) Motor ventilado DC (*Direct Current*), corrente contínua, um dos diferenciais em relação aos sistemas convencionais é que o sistema de ventilação atua de acordo com a carga operacional e pressão do sistema, a placa principal controla a velocidade para corresponder ao rendimento do compressor;

Na Figura 2.15 temos o sensor que monitora a pressão do sistema para envio a placa de comando, o sistema controla a velocidade do ventilador de acordo com a carga e a alta pressão e ajuste liso linear da velocidade do motor ventilador.

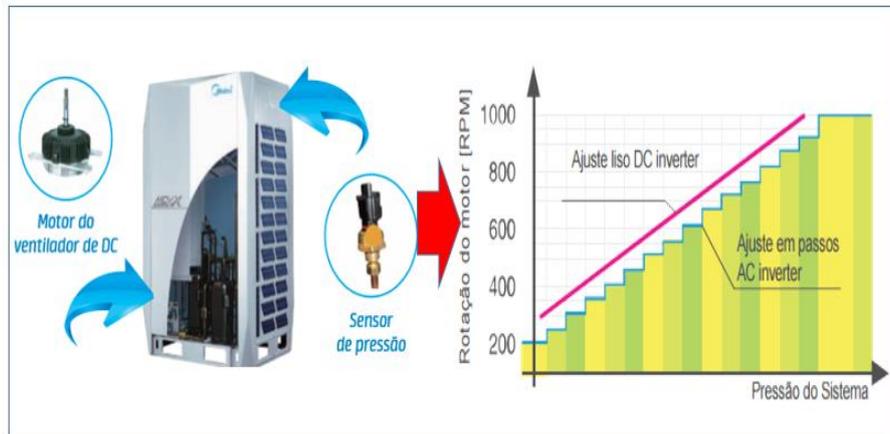


Figura 2.15 – Gráfico de ajuste da rotação do motor ventilador X Pressão do sistema.
Fonte: Adaptado de CARRIER (2016).

O sistema pode operar na melhor condição de pressão em diversos ambientes garantindo a maior confiabilidade e vida útil ao sistema e com a automação implementada o sistema chega a consumir em até 45% em energia conforme a Figura 2.16.

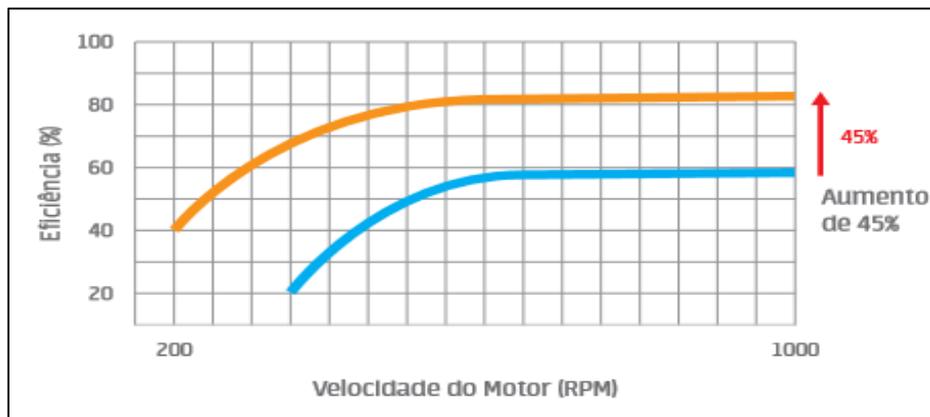


Figura 2.16 – Gráfico do consumo de energia no processo de ventilação de condensação.
Fonte: Adaptado de CARRIER (2016).

- f) Tecnologia de controle com múltiplas válvulas solenoides. Os sistemas possuem duplas válvulas de expansão EXV, com capacidade de 480 pulsos cada para ajustar o fluxo de refrigerante com precisão a um total de 960 pulsos de controle, as válvulas solenoides garantem o controle da temperatura e

Na camada superior conforme apresentada na Figura 2.19, temos a placa de comando principal, transformadores, terminais de entrada de alimentação e terminais de saída de comunicação com as unidades internas.

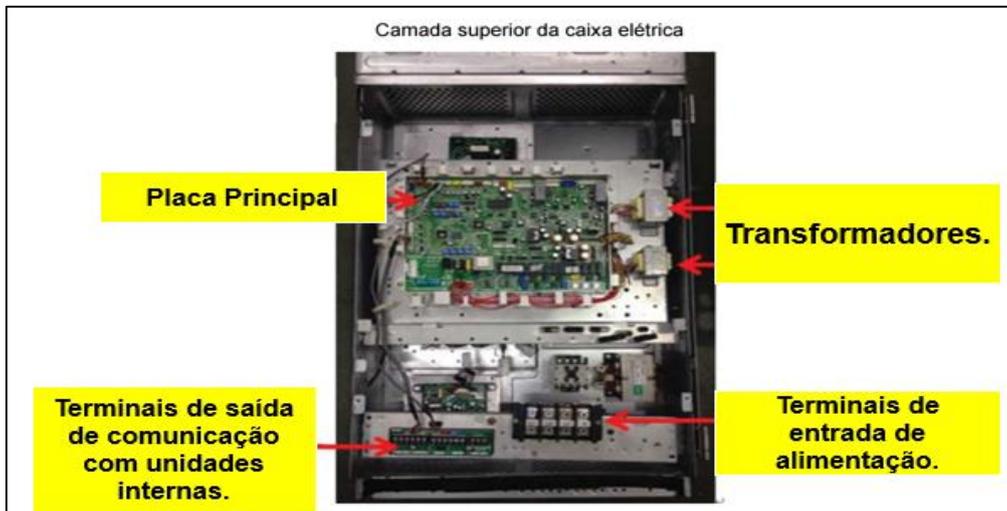


Figura 2.19 - Sistema de placas na camada inferior condensadora VRV midea.
Fonte: Adaptado de VRF (2016).

h) Na Figura 2.20, temos a interação da placa principal com os demais componentes de entrada e saída;

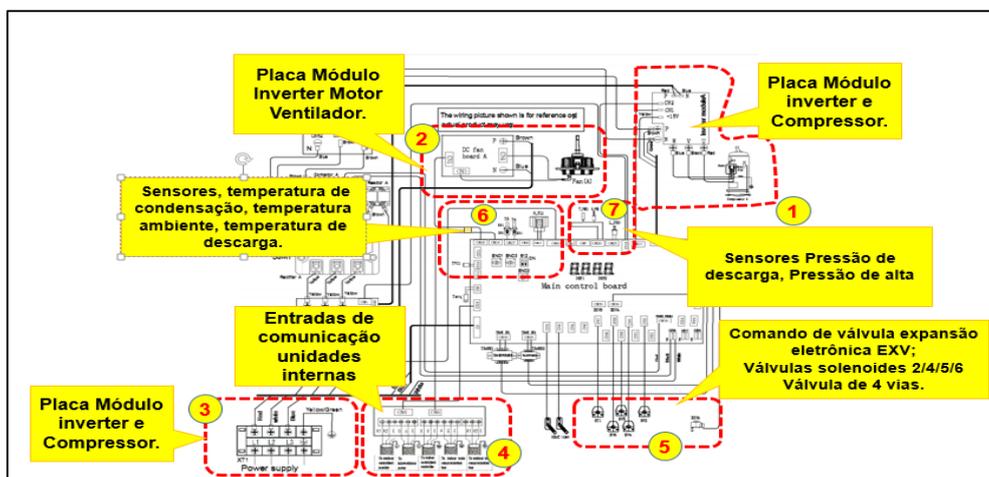


Figura 2.20 – Integração com a placa principal condensadora VRV midea.
Fonte: Adaptado de VRF (2016).

i) A lógica da programação do sistema está no circuito integrado da placa que é constituído por 3 chips, controle principal, comunicação e módulos inverter, conforme Figura 2.21;

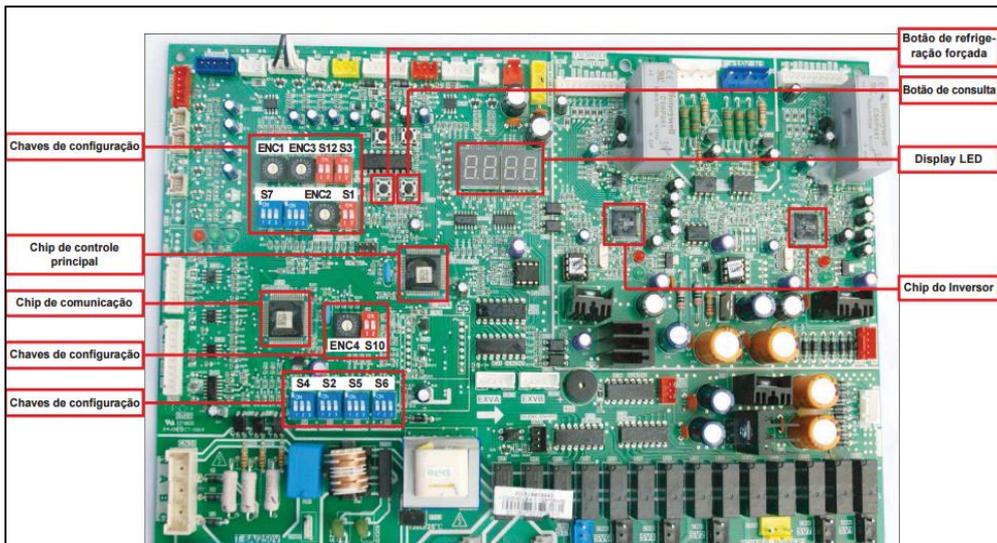


Figura 2.21 – Posicionamento dos chips na placa principal condensadora VRV midea.
 Fonte: Adaptado de VRF (2016).

j) O sistema VRV Midea possui um trocador de calor de alta performance, com a ampliação da área de trocador de calor, diminui a resistência do ar e em conjunto com aletas com ranhuras internas otimizam a troca de calor conforme a Figura 2.22;

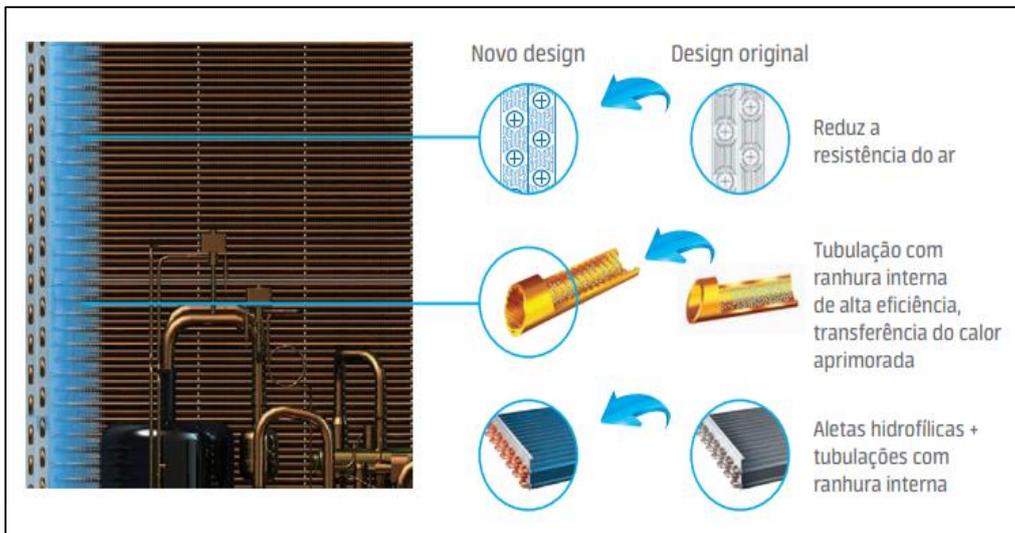


Figura 2.22 – Sistema de trocador de calor de alta performance VRV midea.
 Fonte: Adaptado de VRF (2016).

CAPÍTULO 3

MATERIAIS E MÉTODOS.

3.1 - PROCEDIMENTOS METODOLOGICOS APLICADOS.

Tomando como base a taxionomia de VERGARA (2010), esta pesquisa está qualificada em aspectos: quanto aos fins e quanto aos meios.

Quanto aos fins, a pesquisa foi exploratória, metodológica e aplicada. Exploratória, por investigar e buscar conhecimentos no mercado nacional e internacional referente a sistemas de ar condicionados mais eficientes energeticamente para o estudo comparativo entre sistemas convencionais *Split System* e sistemas VRV. Metodológica, por se tratar de utilização de metodologia de cálculo de carga térmica citados e aplicados na obra de CRUZ (2008), este método define qual a carga térmica do recinto a ser retirado pelo sistema de ar condicionado, na qual também define o dimensionamento correto das capacidades frigoríficas dos sistemas de ar condicionado. A pesquisa tem um cunho de aplicada por se motivada pelo interesse em resolver e ou contribuir para a eficiência energética do mercado Brasileiro, na qual também vai de encontra com os impactos ambientais, pois o referido estudo analisa dois sistemas, um comumente já utilizado no mercado Split system e um outro sistema VRV, com uma nova tecnologia embarcada que contribui para uma melhor eficiência energética, conforme será detalhado neste estudo.

Quanto aos meios, trata se de estudo de caso, pois o estudo realiza um comparativo entre sistemas de climatização realizado em um andar de um edifício acadêmico com dez salas de aulas, na qual, serão analisadas as performances em relação a carga térmica, consumo energético e custos de operação do equipamento.

A pesquisa também é bibliográfica, pois para a fundamentação da aplicação de sistemas de climatização é embasada em manuais de aplicação do fabricante, obras e normas técnicas de cálculos de carga térmicas, artigos nacionais e internacionais sobre sistemas de climatização eficientes, e demais bibliografias que são de referências para a aplicabilidade do estudo em questão.

Por fim a pesquisa é de campo por se tratar de coleta de dados no ambiente de estudo, tais como medição de temperatura, umidade relativa, tipos de materiais

construtivos das salas, tipo de iluminação e demais componentes que integram a coleta de dados para cálculo e análise do estudo.

3.2 - UNIVERSO E AMOSTRA

O presente estudo tem como universo um edifício acadêmico da universidade de Engenharia X (nome fictício), que tem como objetivo a formação de acadêmicos das mais diversas áreas de engenharia para o estado do Amazonas, localizado na avenida Leonardo Malcher no centro da cidade de Manaus, o funcionamento deste edifício acadêmico é de 08:00 horas às 22:00 horas de segunda a sexta feira, a taxa de utilização é variável conforme a demanda acadêmica.

Para o presente estudo de caso é utilizado como amostra o 3º Andar da instituição e o tamanho da amostra de estudo são as 10 salas de aulas composta neste andar, cada sala possui uma capacidade entre 45 a 50 alunos, sendo seu sistema de climatização atual utilizado é o Split system de modelo piso teto com capacidade frigorífica de 58.000 BTU/h, onde justificamos a escolha deste andar pela localização das salas de aulas, na qual absorve na sua totalidade do tempo as maiores incidências solares do nascer do sol no ponto cardinal leste, ao meio dia e ao pôr do sol no ponto oeste, onde conforme a Figura 3.1, podemos visualizar o objeto de estudo.



Figura 3.1 - Foto do objeto de estudo.
Fonte: GOOGLE MAPAS (2017).

