

UNIVERSIDADE DO VALE DO RIO DOS SINOS
UNIDADE ACADÊMICA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**INFLUÊNCIA DO CLIMA NO DESEMPENHO ENERGÉTICO DE CONDICIONADOR
DE AR COM TECNOLOGIA VRF EM CONDIÇÃO DE CARGA PARCIAL PARA
HOTÉIS**

ADEMILSON DOS SANTOS XAVIER

Dissertação de Mestrado

São Leopoldo
2016

INFLUÊNCIA DO CLIMA NO DESEMPENHO ENERGÉTICO DE CONDICIONADOR
DE AR COM TECNOLOGIA VRF EM CONDIÇÃO DE CARGA PARCIAL PARA
HOTÉIS

Ademilson dos Santos Xavier

Dissertação submetida ao Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade do Vale do Rio dos Sinos -
UNISINOS como pré-requisito parcial para a
obtenção do título de Mestre em Engenharia
Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan - UNISINOS
Profa. Dra. Maria Luiza Sperb Indrusiak - UNISINOS
Prof. Dr. Paulo Otto Beyer - UFRGS

X3i Xavier, Ademilson dos Santos
 Influência do clima no desempenho energético de condicionador
 de ar com tecnologia VRF em condição de carga parcial para hotéis
 / Ademilson dos Santos Xavier. -- 2016.
 159 f. : il. ; color. ; 30cm.

 Dissertação (mestrado em Engenharia de Mecânica) --
 Universidade do Vale do Rio dos Sinos, Programa de Pós-Graduação
 em Engenharia Mecânica, São Leopoldo, RS, 2016.

 Orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Wander.

 1. Engenharia mecânica. 2. Eficiência energética. 3. Carga
 parcial. 4. Carga térmica. 5. Arquivo climático. Título. II. Wander,
 Paulo Roberto.

 CDU 621

Ademilson dos Santos Xavier

INFLUÊNCIA DO CLIMA NO DESEMPENHO ENERGÉTICO DE CONDICIONADOR
DE AR COM TECNOLOGIA VRF EM CONDIÇÃO DE CARGA PARCIAL PARA
HOTÉIS

Dissertação submetida ao Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade do Vale do Rio dos Sinos -
UNISINOS como pré-requisito parcial para a
obtenção do título de Mestre em Engenharia
Mecânica
Área de concentração: Engenharia de Energia.

Aprovado em ____ de _____ 2016.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Mario Henrique Macagnan - UNISINOS

Prof^{ca}. Dr^a. Maria Luiza Sperb Indrusiak - UNISINOS

Prof. Dr. Paulo Otto Beyer - UFRGS

Dedico este trabalho à minha família,
em especial aos meus pais, Argemiro Xavier (em memória) e Anna G. dos Santos.

AGRADECIMENTOS

A toda minha família, pela educação, pela dedicação, e pelos ensinamentos que sem dúvida me acompanharam durante todo o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Paulo Roberto Wander, pela orientação, pela determinação, e por sempre ter compartilhado seus conhecimentos e atendido às minhas dúvidas.

Aos professores, Mario Henrique Macagnan e Maria Luiza Sperb Indrusiak, por todo o auxílio durante a elaboração desse material.

A todos os professores do Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade do Vale do Rio dos Sinos (UNISINOS), pelo empenho, e pela multiplicação do conhecimento.

*“A boa madeira não cresce com sossego; quanto mais forte o vento, mais fortes as
árvores.”*

J. Willard Marriott.

RESUMO

Estudos recentes mostraram que uma grande parte da energia elétrica consumida no Brasil destina-se a edificações do setor Comercial e Público. Observando-se que o sistema de HVAC (*Heating, Ventilation, and Air Conditioning*) apresenta relevante papel no quadro final do consumo energético em edificações, a determinação de seus requisitos mínimos de eficiência energética torna-se o fator chave para o sucesso de qualquer programa de certificação energética em construções.

Esse trabalho tem como objetivo avaliar de que forma as condições climatológicas brasileiras podem influenciar o desempenho de um sistema condicionador de ar com tecnologia VRF (*Variable Refrigerant Flow*) em Condições de Carga Parcial (*Part Load Conditions*), para uma edificação comercial. Para isso, foi desenvolvida uma metodologia capaz de identificar as localidades que foram objetos desse estudo. As cidades selecionadas foram: São Paulo (SP), Rio de Janeiro (RJ), Fortaleza (CE) e Brasília (DF). Após esta etapa, a caracterização do edifício modelo de referência (hotel) foi concretizada. Características físicas, valores de carga térmica externa e interna, e o perfil de uso (taxa de ocupação) da edificação, foram tópicos abordados. O *software* de simulação utilizado foi o *EnergyPlus* e as suas respectivas curvas e equações de desempenho foram ajustadas com base nos dados de performance dos aparelhos condicionadores de ar que foram selecionados. O fabricante Toshiba foi escolhido.

A performance dos equipamentos VRF foi analisada através de resultados como Carga Térmica global, Condição de Carga Plena, Condições de Carga Parcial, PLR (*Part Load Ratio*), COP (*Coefficient of Performance*) e ICOP (Coeficiente Integrado de Performance).

Os resultados mostraram que apesar da Condição de Carga Plena (*Full Load Condition*) ser recomendada para dimensionar o sistema de HVAC, quando o objetivo principal for avaliar o desempenho energético desse sistema (HVAC) para um período mais longo de operação essa análise deve ser realizada através das Condições de Carga Parcial (*Part Load Conditions*). Para as quatro localidades estudadas os valores de desempenho obtidos através das simulações mostram que os equipamentos de ar condicionado VRF utilizados atingiram o seu coeficiente máximo de performance ($COP_{m\acute{a}x}$) na condição de 50% de PLR e um ICOP de 6,8, contra um COP de 3,4 na condição nominal e um ICOP de 3,7 de acordo com o Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos, RTQ-C.

Palavras-chave: VRF, eficiência energética, carga parcial, carga térmica, arquivo climático.

ABSTRACT

Currently studies have been shown that a large part of the electricity consumed in Brazil is intended to buildings Commercial and Public Sector. The HVAC system (Heating, Ventilation, and Air Conditioning) shows a significant role in the final frame of the energy consumption in buildings, determining its minimum requirements for energy efficiency becomes the key factor for the success of any program energy certification of buildings.

This work aims to analyze how the Brazilian climatic conditions can influence the performance of air conditioner systems with VRF technology (Variable Refrigerant Flow) in the Part-Load Condition for a commercial building. Therefore a methodology was developed to identify the locations that were the subject of this study. The cities selected are: São Paulo (SP), Rio de Janeiro (RJ), Fortaleza (CE) and Brasília (DF). In addition the building characteristics have completed, external and internal thermal load values with their use profile have been analyzed. The *software* applied was *EnergyPlus* and their performance curves and equations have been adjusted according with the performance data of air conditioning units selected. The manufacturer Toshiba has been chosen.

The VRF equipment performance was analyzed through results as Full-Load Condition, Part-Load Conditions, Part Load Ratio (PLR), COP and COP (Integrated Coefficient of Performance).

The main results have showed that despite the Full-Load Condition is recommended to dimension the HVAC system, when the objective is the evaluation of the energy performance for a longer operation period this analysis should be carried out through Part-Load Conditions. For all of the four cities have studied the performance values obtained from the simulations show that the air-conditioning equipment VRF used reached their maximum performance coefficient ($COP_{\text{máx}}$) at 50% of PLR and ICOP 6.8, against a COP 3.4 in nominal condition and ICOP of 3.72 according to the Quality Technical Regulation of the Energy Efficiency Level Commercial Buildings, and Public Service, RTQ-C.

Key-words: VRF, energy efficiency, part-load, load profile, climate file.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Os 10 maiores países geradores de energia elétrica no cenário mundial.....	25
Figura 2.2 - Variação do consumo de energia elétrica por setor (projeção: 2023).....	26
Figura 2.3 - Divisão do destino da energia consumida pelo modelo da edificação existente. .	30
Figura 2.4 - Percentual de empresas brasileiras do setor comercial que dispõem de sistemas de ar condicionado e/ou ventilação.	31
Figura 2.5 - Requisito votado como indispensável em hotel modelo econômico.	32
Figura 2.6 - Distribuição de frequências de operação do CHP.	33
Figura 2.7 – Etiqueta de Eficiência Energética para Condicionador de Ar.....	38
Figura 2.8 - Nível de eficiência energética.....	39
Figura 2.9 - Zoneamento Bioclimático Brasileiro.	41
Figura 2.10 - Modelo da Etiqueta Nacional de Conservação de Energia (ENCE).....	44
Figura 2.11 - Temperatura operativa e umidade aceitável para determinação da zona de conforto.....	48
Figura 2.12 - Ponderação dos Valores de Carga Parcial do IPLV (1992).....	56
Figura 2.13 - Ponderação dos Valores de Carga Parcial do IPLV (1998).....	57
Figura 2.14 - Evolução do Mercado de VRF no Brasil.....	62
Figura 2.15 - Consumo anual de energia elétrica de cada componente do sistema de HVAC para cada tipo de edificação	63
Figura 2.16 - Perfil de uso de edificação constante para ocupação, iluminação e equipamentos.	65
Figura 2.17 - Perfil de uso de edificação referência ASHRAE <i>Standard</i> 90.1(2007) para ocupação, iluminação e equipamentos.	65
Figura 2.18 - Relação entre o COP e o PLR para a unidade externa VRF LG ARWN480DA2, para os <i>Chillers Trane CVHE 1329kW/5,38COP/Vanes</i> e <i>Carrier 19XR 407kW/6,04COP/VSD</i> obtida para condição nominal de referência.	66
Figura 2.19 - Consumo de energia anual por uso final para os sistemas de climatização VAV e VRF para o padrão de uso de edificação constante.	67
Figura 2.20 - Consumo de energia anual por uso final para os sistemas de climatização VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007)	67
Figura 2.21 - Percentual do tempo de operação no ano por faixa de PLR para os sistemas de climatização do tipo VRF para o perfil de uso de edificação constante.....	68

Figura 2.22 - Percentual do tempo de operação no ano por faixa de PLR para os sistemas de climatização do tipo VRF para o perfil de uso de edificação baseado na ASHRAE Standard 90.1 (2007)	69
Figura 2.23 – Desempenho do Sistema VRF em função de Part Load Ratio (PLR).....	70
Figura 2.24 – Coeficiente de Performance para diferentes PLR	70
Figura 2.25 – Coeficiente de Performance para diferentes temperatura do ar exterior.....	71
Figura 2.26 – Diferença entre os dados de catálogo e obtidos do ajuste para o fator modificador da taxa de energia elétrica de entrada função da alta taxa de carga parcial.	72
Figura 2.27 - Representação das Condições Parciais de Carga, conforme a AHRI 1230	73
Figura 3.1 - Relação dos arquivos climáticos disponíveis por capitais do território nacional .	77
Figura 3.2 - Localização dos arquivos climáticos TRY disponíveis por capitais no mapa do território nacional	78
Figura 3.3 - Mercado de Ar Condicionado para estabelecimentos comerciais, por regiões (2015)	80
Figura 3.4 - Síntese de agrupamento das zonas bioclimáticas	81
Figura 3.5 – Disposição das localidades em função do agrupamento bioclimático brasileiro.	82
Figura 3.6 – Localidades.	83
Figura 3.7 – Localidades selecionadas.	84
Figura 3.8 - Temperaturas de bulbo seco do ar exterior para a localidade de São Paulo (Zona Bioclimática - 3).	85
Figura 3.9 - Temperaturas de bulbo seco do ar exterior para a localidade do Rio de Janeiro (Zona Bioclimática - 8).....	85
Figura 3.10 - Temperaturas de bulbo seco do ar exterior para a localidade de Fortaleza (Zona Bioclimática -8).	86
Figura 3.11 - Temperaturas de bulbo seco do ar exterior para a localidade de Brasília (Zona Bioclimática - 4).	86
Figura 3.12 - Geometria do hotel.....	89
Figura 3.13 - Modelo representativo.	89
Figura 3.14 - Pavimentos e ambientes internos.....	91
Figura 3.15 - Taxa de ocupação hoteleira para as localidades de São Paulo, Rio de Janeiro, Fortaleza e Brasília.	93
Figura 3.16 - Perfil de uso (ocupação hoteleira) para as localidades de Fortaleza, Rio de Janeiro, Distrito Federal e São Paulo.	94
Figura 3.17 - Representação de um sistema de ar condicionado VRF instalado em um hotel.	97

Figura 3.18 – Unidade Externa ou <i>Outdoor Unit</i> (ODU) – VRF.....	98
Figura 3.19 - <i>Indoor Unit</i> (IDU tipo <i>Hi-Wall</i>).....	98
Figura 3.20 - <i>Indoor Unit</i> (IDU tipo <i>Piso-Teto</i>).....	98
Figura 3.21 – <i>Layout</i> do sistema VRF da edificação.....	99
Figura 3.22 - Lay out do sistema VRF para o bloco – 2.	100
Figura 3.23 - Fator de correção para temperatura interna de bulbo úmido.	102
Figura 3.24 - Fator de correção para temperatura do bulbo seco do ar exterior.....	102
Figura 3.25 - Fator de correção da capacidade para comprimento e desnível entre unidades.	103
Figura 4.1 - Percentual de Carga Térmica e Perfil de Temperaturas de Bulbo Seco do Ar Exterior para as localidades de São Paulo, Rio de Janeiro, Fortaleza e Brasília.....	109
Figura 4.2 - Carga Térmica vs. Temperatura Ar Exterior (São Paulo - SP).....	110
Figura 4.3 - Temperatura de Bulbo Seco do Ar Exterior em função do Part Load Ratio (PLR).	111
Figura 4.4 - Frequência horária em função do PLR para as localidades.	112
Figura 4.5 – Potência Elétrica de Entrada vs. TBS ar exterior.....	114
Figura 4.6 – Análise de Regressão para a equação: Fator Modificador da Taxa de Energia Elétrica de Entrada para o Resfriamento Função Baixa Temperatura.....	116
Figura 4.7 - Coeficiente de Performance para as Localidades de São Paulo(SP), Rio de Janeiro (RJ), Fortaleza (CE) e Brasília (DF).....	117
Figura 4.8 - Coeficiente de Performance para diferentes temperaturas de bulbo seco do ar exterior para a localidade de São Paulo (SP).....	118
Figura 4.9 - Coeficiente de Performance em função do PLR para a localidade de São Paulo (SP).	120
Figura 4.10 – COP em função do PLR dos sistemas VRF 1 e 2 para a localidade de São Paulo, Rio de Janeiro, Fortaleza e Brasília.	121
Figura 4.11 - Comparação entre o Coeficiente Integrado de Performance conforme AHRI 1230 e para as quatro localidades brasileiras.....	123
Figura 4.12 - Comparativo da Temperatura do Ar Exterior (TAE) da AHRI <i>Standard</i> 1230 frente à temperatura proveniente do perfil climatológico brasileiro.	126
Figura 4.13 - Comparação entre o Coeficiente Integrado de Performance conforme Simulação, AHRI 1230 e ICOP _{BR1}	127
Figura 4.14 – Comparativo PLR AHRI 1230 e ICOP _{BR1}	128
Figura 4.15 - Frequência horaria em função do PLR para VRF1 e 2.....	129