3.3 - COLETAS DE DADOS

Os dados com quais trabalhamos são levantados pelo próprio autor para os devidos tratamentos fundamentados em cálculos, valores de referências para os respectivos comparativos e posteriormente as análises e conclusões dos próximos capítulos, na qual estão subdivididos:

3.3.1 – Coleta de dados para carga térmica do recinto

Para fundamentar o cálculo de carga térmica são utilizadas pesquisas bibliográficas, conforme a obra de CRUZ (2008), entretanto para se realizar os cálculos são necessários a realização da pesquisa de campo para coleta de dados de dimensionamento da estrutura física, uso de instrumento de coleta de dados para valores de temperatura ambiente, bulbo seco e bulbo úmido, umidade relativa do ar, tipos de construção de paredes, vidraçarias, lâmpadas, tipo de uso dos ambientes, quantidade total de pessoas que são de informações internas do recinto. Para informações externas relacionados a temperaturas e umidades externas, são consultados em sites de agentes de pesquisas de climatização como o INMET, na qual informa as condições históricas de níveis máximos e mínimos que são valores de objeto de estudo.

3.3.2 – Coleta de dados de sistemas de climatização em estudo

Para fundamentar o comparativo entre sistemas, são utilizadas pesquisas de campo para descobrir o sistema atual utilizado bem como seu modelo, na qual traz consigo a busca bibliográfica em manuais de fabricantes do produto para as devidas coletas de dados de capacidade frigorífica real, coeficiente de performance COP e consumo energético primordiais valores base para comparativo com o sistema VRF.

A busca de sistemas de climatização mais eficientes, na ocasião deste estudo o VRV, vazão de refrigerante variável, são de cunho bibliográfico, na qual é retirado de artigos científicos, nacionais e internacionais, acesso em sites dos fabricantes e através de ferramentas que são a base do projeto de sistema de climatização para o comparativo do sistema atual piso teto.

3.3.3 – Coleta de dados em custo com energia elétrica para climatização.

A coleta de dados do custo com energia elétrica está embasada conforme a resolução ANEEL: 2.182 de 28/11/2016, onde regulamenta a tarifa conforme a Figura 3.2, onde a base de dados coletada para cálculo de custo de energia elétrica média tensão é de R\$ 0,67 (Sessenta e Sete Centavos de Real).

		Tarifas de energia elétrica do Grupo "A"			
		Resolução ANEEL: 2.182 de 28/11/2016 Vigência: 30/11/2016 a 31/10/2017			
BANDEIRA VERDE		Ponta	Fora Ponta	Desconto (%)	
ZUL São	Industrial / Comercial	Consumo kWh	0,671120	0,488533	-
			* 0,503340	* 0,366400	
		Demanda kW	21,693333	9,946666	
		* 16,270000	* 7,460000		

Figura 3.2 - Tarifa de energia elétrica.
Fonte: Adaptado da ANEEL (2017).

3.4 - INSTRUMENTO DE COLETA DE DADOS

Para instrumentos de coleta de dados relacionado a dimensão dos recintos foi realizado por meio de medições com fita métrica e coletado os dados para embasamento do cálculo de carga térmica que é um dos principais parâmetros para dimensionamento da capacidade das máquinas.

Para coletas dos dados climáticos internas dos recintos que são de base para o cálculo de carga térmica, foi utilizado um instrumento TERMO-HIGROMETRO, na qual este instrumento nos permite ler os valores de temperaturas de bulbo seco (TBS), percentual de umidade relativa do ar e hora da coleta, o instrumento ainda nos permite ter as leituras máximas e mínimas dos referidos indicadores, Figura 3.3.



Figura 3.3 - Instrumento termo-higrometro.
Fonte: adaptado de MINIPA / PRODUTOS].

Na Figura 3.4, temos a aplicação de coleta dos dados de temperaturas e umidade relativa do ar, na quais os dados levantados são variáveis a serem utilizados no cálculo de carga térmica.



Figura 3.4 - Foto aplicação do Instrumento termo higrômetro.

3.5 – LIMITAÇÕES DO MÉTODO

Basicamente todos os métodos possuem limitações, e é interessante antecipar as críticas do leitor relacionado na apresentação e condução do referido trabalho, de tal forma, explicando as limitações, dificuldades e outros meios que substituem os parâmetros das dificuldades VERGARA (2013). No que tange a limitações deste

trabalho, estão apenas voltadas na pesquisa de campo relacionados à coleta de dados e documentos conforme a seguir:

- Para aplicabilidade do método de cálculo de carga térmica, uma das informações necessárias são os dimensionamentos das salas de aulas, tais como comprimento, largura, pé direito, dimensões de janelas, portas entre outros, entretanto os projetos básicos das salas não foram disponibilizados para consulta das informações, por tanto, foi utilizado o método de observações e coleta dos dados dos referidos dimensionamentos com fita métrica.
- Outro fator limitante foi a consulta do projeto básico de climatização, que fornecem parâmetros de modelo e demais valores base para comparativo com o sistema proposto neste estudo. Para vencer a dificuldade encontrada foi consultado no site do fabricante o modelo referente a capacidade aplicada e padronizada para as dez salas de aula da amostra proposta do estudo.
- O terceiro fator limitante está relacionado com os custos de operação do equipamento atual, a instituição não disponibilizou os valores de contas de energia para parâmetros de comparativo, entretanto será estimado o custo conforme o consumo Kw/h Kilowats-Hora, conforme manual básico do fabricante.

CAPÍTULO 4

CARGA TÉRMICA.

4.1 - CARGA TÉRMICA

A carga térmica é a denominação de conjunto de efeitos quando atuando no ar de um determinado recinto, elevam sua temperatura e umidade no caso de verão, ou as reduzem no caso de inverno CRUZ (2004).

Conforme CREDER (2004), a carga térmica é a somatória total da quantidade de calor sensível e latente que se deseja retirada do ambiente para promover o conforto térmico. Para a NBR 16401-2 (2008), as cargas térmicas devem ser calculadas em quantas horas do dia forem necessárias para determinar a carga máxima simultânea de cada unidade interna de tratamento de ar.

SILVA (2004), no mesmo conceito define o conjunto de efeitos como a quantidade de calor latente e sensível que deve ser retirada ou adicionada para que se mantenha as condições desejadas de temperatura e umidade, os ganhos de calor podem ser provenientes de fontes externas ou internas, a exemplo na Figura 4.1. Os fenômenos de ganho de calor Latente e Sensível.

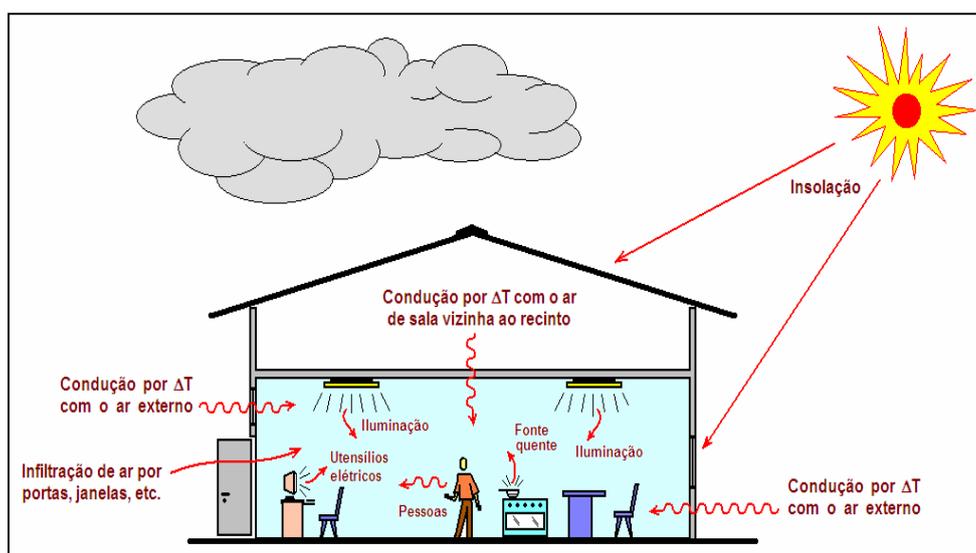


Figura 4.1- Ganhos de calor.
Fonte: Adaptado de CRUZ (2008).

Segundo CREDER (2004), o calor sensível é a quantidade de calor que se sente, é a propriedade que se pode ser medida por um termômetro comum, já o calor Latente causa a mudança de estado físico sem alterar a temperatura. Conforme a Figura 4.2 de mudança da fase de água.

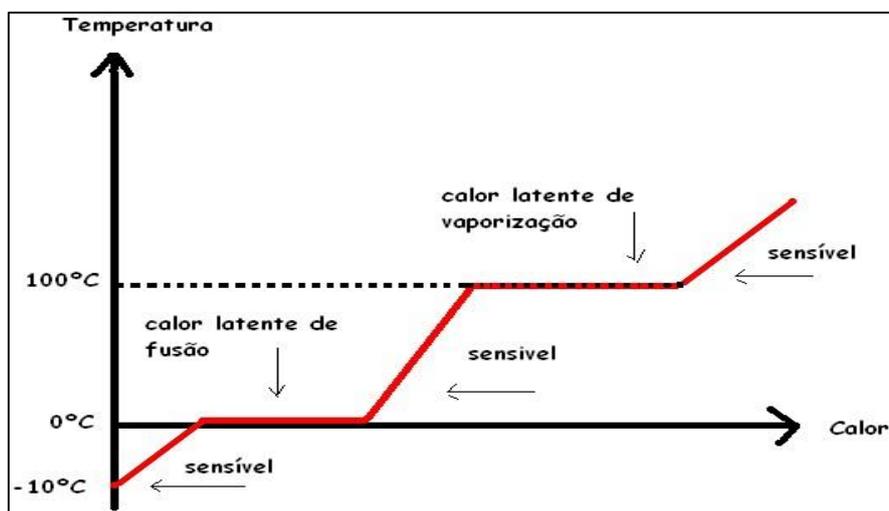


Figura 4.2 – Gráfico fase de mudança da água.

4.2 - ROTEIRO DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA.

O cálculo de carga térmica apresentado no referido estudo está conforme a obra citada em CRUZ (2008), o memorial de cálculo foi elaborado em planilhas de Excel e será apresentado em partes no decorrer deste capítulo com a base de cálculo aplicado de uma amostragem e em seguida o resumo do cálculo das 10 salas de aula, ao final do roteiro será apresentado o valor global do cálculo. As análises em relação ao dimensionamento dos equipamentos estão no próximo capítulo.

Como roteiro inicial deve ser apresentado as seguintes informações:

- Cidade do estudo de cálculo de carga térmica aplicado;
- Latitude e altitude e posicionamento geográfico da cidade;
- Data e estação, período seco ou chuvoso;
- Temperaturas de Bulbo seco e úmido externo [$T_{BS,ext.}$ & $T_{BU,ext.}$];
- Temperaturas de bulbo seco e úmido interno [$T_{BS,int.}$ & $T_{BU,int.}$];
- Umidade absoluta do ar externo e interno [$w_{ext.}$ & $w_{int.}$];
- Apuração de medições das paredes, janelas, portas, piso, tetos e telhados;

- h) Determinação de todos os coeficientes de condutividade térmica de todos os fechamentos conforme citado acima item;
- i) Levantamento de todos os aparelhos máquina disposto em cada dependência do prédio e iluminação.

4.2.1 – Posição geográfica do objeto de estudo para cálculo de carga térmica

O estudo de cálculo de carga térmica foi aplicado em um edifício acadêmico na Universidade X, na cidade de Manaus, Amazonas, localizado na avenida Leonardo Malcher, nº 1141, coordenadas -3.125782 e -60.022118, elevação de 92 metros do nível do mar, conforme a Figura 4.3, apresentamos a posição geográfica do edifício estudado, conforme orientação do mapa e seus pontos cardeais.



Figura 4.3 - Localização geográfica do objeto de estudo.
Fonte: GOOGLE MAPAS (2017).

Na Figura 4.4, apresentamos o layout representativo das salas de aulas, disposições de 100% de paredes localizada na posição oeste 4 salas e lado oeste 1 sala, janelas 80% da lateral, 4 salas, ao sul 2 salas.

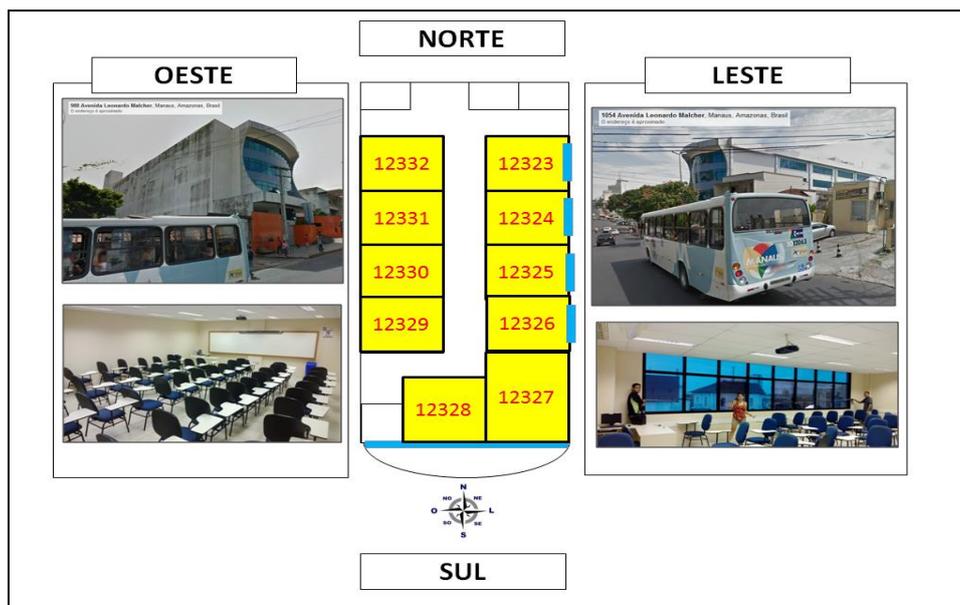


Figura 4.4 – Layout representativo e posição geográfica.

4.2.2 - Dados de temperaturas e umidade externas

Para base de cálculo de temperaturas externas, utilizamos informações do INMET, no link ESTAÇÃO E DADOS e Dados Históricos (É necessário um cadastro para acesso), optamos em escolher um cenário de alta temperatura de bulbo seco registrado na cidade de Manaus, conforme a Tabela 4.1, podemos observar que a maior temperatura registrada foi no dia 30 de setembro de 2010, alcançando a marca de 38,3°C graus Celsius, e umidade relativa de 63,5% naquela ocasião.

Tabela 4.1 - Histórico de temperaturas da cidade de Manaus.

Estação	Data	Temp. Máxima	Umidade Relativa Media
82331	25/09/2010	37.1	60.5
82331	26/09/2010	35.1	75.5
82331	27/09/2010	36.1	69.5
82331	28/09/2010	36.9	71
82331	29/09/2010	37.3	72
82331	30/09/2010	38.3	63.5
82331	01/10/2010	38	79

4.2.3 - Dados de temperaturas e umidade internas

Conforme utilização do instrumento em 3.4, foi realizado um mapeamento das condições climáticas internas das salas (Sem utilização do condicionador de ar) e corredores para verificação e consolidação das médias de temperaturas internas para o cálculo de carga térmica. No lado leste a coleta foi realizada no período de 9:00 hs, ponto de maior incidência de raios solares, no lado Oeste a coleta foi realizada no período de 15:00 horas onde é observado maior incidência de raios solares na edificação. Na Tabela 4.2, podemos fazer as leituras e definir a temperatura para estudo interna de 30°C.

Tabela 4.2 - Coleta de dados Climáticos.

Local: Unidade 12 Universidade X			
Coleta de Dados Climaticos			INSTRUMENTO TERMO-HIGRÔMETRO
Sala	Hora da coleta	TBS interno	Umidade Relativa
1	9 Às 12 horas	32,01	72%
2		32,6	74%
3		27,6	75%
4		30,15	78%
5		30,8	76%
6	15 às 17 horas	30,15	75%
7		30,56	73%
8		31,1	74%
9		30,8	76%
10		30,2	77%
MÉDIA		30,60	75%



4.2.4 – Dados de umidade absoluta externa e interna

Para integrar o cálculo de carga térmica a variável Umidade Absoluta [kg.ag/Kgas], calculada com a utilização de carta psicrométrica com auxílio do software PSICROM 1.0, com os dados levantados das temperaturas internas e externas definidos em 4.2.2 e 4.2.3, imputados neste software, conseguimos extrair os dados de relações necessárias para o estudo, conforme elencado na Figura 4.5 (Carta Psicrométrica).

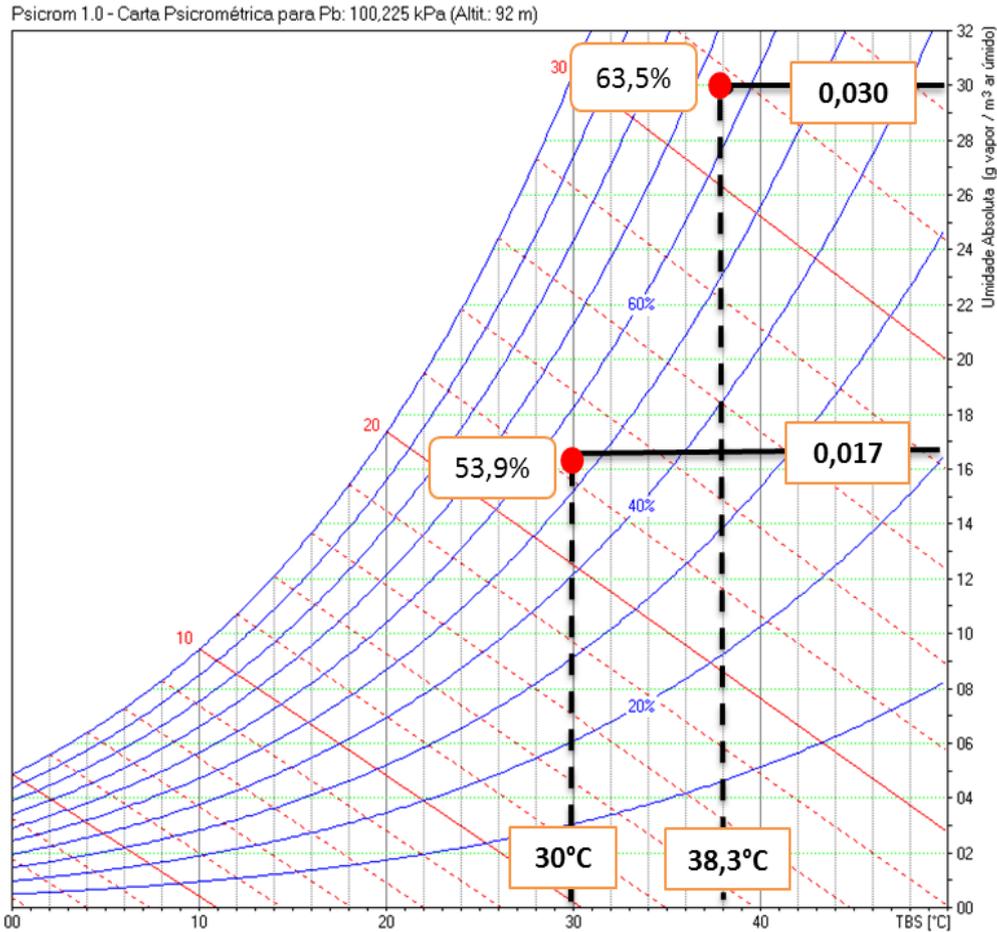


Figura 4.5 - Carta psicrométrica.
Fonte: SOFTWARE PSICROM(2017).

4.3 – CÁLCULO DE CALOR SENSÍVEL EM SUPERFÍCIES OPACAS

A condução ocorre pela convecção natural da maior temperatura para a menor temperatura expressa pela Eq. (4.1) abaixo:

$$\dot{Q}_{cond. sup. i} = A_{sup. i} \times U_{g, i} (T_{BS, ext.} - T_{BS, int.}) \quad (4.1)$$

Sendo:

$\dot{Q}_{cond. sup. i}$ [KW], carga sensível de cada superfície opaca i, cálculo aplicado a paredes externas, laje, piso, voltados para área externas;

$A_{sup. i}$ [m²], área externa de cada superfície i;

$U_{g, i}$ [Kw/m².C], condutividade técnica global de cada superfície opaca conforme tabela A2 apêndice A;

$T_{BS,ext.}$ e $T_{BS,int.}$ [°C], Temperatura de bulbo seco externo e internas.

Na Tabela 4.3, temos um exemplo de a aplicação do cálculo de calor sensível e paredes internas não climatizadas ou isoladas.

Tabela 4.3 - Cálculo de carga térmica em paredes opacas internas.

Calculo de carga térmica – Paredes Opacas Internas não isoladas.							SALA 05	
Orientação	Base m	Altura m	Área m ²	Tipo de Construção	Condutividade $U_{g,i}$	$T_{BS,ext.}$ °C	$T_{BS,int.}$ °C	Carga $\dot{Q}_{cond. sup. i}$ [kW]
LESTE	7,1	2,66	18,89	Tijolo furados 25 cm 1/2 vez alta densidade.	0,002442	38,3	30	0,383
OESTE								
NORTE	6,86	2,66	18,25	Tijolo furados 25 cm 1/2 vez alta densidade.	0,002442	38,3	30	0,370
SUPERIOR	6,86	2,66	18,25	Laje de concreto, não insolada	0,0032278	38,3	30	0,489
								1,242

Na Figura 4.6, apresentamos o resumo de cálculo das 10 salas de aulas com suas respectivas orientações cardeais de paredes internas, externas.

A - Carga Térmica Calor Sensível em Paredes Internas não climatizadas, não isoladas				
TABELA			LAY OUT REPRESENTATIVO	
SALA	Posição	Parede	kw	3412 BTU
SALA 1	1	NORTE + SUL	1,473	5.024,97
SALA 2	2	LESTE	1,093	3.729,84
SALA 3	3	LESTE	1,106	3.773,40
SALA 4	4	LESTE	1,110	3.787,92
SALA 5	5	OESTE+NORTE+SUL	1,242	4.236,04
SALA 6	6	NORTE + OESTE	1,489	5.080,35
SALA 7	7	OESTE	1,087	3.709,10
SALA 8	8	OESTE	1,115	3.804,52
SALA 9	9	OESTE	1,113	3.798,29
SALA 10	10	OESTE	0,617	2.103,61
			11,444	39.048,053

Figura 4.6 - Resumo de carga térmica em paredes opacas internas.

4.4 - CALOR SENSÍVEL DE INSOLAÇÃO SOBRE SUPERFÍCIE OPACAS

Segundo FROTA e SHIFFER (2003, p. 41), o sol importante fonte de calor, incide sobre o edifício representando certo ganho de calor, que será função da intensidade da radiação.

Segundo CRUZ (2008, apud JONES, 1983, p. 71), neste caso tendo em vista da radiação direta também incide radiação indireta de várias fontes, o modelo que contempla o mecanismo é:

$$\dot{Q}_{ins.sup.i} = A_{sup.i} \cdot U_{g,i} \cdot \Delta T_{eq,i} \quad (4.2)$$

Sendo:

$\dot{Q}_{ins.sup.i}$ [kW], carga de insolação;

$A_{sup.i}$ [m²], área externa de cada superfície i;

$U_{g,i}$ [Kw/m².C], condutividade técnica global de cada superfície opaca conforme tabela A2 apêndice A;

$\Delta T_{eq,i}$ [°C], diferença de temperatura sol-ar equivalente. (Ver Tabela A6.2, apêndice A).

Na Tabela 4.4, temos a aplicação do cálculo de calor sensível de insolação sobre superfícies opacas.

Tabela 4.4 - Cálculo de carga térmica sensível de insolação em superfícies opacas

Calculo de carga térmica – Calor Sensível de Insolação paredes opacas							SALA 04	
Orientação	Base m	Altura m	Área m ²	Tipo de Construção	Condutividade $U_{g,i}$	$\Delta T_{eq,i}$ °C		Carga $\dot{Q}_{cond.sup.i}$ [kW]
LESTE	9,94	2,66	26,44	Tijolo furados 25 cm 1/2 vez alta densidade.	0,002442	14,4		0,930
								0,930

Na Figura 4.7, apresentamos o resumo de cálculo das 10 salas de aulas com suas respectivas orientações cardeais de paredes internas, externas.

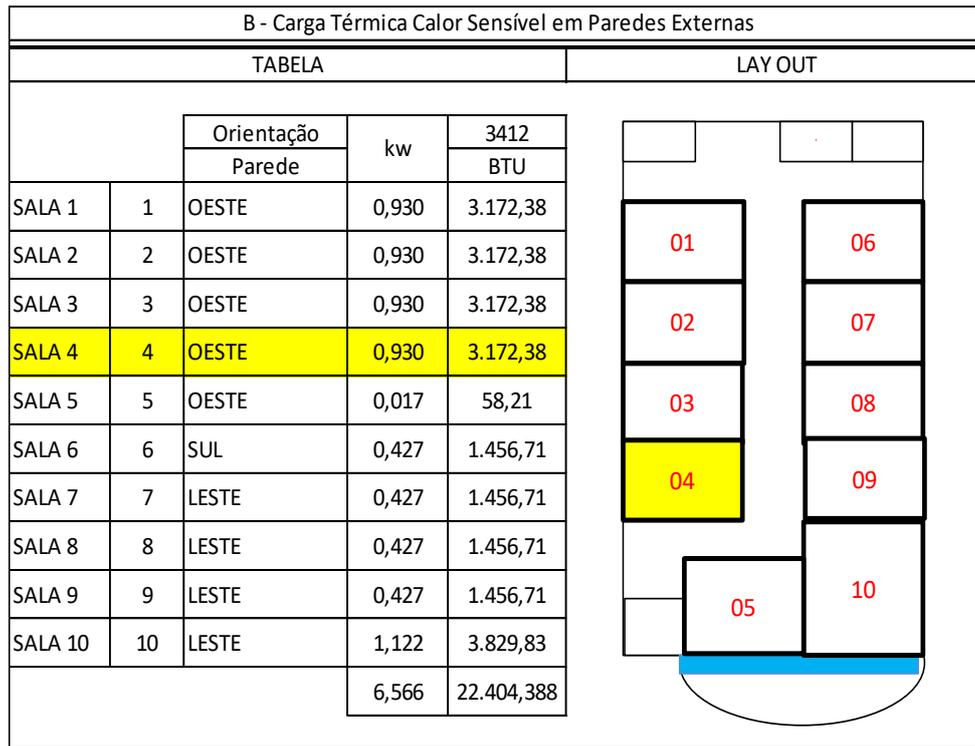


Figura 4.7 - Resumo de carga térmica de insolação em paredes opacas.

4.5 - CÁLCULO DO CALOR SENSÍVEL DE INSOLAÇÃO ATRAVÉS DE VIDROS

A avaliação é feita a partir da taxa média de radiação solar global proveniente da abóbada celeste que incide em uma superfície plana. (CRUZ, 2008 apud STOEKER e JONES, 1985):

$$\dot{Q}_{ins.vidr.j} = f_{v,j} \cdot f_{r,j} \cdot A_{vidr.j} \cdot \dot{I}_j \quad (4.3)$$

Sendo:

$\dot{Q}_{ins.vidr.j}$ = Carga incidente em KW;

$f_{v,j}$ = [kW], fator de vedação que barra a insolação, (Tabela A3, apêndice

A)

$f_{r,j}$ = Fator de retardo de aquecimento; (Tabela A5, apêndice A);

$A_{vidr.j}$ = [m²], área do vidro;

\dot{I}_j = $\left[\frac{kW}{m^2}\right]$, taxa de insolação total sobre o plano da vidraça, (Tabela A4,

apêndice A).

Na Tabela 4.5, podemos observar a aplicação do cálculo de calor sensível de insolação através de vidros.

Tabela 4.5 - Cálculo de carga térmica, sensível de insolação em vidros.

ITEN	Base m	Altura m	Area m ²	Tipo de Vidro	$f_{v.j}$	$f_{r.j}$	I_j kW/m ²	$\dot{Q}_{ins.vidr.j}$ kcal/h	
Janela de Vidro	8,31	1,9	15,79	AZUL	0,6	0,8	452	3425,58	
								KCAL/h	3.425,58
								kW	3,984

Na Figura 4.8, apresentamos o resumo de cálculo das 10 salas de aulas com suas respectivas orientações cardeais, onde observamos que o cálculo é somente aplicado no lado leste do edifício.

C - Carga Térmica Calor Sensível em VIDROS				
TABELA			LAY OUT	
		Parede Interna Posição	kw	3414 BTU
SALA 1	1	OESTE	0,000	0,00
SALA 2	2	OESTE	0,000	0,00
SALA 3	3	OESTE	0,000	0,00
SALA 4	4	OESTE	0,000	0,00
SALA 5	5	SUL	2,788	9.512,17
SALA 6	6	LESTE	3,984	13.593,96
SALA 7	7	LESTE	3,984	13.593,96
SALA 8	8	LESTE	3,984	13.593,96
SALA 9	9	LESTE	3,984	13.593,96
SALA 10	10	SUL	2,204	7.520,21
			20,929	71.408,207

Figura 4.8 - Resumo de cálculo de isolamento em vidros.

4.6 - CÁLCULO DE CALOR SENSÍVEL E LATENTE PRODUZIDO POR PESSOAS

Dado um número de pessoas, NP, sujeitas as situações fisiológicas, pode se obter:

$$\dot{Q}_{s,pess.} = NP \cdot \mathcal{T}_S \quad (4.4)$$

$$\dot{Q}_{L,pess.} = NP \cdot \mathcal{T}_S \quad (4.5)$$

Sendo:

$\dot{Q}_{S,pess.}$ & $\dot{Q}_{L,pess.}$ [kW], são respectivamente a carga de calor sensível e latente emitida por pessoas;

NP = Número de Pessoas;

τ_S & τ_L [kW/pessoa], são respectivamente taxas de calor sensível e latente liberado por pessoas que dependem da atividade física e da temperatura. (Ver tabela A7, apêndice A).

Na Tabela 4.6, temos a aplicação do cálculo conforme dados coletados no recinto e suas respectivas consultas em tabelas.

Tabela 4.6 - Cálculo de carga térmica sensível e latente de pessoas.

Calculo de calor Sensível e Latente por emitido por pessoas						SALA 10	
Sala	Número de Pessoas	Atividade	Tbs. (Tabela)	τ_S [kW]	τ_L [kW]	$\dot{Q}_{S,pess.}$ [kW]	$\dot{Q}_{L,pess.}$ [kW]
01	56	Escola	28	0,0523	0,06392	2,923	3,589
02	56					2,923	3,589
03	56					2,923	3,589
04	56					2,923	3,589
05	56					2,923	3,589
06	56					2,923	3,589
07	56					2,923	3,589
08	56					2,923	3,589
09	56					2,923	3,589
10	66					3,454	4,22
Resultado Global [kW]						29,880	36,520
Resultado Global [Btu/h]						102.009	124.677

4.7 – CÁLCULO DE CALOR SENSÍVEL E LATENTE PRODUZIDO POR EQUIPAMENTOS E ILUMINAÇÃO.