Figura 4.16 - COP em função do PLR (10 a 100%) dos sistemas VRF 1 e 2 para as localidades brasileiras.....	131
Figura A.1 – Comparativo ICOP com e sem a Energia Elétrica de Entrada das Unidades Internas (Evaporadoras).....	145
Figura B.1 - Frequência horária em função do PLR para localidade de São Paulo (SP)	146
Figura B.2 - Frequência horária em função do PLR para localidade do Rio de Janeiro (RJ)	146
Figura B.3 - Frequência horária em função do PLR para localidade de Fortaleza (CE).....	147
Figura B.4 - Frequência horária em função do PLR para localidade de Brasília (DF)	147
Figura D.1 - Especificações Técnicas das Unidades Externas	150
Figura D.2 - Especificações Técnicas das Unidades Externas	151
Figura E.1 - Especificações Técnicas das Unidades Internas tipo Hi Wall.....	152
Figura E.2 - Especificações Técnicas das Unidades Internas tipo Hi Wall.....	153
Figura E.3 - Especificações Técnicas das Unidades Internas tipo Piso-teto	154
Figura F.1 – Combinação das Unidades Externas.....	155
Figura G.1 - Combinação das Unidades Internas e Externas	156
Figura H.1 – Tabelas de propriedades e características térmicas dos materiais, elementos e componentes construtivos.	157

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Consumo de energia elétrica no mundo.10 maiores países (TWh).	25
Tabela 2.2 - Normas de Eficiência Energética.	28
Tabela 2.3 - Eficiência mínima de condicionadores de ar do tipo VRF que operam somente em refrigeração (sem ciclo reverso) para a classificação no nível A.	42
Tabela 2.4 - Eficiência mínima de condicionadores de ar do tipo VRF que operam em refrigeração e aquecimento (ciclo reverso), para a classificação no nível A.	43
Tabela 2.5 - Impacto dos Modelos de <i>Part Load</i> no <i>Annual Cooling Energy Use/DOE-2</i>	52
Tabela 2.6 - Ponderação dos valores de Carga Parcial (<i>Part Load</i>).	57
Tabela 2.7 – Principais indicadores de eficiência energética segundo o AHRI.	58
Tabela 2.8 – Descrição dos indicadores médios de eficiência de acordo com o AHRI	59
Tabela 2.9 - Condição de Carga Parcial (<i>IEER Part-Load Conditions</i>)	74
Tabela 3.1 - Dados geográficos para as localidades selecionadas.....	84
Tabela 3.2 - Dados do hotel modelo de referência.	88
Tabela 3.3 – Pavimentos da edificação de referência.....	90
Tabela 3.4 - Dados do dia de projeto de verão <i>ASHARE Standard (2013)</i>	95
Tabela 4.1 – Coeficientes da equação modificadora da taxa de energia elétrica de entrada em função da baixa temperatura de entrada no condensador.	115
Tabela 4.2 - TAE média global em função das TAE para as localidades.	124
Tabela 4.3 – Comparativo da TAE da AHRI 1230 e localidades brasileiras.	124
Tabela 4.4 – COP Unidades Externas VRF.....	133

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABINEE	Associação Brasileira da Indústria Elétrica e Eletrônica
ABRAVA	Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento
AHRI	<i>American Air-Conditioning, Heating and Refrigeration Institute</i> ou Instituto Americano de Ar Condicionado, Aquecimento e Refrigeração
ASHRAE	<i>American Society Of Heating, Refrigerating And Air-Conditioning Engineers</i> ou Sociedade Americana dos Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado
BCA	<i>Building Code of Australia</i> ou Código de Construção da Austrália
BEN	Balanco Energético Nacional
CCREUB	<i>Criteria for Clients on the Rationalization of Energy Use for Building</i> ou Critérios de Racionalização do Uso de Energia para Clientes de Edifícios
CCREUH	<i>Criteria for Clients on the Rationalization of Energy Use for Houses</i> ou Critérios de Racionalização do Uso de Energia para Clientes de Residências
CDD	<i>Cooling Degree-Days</i> ou Graus-dia para Resfriamento
CHP	<i>Combined Heat and Power</i>
CONBRAVA	Congresso Brasileiro de Refrigeração Ar-Condicionado Ventilação e Aquecimento
CONMETRO	Conselho Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial
CONPET	Programa Nacional de Racionalização do Uso dos Derivados do Petróleo e do Gás Natural
COP	<i>Coefficient of Performance</i> ou Coeficiente de Performance
COP _{máx}	Máximo Coeficiente de Desempenho
CP	Carga Parcial
DOE	<i>United States Department of Energy</i> ou Departamento de Energia dos Estados Unidos
ECBC	<i>Energy Conservation Building Code</i> ou Código de Conservação de Energia para Edifícios
EEACI	<i>Code of Practice for Energy Efficiency of Air Conditioning Installations</i> ou Código de Práticas para Eficiência Energética de Instalações de Ar Condicionado

EEPB	<i>Design Standard for Energy Efficiency of Public Buildings</i> ou Norma de Projeto para Eficiência Energética de Edifícios Públicos
EER	<i>Energy Efficiency Ratio</i> ou Razão de Carga Parcial
EIA	<i>U.S. Energy Informations Administration</i> ou Administração de Informações Energéticas dos Estados Unidos
EMPD	<i>Effective Moisture Penetration Depth Model</i> ou Modelo de Umidade Efetiva de Penetração Profunda
ENCE	Etiqueta Nacional de Conservação de Energia
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
ESEER	<i>European Seasonal Energy Efficiency Ratio</i> ou Razão de Eficiência Energética Sazonal Europeia
EU	União Europeia
EUA	Estados Unidos da América
EXV	<i>Electronic Expansion Valve</i> ou Válvula de Expansão Eletrônica
FLC	<i>Full Load Conditions</i> ou Carga Plena
GBC	<i>Green Building Council</i>
HQE	<i>Haute Qualité Environnementale</i> ou Alta Qualidade Ambiental
HSPF	<i>Heating Seasonal Performance Factor</i> ou Fator Sazonal de Performance em Aquecimento
HVAC	<i>Heating, Ventilation, and Air Conditioning</i> ou Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
ICOP	Coeficiente Integrado de Performance
IDU	<i>Indoor Unit</i> ou Unidade Interna
IEA	<i>International Energy Agency</i> ou Agência Internacional de Energia
IEE	Indicadores de Eficiência Energética
IEER	<i>Integrated Energy Efficiency Ratio</i> ou Razão de Eficiência Energética Integrada
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial
IPLV	<i>Integrated Part-Load Value</i> ou Valor de Carga Parcial Integrado
ISO	<i>International Organization for Standardization</i> ou Organização Internacional de Normalização
LabEEE	Laboratório de Eficiência Energética em Edificações

LEED	<i>Leadership in Energy and Environmental Design</i> ou Liderança em Energia e Projeto Ambiental
MME	Ministério de Minas e Energia
MNECB	<i>Model National Energy Code of Canada for Buildings</i> ou Modelo Nacional do Código de Energia do Canadá para Edifícios
MT	Ministério do Turismo
NIST	<i>National Institute of Standards and Technology</i> ou Instituto Nacional de Normalização e Tecnologia
NPLV	<i>Non-Standard Part-Load Value</i> ou Valor de Carga Parcial Não-Padronizado
ODU	<i>Outdoor Unit</i> ou Unidade Externa
ONU	Organização das Nações Unidas
PBE	Programa Brasileiro de Etiquetagem
PIB	Produto Interno Bruto
PL	<i>Part Load</i> ou Carga Parcial
PLF	<i>Part Load Factor</i> ou Fator de Carga Parcial
PLR	<i>Part Load Ratio</i> ou Razão de Carga Parcial
PLV	<i>Part Load Value</i> ou Valor de Carga Parcial
PMV	<i>Predicted Mean Vote</i> ou Voto Médio Previsto
PNEf	Plano Nacional de Eficiência Energética
PPD	<i>Percentage of Dissatisfied</i> ou Porcentagem de Pessoas Insatisfeitas
PROCEL	Programa de Conservação de Energia Elétrica
Procel Edifica	Plano de ação para Eficiência Energética em Edificações
RAC-C	Regulamento da Avaliação da Conformidade
RITE	<i>Reglamento de instalaciones térmicas en edificios</i> ou Regulamento de Instalações Térmicas em Edifícios
RTQ-C	Requisitos Técnicos da Qualidade para o Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviços e Públicos
SEER	<i>Seasonal Energy Efficiency Ratio</i> ou Razão de Eficiência Energética Sazonal
SETUR	Secretaria do Turismo
SMACNA	<i>Sheet Metal and Air Conditioning Contractors' National Association</i> ou Associação Nacional dos Profissionais de Chapas e Ar Condicionado
TMY	<i>Typical Meteorological Year</i> ou Ano Meteorológico Típico
TRY	<i>Test Reference Year</i> ou Ano Teste de Referência

USA	<i>United States of America</i> ou Estados Unidos da América
VAV	Vazão de Ar Variável
VRV	<i>Variable Refrigerant Flow</i> ou Fluxo de Refrigerante Variável
VRV	Vazão de Refrigerante Variável
WEO	<i>World Energy Outlook</i> ou Painel Mundial de Energia
ZB	Zona Bioclimática

LISTA DE SIMBOLOS

AC	Área de piso dos ambientes condicionados [m ²]
ANC	Área de piso dos ambientes não condicionados de permanência prolongada [m ²]
APT	Área de piso dos ambientes de permanência transitória [m ²]
A_{si}	Área da superfície da zona [m ²]
AU	Área útil [m ²]
b	Pontuação obtida pelas bonificações
c_p	Calor específico do ar [J/(kgK)]
cz	Capacitância térmica do ar da zona [J/K]
$EqNumCA$	Equivalente numérico do sistema de condicionamento de ar [-]
$EqNumDPI$	Equivalente numérico do sistema de iluminação [-]
$EqNumEnv$	Equivalente numérico da envoltória [-]
$EqNumS$	Equivalente numérico da simulação [-]
$EqNumV$	Equivalente numérico dos ambientes não condicionados e/ou ventilados naturalmente [-]
h_c	Coeficiente de transferência de calor por convecção [W/(m ² K)]
$h_{c_{si}}$	Coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície i da zona [W/(m ² K)]
h_r	Coeficiente de transferência de calor por radiação linearizado. [W/(m ² K)]
T_{∞}	Temperatura do ar exterior [°C]
T_{bs}	Temperatura de bulbo seco do ar [°C]
T_{op}	Temperatura operativa [°C]
T_r	Temperatura radiante [°C]
T_{si}	Temperatura da superfície i da zona [°C]
T_z	Temperatura média do ar da zona [°C]
T_{zi}	Temperatura média do ar da zona adjacente [°C]
v_{ar}	Velocidade relativa do ar [m/s]
\dot{m}_i	Vazão mássica de ar proveniente da zona ou adjacente [kg/s]
\dot{m}_{inf}	Vazão mássica do ar de infiltração na zona [kg/s]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	19
1.1 DELIMITAÇÃO DO ESTUDO.....	20
1.2 OBJETIVO	21
1.2.1 Objetivo Geral	21
1.2.2 Objetivos Específicos.....	21
1.3 JUSTIFICATIVA	21
1.4 ESTRUTURA DA PESQUISA.....	22
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	24
2.1 EDIFICAÇÕES	24
2.2 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM EDIFICAÇÕES.....	27
2.2.1 ASHRAE <i>Standard</i> 90.1	34
2.3 SIMULAÇÃO ENERGÉTICA PARA EDIFICAÇÕES.....	34
2.3.1 Programa <i>EnergyPlus</i>	35
2.4 PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA - PROCEL 36	
2.4.1 PROCEL Edifica.....	36
2.5 PROGRAMA BRASILEIRO DE ETIQUETAGEM - PBE	37
2.5.1 Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos (RTQ-C)	38
2.5.1.1 Equação Geral de Classificação do Nível de Eficiência do Edifício.....	40
2.5.1.2 Classificação Energética do Sistema de Ar Condicionado.....	41
2.5.1.3 Programa de Simulação	43
2.6 CARGA TÉRMICA	45
2.6.1 Conforto Ambiental	46
2.6.2 Conforto Térmico.....	46
2.6.2.1 Avaliação de Conforto Térmico	47
2.6.3 Carta Bioclimática.....	49
2.6.3.1 Bioclimatologia na Arquitetura	49
2.6.3.2 Carta Bioclimática	49
2.7 SISTEMA CONDICIONADOR DE AR	50
2.8 CONDIÇÕES DE CARGA PARCIAL (<i>PART LOAD CONDITIONS</i>).....	51
2.8.1 <i>Integrated Part Load Value</i> (IPLV)	54

2.8.1.1 Modelo Matemático do IPLV	55
2.9 CONDICIONADORES DE AR VRF (<i>VARIABLE REFRIGERANT FLOW</i>).....	60
2.9.1 AHRI Standard 1230 - Performance Rating of Variable Refrigerant Flow (VRF) ...	72
3 METODOLOGIA.....	75
3.1 DEFINIÇÃO DAS LOCALIDADES.....	75
3.1.1 Arquivo Climático	75
3.1.2 Cooling Degree-Days (CDD)	79
3.1.2.1 Degree-days para a estimativa de energia	79
3.1.3 Participação Regional de Mercado de Condicionador de Ar Comercial.....	80
3.1.4 Agrupamento Bioclimático Brasileiro.....	81
3.1.5 Definição das Localidades	82
3.1.5.1 Amplitude Térmica das Localidades Seleccionadas	85
3.2 CARACTERÍSTICAS DA EDIFICAÇÃO.....	87
3.2.1 Características Físicas da Edificação	87
3.2.2 Carga Térmica Interna.....	91
3.2.2.1 Cargas Internas	92
3.2.2.2 Características de Ocupação da Edificação (Perfil de Uso)	92
3.2.2.3 Infiltração.....	94
3.2.3 Dia de Projeto	94
3.3 SISTEMA DE AR CONDICIONADO (VRF).....	95
3.3.1 Seleção dos Equipamentos Condicionadores de Ar VRF.....	96
3.3.2 Fatores de Correção de Desempenho	100
3.3.2.1 Fator de correção para temperatura interna de bulbo úmido	101
3.3.2.2 Fator de correção para temperatura do bulbo seco do ar exterior.....	102
3.3.2.3 Fator de correção da capacidade para comprimento e desnível entre unidades	103
3.4 PROGRAMA DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL.....	104
4 RESULTADOS	107
4.1 PERFIL DE TEMPERATURA E CARGA TÉRMICA DA EDIFICAÇÃO	107
4.2 CONDIÇÕES DE CARGA PARCIAL DA EDIFICAÇÃO.....	110
4.3 DESEMPENHO ENERGÉTICO DO SISTEMA VRF	113
4.3.1 Desempenho Energético do Sistema VRF e AHRI Standard 1230.....	121
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	135
APÊNDICE – A	145
APÊNDICE – B.....	146

APÊNDICE – C	148
ANEXO – D.....	150
ANEXO – E.....	152
ANEXO – F	155
ANEXO – G.....	156
ANEXO – H.....	157

1 INTRODUÇÃO

O sistema energético mundial corre o risco de ficar aquém das suas próprias esperanças e expectativas. Esta afirmação foi feita pela *International Energy Agency* (IEA, 2014) através do documento *World Energy Outlook* (WEO), publicado em novembro de 2014, em Londres.

Ainda de acordo com a IEA, a eletricidade é uma forma de energia final que vem registrando uma célere taxa de crescimento mundial. Entretanto esse setor contribui mais do que qualquer outro para a redução do percentual de combustíveis fósseis no conjunto energético global. Para atender esta procura crescente de eletricidade, deverá ser construída uma capacidade total de 7200 GWh até 2040.

Em 1987, a Comissão Mundial sobre o Meio Ambiente e Desenvolvimento da Organização das Nações Unidas (ONU), através do relatório *Nosso Futuro Comum*, cria o conceito *Desenvolvimento Sustentável*. Entendido como um modelo de desenvolvimento capaz de atender as necessidades de consumo da geração atual, sem comprometer os recursos necessários para satisfação das necessidades das gerações futuras, este novo paradigma apresenta-se como uma alternativa aos modelos comumente adotados pelos países ocidentais.

O Brasil possui, há pelo menos duas décadas, programas de eficiência energética reconhecidos internacionalmente, como por exemplo: o Programa de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL), o Programa Nacional de Racionalização do Uso dos Derivados do Petróleo e do Gás Natural (CONPET) e o Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE).

Ao se comparar a realidade atual com o cenário há 25 anos, quando o PROCEL foi instituído, não é difícil reconhecer como a situação evoluiu e que diversas barreiras foram removidas. Com efeito, hoje em dia são ofertadas no mercado brasileiro inúmeras tecnologias eficientes, a preços bastante atrativos. Para isso, foi fundamental o papel desempenhado pelo programa de etiquetagem, que ajudou a divulgar os equipamentos mais eficientes.

No documento: *Plano Nacional de Eficiência Energética/Premissas e Diretrizes Básicas* (MME, 2011) sob a responsabilidade e coordenação do Ministério de Minas e Energia (MME), a projeção do potencial de conservação de energia elétrica é de 10% até 2030.

O Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE) foi oficialmente criado em 1984. A carteira de produtos do Programa Brasileiro de Etiquetagem é ampla. Fazem parte do PBE itens como aquecedores de água e gás, bombas centrífugas, condicionadores de ar, edifícios comerciais de serviços e públicos e edifícios residenciais, dentre outros.

Em edificações públicas e comerciais o ar condicionado é hoje em dia o sistema mais empregado para climatização. Consiste em controlar simultaneamente a temperatura, umidade,

distribuição e até mesmo a qualidade do ar para atender as necessidades térmicas e ambientais de um recinto, independente das condições externas (LAMBERTS *et al*, 2014).

Condicionadores de ar com tecnologia VRF (*Variable Refrigerant Flow*) atingem elevada eficiência em Condição de Carga Parcial. Como a maioria dos sistemas de ar condicionado (HVAC) opera entre 30 – 70% de sua capacidade máxima ao longo do ano, um coeficiente elevado de desempenho (COP) do VRF é percebido, pois a eficiência energética sazonal destes sistemas é excelente.

Embora o clima seja bem distinto em qualquer região da Terra, o ser humano é biologicamente parecido em todo o mundo, sendo adaptável a diferentes condições climáticas ao se utilizar de mecanismos culturais como vestimenta, a arquitetura e a tecnologia. Nesse contexto, torna-se fundamental o estudo e o entendimento das variáveis que compõe o conforto térmico. A importância destas variáveis se baseia na premissa de que existe uma forte correlação entre conforto (térmico) e consumo de energia.

Elementos como a diversidade do tipo de sistemas de HVAC, o grande impacto do perfil climatológico e as diversas necessidades do perfil de uso em edifícios, determinam o nível global de eficiência energética em edificações.

Conforme o Plano de Ação para Eficiência Energética em Edificações ou Procel Edifica, estima-se que o setor apresenta um potencial de redução de consumo de aproximadamente 30% com implementação de ações de eficiência energética nos sistemas de iluminação, ar condicionado e intervenções arquitetônicas na envoltória no que diz respeito às edificações existentes. Este potencial se eleva para 50% em edificações novas, em fase de projeto.

Atualmente, a simulação computacional é o método mais completo para qualquer análise do desempenho térmico e/ou energético do edifício, proporcionando flexibilidade nas opções que visam à racionalização do consumo de energia (LAMBERTS, 2010).

Este trabalho procurou analisar as componentes climáticas que impactam o desempenho integral do sistema condicionador de ar VRF, para uma edificação comercial e localidades dentro do território brasileiro.

1.1 DELIMITAÇÃO DO ESTUDO

Este trabalho abordará a avaliação do desempenho energético integral de um sistema condicionador de ar com tecnologia VRF (*Variable Refrigerant Flow*), operando em função de

resfriamento através da utilização de um modelo de referência para representar uma arquitetura típica de hotel e arquivos climáticos conhecidos e validados, para a simulação computacional.

Para os arquivos climáticos TRY serão utilizados os dados disponíveis para o território brasileiro, focando principalmente nas capitais que apresentem considerável relevância econômica.

1.2 OBJETIVO

1.2.1 Objetivo Geral

O objetivo geral desse estudo é determinar de que maneira as condições climatológicas de uma ou mais localidades dentro do território brasileiro podem influenciar o desempenho energético de um sistema condicionador de ar com tecnologia VRF (*Variable Refrigerant Flow*), em condições de carga parcial, para uma edificação comercial (hotel).

1.2.2 Objetivos Específicos

- Determinar as localidades brasileiras onde a simulação termoenergética será realizada, com base em seu perfil climático e valores de carga térmica total;
- Gerar o coeficiente anual de desempenho integrando as 8760 horas ao longo de um ano típico, através de um programa computacional de simulação termoenergética;
- Comparar os coeficientes de desempenho resultantes com as principais normativas e procedimentos disponíveis para engenheiros, arquitetos e projetistas dentro do mercado de HVAC (*Heating, Ventilation, and Air Conditioning*).

1.3 JUSTIFICATIVA

Dentro da matriz energética nacional percebe-se que as edificações respondem por uma grande parcela quanto ao consumo de energia elétrica.

Para os edifícios, embora seus ocupantes realizem atividades de natureza distinta, recomenda-se que critérios normativos destinados a atender alguns padrões de conforto térmico sejam seguidos. As condições de conforto (térmico) em edificações comerciais são atendidas, em sua maioria, pelo sistema condicionador de ar.

O sistema de ar condicionado pode responder por até 54% do consumo energético de uma edificação comercial. Portanto, entender todos os fatores que influenciam o seu desempenho energético, tanto para condição de funcionamento de plena carga de refrigeração (capacidade máxima), quanto em condições de operação em cargas parciais, torna-se de elevada importância.

No Brasil o Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (INMETRO) é responsável pela avaliação energética de condicionadores de ar do tipo “*janela*” ou “*split*”.

Para os demais sistemas condicionadores de ar, onde se inclui o ar condicionado do tipo VRF, o Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos (RTQ-C), regulamento sob a gestão do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica para edifícios - PROCEL Edifica, traz em seu manual os requisitos mínimos de eficiência energética para estes aparelhos. O RTQ-C ainda referencia duas normativas: *ASHRAE Standard 90.1 (Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings)* e a *AHRI Standard 1230 (Performance Rating of Variable Refrigerant Flow, VRF, Multi-Split Air-Conditioning and Heat Pump Equipment)*, para condicionadores de ar com tecnologia VRF.

Esses dois padrões de desempenho energético (ASHRAE 90.1 e AHRI 1230) são reconhecidos pelo mercado brasileiro no segmento de HVAC e aceitos em projetos arquitetônicos, principalmente em fase de projeto.

Trabalhos que buscam melhor entender o funcionamento de toda essa dinâmica exposta até aqui, considerando ou até mesmo confrontando as diversas metodologias que buscam avaliar o desempenho energético global em edificações, de certa forma, contribuem para difusão dos conhecimentos técnicos necessários para a redução dos níveis de consumo da energia elétrica em edifícios.

A simulação energética computacional é uma relevante ferramenta, nesse contexto.

1.4 ESTRUTURA DA PESQUISA

O capítulo 2 apresenta os fundamentos teóricos necessários para a elaboração da dissertação, sendo abordados temas como edificações, eficiência energética nas edificações (*ASHRAE Standard 90.1*), simulações energéticas e softwares disponíveis (*EnergyPlus*), Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (Procel), PROCEL Edifica, Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos (RTQ-

C), cargas parciais, avaliação de um equipamento condicionar de ar com tecnologia VRF, AHRI *Standard 1230 (Performance Rating of Variable Refrigerant Flow, VRF, Multi-Split Air-Conditioning and Heat Pump Equipment)*, dentre outros.

O capítulo 3 apresenta os métodos que foram desenvolvidos e aplicados, bem como o detalhamento técnico dos componentes utilizados.

O capítulo 4 apresenta os resultados e simulações com suas respectivas análises técnicas e comentários.

O capítulo 5 apresenta as considerações finais e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo se inicia através de uma revisão bibliográfica que identifica alguns padrões de edificação pela perspectiva do conforto térmico e analisa os seus impactos conceituais na eficiência energética. O *EnergyPlus* é um programa computacional citado e devidamente reconhecido como sendo uma das principais e mais utilizadas ferramentas para a realização de inúmeros estudos no campo de simulação de desempenho energético. Atenção especial é dispensada para mapear os principais padrões e normas internacionais e nacionais, sendo esses os regulamentos que buscam auxiliar os fabricantes e projetistas de edificações a definir os valores e requisitos mínimos de eficiência energética para diversos sistemas de HVAC (*Heating, Ventilation, and Air Conditioning*). O capítulo conclui com a análise do desempenho de equipamentos condicionadores de ar VRF em uma condição instantânea de carga (padronizada) e também com a análise da variação da eficiência energética em função das diversas condições de demanda (carga térmica total) ao longo de um período, como por exemplo, um ano.

2.1 EDIFICAÇÕES

De acordo com o Plano Nacional de Eficiência Energética (PNEf, 2011), as edificações, em sua função básica de abrigo para o homem, têm como um de seus objetivos a promoção de um ambiente interno confortável para o usuário. A definição de conforto abrange as variáveis térmicas, visuais, acústicas e de qualidade do ar. Neste sentido, cabe ao edifício amenizar os climas severos ou proporcionar ambientes tão confortáveis quanto o ambiente externo, em climas amenos. Historicamente, a manutenção do conforto no ambiente construído vinha sendo obtida através da prática da arquitetura regionalista.

Ainda segundo o PNEf (2011) a partir do conhecimento, por parte da população mundial, da crise energética e, posteriormente, ambiental, ficou clara a necessidade de mudança da solução arquitetônica regionalista. De fato, não apenas a arquitetura, como também todo o modelo de desenvolvimento mundial passou a ser questionado em resposta a outros problemas estruturais. O aumento do consumo de energia, a inconsequente extração de recursos naturais e a crescente eliminação de rejeitos trazem a ideia de que, além de insustentável, o atual modelo de desenvolvimento também é indesejável, sob critérios de preservação ambiental.

Na arquitetura que se insere no conceito de desenvolvimento sustentável (conceito desenvolvido pela Comissão sobre o Meio Ambiente da ONU, 1987), observa-se a valorização do processo construtivo, diminuindo a necessidade de aporte para os sistemas de iluminação e

climatização. Conforto ambiental e eficiência energética são, portanto, premissas de um novo modelo construtivo.

No Brasil, programas como o PROCEL vêm justamente atender à necessidade de se aumentar a eficiência nos usos finais da energia, trabalhando pelo lado da demanda da energia elétrica.

De acordo com o Anuário Estatístico de Energia Elétrica (2014), ano base 2013, publicado pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE) em conjunto com o Ministério de Minas e Energia (MME), a China é, hoje em dia, o maior gerador de energia elétrica com 21,3%, seguido dos Estados Unidos com 19,4% e em terceiro lugar aparece o Japão, com 4,9%. O Brasil possui uma capacidade de geração de 2,5% no cenário mundial (Figura 2.1).

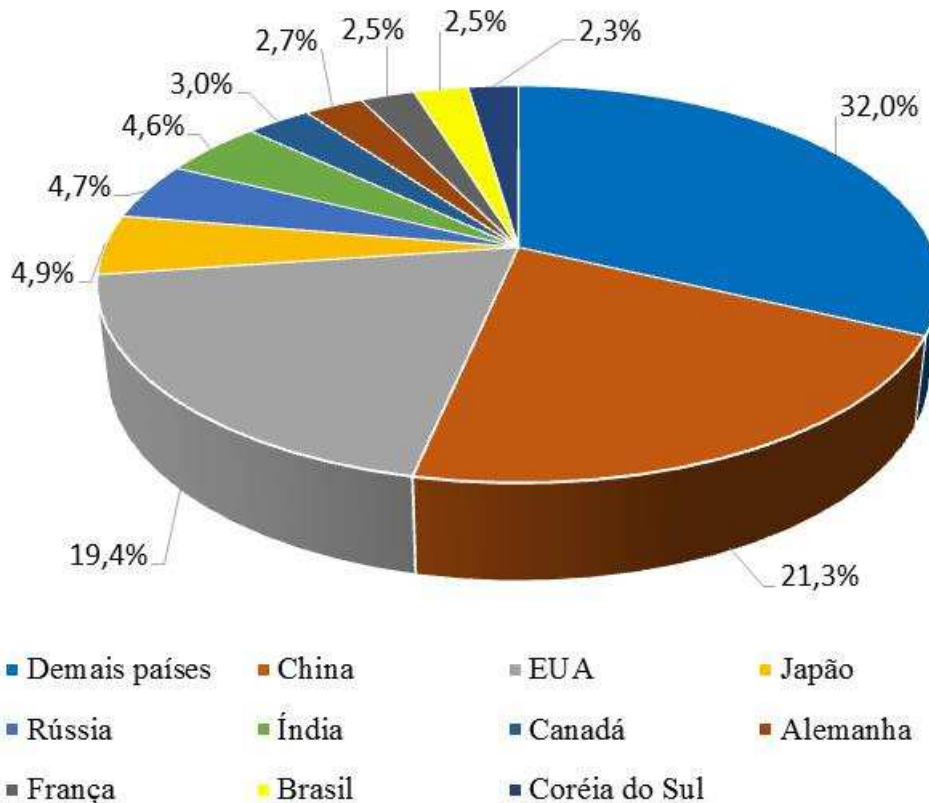


Figura 2.1 - Os 10 maiores países geradores de energia elétrica no cenário mundial.