Segundo CREDER (2004, p.100), a iluminação fluorescente necessita de um equipamento adicional para prover a tensão necessária à partida, tal equipamento é o reator que adiciona cerca de 20% de carga.

$$\dot{Q}_{S,equip.K.} = NEI \cdot t_{S,K} \quad (4.6)$$

$$\dot{Q}_{L,equip.K.} = NEI \cdot t_{L,K} \quad (4.7)$$

Sendo:

$\dot{Q}_{S,equip.K.}$ [kW], carga de calor sensível emitida, tais como luminárias, motores, eletrônicos, cafeteiras, etc.;

$\dot{Q}_{L,equip.K.}$ [kW], carga de calor latente emitida, tais como luminárias, motores, eletrônicos, cafeteiras, etc;

NEI , numero de equipamentos de iluminação;

$t_{L,K}$ & $t_{S,K}$, taxa de emissão de calor latente e sensível, alguns equipamentos não emitem calor latente. (Tabela 8, apêndice A).

Na Tabela 4.7, temos a aplicação do cálculo de calor sensível dos equipamentos das salas de aulas, conforme dados levantados no local.

Tabela 4.7 - Cálculo de carga térmica sensível de equipamentos.

Calor Sensível por equipamentos.			SALA 05
Equipamentos	NEI Quantidade	$t_{S,K}$ [kW]	$\dot{Q}_{L,equip.K.}$ [kW]
Data Show	1	0,2	0,2
DESKTOP	1	0,2	0,2
Fluorescente	32	0,04	1,28
			1,68

Na Tabela 4.8 temos o resumo do cálculo de calor sensível liberados por equipamentos das 10 salas de aula do presente estudo.

Tabela 4.8 - Resumo de carga térmica sensível de equipamentos.

SALA	Calor Sensível	
	Kw	BTU/H
1	1,68	5.735,52
2	1,68	5.735,52
3	1,68	5.735,52
4	1,68	5.735,52
5	1,68	5.735,52
6	1,68	5.735,52
7	1,68	5.735,52
8	1,68	5.735,52
9	1,68	5.735,52
10	1,68	5.735,52
TOTAL	16,80	57.355,20

4.8 - CÁLCULO DE CALOR SENSÍVEL E LATENTE DE INFILTRAÇÃO DE AR

Faz-se necessário calcular o ar de infiltração do meio exterior para o interior devido as diferenças de pressões e o ar exterior com temperaturas elevadas ou baixas ocasionando a troca de calor com o ambiente interno. O ar é infiltrado por frestas de portas e janelas, é preciso ser cauteloso em estimar estas cargas térmicas. O calor Latente e Sensível é estimável por critérios opcionais, as formulas para os cálculos são:

$$\dot{Q}_{s,inf.m} = 3175 \times 10^{-7} \cdot \dot{V}_{inf.m} \cdot (T_{BS,ext} - T_{BS,int.}) [kW] \quad (4.8)$$

$$\dot{Q}_{L,inf.m} = 0,7594 \cdot \dot{V}_{inf.m} \cdot (w_{ext} - w_{int.}) [kW] \quad (4.9)$$

Sendo:

$\dot{Q}_{s,inf.m}$ & $\dot{Q}_{L,inf.m}$ [kW], calor sensível e latente do ar infiltrado;

$T_{BS,ext}$, Temperatura de Bulbo Seco externo, em °C ;

$T_{BS,int}$, Temperatura de Bulbo Seco interno, em °C ;

w_{ext} & w_{int} . [$kg_{ág}/kg_{as}$], são respectivamente as umidades absolutas do ar externo e do ar internos, encontradas em carta psicométrica;

$\dot{V}_{inf.m}$ = Vazão de infiltração.

* A vazão de infiltração $\dot{V}_{inf.m}$, pode ser estimado pelas formulas:

a) $\dot{V}_{inf.m} = NP \cdot f_p$ [m^3/h], estimativa de entra e sai de pessoas.
(4.10)

Sendo:

NP, número de pessoas;

f_p [m^3/h], fator de infiltração por entrada de pessoas na sala, (Tabela A9, Apêndice A);

b) $\dot{V}_{inf.m} = L_{Fresta} \cdot f_F$, *dimensão das frestas e seu fator de infiltração* (4.11)

Sendo:

L_{Fresta} [m], comprimento total da fresta;

f_F [m^3/h], fator de infiltração (Tabela A9, apêndice A).

Inicialmente na Tabela 4.9 temos o cálculo de vazão de infiltração conforme a Eq. (4.10), vamos considerar no estudo apenas 10% de entrada e saída de pessoas da sala aula.

Tabela 4.9 - Cálculo da vazão de infiltração.

Calculo Vazão de Infiltração.				SALA 05
Quantidade de Pessoas (A)	Estimativa % entra e sai. (B)	Resultado (AxB) (C)	f_p [m³/h] (Tabela A9)	$\dot{V}_{inf.m}$ [m³/h]
56	10%	5,61	14	78,54

Com base no resultado de vazão de infiltração, é realizado o cálculo de calor sensível de infiltração conforme a Eq. (4.9), conforme Tabela 4.10.

Tabela 4.10 - Cálculo de carga térmica sensível de infiltração.

$\dot{V}_{inf.m}$ [m³/h] (A)	3.175×10^{-7} (B)	TBS, ext.[°C] (C)	TBS, int[°C] (D)	$\dot{Q}_{s,inf.m}$ [kW] AxBx(C-D)
78,54	0,0003175	38,3	30	0,20697

Na Tabela 4.11, temos a aplicação do cálculo do calor latente de infiltração.

Tabela 4.11 - Cálculo de carga térmica Latente de infiltração

$\dot{V}_{inf.m}$ [m³/h] (A)	0,7594 (B)	w_{ext} [Kgág/Kgas] (C)	w_{ext} [Kgág/Kgas] (D)	$\dot{Q}_{L,inf.m}$ [kW] AxBx(C-D)
78,54	0,7594	0,030	0,017	0,3021

Na Tabela 4.12, temos o valor global da carga térmica de calor sensível e latente de infiltração de ar, referente as 10 salas de aulas.

Tabela 4.12 - Resumo de carga térmica sensível e latente de infiltração.

Carga térmica calor Sensível e Latente de infiltração de ar		
SALAS	Sensível	Latente
01	0,207	0,783
02	0,207	0,783
03	0,207	0,783
04	0,207	0,783
05	0,207	0,783
06	0,207	0,783
07	0,207	0,783
08	0,207	0,783
09	0,207	0,783
10	0,243	0,921
Total [Kw]	2,106	7,969
Total [Btu/h]	7.190	27,191

4.9 - CALOR SENSÍVEL E LATENTE DO AR DE HIGIENIZAÇÃO

É necessário renovar o ar do recinto cujo oxigênio é consumido pelas pessoas, as equações para estimar são:

$$\dot{Q}_{s,hig.n} = 3175 \times 10^{-7} \cdot \dot{V}_{inf.m} \cdot (T_{BS,ext} - T_{BS,int.}) [kW] \quad (4.13)$$

$$\dot{Q}_{L,hig.n} = 0,7594 \cdot \dot{V}_{inf.m} \cdot (w_{ext} - w_{int.}) [kW] \quad (4.14)$$

Para o cálculo de vazão para a infiltração de renovação de ar é dada por:

$$\dot{V}_{inf.m} = NP \cdot E_{hig.n} \quad (4.15)$$

Sendo:

$E_{hig.n}$ [m³/h.pess.], é o fator de higienização que relaciona pessoas na sala com o ar introduzido (Tabela 10, apêndice A).

Na Tabela 4.13, temos a aplicação do cálculo do fator de higienização.

Tabela 4.13 - Cálculo do fator de higienização do ar.

Quantidade de Pessoas (A)	% ESTIMATIVA (B)	RESULT. (A)x(B) (C)	E _{hig.n} [m ³ /h.pessoa] (D)	$\dot{V}_{inf.m}$ [m ³ /h.pessoa] (D)x(C)
56	1,08%	0,60588	50	30,294

Na Tabela 4.14, temos o cálculo da carga sensível e latente de renovação de ar, como o ambiente não possui sistemas para a renovação do ar, estimamos uma taxa de 1% em relação ao total de alunos na capacidade máxima do recinto.

Tabela 4.14 - Cálculo de carga térmica, sensível e latente de higienização do ar.

Calculo do calor Sensível de renovação de ar				
$\dot{V}_{inf.m}$ [m ³ /h.pessoa] (A)	3.175x10 ⁻⁷ (B)	w _{ext} [Kg _{ág} /Kg _{as}] (C)	w _{ext} [Kg _{ág} /Kg _{as}] (D)	$\dot{Q}_{L,inf.m}$ [kW] Ax(B)x(C-D)
30,294	0,0003175	0,030	0,017	0,0712
Calculo do calor Latente de renovação de ar.				
30,294	0,7594	0,030	0,017	0,2692

Na Tabela 4.15, temos o resumo de todos os cálculos das 10 salas do edifício.

Tabela 4.15 - Resumo de carga térmica, sensível e latente de higienização do ar.

Calculo Calor Sensível e Latente por higienização do ar.		
Sala	Sensível	Latente
01	0,080	0,302
02	0,080	0,302
03	0,080	0,302
04	0,080	0,302
05	0,080	0,302
06	0,080	0,302
07	0,080	0,302
08	0,080	0,302
09	0,080	0,302
10	0,094	0,355
Total [kW]	0,812	3,074
Total [Btu/h]	2.773	13.268

4.10 - CARGA TÉRMICA TOTAL SENSÍVEL E LATENTE

Na Tabela 4.16, apresentamos os totais das cargas sensível e latente, da sala de aula 01, para assegurar as variáveis de temperatura, umidade e estações seca e chuvosa convém acrescentar 5% a 10% (CRUZ, 2008, p.74).

Tabela 4.16 - Total de carga térmica sensível e latente.

CARGA TERMICA TOTAL SALA 01		Sensível	Latente	Total
A	Calor sensível de condução por superfícies opacas	1,473		1,473
B	Calor Sensível de Insolação sobre Superfícies Opacas.	0,930		0,930
C	Calor Sensível de Insolação através de Vidros	0,000		0,000
D	Calor Sensível e Latente, produzido por Pessoas.	2,936	3,589	6,525
E	Calor Sensível e Latente, produzidos por equipamento	1,680	0,000	1,680
F	Calor Sensível e Latente de Infiltração de ar.	0,207	0,783	0,990
G	Calor Sensível e Latente de Higienização do Ambiente	0,080	0,302	0,382
SUB - TOTAL GERAL [kW]		7,305	4,674	11,979
MARGEN DE SEGURANÇA 5%				0,599
TOTAL GERAL DA CARGA TERMICA SENSÍVEL + LATENTE [kW]				12,578
TOTAL GERAL DA CARGA TERMICA SENSÍVEL + LATENTE [Btu/h]				42,942

Na Tabela 4.17, apresentamos a carga total das 10 salas de aulas que são a amostragem do estudo. As demais análises serão realizadas no próximo capítulo.

Tabela 4.17 - Resumo total de carga térmica de 10 salas de aulas.

Orientação	OESTE				SUL	LESTE				SUL/ LESTE	kW
	1	2	3	4		5	10	9	8		
Salas ►											
A	1,47	1,09	1,11	1,11	1,24	1,49	1,09	1,12	1,11	0,62	11,44
B	0,93	0,93	0,93	0,93	0,02	0,43	0,43	0,43	0,43	1,12	6,57
C	0,00	0,00	0,00	0,00	2,79	3,98	3,98	3,98	3,98	2,20	20,93
D	6,52	6,52	6,52	6,52	6,52	6,52	6,52	6,52	6,52	7,68	66,40
E	1,68	1,68	1,68	1,68	1,68	1,68	1,68	1,68	1,68	1,68	16,80
F	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	0,99	1,16	10,08
G	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,38	0,45	3,89
KW	11,98	11,60	11,61	11,62	13,62	15,48	15,08	15,10	15,10	14,91	136,10
5%	12,58	12,18	12,19	12,20	14,30	16,25	15,83	15,86	15,86	15,66	142,91
BTU/h	42.94	41.55	41.60	41.61	48.80	55.44	54.00	54.10	54.10	53.42	487.59
	2	7	3	8	6	7	8	8	1	9	3

CAPÍTULO 5

ANALISE DOS RESULTADOS COMPARATIVOS DE SISTEMAS PISO TETO E SISTEMAS VRF

Neste capítulo apresentamos resultados e análises dos Capítulos 3, 5 e 6, que foram de base de dados para o objetivo final do referido trabalho.

5.1 - RESULTADO GLOBAL DE CARGA TÉRMICA NO RECINTO

A carga térmica total é a soma das cargas de calor latente e sensível, no gráfico da Figura 5.1, adicionamos uma margem de segurança de 5% para cobrir eventuais variações de temperatura no decorrer do ano e ou estações climáticas, no entanto verificamos que o gráfico apresentou um comportamento não linear na zona oeste com uma média de carga térmica de 41.924 BTU/h e na zona sul e leste a média foi de 53.316 BTU/h, ou seja, uma diferença de 27% entre estas zonas.

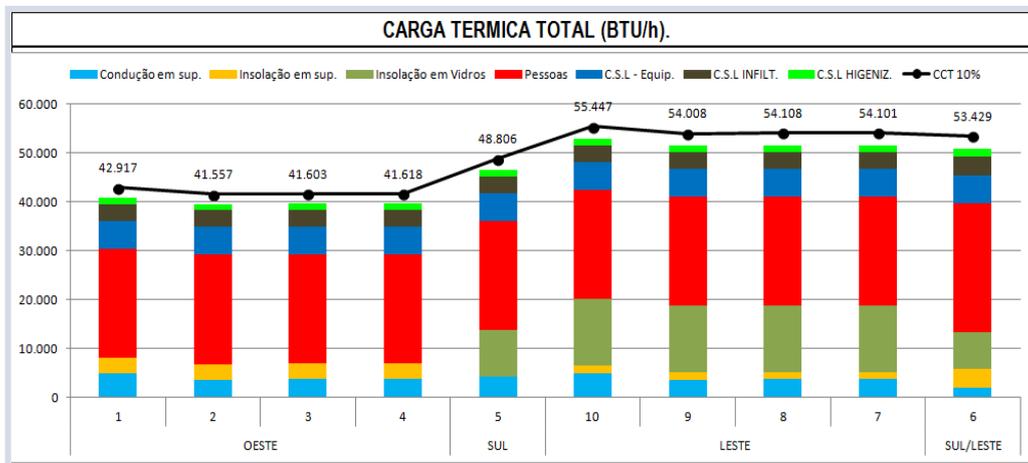


Figura 5.1 - Carga térmica total sensível e latente.

No gráfico da Figura 5.2, verificamos que o maior índice de carga térmica é de 49% proveniente das taxas de calor sensível e latente emanado de pessoas. Na sequência 15% é proveniente de insoleção em vidros, na qual estão na orientação leste do edifício, os vidros possuem proteção do tipo película e 9%, estão relacionados com condução de calor em paredes opacas que estão na orientação oeste, 12% relacionado a calor sensível

dissipado por equipamentos que são data shows, lâmpadas fluorescentes e computadores, equipamentos padrão de sala de aula.