Fonte: U.S. Energy Informations Administration (EIA); Elaboração EPE.

Conforme se observa na Tabela 2.1, estes três países supracitados (China, Estados Unidos e Japão), também lideram (nessa ordem) o *ranking* mundial quando se trata dos maiores consumidores de energia elétrica.

Tabela 2.1 – Consumo de energia elétrica no mundo. 10 maiores países (TWh).

	2007	2008	2009	2010	2011	$\Delta\%$ (2011/2010)	Part. % (2011)
Mundo	17.149,4	17.410,0	17.316,8	18.501,4	19298,5	4,3	100,0
China	2.870,8	3.054,1	3.270,3	3.634,5	4.207,7	15,8	21,8
Estados Unidos	3.890,2	3.865,2	3.723,8	3.886,4	3.882,6	-0,1	20,1
Japão	1.027,2	961,9	935,4	995,2	983,1	-1,2	5,1
Rússia	840,7	855,6	816,1	858,5	869,3	1,3	4,5
Índia	589,2	622,0	651,8	698,9	757,9	8,4	3,9
Canadá	536,0	528,1	492,9	534,8	551,6	3,1	2,9
Alemanha	550,6	548,0	514,5	544,3	537,9	-1,2	2,8
Brasil	412,1	428,2	426,7	464,7	481,0	3,5	2,5
Coréia do Sul	387,0	403,0	409,2	450,2	472,2	4,9	2,4
França	450,1	462,5	446,7	474,0	447,1	-5,7	2,3
Outros	5.595,5	5.681,4	5.629,9	5.959,8	6.108,2	2,5	31,7

Fonte: U.S. Energy Information Administration (EIA). Para o Brasil, dados do Balanço Energético Nacional (BEN) 2014; Elaboração: EPE.

Segundo o Balanço Energético Nacional (EPE, 2014) a oferta interna de energia atingiu 570 GWh, registrando uma taxa de crescimento de 4,5% ante a evolução do PIB de 2,3%, segundo dados divulgados pelo Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE). Conforme apresentado na Figura 2.2, os setores residencial e comercial, juntos, foram responsáveis por 44,9% do total.

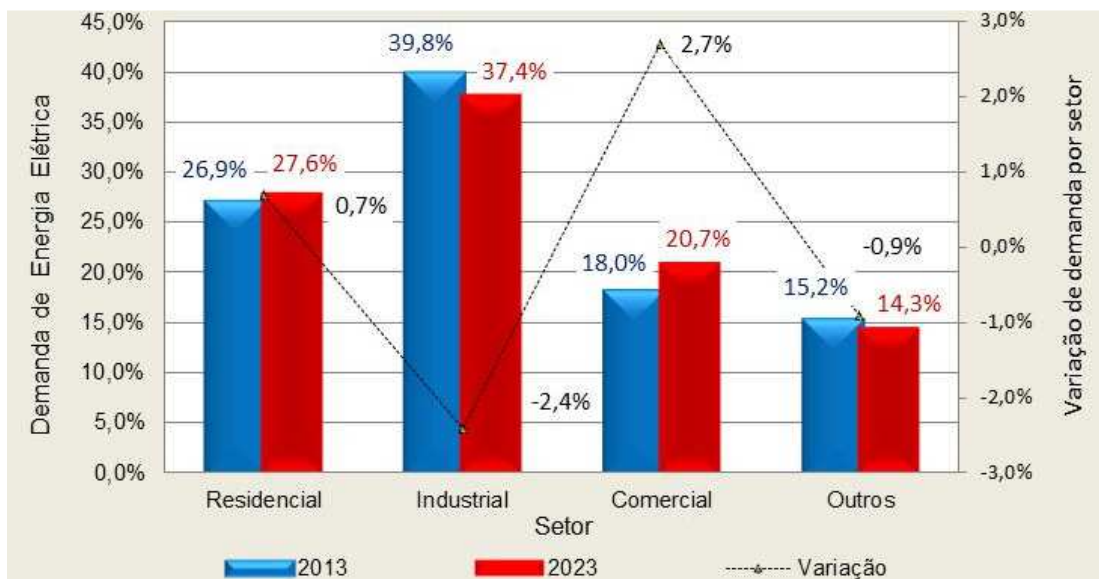


Figura 2.2 - Variação do consumo de energia elétrica por setor (projeção: 2023).

Fonte: Nota Técnica DEA 28/13 - Projeção da Demanda de Energia Elétrica para os próximos 10 anos (2014-2023).

No entanto, no estudo publicado pela EPE (Empresa de Pesquisa Energética) em seu relatório da Projeção de Demanda de Energia Elétrica, ainda mostra que em 2023 esses dois setores podem ser responsáveis por até 48,3% da estrutura do consumo de eletricidade, ou seja, um crescimento de 3,4% na participação total, atingindo quase a metade de todo o consumo elétrico nacional.

2.2 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM EDIFICAÇÕES

Atualmente a maioria das nações desenvolvidas inclui uma pauta sobre eficiência energética nas políticas de seu planejamento governamental. Regulamentos e programas de certificação energética são ferramentas básicas para a melhora do índice de eficiência energética no setor de edificações. O papel desses regulamentos é definir quais são os requisitos mínimos de eficiência energética para a concepção, construção e adaptação de novos edifícios, além de abranger qualquer procedimento que permita a comparação de uma determinada qualidade do uso de energia para edifícios já existentes. A certificação está diretamente ligada ao sistema de classificação energética e esquemas de etiquetagem para edifícios. Hoje em dia, esses regulamentos de classificação e etiquetagem energética são comprovadamente meios eficientes para melhorar o uso da energia elétrica. O sistema de HVAC (*Heating, Ventilation, and Air Conditioning*) apresenta relevante papel no quadro final do consumo energético de edificações, a determinação de seus requisitos mínimos de eficiência energética torna-se o fator chave para o sucesso de qualquer programa de certificação energética em construções. Entretanto, um olhar mais atento para os valores de eficiência energética dos sistemas de HVAC para os vários regulamentos e certificações já existentes mostra importantes diferenças qualitativas e quantitativas nesse processo. Elementos como a diversidade do tipo desses sistemas, o grande impacto do clima, os diferentes hábitos do perfil de uso em edificações e principalmente a falta de uma terminologia homogênea (“padronização”) para as certificações, representam juntos a complexidade técnica desse tema para os engenheiros e projetistas (PÉREZ-LOMBARD *et al.*, 2011).

Segundo Pérez-Lombard *et al.* (2011), no final de 1970, na Europa, foi emitido um primeiro estudo do desempenho higrométrico juntamente com alguns padrões de transferência de calor para a construção civil. Estes foram seguidos por trabalhos nas regulamentações aplicáveis aos conceitos térmicos para a concepção, instalação e manutenção de sistemas de HVAC e instalações sanitárias. A partir de 1980, foram introduzidas algumas alterações para abordar padrões que considerassem o fator da radiação solar. No início de 1990, uma nova

tendência observou a necessidade de integrar e avaliar o edifício como um todo e levou o conceito de eficiência energética para o setor da construção civil. Nesse sentido, buscando limitar a emissão de dióxido de carbono, já através dos valores de eficiência energética, os primeiros métodos para o cálculo do consumo de energia e programas de certificação energética foram desenvolvidos para cumprir os requisitos contidos na Diretiva Europeia 93/73. Na década de 1980 nos Estados Unidos, juntamente com regulamentos focados na conservação energética na sua concepção (ASHRAE - 1975), foi desenvolvido um programa de simulação energética computacional (DOE - 1). Posteriormente, duas relevantes mudanças ocorreriam: a separação dos edifícios quanto às tipologias residencial e comercial.

Ainda através dos estudos de Pérez-Lombard *et al.* (2011), é possível ver na Tabela 2.2 uma síntese dos doze principais regulamentos de eficiência energética em todo mundo, a partir de cinco estudos internacionais, cobrindo mais de trinta países.

Tabela 2.2 - Normas de Eficiência Energética.

País	Norma de Eficiência Energética
Estados Unidos	<i>ASHRAE Standard 90.1-2013 (ASHRAE 90.1)</i> <i>International Energy Conservation Code 20095,1</i> <i>Building Energy Efficiency Standards for Buildings</i>
Canadá	<i>Model National Energy Code of Canada for Buildings 1997 (MNECB)</i>
Japão	<i>Criteria for clients on the rationalization of energy use for buildings 1999 (CCREUB)</i>
China	<i>Design Standard for Energy Efficiency of Public Buildings 2005 (ECPB)</i>
Índia	<i>Energy Conservation Building Code 2007 (ECBC)</i>
Hong Kong	<i>Code of Practice for Energy Efficiency of Air Conditioning Installations (EEACI)</i>
Austrália	<i>Building Code of Australia 2007 (BCA)</i>
Inglaterra	<i>Building Regulations Part L2A (Part L2A)</i>
França	<i>Caractéristiques Thermiques Des Bâtiments nouveaux et des parties nouvelles de bâtiments (RT 2005)</i>
Espanha	<i>Reglamento de instalaciones térmicas en edificios (RITE)</i>

Fonte: Pérez-Lombard *et al.* (2011).

Na Ásia, o país pioneiro a abordar as questões de eficiência energética foi o Japão. As primeiras versões de regulamentos em edificações comerciais (*Criteria for Clients on the Rationalization of Energy Use for Building*, CCREUB) e residenciais (*Criteria for Clients on the Rationalization of Energy Use for Houses*, CCREUH) foram desenvolvidas em 1979 e 1980, respectivamente. Sob a Lei da Conservação de Energia, proprietários de prédios maiores do que

2000 m² são responsáveis pela apresentação de um relatório obrigatório sobre a conservação da energia às autoridades locais. Por fim, as economias emergentes da Ásia, como a China e a Índia, estão se tornando cada vez mais conscientes para a importância do uso da energia não só na construção civil, mas também para todo o impacto ambiental envolvido no processo. Conseqüentemente, eles estão desenvolvendo regulamentos nacionais sobre requisitos mínimos de eficiência energética acompanhando a tendência do processo desenvolvido pelos Estados Unidos e, particularmente, em conformidade com a ASHRAE 90.1, um "modelo padrão", principalmente quando se trata de edifícios comerciais.

O LEED (*Leadership in Energy and Environmental Design*) é um sistema internacional de certificação e orientação ambiental para edificações. O processo de certificação LEED aplica os requisitos mínimos de eficiência de acordo com as recomendações da norma ASHRAE 90.1. É um programa de certificação internacionalmente aceito como referência para a concepção, construção e operação de alto rendimento para edifícios, tendo uma abordagem de sustentabilidade estruturada pela avaliação do desempenho em quatro campos da saúde humana e ambiental: desenvolvimento local sustentável, economia d'água, eficiência energética e seleção de materiais (OLIVEIRA, 2009).

Em edificações dos setores público e comercial, grande parcela do consumo energético pode ser atribuída a variáveis arquitetônicas e construtivas. O condicionamento de ar (que vem apresentando constante crescimento) e a iluminação podem ser, juntos, responsáveis por 64% desse consumo (GELLER, 1992). Para edificações que apresentam projetos adequados do ponto de vista energético, estima-se que a redução no consumo de energia pode chegar a 30%, mantendo os níveis de conforto e utilização similares (SIGNOR, 1999).

Ainda segundo Signor (1999), para as edificações destinadas a escritórios, são dois os principais objetos de estudo para o desempenho energético, a saber, a iluminação e o sistema de ar condicionado. O ar condicionado é o mais complexo de ser avaliado e entendido, tamanho o número de variáveis envolvidas. Tais variáveis podem ser divididas em três categorias:

- Sistema: descreve basicamente o tipo do ar condicionado (por exemplo, aparelho "janela");
- Equipamento: dentro de um mesmo sistema, pode haver mais de uma opção de equipamento (por exemplo: tecnologia de compressão);
- Edifício: o ar condicionado é diretamente ligado a diversos parâmetros da edificação, tais como a finalidade a que se destina (escritório, habitação), sua ocupação (quantidade de pessoas e suas atividades), regime de funcionamento

(horário comercial ou 24 h, etc.) e ao desempenho térmico, ou seja, a maneira como o edifício gera e troca calor com o meio ambiente.

Mariana (2008) trabalhou na modelagem e simulação do desempenho de consumo energético de uma edificação em comparação com um modelo de referência em eficiência energética. As simulações foram realizadas com o auxílio do programa *EnergyPlus*. A edificação objeto do estudo foi um hotel na cidade de São Paulo. Para o modelo existente no pavimento tipo, foi considerado que as paredes externas eram compostas de argamassa e tijolo, as internas de argamassa e gesso, o teto de concreto e lajota, o piso de concreto e as janelas de um vidro de camada simples. A temperatura de bulbo seco do ar das zonas para acionamento do sistema de climatização foi definida como 24 °C para resfriamento e 21 °C para aquecimento. O sistema adotado para o condicionamento do ar insuflado é o de água gelada, com resfriador de líquido com acionamento elétrico, condensação a água, COP de 2,88 e caixas VAV (Volume de Ar Variável) servindo cada uma das zonas.

Para a realização da simulação anual do edifício completo, a pesquisa de Mariana utilizou um arquivo disponibilizado pelo DOE (*Department of Energy*) contendo dados climáticos coletados no aeroporto de Congonhas, localizado na cidade de São Paulo. Ao final da análise, foram obtidos os consumos do modelo da edificação existente, onde o total foi 1.464.033 kWh e a sua divisão, de acordo com seu uso final, se encontra na Figura 2.3.

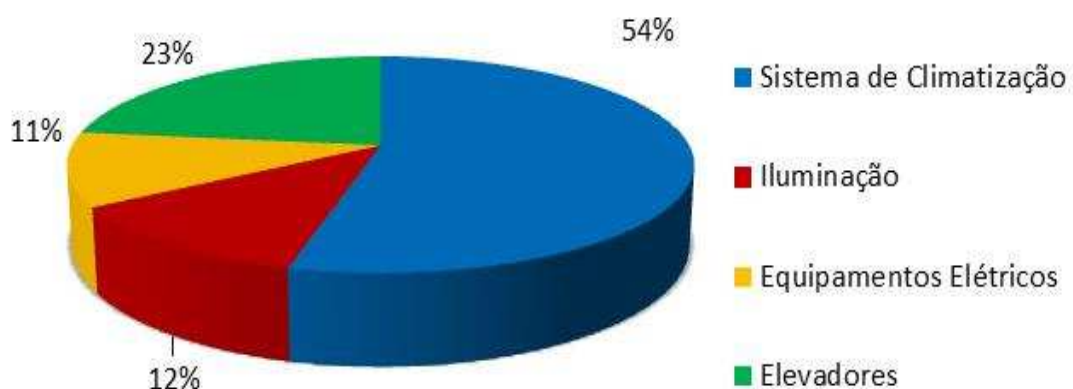


Figura 2.3 - Divisão do destino da energia consumida pelo modelo da edificação existente.

Fonte: Mariana (2008).