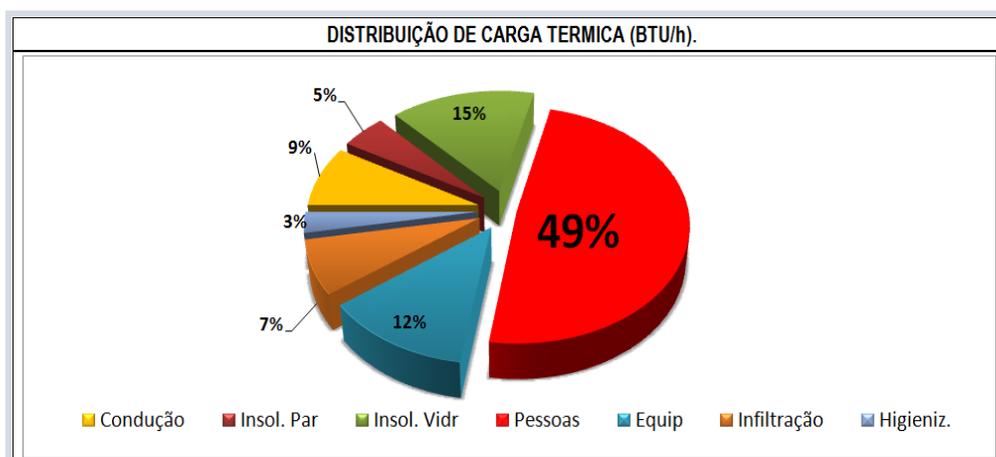


Figura 5.2- Distribuição percentual da carga térmica total Sensível + Latente.

5.2 - ANÁLISE DE SISTEMAS PISO TETO E VRV EM RELAÇÃO A CARGA TÉRMICA DE RECINTO.

No gráfico da Figura 5.3, a carga térmica na zona Oeste, apresenta uma média de 41.924 BTU/h, no entanto, fazendo uma relação com a linha do gráfico (vermelha) de capacidade da instalação atual de 60.000 BTU/h, obtém-se uma diferença percentual de 30%, propondo um novo dimensionamento nesta mesma zona com um equipamento de capacidade reduzida de 48.000 BTU/h, a diferença cai para 14%, ou seja, o equipamento fica mais eficiente energeticamente em relação ao anterior, pois o compressor que o elemento que consome energia para trabalho passa a consumir menos energia para o mesmo trabalho em retirar a carga térmica do recinto.

Nas zonas Sul e Leste a média ficou estabelecida em 53.316 BTU/h, relacionando com a linha do gráfico (vermelha) de 60.000 BTU/h a diferença percentual ficou em 12%, ou seja, o equipamento está dentro de uma faixa tolerável para atender as exigências

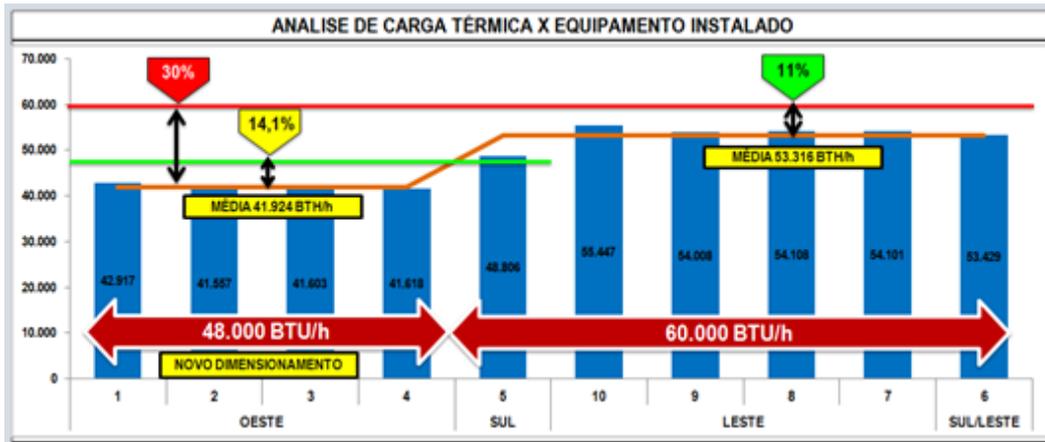


Figura 5.3- Analise de carga térmica x equipamento instalado.

5.3 - ANALISE DA CONFIGURAÇÃO ATUAL DA INSTALAÇÃO DO SISTEMA PISO TETO

O sistema atualmente utilizado na universidade X, está disposto na Figura 5.4, onde destacamos o 3º Andar com 10 salas de aula, para cada unidade interna (evaporadora), há uma unidade condensadora, a capacidade unitária é de 58.000 BTU/h.

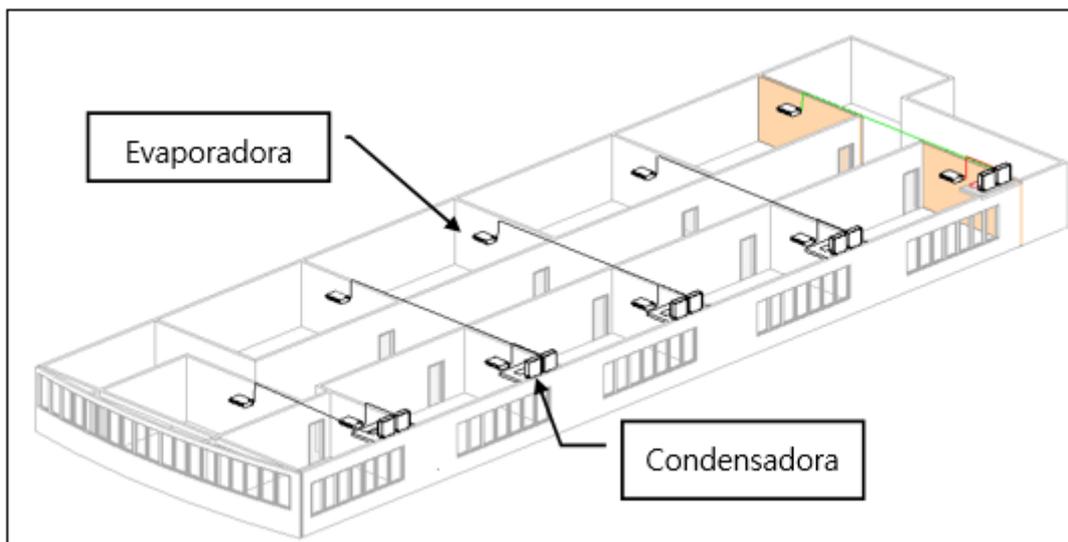


Figura 5.4- Projeção de instalação ar condicionado PISO TETO.

Na Tabela 5.1, com base no dimensionamento das unidades PISO TETO, obtemos a somatória total das linhas frigoríficas de sucção e expansão para efeito comparativo do sistema VRF/VRV (Vazão de Refrigerante Variável).

Tabela 5.1 - Distância total de linha de tubos de cobre, expansão e sucção.

<i>Somatório total de linha de expansão e sucção.</i>						
Orientação	SALA	Linha Sucção e Expansão [metros]	Orientação	SALA	Linha Sucção e Expansão [metros]	Total Geral
Oeste	SALA 01	32,02	Leste	SALA 06	13,06	45,08
Oeste	SALA 02	32,02	Leste	SALA 07	13,06	45,08
Oeste	SALA 03	32,02	Leste	SALA 08	13,06	45,08
Oeste	SALA 04	32,02	Leste	SALA 09	13,06	45,08
Sul	SALA 05	32,02	Leste+Sul	SALA 10	13,06	45,08
TOTAL		160,1	TOTAL		65,3	225,4

5.4 - ANÁLISE DA CONFIGURAÇÃO PROPOSTA DA INSTALAÇÃO DO SISTEMA VRV (VAZÃO DE REFRIGERANTE VARIÁVEL).

O sistema VRV vazão de refrigerante variável proposto neste estudo é do fabricante Midea. Na Figura 5.5, temos a configuração da instalação projetada para 10 salas de aula.

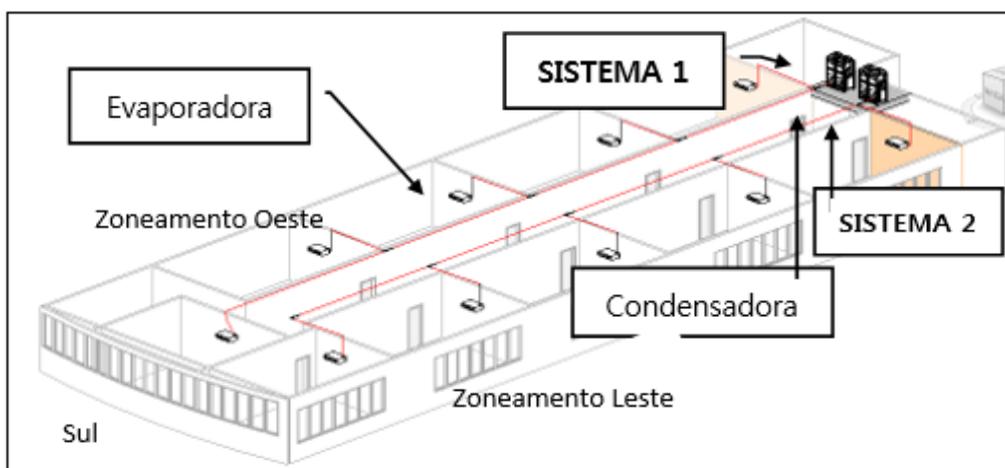


Figura 5.5 - Projeção de instalação proposta com sistema VRF/VRV.

Na Figura 5.6, com base na carga térmica calculada conforme o capítulo 4, temos o dimensionamento no software do fabricante Midea para o sistema 02 com base na zona leste das salas de aula.

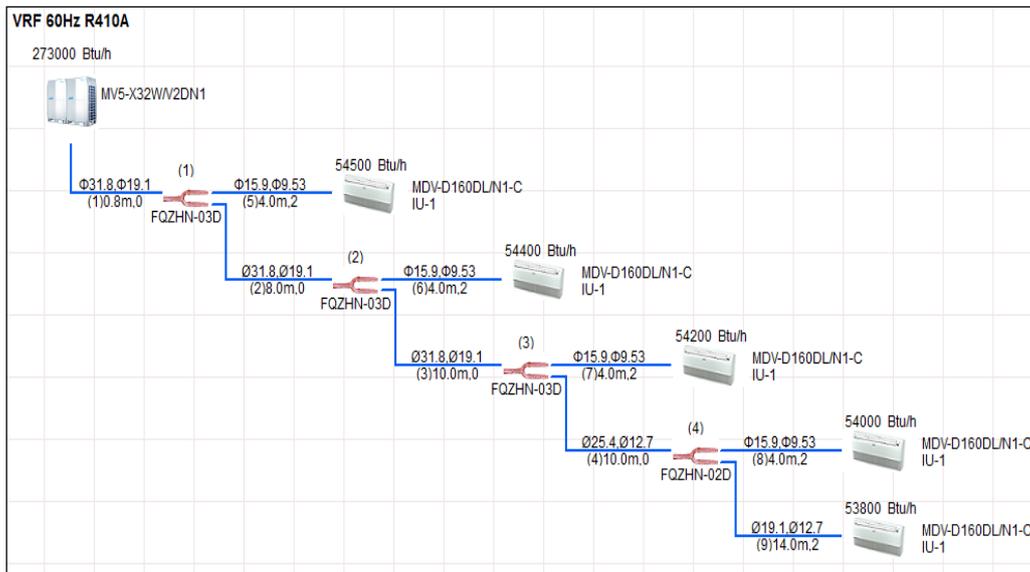


Figura 5.6 - Dimensionamento do sistema VRF/VRV no software midea, Sistema 02.

Na Figura 5.7, temos o dimensionamento do sistema 02 conforme carga térmica da zona oeste do edifício.

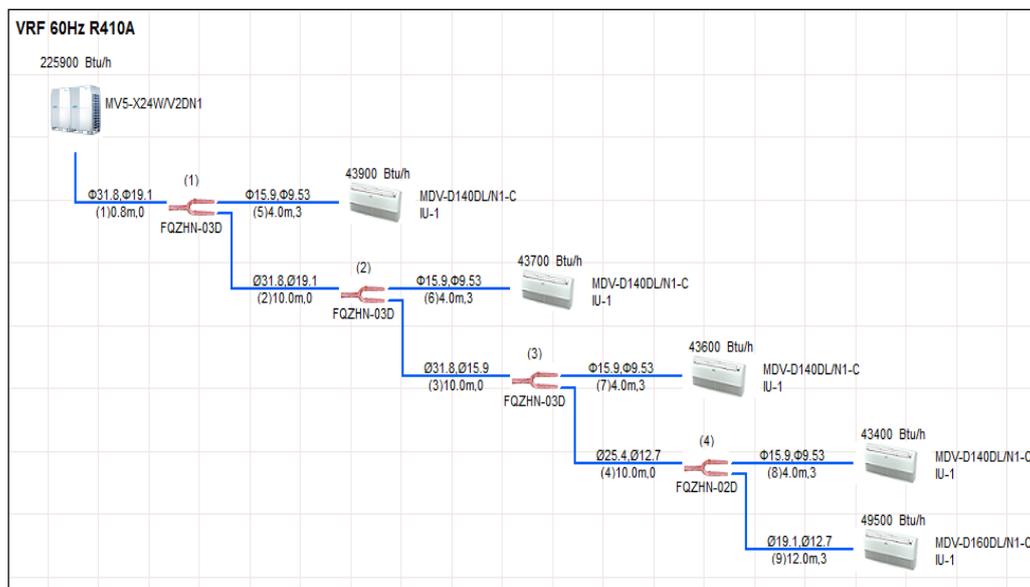


Figura 5.7 - Dimensionamento do sistema VRF/VRV no software Midea, sistema 01

Na Tabela 5.2, apresentamos o resumo de configuração dos equipamentos VRV conforme a carga térmica dos recintos, o sistema 01 apresenta uma simultaneidade que é uma relação da capacidade configurada das evaporadoras em relação a condensadora de 89,4%, no sistema 02, apresenta simultaneidade de 107,5%, o fabricante admite a simultaneidade de até 130%.

Tabela 5.2 - Resumo do dimensionamento de equipamentos VRF/VRV.

<i>Seleção dos sistemas conforme carga térmica dos recintos.</i>							
Sistema 01	MV5-X32W	89,4%	Seleção	Sistema 02	MV5-X24W	107,5%	Seleção
Orientação	SALA	Carga Térmica [Btu/h]	Evaporadora [Btu/h]	Orientação	SALA	Carga Térmica [Btu/h]	Evaporadora [Btu/h]
Leste	SALA 06	54.300	54.500	Oeste	SALA01	42.917	43.900
Leste	SALA 07	54.300	54.400	Oeste	SALA02	41.557	43.700
Leste	SALA 08	54.100	54.200	Oeste	SALA03	41.603	43.600
Leste	SALA 09	53.800	54.000	Oeste	SALA04	41.618	43.400
Leste+Sul	SALA 10	53.600	53.800	Sul	SALA05	48.806	49.500
TOTAL		270.100	270.900	TOTAL		216.501	224.100

5.5 - ANÁLISE COMPARATIVA DE SISTEMAS PISO TETO E SISTEMA VAZÃO DE REFRIGERANTE VARIÁVEL (VRV)

Após análises das configurações de instalação PISO TETO e o sistema proposto VRF/VRV, na Tabela 5.3, temos os comparativos entre sistemas, onde podemos destacar os itens:

Unidades condensadoras – de 10 unidades é reduzido para 4 unidades, logicamente o volume de compressores, entretanto os compressores da tecnologia VRV MIDEA, são inverter.

Comprimento da tubulação – a tubulação comparada com a estrutura atual e a estrutura proposta apresentou diferença de 5% de redução, tal redução se dá pelo fato das linhas serem compartilhadas para todas as unidades evaporadoras;

Capacidade de refrigeração – neste item a capacidade do PISO TETO é superior ao do sistema VRV, vale se ressaltar que este sistema foi dimensionado conforme a carga térmica fundamentada no capítulo 4;

Consumo elétrico – o sistema atual PISO TETO, é o maior consumidor de energia elétrica, em relação ao VRV, que além de estar dimensionado conforme a carga térmica o aparelho possui tecnologia inverter que customiza o consumo elétrico conforme a modulação da rotação do compressor para atender a demanda de carga térmica de cada sala de aula.

O COP, coeficiente de performance, unidade adimensional que relaciona a produção de refrigeração e o seu custo para esta produção, no sistema VRV é superior ao sistema PISO TETO, tais informações são obtidas em respectivos manuais dos fabricantes.

Tabela 5.3 - Comparativo técnico entre sistemas PISO TETO e VRF/VRV.

COMPARATIVO TECNICO ENTRE SISTEMA PISO TETO E VRV				
ITENS	PISO TETO	VRV-01	VRV-02	VRV TOTAL
Unidade Evaporadoras (Internas)	10	5	5	10
Unidade Condensadoras (Externas)	10	2	2	4
Total de Tubulções Sucção e Expansão [m]	214,76	115,1	89,64	205
Capacidade de Refrigeração Total [kW]	170	67	89,5	157
Consumo elétrico Total a plena carga. [kW]	56,55	15,58	22,67	38
Eficiencia Energetica - COP	3,01	4,30	3,95	4,09
Compressor	Quantidade	10	2	2
	Tipo	fixo	Inverter	Inverter

5.6 - ANALISE COMPARATIVA DE CUSTOS COM CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA DE OPERAÇÃO COM SISTEMAS PISO TETO E VRV.

Na Tabela 5.4, temos o demonstrativo de custo operacional para funcionamento dos sistemas de climatização PISO TETO e sistema VRV, o método de cálculo é teórico embasado no funcionamento máximo de 8 horas ao dia, 20 dias úteis no mês e 12 meses para valores anuais. O consumo elétrico (kW) por hora é baseado nas informações do fabricante por meio de catálogos fornecidos em seus respectivos manuais que também são encontrados em seus sites para consulta, na ocasião do estudo os fabricantes MIDE e Carrier.

Tabela 5.4 - Custo com consumo elétrico para sistemas PISO TETO e VRF/VRV.

Custo com Consumo de Energia Elétrica						
Sistema	hs/dia	Dias úteis	hs mês	Consumo [kW]	Custo/Mês	Custo/Ano
Piso Teto	8	20	160	56,55	R\$ 9.048,00	R\$ 108.576,00
VRV-01	8	20	160	15,58	R\$ 2.492,80	R\$ 29.913,60
VRV-02	8	20	160	22,67	R\$ 3.627,20	R\$ 43.526,40
VRV Total	8	20	160	38,25	R\$ 6.120,00	R\$ 73.440,00
Diferença de Consumo PISO TETO X VRV					R\$ 2.928,00	R\$ 35.136,00
Redução %					32%	32%
Formula= [hs/dia x Dias úteis x Consumo kW] = (Custo/Mês) x 12 (Custo/Ano)						

Após os comparativos conforme o gráfico da Figura 5.8, chegamos à conclusão que a redução do custo com energia elétrica para operação e funcionamento dos

sistemas VRV chegam em 32% por cento em relação ao sistema atual PISO TETO para as 10 salas de aulas do objeto de estudo.

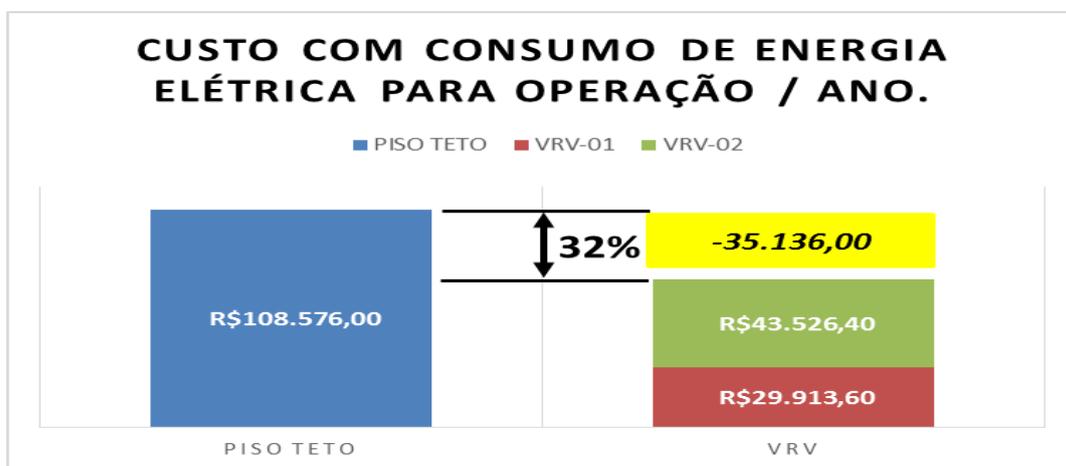


Figura 5.8 - Comparativo de custo de energia elétrica sistema PISO TETO e VRF/VRV.

5.7 - ANÁLISE COMPARATIVA DE CUSTO COM AQUISIÇÃO DE EQUIPAMENTOS PISO TETO E SISTEMAS VRV.

Devido ao sistema VRV ser um produto de alta tecnologia embarcada, o custo para sua aquisição é superior a um sistema convencional. No gráfico da Figura 5.9, temos o custo de aquisição com diferença percentual de 43% em relação ao sistema convencional de 10 aparelhos Piso Teto. No referido custo não está contemplado os valores com materiais de instalação e mão de obra por motivos de variar de região para região.

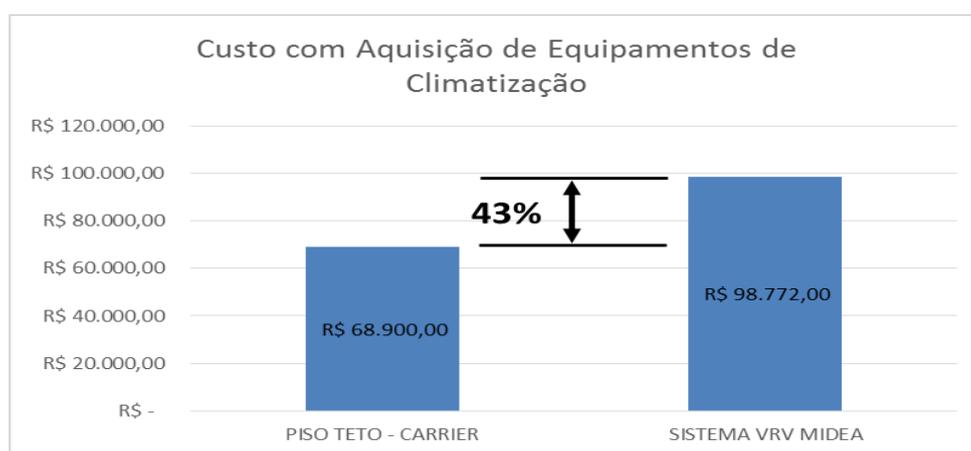


Figura 5.9 - Comparativo do custo de aquisição, sistema PISO TETO e VRF/VRV.

5.8 - ANÁLISE DO MERCADO DE AR CONDICIONADO RESIDENCIAL

Fazendo uma análise no mercado nacional relacionado com a venda de produtos de ar condicionado, no gráfico da Figura 5.10, podemos observar que o seguimento do produto HI-Wall também conhecidos como sistemas Split system, ou Split, detém o maior percentual 56% por cento por ser um produto diferenciado entre suas vantagens o que se destaca é o nível de ruído em comparativo com o ar de janela e dependendo da capacidade com baixo custo é acessível em todas as classes, entretanto a instalação e manutenção possui um custo elevado em comparativo com o ar de janela, onde este apresenta 11% das vendas no mercado por se tratar de um produto compacto que apenas precisa de um suporte caixa com vazão externa e alimentação elétrica de 110v a 220v, uma vantagem, pois, na ocasião os Split são padronizados com alimentação elétrica de 220v.

O gráfico separa a linha de Split com sistemas inverter que detém 11%, o equipamento possui um custo elevado em relação aos tradicionais Split por ser uma linha de equipamentos dotados de automação que possibilita uma redução do consumo de energia elétrica em até 40% conforme anuncio do fabricante Carrier relacionado com a linha de produtos do modelo X-POWER inverte.

O sistema VRF/VRV, possui participação de vendas em 3%, acreditamos por ser um produto ainda a ser difundido no Brasil, o sistema é inverter, possui um valor médio de 43% conforme item 5.7 deste estudo, entre suas vantagens é o compartilhamento de unidades condensadoras para várias unidades evaporadoras, Figura 5.10, reduzindo o consumo de energia elétrica, onde, segundo o anuncio do fabricante Midea o modelo MV5, pode chegar em até 45% de redução do custo com energia elétrica.

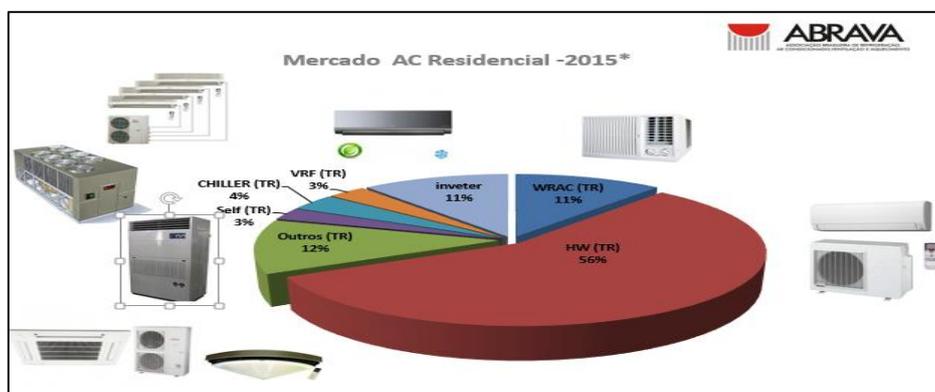


Figura 5.10 - Estatística de vendas no Mercado Brasileiro, base 2015.
Fonte: adaptado de ABRAVA (2016).

5.9 - ANÁLISE DA EVOLUÇÃO DO MERCADO DE AR CONDICIONADO

Conforme dados estatísticos da ABRAVA relacionados com a evolução do mercado de ar condicionado no mercado, no gráfico da Figura 5.11, podemos observar que o segmento de VRV possuem uma aceitação no mercado a partir do ano de 2010 e 2011, visualizando até o ano de 2014, base final de dados, podemos observar que este produto sobe sobre a evolução de outros sistemas Split e piso teto.

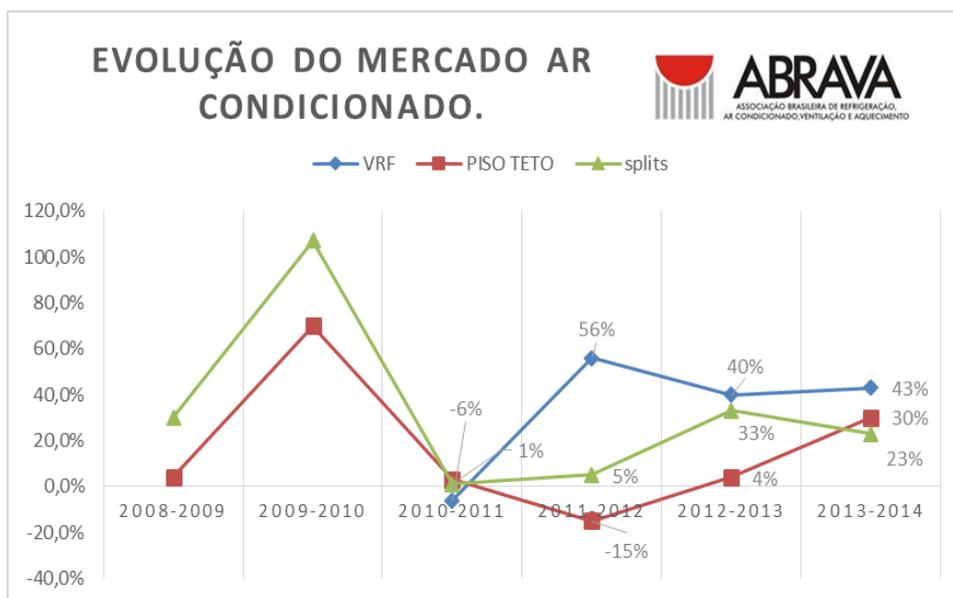


Figura 5.11 - Evolução do mercado de ar condicionado VRF/VRV, SPLIT E PISO TETO.

Fonte: adaptado de ABRAVA (2016).

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES

6.1 - CONCLUSÕES DO ESTUDO DE CASO

O presente trabalho foi voltado para análise de performance em sistemas de ar condicionado, na ocasião um estudo de caso entre o sistema de ar condicionado do tipo Piso Teto, atualmente já instalado para a ocasião do estudo e um sistema proposto com um projeto de VRV onde estacamos as seguintes conclusões:

- Sistema Piso Teto – O sistema é atualmente utilizado no estudo de caso com capacidade frigorífica de 60.000 BTU/h, possui uma unidade externa condensadora para uma unidade interna evaporadora localizada em sala de aula. O consumo é acentuado nas salas 1,2,3,4 e 5 localizadas na região oeste, pois a carga térmica é menor em média de 41.924 BTU/h em relação as salas posicionadas no lado leste que possuem janelas, ver gráfico 6, nesta região o equipamento instalado esta conforme a demanda térmica, em resumo o sistema atualmente atualizado não na região Oeste não está bem dimensionado para o ambiente, ou seja, existe uma capacidade frigorífica superior dos equipamentos em relação a carga térmica da sala, com isso onerando custos no consumo de energia elétrica.
- Sistema VRV – Uma das características deste equipamento é a tecnologia nele embarcada onerando mais o custo para aquisição, tal fator, leva consigo o próprio nome recebido de vazão de refrigerante variável VRV. O sistema é gerenciado com placas dedicadas e demais componentes possibilitam a variação de refrigerante para cada unidade interna. O compressor inverter e o motor ventilador de corrente continua DC, trabalham conforme a pressão e a demanda térmica do recinto. O Compressor possui a tecnologia inverter em conjunto com o software Soft start, que modula a frequência de funcionamento evitando picos de energia, com isso, reduz o consumo elétrico e atingi em menos tempo a temperatura de set point de controle do usuário. No circuito frigorígeno quando a pressão de descarga chega no patamar de 100°C, entra em atuação a válvula SV2, na qual pulveriza com uma pequena quantidade de liquido com o objetivo de manter a temperatura ideal para um bom rendimento do compressor, com isso

torna se mais eficiente e eficaz em seu processo. O sistema possui duas válvulas de expansões eletrônicas em conjunto com válvulas solenoides que garante com precisão a vazão de refrigerante para as demandas das unidades internas. O trocador de calor em seus tubos possui ranhuras internas que facilita e aumenta a troca de calor com mais eficiência. As placas eletrônicas são dotadas de microprocessadores divididos em 3 chips que atuam em conjunto com o modulo inverter do compressor e motor ventilador, comunicação entre unidades internas e controle geral dos dispositivos, válvulas e sensores, etc.