Como conclusão desse trabalho, foi constatado que comparar os resultados da simulação com dados reais provou-se de grande importância, uma vez que o erro foi reduzido de 67% para 11%. Por fim, nota-se que o programa *EnergyPlus* é uma excelente ferramenta para a análise

do desempenho energético de edificações. A velocidade com que o programa realiza as simulações permite uma avaliação do impacto trazido por uma alteração no edifício com rapidez, viabilizando assim o estudo de diversas alternativas e simplificando a tarefa de tornar a edificação eficiente energeticamente (MARIANA, 2008).

Buoro (2008) estudou o conforto térmico e eficiência energética em hotéis econômicos. Com base nos levantamentos sobre as características dos hotéis econômicos, foi escolhido um hotel de uma rede internacional na localidade de São Paulo como estudo de caso, onde o foco principal foi o espaço físico, que deve ser agradável, com qualidade ambiental e alta eficiência energética.

A pesquisa realizada em 2700 estabelecimentos comerciais (EPE, 2007) mostrou que o sistema de ar condicionado do tipo parede ou “split hi-wall” foi encontrado em 77% das empresas, 33% das empresas utilizaram sistemas de ventilação e exaustão, seguidos por 25% de sistemas de ar condicionado do tipo “roof top” e “self contained” e por último, 16% com sistemas de água gelada ou “fan coil” (BUORO, 2008).

A Figura 2.4 exemplifica a citação de Signor (1999) onde os sistemas de ar condicionado, mapeados pelos estudos de Buoro (2008), foram classificados quanto ao seu tipo.

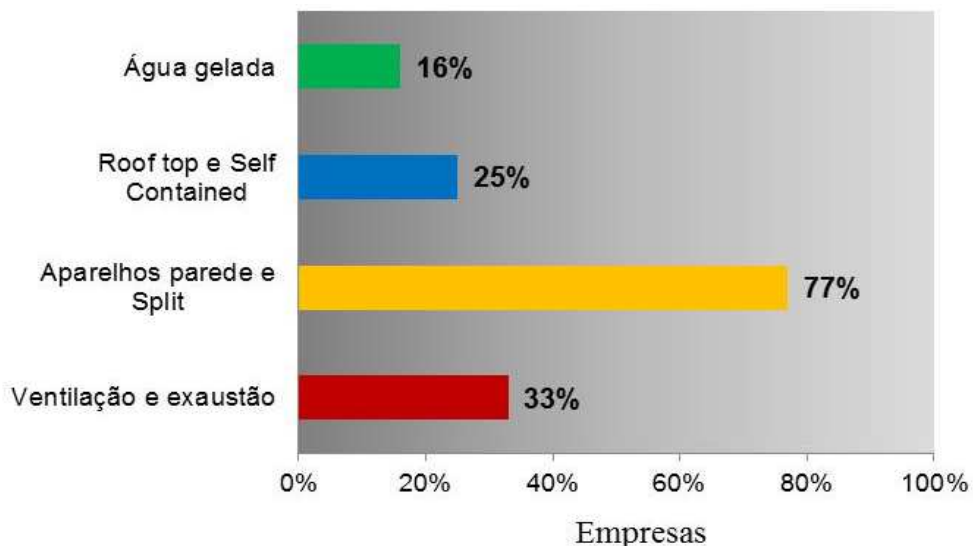


Figura 2.4 - Percentual de empresas brasileiras do setor comercial que dispõem de sistemas de ar condicionado e/ou ventilação.

Fonte: Buoro (2008).

Ainda dentro do estudo, Buoro (2008) identifica que entre os principais requisitos exigidos pelos usuários, o conforto ambiental responde por 35% de participação, ou seja, é o fator decisivo, à frente mesmo da localização, que responde pelo segundo lugar no fator de escolha (30%), conforme Figura 2.5.

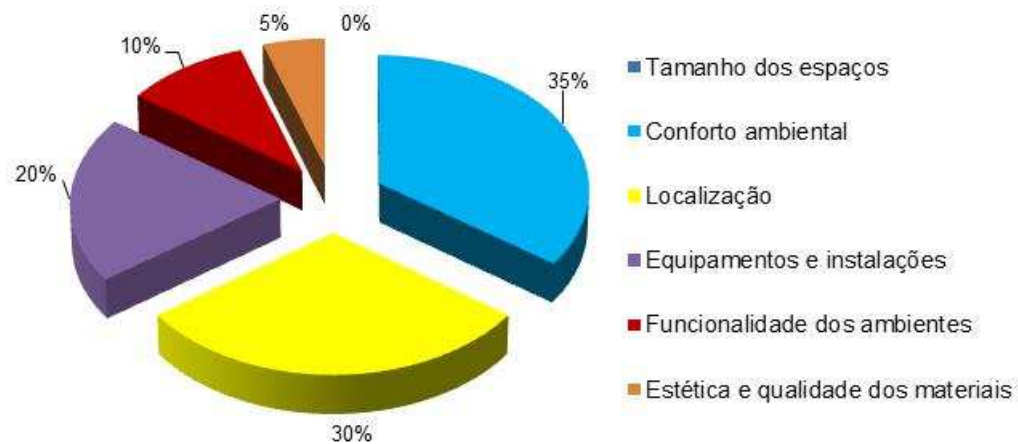


Figura 2.5 - Requisito votado como indispensável em hotel modelo econômico.

Fonte: Buoro (2008).

Do ponto de vista de eficiência, o sistema de ar condicionado (HVAC) deve estabelecer a melhor relação de custo/benefício entre o consumo de energia e o conforto térmico dos usuários. Nesse aspecto, a avaliação preliminar das necessidades, o diagnóstico climático e o perfil de utilização de ocupação são determinantes para a integração entre o HVAC mais adequado e o projeto de arquitetura. Todos os fabricantes de ar condicionado incluem no manual técnico do respectivo equipamento o nível de eficiência, conhecido como *Coefficiente of Performance* - COP (Coeficiente de Desempenho). Para os sistemas indiretos (tipo água gelada), utiliza-se também um Valor Integrado de Carga Parcial, ou, IPLV (*Integrated Part Load Value*). Este indicador representa um valor médio do desempenho de um *Chiller* (Sistema de Ar Condicionado Central, Expansão Indireta) ao longo de um ano de operação nas várias condições de Carga Parcial (BUORO, 2008).

Brofman (2014) apresentou resultados onde, em muitos cenários, a viabilidade econômica da implantação da cogeração pode ser muito boa, tendo um tempo de retorno do investimento abaixo de seis anos. Porém, a simulação energética é uma ferramenta que agrega um nível de qualidade muito grande para as análises dessa natureza, principalmente quando se está estudando as demandas energéticas de um prédio não construído (fase de projeto da edificação).

No estudo de Brofman (2014) foi analisada a implantação de um tipo de sistema chamado Combined Heat and Power (CHP). A questão econômica foi determinada pela viabilidade através de métodos de análise quantitativa, dando enfoque ao tempo de retorno do investimento. Para a análise energética foi realizado o estudo dos consumos e demandas anuais

da operação do prédio através da ferramenta de simulação termoenergética de edificações. O software escolhido foi o *EnergyPlus*. Essas análises, energéticas e econômicas, foram realizadas através de uma comparação entre o hotel sem o sistema de CHP e o hotel com o sistema de CHP. O hotel hipotético simulado foi definido através de um levantamento de informações a respeito do desempenho energético de hotéis que funcionam em Porto Alegre. Além dos estudos energéticos e econômicos, foram realizadas variações em parâmetros do hotel para tentar abranger uma série de possíveis cenários e verificar suas viabilidades econômicas. Foi visto que a cogeração pode trazer redução de custo operacional mesmo não tendo um menor consumo energético anual.

A Figura 2.6 apresenta a distribuição de frequências de operação do CHP onde foi constatado que o equipamento operou durante 753 horas/ano e com uma média de 61,7 % da sua capacidade nominal.

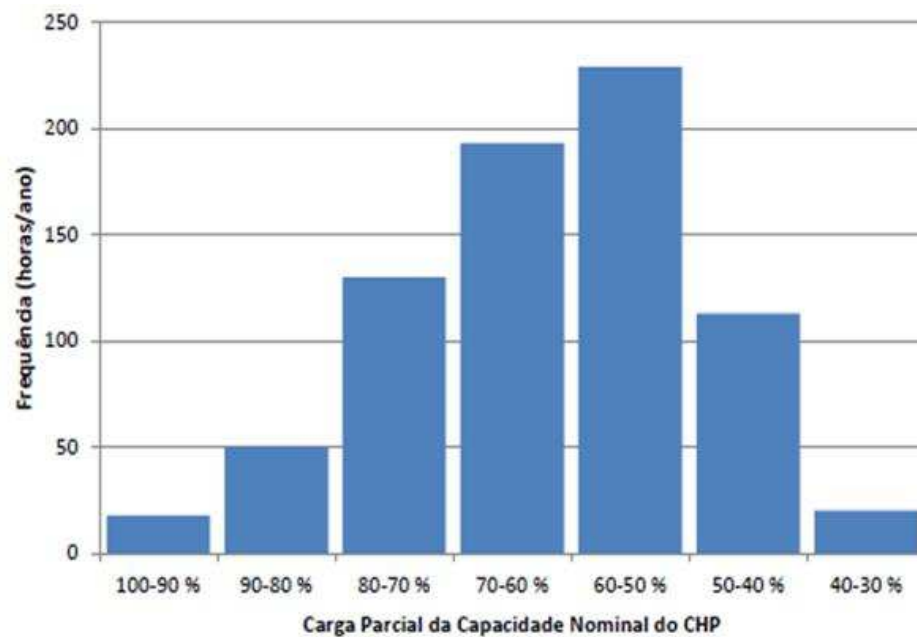


Figura 2.6 - Distribuição de frequências de operação do CHP.

Fonte: Brofman (2014).

Brofman ainda menciona que uma questão importante a ser debatida, quando se está estudando a implantação da cogeração em prédios dentro de centros urbanos, é a emissão de gases. Em relação a questões financeiras pode haver cenários muito atrativos, porém o que deve ser debatido é a emissão dos gases oriundos da queima do combustível.

2.2.1 ASHRAE *Standard* 90.1

Segundo Duarte (2014), a ASHRAE *Standard* 90.1 estabelece os critérios mínimos a serem adotados em projetos de edificações energeticamente eficientes. A norma enfoca práticas de projeto e tecnologias que minimizem o consumo de energia na edificação. Publicada originalmente em 1975, vem sendo adotada como referência para muitas regulamentações e é revisada e publicada a cada três anos.

Ainda conforme Duarte, no Brasil a ASHARE *Standard* 90.1, em conjunto com o Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos (RTQ-C), fazem parte das principais regulamentações utilizadas como referência normativa, estabelecendo critérios mínimos, práticas de projeto e as tecnologias adequadas na orientação da escolha do tipo do sistema de condicionamento de ar (HVAC), sua configuração e seus parâmetros operacionais de acordo com cada aplicação.

2.3 SIMULAÇÃO ENERGÉTICA PARA EDIFICAÇÕES

Segundo Westphal (2002) os programas para simulação termoenergética de edificações passaram a ser mais difundidos a partir da década de 70. As novas ferramentas computacionais permitem a engenheiros e arquitetos analisar fenômenos complexos, como a transferência de calor em regime transiente através de componentes construtivos. Geralmente, problemas deste tipo envolvem cálculos matriciais e iterações que dificultam sua resolução manual. A maioria dos programas que se destinam para esse fim exige alto grau de qualificação e treinamento por parte de seus usuários.

Roman (2012) menciona em seus estudos que a utilização de ferramentas computacionais pode ocorrer tanto na fase de projeto como durante a construção da edificação, fornecendo vantagens para testar soluções mais eficientes sem a necessidade de intervenção na edificação.

A facilidade de manipulação das variáveis envolvidas na edificação, associados ao baixo custo, a redução do tempo de simulação e a avaliação do impacto energético devido à implantação de oportunidades levantadas em campo para aplicação de *retrofit*¹, contribuem ainda mais para uma maior utilização dos programas computacionais (RAMOS, 2007; CAMPOS *et al.*, 2006).

¹ Retrofit, termo utilizado principalmente em engenharia para designar o processo de modernização de algum equipamento já considerado ultrapassado ou fora de norma.

2.3.1 Programa *EnergyPlus*

O programa computacional de simulação *EnergyPlus* foi criado a partir de dois programas de simulação energética, BLAST e DOE-2.

Este programa possui uma estrutura modular, escrito na linguagem Fortran 90, organizada para facilitar a adição de rotinas, módulos e a comunicação com outros programas. Este programa é disponibilizado gratuitamente pela rede mundial de computadores. Mediante sua escolha, torna-se necessário o confronto das respostas computacionais com resultados experimentais obtidos no ambiente analisado (ROMAN, 2012).

As principais características do *EnergyPlus* estão relacionadas a seguir:

- Solução simultânea e integrada;
- Intervalos de tempo definíveis pelo usuário;
- Arquivo climático e arquivos de entrada e saída baseados no formato ASCII;
- Técnica de solução baseada no balanço de energia para cargas térmicas de edificações;
- Condução de calor transiente através dos elementos da edificação;
- Modelagem avançada da transferência de calor pelo solo;
- Modelo combinado de transferência de calor e massa que considera a absorção e a eliminação de umidade;
- Modelos de conforto térmico baseados na atividade física, na T_{bs} interna da zona, na umidade, na velocidade do ar etc.;
- Cálculos avançados para as superfícies transparentes ou translúcidas;
- Análise efetiva de iluminação zenital e poços de luz;
- Controle da luz do dia;
- Sistema de HVAC configuráveis;
- Cálculo da poluição atmosférica, que predizem os níveis de CO₂, SO_x, NO_x e CO;
- Possibilidade de comunicação com outros ambientes de simulação que permite análise mais detalhada dos componentes da edificação, tais como WINDOW 5 e 6.

Conforme mencionado por Brofman (2014), uma das soluções mais importantes e que é fundamental para a determinação do comportamento térmico da edificação é a transferência

de calor através de superfícies opacas do prédio. O *EnergyPlus* possibilita a utilização de quatro diferentes modelos para simular esse fenômeno físico. São elas:

- CTF (*Conduction Transfer Function*) ou função de transferência por condução;
- EMPD (*Effective Moisture Penetration Depth*) ou profundidade efetiva de penetração de umidade;
- CondFD (*Conduction Finite Difference*) ou condução por diferenças finitas;
- *Combined Heat and Moisture Finite Element* ou elemento finito de calor e umidade combinados.

2.4 PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA - PROCEL

Em dezembro de 1985, por meio da Portaria Internacional nº 1.877, dos Ministérios de Minas e Energia e da Indústria e Comércio, foi instituído o PROCEL - Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica, coordenado pelo MME (Ministério de Minas e Energia) e operacionalizado pela Eletrobrás com o objetivo de promover a racionalização do consumo de energia elétrica, para que se eliminem os desperdícios e se reduzam os custos e os investimentos setoriais. O Programa é constituído por diversos subprogramas, dentre os quais se destacam ações nas áreas de iluminação pública, industrial, saneamento, educação, informações, desenvolvimento tecnológico, divulgação, prédios públicos e edificações.