Na aplicação do estudo de caso nas 10 salas de aula, calculamos o custo de energia através da potência consumida informadas por catálogo e constatamos em comparativo com o sistema atual que o sistema VRV, trouxe uma redução do custo de consumo de energia em 32%, informações do fabricante destas tecnologias é que este percentual pode chegar em até 40%.

- Aquisição de um VRV – a aquisição de um equipamento VRV é superior em mais de 43%, no referido trabalho apenas comparamos o equipamento, os demais itens de instalação, tais como, tubulação, fiação, isolamentos e mão de obra não entraram no estudo por serem variáveis de cada região e dependente da configuração de cada projeto.
- Aderência ao sistema VRV – ainda pouco conhecido no mercado nacional e por motivos econômicos e o custo de aquisição, conforme estatísticas da ABRAVA, podemos concluir que o VRV vem crescendo ao longo dos anos de 2010 a 2014, e sobre põe a evolução de vendas em relação ao mercado de PISO TETO e SPLITS.
- Desvantagem do sistema VRV – Em relação aos sistemas convencionais o sistema VRV possui uma tecnologia embarcada que requer software para diagnósticos e treinamentos específicos, portanto a manutenção pode ser obter valores superiores à de um sistema convencional, além da sua aquisição e instalação. Outra desvantagem é que caso o sistema pare de funcionar por motivos de manutenção preventiva e ou corretiva todas as unidades internas evaporadoras também param de climatizar.
- Renovação do ar – Conforme a portaria 3.528 do Ministério da Saúde, aprova regulamento e medidas básicas para garantir a saúde ocupacional em ambientes climatizados, entre essas medidas o parâmetro de renovação de ar é de 27

m³/hora/pessoa, entretanto o sistema VRF da MIDEA apresenta uma solução adicional que retira o ar exterior, filtra e faz a troca de calor para em seguida ser injetado no ambiente conforme pode se observar na Figura 6.1.

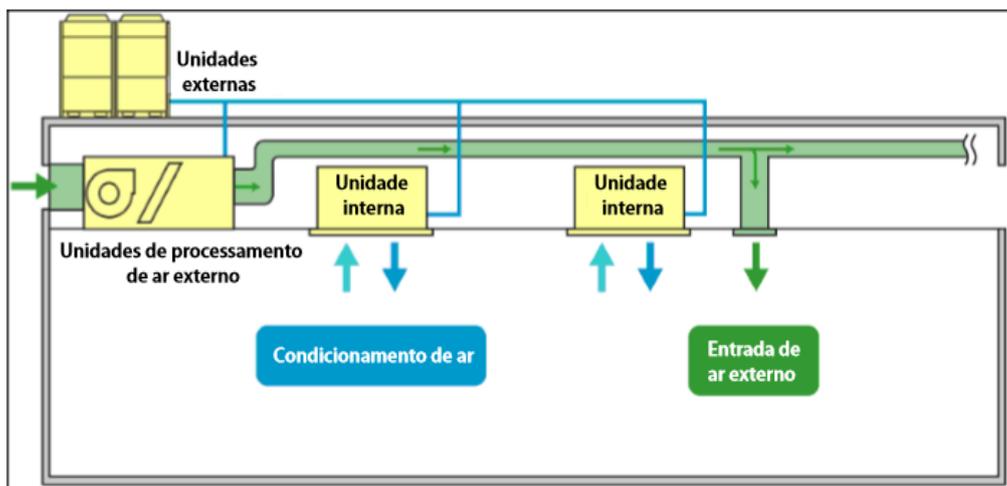


Figura 6.1 - Sistema de renovação de ar fabricante MIDEA.

Fonte: CATÁLOGO MANUAL DO PROJETO UNIDADES INTERNAS (2016).

Em conclusão final o sistema VRV é um produto diferenciado no mercado nacional que a longo dos anos tem se uma acentuada evolução e aceitação cada vez mais deste produto, tanto na área residencial, comercial leve e pesada. O sistema VRV é o futuro da climatização, restando apenas aos consumidores e investidores quebrarem alguns tabus referente ao custo de aquisição, por fim vislumbrando uma forte tendência de crescimento, resta aos profissionais da área de climatização cada vez mais se especializar nas tecnologias de VRV.

6.2 - RECOMENDAÇÕES PARA FUTURAS PESQUISAS

O estudo de caso em sistemas de climatização com o conceito de VRF/VRV é extenso e com base nesta pesquisa pode se obter outros estudos de caso tais como estudo de viabilidade da implementação de VRF/VRV, estudo de implementação de tratamento de ar com sistemas VRF/VRV, estudo de automação de controles para monitoramento da eficiência energética dos sistemas VRF/VRV, entre outras que o referido trabalho possa contribuir.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABRAVA, Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento. **DEE, Departamento de Economia e Estatística**, 2017 Disponível em: < www.abrava.com.br>. Acessado em 26/05/2017.

ABNT, Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NBR16401-2. Instalações de ar condicionado - Sistemas Centrais Unitários: Parâmetros de Conforto Térmico**. 1a. ed. Rio de Janeiro: ABNT, 2008. 7 p.

ANEEL. Agência Nacional de Energia Elétrica. **Calendário e Resultados dos Processos Tarifários de Distribuição**. Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/resultado-dos-processos-tarifarios-de-distribuicao>. Acessado em 25/05/2017.

BALTAR, M. G. **Redução da demanda de energia elétrica Utilizando Parâmetros Construtivos Visando o Conforto Térmico**, Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio Grande do Sul, PUC-RS, Brasil, 2006.

CARRIER. Willis. Biografia – Marcos Históricos. Disponível em <<http://www.carriero brasil.com.br/willis-carrier>>. Acessado em 05/05/2017.

CRUZ, Ricardo W. A. **Avaliação da Introdução de Cogeração no Sistema Isolado do Interior do Estado do Amazonas**. Tese de Doutorado. Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP). Campinas. 2004.

CREDER, H. **Instalações de Ar Condicionado**. 6 ed, João Pessoa: Editora LTC, 2004.
FROTA, Anésia B., SCHIFFER, Sueli R., **Manual do Conforto Térmico**. 8 ed, São Paulo: Studio Nobel, 2003.

GOETZLER, W. **Variable Refrigerant Flow Systems**, *ASHRAE Journal*, v.49, p. 24-31, 2007. Disponível em:<<https://www.ashrae.org>>. Acessado em 05/05/2017.

GODOI, JOSÉ M. **A Eficiência Energética: Um Modelo de Governança de Energia para a Indústria sob Requisitos de Sustentabilidade**. 2011. Dissertação de Mestrado. USP. São Paulo – SP.

GCCE, Grupo Coordenador de Conservação de Energia Elétrica, **Plano Anual de Recursos do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica – PROCEL**.

2016. Disponível em <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/audiencia/arquivo/2016>>. Acesso em 15/05/2017.

GOOGLE MAPS. Disponível em: <<https://www.google.com.br/maps/@?hl=pt-BR>>. Acesso em 28 Junho, 2016.

INMETRO, Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia, **Tabelas de Consumo / Eficiência Energética**. 2017. Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/consumidor/pbe/condicionadores.asp>>. Acesso em 17/05/2017.

INMET, Instituto Nacional de Metrologia. BDMEP, Banco de Dados Meteorológicos para Ensino e Pesquisa. 2017, Disponível em:< inmet.gov.br/portal/ >. Acessado em 16/05/2017.

JUNIOR, Luiz C. Martinelli. **Introdução a máquinas Térmicas**: E-Book ISBN 978-85-908775-0-9. 1a. ed. Disponível em: <http://www.martinelli.eng.br/ebooks.htm>. Acesso em 25/05/2017.

MACHADO, ERICA Pereira. **A cobertura do Theatro Municipal do Rio de Janeiro: restauração ou reconstrução?**2012. 99 f. Dissertação de Mestrado (Preservação Cultural do Rio de Janeiro) - Instituto do Patrimônio Histórico e Artístico Nacional, Rio de Janeiro, 2012

MIDEA CARRIER, **Manual de Instalação Operação e Manutenção Space XQM**. 2017. Disponível em <<http://www.carriero brasil.com.br/modelo/downloads/meu-negocio/22/piso-teto-space>>. Acessado em 18/05/2017.

MIDEA CARRIER, **Manual de Instalação Operação e Manutenção VRF MV5 X – Manual do Projeto**. 2016. Disponível em: <http://www.carriero brasil.com.br/modelo/downloads/meu-negocio/63/mv5-x>. Acessado em 30/05/2017.

NAGENGAST, Bernard A. **History of Comfort Cooling Using Ice**. 1999, Ashrae Journal, Disponível em:https://www.ashrae.org/File%20Library/docLib/Public/200362710047_326.pdf. Acessado em 05/05/2017.

OLIVEIRA, Igor P. De. **Eficiência Energética em Sistemas de Energia Elétrica: Um Estudo de Caso em Uma Indústria de Lubrificantes**. 2015. Dissertação de Mestrado. UFMS. Mato Grosso de Sul – MS.

PROCEL, **Resultados PROCEL.2016.**
em:<http://www.eletronbras.com/procel>. Acesso em 10/05/2017.

Disponível

SILVA, José de Castro; SILVA, Ana Cristina G. Castro. **Refrigeração e Climatização para Técnicos e Engenheiros**. 1a. ed. Rio de Janeiro: Ciência Moderna Ltda., (2007, p. 346).

SILVA, José C. **Refrigeração Industrial e Climatização Industrial**, 1 ed., Editora Hermus, 2004.

STOECKER, W.F.; JONES, J.W., “**Refrigeração e Ar Condicionado**”, São Paulo: Mc Gran-Hill do Brasil, 1983.

SOARES, Sergio, L.P., **Estudo Comparativo do Consumo de Energia entre Sistemas de Condicionamento de ar com velocidade Fixa e Variável**, Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica, UNISINOS – Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2013.

VERGARA, Sylvia Constant. **Projeto e relatório de Pesquisa em Administração**. 14a. ed. São Paulo: Atlas, (2013, p.94).

ZANATA, F. A; DUTRA, R. C. **Caracterização e Aplicação e Comparação entre Sistemas de Fluxo Variável de Refrigerante e Sistemas de água Gelada**. 2011. 203 p. Projeto de Graduação (Engenharia Mecânica) – Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, Brasília, 2011.

APÊNDICE A

Tabela A2 – Condutibilidade global (U_g) de vários tipos de fechamentos

Fechamento	U_g		
	[kW/m ² .C]	[kcal/h.m ² .C]	[Btu/h.ft ² .F]
Janela			
· Vidros comuns (3 mm)	0,006 024	5,18	1,061 0
· Vidros duplos (3 mm)	0,003 640	3,13	0,641 1
Parede externa¹			
· Tijolos maciços ½ vez (15 cm) ^a	0,003 349	2,88	0,589 9
· Tijolos maciços 1 vez (25 cm) ^a	0,002 268	1,95	0,399 4
· Tijolos furados ½ vez (15 cm) ^a	0,003 012	2,59	0,530 5
· Tijolos furados 1 vez (25 cm) ^a	0,002 210	1,90	0,389 2
· Concreto ou pedras de 15 cm	0,004 431	3,81	0,780 3
· Concreto ou pedras de 25 cm	0,003 524	3,03	0,620 6
· Concreto ou pedras de 35 cm	0,002 954	2,54	0,520 2
· Concreto ou pedras de 50 cm	0,002 326	2,00	0,409 6
Parede interna²			
· Tijolos maciços ½ vez (15 cm) ^a	0,002 663	2,29	0,469 0
· Tijolos maciços ½ vez (15 cm) ^b	0,003 117	2,68	0,548 9
· Tijolos maciços 1 vez (15 cm) ^a	0,001 931	1,66	0,340 0
· Tijolos furados ½ vez (25 cm) ^a	0,002 954	2,54	0,520 2
· Tijolos furados ½ vez (25 cm) ^b	0,002 442	2,10	0,430 1
· Tijolos furados 1 vez (25 cm) ^a	0,001 872	1,61	0,329 8
· Concreto de 10 cm	0,003 687	3,17	0,649 3
· Concreto de 15 cm	0,003 291	2,83	0,579 6
· Concreto de 20 cm	0,003 012	2,59	0,530 5

Fonte: Adaptado de Creder (1996). Notas: ^a Alta densidade (tijolo/m²). ^b Baixa densidade (tijolo/m²). ¹ Massas específicas variando entre 1,8 ton./m³ a 2,5 ton./m³. ² Massas específicas com até 1,8 ton./m³.

Tabela A3 – Fator de vedação de vidraças (f_v)

Tipo de vidro	Sem persiana	Interior com persiana semi-aberta ou Cortina			Exterior com persiana semi-aberta		Exterior com persiana aberta		Exterior com cortina de tela	
		Cor clara	Cor média	Cor escura	Cor clara	Face ext. clara e interna escura	Cor média	Cor escura	Cor clara	Cor média ou escura
De 3 mm	1,0	0,56	0,65	0,75	0,15	0,13	0,22	0,15	0,20	0,25
De 6 mm	0,94	0,56	0,65	0,74	0,14	0,12	0,21	0,14	0,19	0,24
Absorvente										
· 40% a 48%	0,80	0,56	0,62	0,72	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
· 48% a 56%	0,73	0,53	0,59	0,62	0,11	0,10	0,16	0,11	0,15	0,18
· 56% a 70%	0,62	0,51	0,54	0,56	0,10	0,10	0,14	0,10	0,12	0,16
Duplo										
· de 3 mm	0,90	0,54	0,61	0,67	0,14	0,12	0,20	0,14	0,18	0,22
· de 6 mm	0,80	0,52	0,59	0,65	0,12	0,11	0,18	0,12	0,16	0,20
· ext. absorv. e int. 6 mm	0,52	0,36	0,39	0,43	0,10	0,10	0,11	0,10	0,10	0,13
Colorido										
· âmbar	0,70	—	—	—	—	—	—	—	—	—
· azul	0,60	—	—	—	—	—	—	—	—	—
· verde	0,46	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Fonte: Rivero (1985).