2.4.1 PROCEL Edifica

No Brasil, a crise energética ocorrida em 2001, teve como resposta imediata à promulgação da Lei de Eficiência Energética (nº 10.295/2001) e o incremento do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica, o Procel, induzindo a criação do subprograma Procel Edifica.

Desde 2003, as atividades nesta área foram estruturadas sob a égide do subprograma. O Procel Edifica desenvolve e apoia projetos na área de conservação de energia em edificações residenciais, comerciais, de serviços e públicas. Estas atividades incluem pesquisas e apoio à produção de novas tecnologias, materiais e sistemas construtivos, além de estimular o desenvolvimento de equipamentos eficientes, utilizados em edificações. Para tanto, são desenvolvidas bases de dados climáticos e estudos de posse e hábitos de uso de

eletrodomésticos, em âmbito regional, estimuladas as produções de bibliografia e ferramentas de avaliação das condições de conforto e consumo de energia de diferentes tipologias arquitetônicas, nas oito regiões bioclimáticas brasileiras, com o objetivo de apoiar estudos e ampliar o nível de conhecimento técnico do setor. Junto às universidades, são realizados projetos de capacitação de laboratórios para ensaios e oferecidas bolsas de estímulo à pesquisa.

A categoria Edificações foi efetivamente inserida no Prêmio Nacional de Conservação e Uso Racional de Energia em 1997, estimulando arquitetos e engenheiros civis a elaborar projetos eficientes quanto ao uso de energia elétrica.

Como resultado, observou-se uma significativa redução do consumo de energia nas edificações, em especial no setor residencial.

2.5 PROGRAMA BRASILEIRO DE ETIQUETAGEM - PBE

O PBE (Programa Brasileiro de Etiquetagem) resultou do Protocolo firmado em 1984 entre o então Ministério da Indústria e do Comércio e a Associação Brasileira da Indústria Elétrica e Eletrônica (ABINEE), com a supervisão do Ministério das Minas e Energia.

Este Programa incentiva a melhoria contínua do desempenho dos eletrodomésticos, buscando otimizar o processo de qualidade dos mesmos. Isso estimula a competitividade do mercado, já que, a cada nova avaliação, a tendência é que os fabricantes procurem atingir níveis de desempenho melhores em relação à avaliação anterior. Cada linha de produto classificado pelo programa possui sua própria etiqueta, apresentando as características técnicas respectivas.

É importante mencionar que a adesão ao Programa é voluntária, em primeira instância, convertendo-se em obrigatória quando o mercado evolui consoante à maturidade observada em cada segmento. Até o presente momento, há mais de 40 equipamentos etiquetados.

A Figura 2.7, ilustra a classificação energética para um equipamento condicionador de ar do tipo “residencial”.



Figura 2.7 – Etiqueta de Eficiência Energética para Condicionador de Ar

Fonte: Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE)

2.5.1 Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos (RTQ-C)

Considerando a necessidade de atender ao que dispõe a Lei n.º 10.925 de 17 de outubro de 2001, que estabelece a Política Nacional de Conservação e Uso Racional de Energia, e o Decreto n.º 4.059 de 19 de dezembro de 2001, que a regulamenta; a necessidade de zelar pela eficiência energética; a necessidade de estabelecer requisitos mínimos de desempenho; a necessidade de estabelecer regras equânimes e de conhecimento público para os segmentos de projeto e construções; a necessidade de atualização do Programa de Avaliação da Conformidade para Edifícios Comerciais, de Serviços e Públicos, através da Resolução do Conselho Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (CONMETRO) n.04 de 02 de dezembro de 2002, que atribui ao INMETRO a competência para estabelecer as diretrizes e critérios para a atividade de avaliação da conformidade, o RTQ-C tem o objetivo de criar condições para a Etiquetagem do nível de eficiência energética de edifícios comerciais, de serviços e públicos.

A etiquetagem de eficiência energética de edifícios deve atender aos requisitos relativos ao desempenho da envoltória, a eficiência e potência instalada do sistema de iluminação e a eficiência do sistema de condicionamento do ar. Além destes, há uma opção alternativa de classificação através da simulação computacional do desempenho termoenergético de um modelo do edifício proposto para ser etiquetado.

O RTQ-C especifica a classificação do nível de eficiência de edificações, dividida em três requisitos, conforme as metodologias descritas nos itens correspondentes:

- Envolvimento (30%);
- Iluminação (30%);
- Sistema de Condicionamento de Ar (40%).

Tavares (2011) expõe que o RTQ-C apresenta critérios para a classificação completa do nível de eficiência energética do edifício através das classificações parciais da envoltória e dos sistemas de iluminação e ar condicionado. Uma equação pondera estes sistemas através de pesos e ainda permite somar à pontuação final. Algumas bonificações podem ser adquiridas com uso de energia renovável, cogeração e racionalização do consumo de água. Tais iniciativas poderão receber até um ponto na classificação geral.

A Figura 2.8 apresenta os cinco níveis de eficiência do RTQ-C. Este regulamento não define limite superior para o nível A uma vez que desempenhos mais elevados de eficiência energética podem sempre ser conseguidos.



Figura 2.8 - Nível de eficiência energética

Fonte: Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos, RTQ-C

O regulamento deve ser considerado como um desafio para procurar e efetivamente alcançar níveis mais elevados de eficiência energética nas edificações. A obtenção de uma etiqueta de eficiência não é definitiva e pode ser continuamente melhorada com inovações tecnológicas ao longo dos anos, criando um hábito do aprimoramento constante em eficiência energética, da concepção ao uso do edifício.

Há dois métodos de classificação do nível de eficiência energética: o método prescritivo e o método de simulação.

2.5.1.1 Equação Geral de Classificação do Nível de Eficiência do Edifício

Método Prescritivo: a equação geral, Equação 2.1, é composta por uma relação entre pesos (estabelecidos por usos finais) para cada sistema e pelo equivalente numérico de seu nível parcial de eficiência.

$$PT = 0,30 \left\{ \left(EqNumEnv \frac{AC}{AU} \right) + \left(\frac{APT}{AU} 5 + \frac{ANC}{AU} EqNumV \right) \right\} + 0,30(EqNumDPI) + 0,40 \left\{ \left(EqNumCA \frac{AC}{AU} \right) + \left(\frac{APT}{AU} 5 + \frac{ANC}{AU} EqNumV \right) \right\} + b_0^1 \quad (2.1)$$

onde PT é a pontuação total, $EqNumEnv$ é o equivalente numérico do envoltório, $EqNumDPI$ é o equivalente numérico do sistema de iluminação, identificado pela sigla DPI, de Densidade de Potência de Iluminação, $EqNumCA$ é o equivalente numérico do sistema de condicionamento de ar, $EqNumV$ é o equivalente numérico de ambientes não condicionados e/ou ventilados atualmente, APT é a área de piso dos ambientes de permanência transitória, desde que não condicionados, ANC é a área de piso dos ambientes não condicionados de permanência prolongada, AC é a área de piso dos ambientes condicionados, AU é a área útil e b é a pontuação obtida pelas bonificações, varia de zero a 1.

A pesquisa de Carlo (2008) deu origem ao método prescritivo do item Envoltória do RTQ-C. Para a definição das equações foi realizado inicialmente um levantamento das características tipológicas de edifícios comerciais, de serviços e públicos em cinco capitais brasileiras: Florianópolis, São Paulo, Salvador, Recife, Belo Horizonte. Com isso, determinaram-se os modelos representativos desta tipologia e criaram-se protótipos para simulação do desempenho termoenergético que, por sua vez, deram origem às equações (Figura 2.9).

De acordo com o Manual de Aplicação do Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos (RTQ-C), uma Zona Bioclimática (ZB) tem por objetivo determinar as estratégias que um edifício deve seguir para obter o conforto térmico dos seus ocupantes. Desta forma, uma ZB (Zona Bioclimática) é o resultado geográfico do cruzamento de três tipos diferentes de dados:

- Zona de conforto térmico humano;
- Dados objetivos climáticos;
- Estratégias de projeto e construção para atingir o conforto térmico.

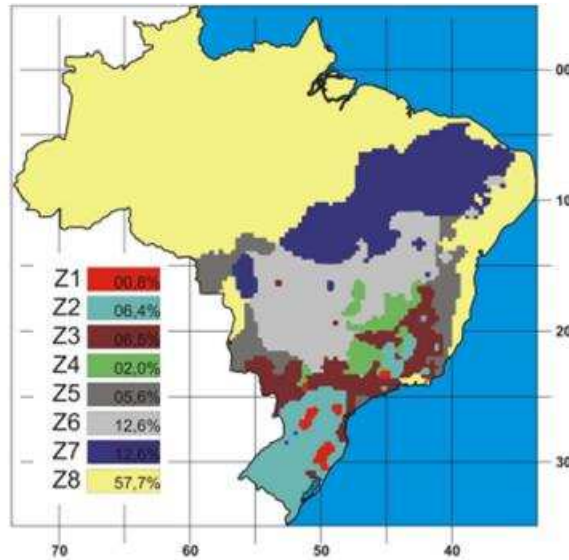


Figura 2.9 - Zoneamento Bioclimático Brasileiro.

Fonte: Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos, RTQ-C.

Método de Simulação: o método de simulação é uma alternativa para avaliação da eficiência de forma mais completa e/ou flexível. É indicado para permitir:

- A liberdade de projeto seja na forma do edifício, na natureza de suas aberturas ou proteções solares ou nos sistemas utilizados;
- A incorporação de inovações tecnológicas, comprovando níveis de eficiência elevados;
- O uso de estratégias passivas de condicionamento, possibilitando edifícios não condicionados ou parcialmente condicionados;
- A incorporação de soluções não previstas no RTQ-C.

2.5.1.2 Classificação Energética do Sistema de Ar Condicionado

Os sistemas de condicionamento de ar são tratados de dois modos distintos no RTQ-C, dependendo se os condicionadores são avaliados pelo PBE/INMETRO ou não. Os sistemas compostos por condicionadores de ar de janela e *Split* (também conhecidos como “aparelhos residenciais”), avaliados pelo PBE/INMETRO, são classificados através do nível de eficiência que o INMETRO atribui a cada modelo. No site do INMETRO [<http://www.inmetro.gov.br/>] está disponível uma lista dos modelos avaliados.

Os sistemas compostos por condicionadores de ar (HVAC) que não estão abrangidos por nenhuma norma de eficiência do INMETRO, por sua vez, são avaliados através do seu desempenho em relação a certos níveis fornecidos pelo próprio RTQ-C.

A Tabela 2.3 apresenta requisitos de eficiência energética para condicionadores de ar com tecnologia VRF que não são avaliados pelo PBE/INMETRO. Pode-se observar que são equipamentos que operam somente na função de resfriamento e obedecem aos procedimentos de qualificação (testes) e publicação de desempenho conforme a norma AHRI 1230 (*Performance Rating of Variable Refrigerant Flow, VRF, Multi-Split Air-Conditioning and Heat Pump Equipment*).

Tabela 2.3 - Eficiência mínima de condicionadores de ar do tipo VRF que operam somente em refrigeração (sem ciclo reverso) para a classificação no nível A.

Tipo de equipamento	Capacidade	Tipo de aquecimento	Subcategoria ou condição de classificação	Eficiência mínima	Procedimento de teste
Condicionadores de Ar VRF com Condensação a ar	< 19 kW	<i>Todos</i>	<i>Multi-split VRF</i>	3,81 SCOP	AHRI 1230
	≥ 19 kW e < 40 kW	<i>Ausente ou Resistência Elétrica</i>	<i>Multi-split VRF</i>	3,28 COP 3,84 ICOP	
	≥ 40 kW e < 70 kW	<i>Ausente ou Resistência Elétrica</i>	<i>Multi-split VRF</i>	3,22 COP 3,78 ICOP	
	≥ 70 kW	<i>Ausente ou Resistência Elétrica</i>	<i>Multi-split VRF</i>	2,93 COP 3,40 ICOP	

Fonte: Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos, RTQ-C.

A Tabela 2.4 também apresenta os requisitos de eficiência energética para os sistemas de condicionamento de ar tipo VRF que não são avaliados pelo PBE/INMETRO. Contudo, abrangendo os condicionadores que operam tanto na função de resfriamento como aquecimento do ar a ser condicionado (ciclo reverso), também obedecendo aos procedimentos de qualificação (testes) e publicação de desempenho conforme a norma AHRI 1230 (2010).

A avaliação do sistema de condicionamento de ar permite ainda classificações parciais. Isto significa que se pode certificar somente uma sala, um conjunto de salas, um piso ou parte de um edifício. Neste aspecto, a classificação do sistema de condicionamento de ar funciona da mesma forma que a classificação da eficiência da iluminação que também permite classificações parciais.

Tabela 2.4 - Eficiência mínima de condicionadores de ar do tipo VRF que operam em refrigeração e aquecimento (ciclo reverso), para a classificação no nível A.

Tipo de equipamento	Capacidade	Tipo de aquecimento	Subcategoria ou condição de classificação	Eficiência mínima	Procedimento de teste
Condicionadores de Ar VRF com Condensação a ar	< 19 kW	<i>Todos</i>	<i>Multi-split VRF</i>	3,81 SCOP	AHRI 1230
	≥ 19 kW e < 40 kW	<i>Ausente ou Resistência Elétrica</i>	<i>Multi-split VRF</i>	3,22 COP 3,78 ICOP	
	≥ 19 kW e < 40 kW	<i>Ausente ou Resistência Elétrica</i>	<i>Multi-split VRF com refrigeração e aquecimento simultâneos</i>	3,16 COP 3,72 ICOP	
	≥ 40 kW e < 70 kW	<i>Ausente ou Resistência Elétrica</i>	<i>Multi-split VRF</i>	3,11 COP 3,60 ICOP	
	≥ 40 kW e < 70 kW	<i>Ausente ou Resistência Elétrica</i>	<i>Multi-split VRF com refrigeração e aquecimento simultâneos</i>	3,05 COP 3,55 ICOP	
	≥ 70 kW	<i>Ausente ou Resistência Elétrica</i>	<i>Multi-split VRF</i>	2,78 COP 3,22 ICOP	

Fonte: Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos, RTQ-C.

2.5.1.3 Programa de Simulação

De acordo com o RTQ-C (Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos), no item onde é abordada a Simulação, o programa computacional de simulação termoenergética deve possuir, no mínimo, as seguintes características:

- Ser um programa para a análise do consumo de energia em edifícios;
- Ser validado pela ASHRAE *Standard 140*;
- Modelar 8760 horas por ano;
- Modelar variações horárias de ocupação, potência de iluminação e equipamentos e sistemas de ar condicionado, definidos separadamente para cada dia da semana e feriados;

- Modelar efeitos de inércia térmica;
- Permitir a modelagem de multazonas térmicas;
- Equivalentes numéricos para ventilação natural, deve ter capacidade de simular as estratégias bioclimáticas adotadas no projeto;
- Caso o edifício proposto utilizar sistema de condicionamento de ar, o programa deve permitir modelar todos os sistemas de condicionamento de ar listados no Apêndice G da ASHRAE 90.1;
- Determinar a capacidade solicitada pelo Sistema de Condicionamento de Ar;
- Produzir relatórios horários do uso final de energia.