Tabela A4 – Maiores valores de insolação total (\dot{I} [kcal/h.m².C]) na latitude 0°S

Dia/mês	Lado Insolado	6 h	7 h	8 h	9 h	10 h	11 h	12 h	13 h	14 h	15 h	16 h	17 h	18 h
22/12	S	0	129	187	212	224	230	235	230	224	212	186	129	0
	SE	0	341	448	442	382	283	152	57	40	37	31	17	0
	L	0	333	422	388	267	123	40	40	40	37	31	17	0
	NE	0	106	120	77	42	40	40	40	40	37	31	17	0
	N	0	17	31	37	40	40	40	40	40	37	31	17	0
	NO	0	17	31	37	40	40	40	40	42	77	120	106	0
	O	0	17	31	37	40	40	40	123	267	388	422	333	0
	SO	0	17	31	37	40	57	152	283	382	442	448	341	0
	Horizontal	0	80	249	419	549	623	649	623	549	422	249	80	0
	21/01 e 21/11	S	0	100	116	165	176	179	181	179	176	165	146	100
SE		0	320	414	406	336	233	116	43	38	35	29	16	0
L		0	328	412	377	260	116	38	38	38	35	29	16	0
NE		0	124	141	97	48	38	38	38	38	35	29	16	0
N		0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16	0
NO		0	16	29	35	38	38	38	38	48	97	141	124	0
O		0	16	29	35	38	38	38	116	260	377	412	328	0
SO		0	16	29	35	38	43	116	233	336	406	414	320	0
Horizontal		0	78	246	409	528	604	631	604	528	409	246	78	0
20/02 e 23/10		S	0	46	75	84	89	92	92	92	89	84	75	46
	SE	0	298	382	360	276	165	65	38	38	35	32	16	0
	L	0	349	442	404	279	124	38	38	38	35	32	16	0
	NE	0	181	214	176	94	40	38	38	38	35	32	16	0
	N	0	16	32	35	38	38	38	38	38	35	32	16	0
	NO	0	16	32	35	38	38	38	40	94	176	214	181	0
	O	0	16	32	35	38	38	38	124	279	401	442	349	0
	SO	0	16	32	35	38	38	65	165	276	360	382	298	0
	Horizontal	0	84	263	406	558	634	664	635	558	406	263	84	0
	22/03 e 22/09	S	0	16	32	35	38	38	38	38	38	35	32	16
SE		0	257	320	273	184	84	38	38	38	35	32	16	0
L		0	363	452	409	290	127	38	38	38	35	32	16	0
NE		0	257	320	273	184	84	38	38	38	35	32	16	0
N		0	16	32	35	38	38	38	38	38	35	32	16	0
NO		0	16	32	35	38	38	38	84	184	273	320	257	0
O		0	16	32	35	38	38	38	127	290	409	452	363	0
SO		0	16	32	35	38	38	38	84	184	273	320	257	0
Horizontal		0	86	271	442	569	650	678	650	569	442	271	86	0

20/04 e 24/08	S	0	16	32	35	38	38	38	38	38	35	32	16	0
	SE	0	81	214	176	94	40	38	38	38	35	32	16	0
	L	0	349	442	401	279	124	38	38	38	35	32	16	0
	NE	0	298	382	360	276	165	65	38	38	35	32	16	0
	N	0	46	75	81	89	92	92	92	89	84	75	46	0
	NO	0	16	32	35	38	38	65	165	276	360	382	298	0
	O	0	16	32	35	38	38	38	124	279	401	442	349	0
	SO	0	16	32	35	38	38	38	40	94	176	214	181	0
	Horizontal	0	84	263	406	558	634	664	634	558	406	263	84	0
	21/05 e 23/07	S	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16
SE		0	124	141	97	48	38	38	38	38	35	29	16	0
L		0	328	412	377	260	116	38	38	38	35	29	16	0
NE		0	320	414	406	336	233	116	43	38	35	29	16	0
N		0	100	146	165	176	179	181	179	176	165	146	100	0
NO		0	16	29	35	38	43	116	233	336	406	414	320	0
O		0	16	29	35	38	38	38	116	260	377	412	328	0
SO		0	16	29	35	38	38	38	38	48	97	141	124	0
Horizontal		0	78	246	409	528	604	631	604	528	409	246	78	0
21/06		S	0	16	29	35	38	38	38	38	38	35	29	16
	SE	0	100	113	73	40	38	38	38	38	35	29	16	0
	L	0	314	398	366	252	116	38	38	38	35	29	16	0
	NE	0	322	423	417	360	257	143	54	38	35	29	16	0
	N	0	122	176	200	211	217	222	217	211	200	176	122	0
	NO	0	16	29	35	38	54	143	257	360	417	423	322	0
	O	0	16	29	35	38	38	38	116	252	366	421	314	0
	SO	0	16	29	35	38	38	38	38	40	73	113	100	0
	Horizontal	0	75	235	398	518	588	612	588	518	398	235	75	0

Fonte: Adaptado de Carrier (1990).

Notas: A tabela fornece os dias de maiores valores de radiação total (direta + difusa).

Valores bordados nas células cinzas: máximos do ano para a direção considerada (só há um para cada orientação);

Valores bordados nas células brancas: máximos do mês para a direção considerada (pode haver mais de um por orientação).

Tabela A5 – Fator de retardo ($f_{r,j}$) para vidros com sombreamento interno

Hora	Face da vidraça								
	N	NE	L	SE	S	SO	O	NO	Horiz.
6	0,73	0,56	0,47	0,30	0,09	0,07	0,06	0,07	0,12
7	0,66	0,76	0,72	0,57	0,16	0,11	0,09	0,11	0,27
8	0,65	0,74	0,80	0,74	0,23	0,14	0,11	0,14	0,44
9	0,73	0,58	0,76	0,81	0,38	0,16	0,13	0,17	0,59
10	0,80	0,37	0,62	0,79	0,58	0,19	0,15	0,19	0,72
11	0,86	0,29	0,41	0,68	0,75	0,22	0,16	0,20	0,81
12	0,89	0,27	0,27	0,49	0,83	0,38	0,17	0,21	0,85
13	0,89	0,26	0,24	0,33	0,80	0,59	0,31	0,22	0,85
14	0,86	0,24	0,22	0,28	0,68	0,75	0,53	0,30	0,81
15	0,82	0,22	0,20	0,25	0,50	0,83	0,72	0,52	0,71
16	0,75	0,20	0,17	0,22	0,35	0,81	0,82	0,73	0,58
17	0,78	0,16	0,14	0,18	0,27	0,69	0,81	0,82	0,42
18	0,91	0,12	0,11	0,13	0,19	0,45	0,61	0,69	0,25

Fonte: Stocker e Jones (1985).

Tabela A6.2 – Diferença de temperatura sol-ar equivalente (ΔT_{eq} , [C]). Paredes – 0°S

Tipo de parede	Direção	Hora do Dia																	
		8		10		12		14		16		18		20		22		24	
		E	C	E	C	E	C	E	C	E	C	E	C	E	C	E	C	E	C
Madeira	SE	12,2	5,6	13,3	6,7	7,8	5,6	6,7	5,6	7,8	7,8	7,8	7,8	5,6	5,6	3,3	2,2	1,1	1,1
	L	16,7	7,8	20,0	10,0	17,8	8,9	6,7	6,7	7,8	7,8	7,8	7,8	5,6	5,6	3,3	3,3	1,1	1,1
	NE	7,2	3,3	14,4	8,9	15,6	10,0	13,3	8,9	8,9	7,8	7,8	7,8	5,6	5,6	3,3	2,2	1,1	1,1
	N	-2,2	-2,2	2,2	0,0	12,2	6,7	16,7	11,1	14,4	11,1	8,9	7,8	5,6	5,6	3,3	3,3	1,1	1,1
	NO	-2,2	-2,2	0,0	-1,1	3,3	2,2	14,4	12,2	22,2	15,6	23,3	15,6	13,3	11,1	3,3	2,2	1,1	1,1
	O	-2,2	-2,2	0,0	3,3	3,3	11,1	6,7	22,2	15,6	26,7	18,9	12,2	12,2	4,4	4,4	1,1	1,1	1,1
	SO	-2,2	-2,2	0,0	-1,1	3,3	2,2	6,7	5,6	13,3	11,1	22,2	14,4	18,9	13,3	3,3	2,2	1,1	1,1
S*	-2,2	-2,2	-1,1	-1,1	2,2	2,2	5,6	5,6	7,8	7,8	6,7	6,7	4,4	4,4	2,2	2,2	0,0	0,0	
Alvenaria de 15 cm de espessura	SE	-1,1	-2,2	13,3	6,7	11,1	5,6	5,6	3,3	6,7	5,6	7,8	7,8	6,7	6,7	5,6	5,6	3,3	3,3
	L	1,1	0,0	16,7	7,8	17,2	9,4	7,8	7,8	6,7	6,7	7,8	7,8	6,7	6,7	5,6	4,4	3,3	3,3
	NE	1,1	-1,1	11,1	5,6	15,6	8,9	14,4	8,9	10,0	7,8	7,8	7,8	6,7	6,7	5,6	4,4	3,3	3,3
	N	-2,2	-2,2	-1,1	-1,1	6,7	3,3	13,3	8,9	14,4	10,0	11,1	8,9	6,7	6,7	4,4	4,4	2,2	2,2
	NO	0,0	-1,1	0,0	-1,1	1,1	1,1	6,7	4,4	17,8	12,2	20,0	14,4	18,9	13,3	5,6	4,4	3,3	3,3
	O	0,0	-1,1	0,0	0,0	2,2	1,1	5,6	4,4	14,4	10,0	22,2	15,6	23,3	15,6	8,9	7,8	3,3	3,3
	SO	-2,2	-2,2	-1,1	-1,1	1,1	1,1	4,4	3,3	6,7	6,7	16,7	12,2	18,9	13,3	6,7	5,6	3,3	3,3
S*	-2,2	-2,2	-1,1	-1,1	0,0	0,0	3,3	3,3	5,6	5,6	6,7	6,7	6,7	6,7	4,4	4,4	2,2	2,2	
Alvenaria de 25 cm de espessura	SE	0,0	0,0	0,0	0,0	11,1	5,6	8,9	5,6	5,6	3,3	6,7	5,6	7,8	6,7	6,7	5,6	4,4	4,4
	L	2,2	1,1	6,7	2,2	13,3	6,7	14,4	7,8	11,1	6,7	6,7	5,6	7,8	6,7	7,8	5,6	5,6	4,4
	NE	1,1	0,0	1,1	0,0	8,9	4,4	11,1	6,7	1,1	7,8	7,8	6,7	7,8	6,7	6,7	5,6	4,4	3,3
	N	0,0	0,0	0,0	0,0	1,1	0,0	6,7	3,3	13,3	7,8	14,4	8,9	11,1	7,8	6,7	5,6	4,4	3,3
	NO	1,1	0,0	1,1	0,0	1,1	0,0	3,3	2,2	6,7	5,6	14,4	10,0	16,7	11,1	14,4	10,0	4,4	3,3
	O	2,2	1,1	2,2	1,1	2,2	1,1	3,3	2,2	5,6	4,4	10,0	7,8	16,7	12,2	17,8	12,2	10,0	7,8
	SO	0,0	0,0	0,0	0,0	1,1	0,0	2,2	1,1	4,4	3,3	6,7	5,6	17,8	10,0	16,7	12,2	5,6	4,4
S*	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	-1,1	0,0	0,0	3,3	3,3	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	5,6	3,3	3,3	

Fonte: Silva (1968). Nota: E – escuro; C – claro. * Estã à sombra no primeiro semestre do ano.

Tabela A7 – Taxa de calor sensível (τ_s) e latente (τ_L) emitidos por pessoas

Atividade	Local	Temperatura de bulbo seco local (C)									
		28		27		26		24		21	
		S	L	S	L	S	L	S	L	S	L
Reposo sentado	Teatro	44	44	49	39	53	35	58	30	65	23
Trabalho leve Sentado	Escola	45	55	48	52	54	46	63	40	68	32
Trabalho de Escritório	Escritório	45	68	50	63	54	59	61	52	71	42
Marcha lenta	Loja	45	81	50	76	55	71	64	62	73	53
Sentado/de pé (alternância)	Banco										
Palestra	Balcão de loja										
Conversa sentada	Escola										
Trabalho de oficina sentado	Restaurante	48	91	55	84	61	78	71	68	81	58
Dança	Fábrica	48	141	55	134	62	127	74	115	92	58
Marcha rápida	Salão de baile	55	159	62	152	69	145	82	132	101	113
Trabalho penoso	Fábrica	68	154	76	176	83	169	96	156	114	134
	Loja										
	Boliche										
	Fábrica	113	252	117	248	122	243	132	233	152	213

Fonte: Adaptado de Carrier (1990). Nota: S – sensível; L – latente. Obs: notar que S se eleva e L se reduz, com a redução da temperatura de bulbo seco local.

Tabela A8 – Taxa de calor sensível (t_s) e latente (t_L) emitidos por equipamentos

Fonte	t_s [kcal/h]	t_L [kcal/h]
Elétricos		
· Forno	690/kW	170/kW
· Torradeira e grelhador	770/kW	90/kW
· Mesa quente	800/m ²	2 170/m ²
· Cafeteira	40/litro	40/litro
· Motor	860/kW	—
· Outros	860/kW	—
A gás		
· Bico de Bunsen a GLP – grande ^a	750/unid.	—
· Bico de Bunsen a GN – grande ^a	1 260/unid.	—
· Bico de Bunsen a GLP – pequeno ^a	450/unid.	—
· Bico de Bunsen a GN – pequeno ^a	750/unid.	—
· Forno de cozinha a GLP ^b	3 000/(m ³ /h)	1 500/(m ³ /h)
· Forno de cozinha a GN ^b	6 000/(m ³ /h)	2 900/(m ³ /h)
· Mesa quente	1 100/m ²	2 500/m ²
· Cafeteira	35/litro	35/litro
· Outros queimadores a GLP ^b	4 500/(m ³ /h)	450 ³ /(m ³ /h)
· Outros queimadores a GN ^b	8 000/(m ³ /h)	900 ³ /(m ³ /h)
A vapor		
· Tubo de superfície áspera	1 080/m ²	—
· Tubo de superfície polida	600/m ²	—
· Tubo isolado	300/m ²	—
· Superfície plana áspera	900/m ²	—
· Superfície plana polida	350/m ²	—
· Superfície plana isolada	220/m ²	—
Outro		
· Alimento cozido sobre prato	8/pessoa	8/pessoa

Fonte: Adaptado de Creder (1996). Notas: ^a Pressupõe-se que funcionem no interior de capelas fechadas, com exaustão dos gases para o exterior do recinto. ^b Exigem conhecer o consumo de gás em [m³/h]. GLP – gás liquefeito de petróleo. GN – gás natural.

Tabela A9 – Fator de infiltração pelo movimento de pessoas (f_p) e por frestas (f_F)

Local	f_p [m ³ /h.pessoa]	
	Porta giratória de 1,8 m	Porta vai-e-vem de 0,9 m
Bancos	11	14
Barbearias	7	9
Drogarias	10	12
Escritórios movimentados	9	9
Escritórios privados, quartos de hotel	—	7
Lojas	32	51
Quartos de hospital	12	14
Restaurantes	3	4
Salas de chá	7	9
Tipo de abertura	Caráter	f_F [m ³ /h.m _{fresta}]
Janela comum de madeira	Mal ajustada	3
Janela basculante	Mal ajustada	3
Janela guilhotina com caixilho de madeira	Mal ajustada	6,5
	Bem ajustada	2
Janela guilhotina com caixilho metálico	Sem vedação	4,5
	Com vedação	1,8
Porta	Mal ajustada	13
	Bem ajustada	6,5

Fonte: Adaptado de Creder (1996).

Tabela A10 – Fator de higienização ($\epsilon_{hig.}$)

Ambiente	$\epsilon_{hig.}$ [m ³ /h.pessoa]	
	Preferível	Mínima
Apartamentos	35	25
Bancos	25	17
Barbearias	25	17
Bares	35	25
Cassinos	35	25
Escritórios	25	17
Estúdios	35	25
Lojas	13	8
Quartos de hospital e salas de cirurgia ^a	25	17
Quartos de hotel	25	17
Residências	35	25
Restaurantes	35	25
Salas de diretores	50	50
Teatros	13	10
Salas de aula	50	40
Salas de reunião	35	25

Fonte: Adaptado de Creder (1996). Nota: ^a Em quartos de hospital só é permitido retorno de ar se o condicionador é individual. Em salas de cirurgia não é permitida recirculação de modo algum.