Conforme Carlos e Lamberts (2010), no RTQ-C, a simulação é o método mais completo para qualquer análise do desempenho térmico e/ou energético do edifício, proporcionando flexibilidade nas opções que visam à racionalização do consumo de energia.

Concluído todos os cálculos, o formato da Etiqueta Nacional de Conservação de Energia (ENCE), contendo os níveis finais e parciais do edifício, é mostrado na Figura 2.10.

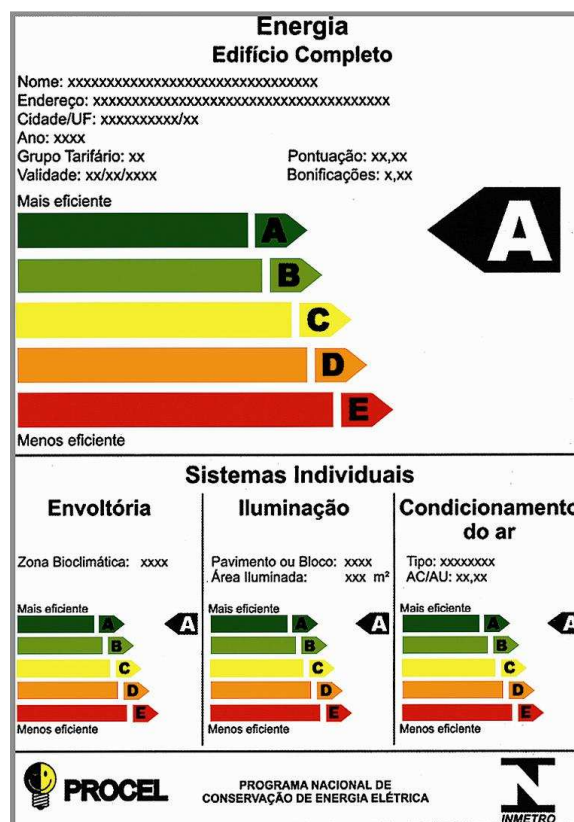


Figura 2.10 - Modelo da Etiqueta Nacional de Conservação de Energia (ENCE).

Fonte: Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos (RTQ-C).

2.6 CARGA TÉRMICA

De acordo com a SMACNA (*Sheet Metal and Air Conditioning Contractors' National Association*), conceitualmente, a carga térmica de um determinado ambiente pode ser definida como o taxa de calor extraído ou introduzido no mesmo, em determinada hora do dia, a fim de manter níveis internos de condições termo-higrométricas do projeto. As principais fontes de carga térmica internas de um ambiente são: Iluminação, Equipamentos e Pessoas.

Westphal (2002) explica que o cálculo da carga térmica de edificações pode ser aplicado para o dimensionamento de sistemas de ar condicionado, bem como para a estimativa do consumo de energia desses sistemas. Para ambas as finalidades, são necessárias distinguir quatro fluxos de calor:

- Ganho de calor do ambiente climatizado;
- Carga térmica transferida para o ar interno;
- Carga térmica que atinge o condicionador de ar;
- Taxa de extração de calor pelo sistema.

Mcquiston e Spitler (1992) definem carga térmica como “a taxa na qual o calor deve ser extraído do ambiente para manter sua temperatura e umidade relativa, constantes”. Como o ganho de calor por radiação não é diretamente convertido em carga térmica, muitas vezes a soma de todos os ganhos de calor não equivale à carga térmica do ambiente em um dado instante. A energia radiante precisa ser absorvida pelas superfícies que envolvem (paredes, cobertura/forro e piso) e preenchem (móveis e objetos) o ambiente antes de ser diretamente adicionada como carga térmica desse espaço. Quando essas superfícies estão mais aquecidas do que o ar interno ocorre à transferência de calor por convecção entre as superfícies e o ar. A capacidade de armazenamento de calor de cada objeto ou componente é que irá determinar a velocidade com que o ganho de calor radiante é transformado em carga térmica no ambiente.

Segundo Lamberts *et al.* (2014), após o devido conhecimento de todas as variáveis (climáticas, humanas e arquitetônicas), pode-se determinar a quantidade de energia que deverá ser extraída ou fornecida ao ar do ambiente para mantê-lo em condições desejáveis de temperatura e umidade. Existem alguns conceitos úteis para melhor entender os fenômenos envolvidos nesse processo, como: Calor Sensível, Latente e Total, ou Carga Térmica.

2.6.1 Conforto Ambiental

O Conforto Ambiental pode ser entendido como um conjunto de condições ambientais que permitem ao ser humano sentir bem-estar térmico, visual, acústico e antropométrico, além de garantir a qualidade do ar e o conforto olfativo (LAMBERTS *et al.*, 2014).

Embora o clima seja bem distinto em qualquer região da Terra, o ser humano é biologicamente parecido em todo o mundo, sendo adaptável a diferentes condições climáticas ao se utilizar de mecanismos culturais como vestimenta, a arquitetura e a tecnologia. Nesse contexto, torna-se fundamental o estudo e o entendimento das variáveis que compõe o Conforto Térmico e Visual. A importância destas variáveis se baseia na premissa de que existe uma forte correlação entre conforto e consumo de energia.

2.6.2 Conforto Térmico

Segundo Lamberts (2011), conforto térmico, tomado como uma sensação humana situa-se no campo do subjetivo e depende de fatores físicos, fisiológicos e psicológicos. Os fatores físicos determinam as trocas de calor do corpo com o meio; já os fatores fisiológicos referem-se a alterações na resposta fisiológica do organismo, resultantes da exposição contínua a determinada condição térmica; e finalmente os fatores psicológicos, que são aqueles que se relacionam às diferenças na percepção e na resposta a estímulos sensoriais, frutos da experiência passada e da expectativa do indivíduo.

Os estudos em conforto térmico visam principalmente analisar e estabelecer as condições necessárias para a avaliação e concepção de um ambiente térmico adequado às atividades e ocupação humanas, bem como estabelecer métodos e princípios para uma detalhada análise térmica de um ambiente. A importância do estudo de conforto térmico está baseada principalmente em três fatores:

- Satisfação humana: que pode ser traduzido como a sensação de bem-estar em se sentir termicamente confortável;
- Performance humana: embora os resultados de inúmeras investigações não sejam conclusivos a esse respeito, e a despeito dessa inconclusividade, os estudos mostram uma clara tendência de que o desconforto causado por calor ou frio reduz a performance humana. As atividades intelectuais, manuais e

perceptivas geralmente apresentam um melhor rendimento quando realizadas em conforto térmico.

- Conservação de energia: devido à crescente mecanização e industrialização da sociedade, as pessoas passam grande parte de suas vidas em ambientes condicionados artificialmente. Ao conhecer as condições e os parâmetros relativos ao conforto térmico dos ocupantes em seus ambientes, evitam-se desperdícios com aquecimento ou resfriamento, muitas vezes desnecessários.

2.6.2.1 Avaliação de Conforto Térmico

Estudos de conforto térmico tiveram nos últimos anos um aumento de interesse por parte dos pesquisadores. As normas existentes nesta área englobam estudos sobre todas as variáveis que influenciam no conforto térmico. As principais normas e guias de referência a esses estudos são:

- *ASHRAE Standard 55: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy;*
- *ISO 7730: Ergonomics of the thermal environment - Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria;*
- *ISO 7726: Ergonomics of the thermal environment - Instruments for measuring physical quantities;*
- *ISO 8996: Ergonomics of the thermal environment - Determination of metabolic rate;*
- *ISO 9920: Ergonomics of the thermal environment - Estimation of thermal insulation and water vapour resistance of a clothing ensemble;*
- *ASHRAE Fundamentals Handbook - cap. 8 Thermal Comfort - 2005.*

A ASHRAE 55-2013 apresenta um método para determinação da zona de conforto, através do método gráfico. Este método é simplificado e pode ser aplicado em ambientes onde os ocupantes tem uma atividade entre 1 e 1,3 met², com roupas entre 0,5 e 1 clo³. A Figura 2.11

² Corresponde a taxa metabólica, função da intensidade da atividade física desenvolvida pelo corpo humano, pode também ser expressa na unidade “met” (do inglês metabolic unit), que corresponde a 58,2 W/m².

³ É expresso em “clo”, do inglês clothing, sendo que 1 clo = 0,155 (m².K)/W.

mostra as áreas de conforto, formadas pelas temperaturas mínimas e máximas, assim como pela umidade é válido somente para velocidades do ar menores que 0,2 m/s.

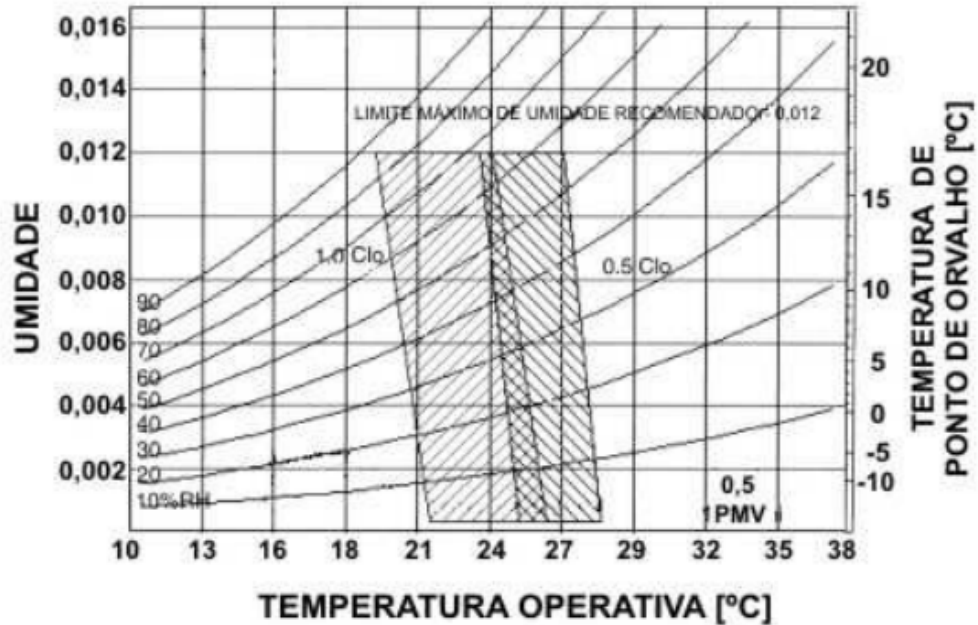


Figura 2.11 - Temperatura operativa e umidade aceitável para determinação da zona de conforto.

Fonte: Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos (RTQ-C).

A temperatura operativa pode ser definida como uma média entre a temperatura média radiante e a temperatura do ar ambiente ponderada pelos coeficientes de troca térmica de calor por convecção e radiação. Isto ocorre porque uma pessoa constantemente efetua as trocas de calor sensíveis por radiação e convecção. A temperatura operativa é calculada pela Equação 2.2 (ASHRAE, 2005):

$$T_{op} = \left(\frac{h_r T_r + h_c T_{bs}}{h_r + h_c} \right) \quad (2.2)$$

onde h_r é o coeficiente de transferência de calor por radiação linearizado, h_c é o coeficiente de transferência de calor por convecção, T_r é a temperatura radiante e T_{bs} é a temperatura de bulbo seco do ar.

2.6.3 Carta Bioclimática

A carta bioclimática é um instrumento que pode ser utilizado na parametrização de um projeto arquitetônico em sua fase de concepção. Através de suas informações, com base na delimitação do conforto térmico e no quadro do rigor climático local, poderá, por exemplo, indicar até mesmo a necessidade do condicionamento artificial do ambiente a ser ocupado, frente aos critérios de conforto pré-estabelecidos (BOGO *et al.*, 1994).

A Meteorologia e a Climatologia, embora distintas, podem se confundir, pois o que se denomina Tempo Meteorológico é o estado diário da atmosfera com suas alterações em curto prazo (temperatura, umidade relativa, velocidade do ar, etc.). O Tempo Climatológico é o registro/análise desses estados diários, por longos períodos.

2.6.3.1 Bioclimatologia na Arquitetura

Bogo (1994) expressa que a Climatologia Aplicada à Arquitetura tem seu início nos anos quarenta. A grande dificuldade ao se trabalhar na escala das edificações e no seu ambiente interno reside em dois pontos: (1) a simultaneidade de ocorrência dos outros fatores energético-ambientais oriundos da ação antrópica no clima e (2) A influência da ação antrópica no clima em escalas anteriores a da edificação e a sua aleatoriedade e complexidade.

2.6.3.2 Carta Bioclimática

A carta bioclimática é construída sobre um diagrama psicrométrico, que relaciona a temperatura do ar e a umidade relativa. Com plotagem dessas variáveis sobre a carta, é possível analisar se o clima em questão oferece ou não condições de conforto aos usuários. Cada par de dados plotados na carta (valores de temperatura máxima e mínima mensal e seus valores de umidade relativa, correspondentes) cairá sobre uma zona desenhada na carta. Para cada uma dessas zonas desenhadas, são indicadas estratégias passivas ou ativas de condicionamento (MUELLER, 2007).

Segundo Bogo *et al* (1994), para o Brasil, foi adotado o método de Givoni, por apresentar as melhores condições de aplicação para as zonas de conforto térmico, sendo que Givoni desenvolveu um trabalho voltado para os países quentes e em desenvolvimento.

2.7 SISTEMA CONDICIONADOR DE AR

Cabe ao equipamento de ar condicionado a tarefa de retirar do ambiente exatamente a quantidade de calor sensível e a de calor latente que o ambiente recebeu para que ele seja mantido sem alteração ao longo do tempo. O dimensionamento da potência do ar condicionado, e de sua característica construtiva (*design* do evaporador, vazão de ar, etc.) depende dos valores de carga térmica sensível e latente do ambiente. Daí a importância em calcular a energia que entra (ou sai) da edificação.

Conforme expõe Lamberts *et al.* (2014), em edificações públicas e comerciais o ar condicionado é hoje em dia o sistema mais empregado para climatização. Consiste em controlar simultaneamente a temperatura, umidade, distribuição e até mesmo a qualidade do ar para atender as necessidades térmicas e ambientais de um recinto independente das condições externas.

Ainda segundo Lamberts *et al.* (2014), embora consuma energia, o ar condicionado é indispensável em algumas edificações como hospitais, salas de recuperação e outros ambientes que exigem condições específicas, não encontradas no ar externo. Em salas de computadores, por exemplo, o condicionamento de ar é fundamental pelo fato de alguns componentes eletrônicos apresentarem falhas quando aquecidos. Em edifícios comerciais o uso do ar condicionado decorre, muitas vezes, da necessidade de aumentar as condições interiores de conforto térmico e, conseqüentemente, de produtividade.

Creder (2004) explica que os sistemas de condicionamento de ar são classificados em dois tipos: Expansão Direta e Expansão Indireta. No primeiro caso, o evaporador recebe diretamente a carga térmica do ambiente climatizado. No segundo caso, o evaporador recebe a carga térmica de um fluido secundário, geralmente água, que circula nos ambientes climatizados. O arrefecimento do fluido refrigerante no condensador pode ser de três tipos: através do ar, em circulação natural ou forçada, da água, em circuito aberto ou em circuito fechado utilizando torre de arrefecimento, ou ainda evaporativo. As instalações de condicionamento de ar podem ser compostas por equipamentos individuais ou centrais. A escolha do tipo de sistema a ser adotado deve ser pautada, além de nos requisitos de projeto e no espaço físico disponível para sua instalação, na configuração que resulte no melhor custo/benefício considerando o consumo de energia do sistema.

O consumo energético de um sistema de condicionamento de ar é função do desempenho térmico da edificação e do nível de eficiência do próprio sistema condicionador de ar nas suas diversas condições de operação. O desempenho térmico de uma edificação está

relacionado à carga térmica do prédio e suas variações ao longo do dia e do ano. Por sua vez, essas variações estão relacionadas com a forma de ocupação dos ambientes (perfil de uso) e com as variações climáticas. Já a eficiência de um sistema de climatização é função da forma como ele responde às variações de carga térmica ao longo do ano. Em outras palavras, ela é determinada pelo consumo de energia de cada componente do sistema e a capacidade de refrigeração nas diversas formas de operação durante todo ano. Portanto, o desempenho do sistema é influenciado principalmente pela eficiência dos equipamentos, configuração do sistema e estratégias de operação (DUARTE, 2014).

2.8 CONDIÇÕES DE CARGA PARCIAL (*Part Load Conditions*)

Ding *et al.* (2010) expõe que o tempo de operação de um sistema de ar condicionado (HVAC) convencional para edifícios apresenta um perfil sempre instável. Isso ocorre principalmente devido ao impacto sofrido pela carga térmica da edificação em função das variações climáticas, ou seja, o sistema de condicionamento de ar funcionará em condições de carga parcial (condições fora do ponto de carga térmica plena ou nominal), em grande parte do tempo.

Segundo Henderson (1992), as perdas de eficiência energética em carga parcial podem chegar a valores anuais entre 5 a 10%. Essas perdas foram analisadas comparando aparelhos de ar condicionado com curvas avaliadas como “Pobre” e “Boa”, referente ao seu desempenho em carga parcial.

Ainda segundo os estudos de Henderson (1992), um condicionador de ar residencial típico (padrão) apresentou uma curva de eficiência em carga parcial (“curva padrão”) onde o tempo de partida (tempo contabilizado desde o primeiro instante na partida até o atingimento da condição nominal de operação) foi de 30 a 80 segundos. O controle deste equipamento, através do algoritmo do seu termostato de controle da temperatura do ar ambiente, permitiu que o aparelho ligasse e desligasse aproximadamente 2,5 vezes a cada hora de trabalho, também conhecido como “ciclagem”. Para condicionadores de ar, ainda residenciais, que apresentaram uma curva “boa” em cargas parciais o tempo de partida teve uma duração máxima de 30 segundos, devido ao controle do fluido refrigerante na linha de líquido como uma válvula solenoide, por exemplo, e o tempo de “ciclagem” foi também de 2,5 vezes por hora. Para os aparelhos que apresentaram uma curva “pobre” o tempo de partida foi de 80 segundos, porém com um número de ciclagem de 3,0 vezes por hora.

A Tabela 2.5 mostra o desempenho de um condicionador de ar residencial aplicado a uma casa típica na localidade de Miami (USA), onde esse equipamento foi monitorado utilizando as três curvas de desempenho em carga parcial. O consumo total dessa residência foi de 3831 kWh/ano. Operando com a curva “padrão” o sistema de ar condicionado apresentou uma perda anual de 936 kWh/ano ou 24%, operando com a curva “pobre” as perdas contabilizaram 417 kWh/ano ou 11% e utilizando uma curva “boa” as perdas contabilizadas foram de 170 kWh/ano ou 4%, sendo esse, o melhor resultado obtido.

Tabela 2.5 - Impacto dos Modelos de *Part Load* no *Annual Cooling Energy Use/DOE-2*

	Degradação por Carga Parcial (kWh/ano)	Degradação Anual (%)
Curvas padrão RESYS ⁴	936	24%
Curva "Pobre" - Ar Condicionado	417	11%
Curva "Boa" - Ar Condicionado	170	4%

Fonte: Henderson (1992)

De acordo com Henderson *et al.* (1992), em âmbito geral é conveniente expressar os efeitos da carga parcial como uma "Degradação da Eficiência".

Conforme estudos de Pérez-Lombard *et al.* (2010), indicadores de eficiência energética para equipamentos de HVAC podem expressar a eficiência do equipamento através das seguintes perspectivas:

- Instantâneo: para um dado tempo, pontual;
- Total ou Parcial: para um determinado estado de carga;
- Condições de *Rating* (*Rating Conditions*): Condições pré-determinadas para o funcionamento;
- Sazonal: eficiência média durante um período de funcionamento.

Ainda segundo estes estudos, as eficiências instantâneas dependem de maneira direta das condições de "*Rating*" (*Rating Conditions*) e o estado da carga. Estas eficiências (instantâneas) devem ser medidas de acordo com as normas e seus procedimentos de ensaio e validação.

⁴RESYS: Algoritmo de controle de um Sistema de Ar condicionado Residencial, referente ao programa de simulação energética DOE-2.

As eficiências sazonais não dependem apenas das eficiências instantâneas. Além disso, estas eficiências (sazonais) dependem do "Perfil de Carga" (*Load Profile*) e das condições de operação ao longo de todo um período de tempo em funcionamento. A eficiência sazonal é de notória importância, sendo que, inserida nesse contexto, tem como principal papel condensar o desempenho energético de um sistema de HVAC e um valor de desempenho médio. Isso permite aos arquitetos e projetistas selecionar um equipamento que irá atender a carga térmica necessária de forma mais eficiente segundo valores de desempenho médio, e não somente em um único ponto de projeto.

Pérez-Lombard *et al.* (2010) expressam que as principais barreiras para a avaliação e seleção dos equipamentos de ar condicionado com os seus requisitos mínimos de eficiência energética, está principalmente na baixa qualidade dos dados técnicos publicados por alguns fabricantes. Esses dados muitas vezes são "pobres" e "não confiáveis", sendo que nem todos seguem os procedimentos normalizados para sua validação e classificação.

A sequência para o desenvolvimento dos requisitos de eficiência energética para equipamentos de HVAC pode ser resumida em quatro passos:

- Construção de Indicadores de Eficiência Energética (IEE);
- Definição de procedimentos de ensaio normalizados para a sua avaliação;
- A certificação de desempenho por uma organização independente ou de laboratório;
- A definição de valores mínimos de eficiência.

Para o êxito do processo (desenvolvimento dos requisitos de eficiência energética), é essencial trabalhar em colaboração com as associações dos fabricantes.

Ainda conforme os estudos de Pérez-Lombard *et al.* (2010), as eficiências médias não dependem apenas do desempenho do equipamento, mas também das condições de funcionamento e do perfil de carga térmica da edificação. Portanto, as comparações de equipamentos e sistemas de HVAC devem ser baseadas em simulações energéticas de maneira particular.

Para evitar simulações e fornecer aos projetistas um índice de desempenho médio, possibilitando assim uma posterior escolha de requisitos de eficiência, métodos têm sido desenvolvidos para a estimativa das eficiências médias em diferentes suposições. Essas

eficiências médias são geralmente calculadas como uma média ponderada dos ganhos de eficiência de carga parcial (Equação 2.3):

$$\eta = \sum_i p_i \cdot \eta_i \quad (2.3)$$

onde η é a eficiência sazonal do equipamento, η_i é a eficiência do equipamento em carga parcial em estado de carga i e p_i é o fator de ponderação para o estado de carga i .

O uso da Equação 2.3 está condicionado aos dados de *Part Load Performance* disponibilizados pelos fabricantes e pelo cálculo dos fatores de ponderação para os diferentes climas e tipos de construção.

Nos EUA, números de indicadores médios de eficiência energética têm sido amplamente desenvolvidos.

Air Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI) é uma reconhecida associação comercial norte americana, que representa os principais fabricantes de HVAC e aquecimento de água, equipamentos e componentes. Essa instituição é a pioneira a área de climatização e refrigeração.

2.8.1 *Integrated Part Load Value (IPLV)*

Quando são analisadas as Condições de Carga Parcial (*Part Load Conditions*), um indicador que sem dúvida vem auxiliando toda a comunidade técnica na familiarização de como o desempenho energético de um sistema condicionador de ar de grande porte se comporta ao longo de um ano típico, em função das potenciais variações de cargas externas e internas, é o IPLV.

O *Integrated Part Load Value*, ou IPLV, é um número singular que busca representar a eficiência de um *Chiller* em condições parciais de carga, referenciado à norma AHRI (550/590 Standard) e, portanto, apresentando um indicador conhecido como *Part Load Efficiency* (PLE). Seu modelamento matemático foi desenvolvido para fornecer o valor médio da eficiência energética na condição de carga parcial, muito semelhante ao *Seasonal Energy Efficiency Ratio* (SEER), usado para descrever a eficiência de carga parcial de equipamentos de ar condicionado do tipo "unitário" ou "central".

Desde que foi desenvolvido pela primeira vez em 1986, o modelo matemático sofreu duas alterações, buscando cada vez mais fazer com que o IPLV representasse como um *Chiller* pode funcionar ao longo de um período de um ano. Extensa análise computacional foi utilizada para modelar *Chillers* aplicados em várias regiões e condições geográficas e reduzir a análise a uma única representação "média". O uso do IPLV, como é uma representação singular de desempenho em carga parcial, fornece um único método de avaliação.

É importante mencionar que o IPLV representa uma aplicação média de um único *Chiller* e com isso, pode não representar toda e qualquer possibilidade de instalação possível. Portanto, para obter a eficiência global do sistema de um *Chiller* na planta, uma análise mais abrangente refletindo todos os dados climáticos reais, características construtivas da edificação, número de *Chillers*, horas operacionais (perfil de uso), equipamentos auxiliares tais como bombas e torres de arrefecimento, não pode ser descartada.

2.8.1.1 Modelo Matemático do IPLV

O *Integrated Part Load Value* (IPLV) representa a eficiência de refrigeração de um condicionador de ar central operando em toda a sua faixa de capacidade parcial. A menos que o sistema de condicionamento de ar (HVAC) seja exigido próximo ou exatamente no ponto de Carga Plena (*Full Load*) em 100% das suas horas de operação, um IPLV inferior a 100% é desejável para se obter um melhor desempenho global.

A Equação 2.4, obtida em 1992, constitui no modelo matemático que procura representar a eficiência média de um *Chiller* com base nos dados meteorológicos de uma única cidade (Atlanta - USA), considerando o perfil de carga térmica e o horário de funcionamento de um prédio de escritórios.

$$IPLV = (0,17 * A) + (0,39 * B) + (0,33 * C) + (0,11 * D) \quad (2.4)$$

Condição:

A = kW/ton [EER ou COP] em 100% de carga;

B = kW/ton [EER ou COP] em 75% de carga;

C = kW/ton [EER ou COP] em 50% de carga;

D = kW/ton [EER ou COP] em 25% de carga.

A Figura 2.12 representa o perfil de utilização de um *Chiller* operando em condição de carga parcial, segundo o método de ponderação do IPLV de 1992.

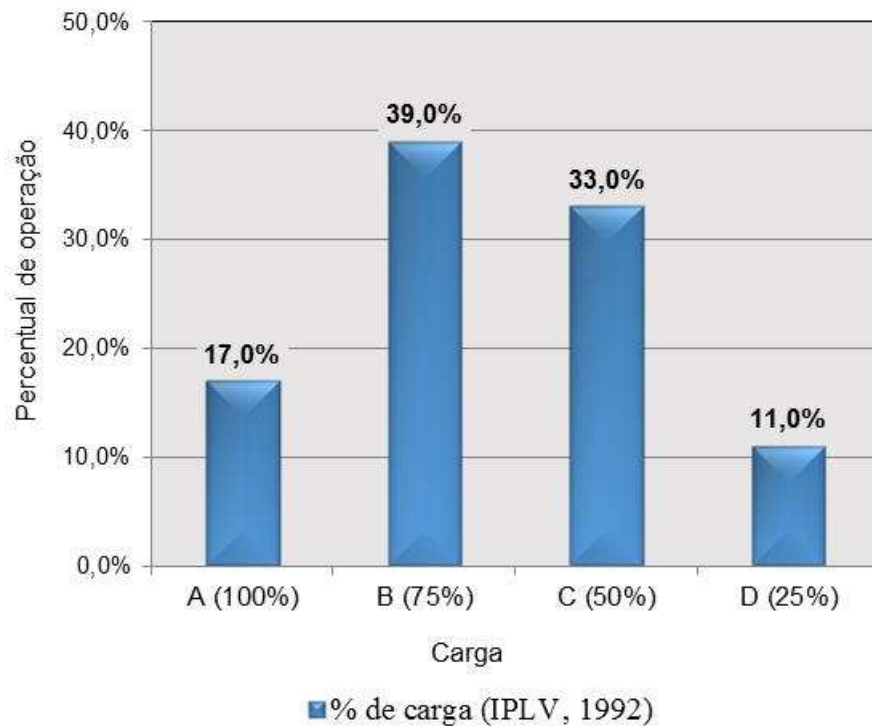


Figura 2.12 - Ponderação dos Valores de Carga Parcial do IPLV (1992)

A Equação 2.5, desenvolvida em 1998, procurou representar a eficiência energética do *Chiller* com base nos dados meteorológicos médios ponderados para 29 cidades dos Estados Unidos. Estas localidades foram especificamente selecionadas por representar aproximadamente 80% da área de todas as vendas de *Chillers* que ocorreram ao longo de um período de 25 anos, de 1967 a 1992. Esse novo IPLV também utilizou uma média ponderada de todos os tipos de edificação com base nos estudos elaborados pelo DOE, ou *Department of Energy – USA* (1992). O perfil de uso (horas em funcionamento) analisado representa a média ponderada de várias operações, com base nos mesmos estudos do DOE (1995).

$$IPLV = (0,01 * A) + (0,42 * B) + (0,45 * C) + (0,12 * D) \quad (2.5)$$

Condição:

A = kW/ton [EER ou COP] em 100% de carga;

B = kW/ton [EER ou COP] em 75% de carga;

C = kW/ton [EER ou COP] em 50% de carga;

D = kW/ton [EER ou COP] em 25% de carga.

A Figura 2.13 representa o perfil de utilização de um *Chiller* operando em condições de parciais de carga, segundo o método de ponderação do IPLV de 1998.

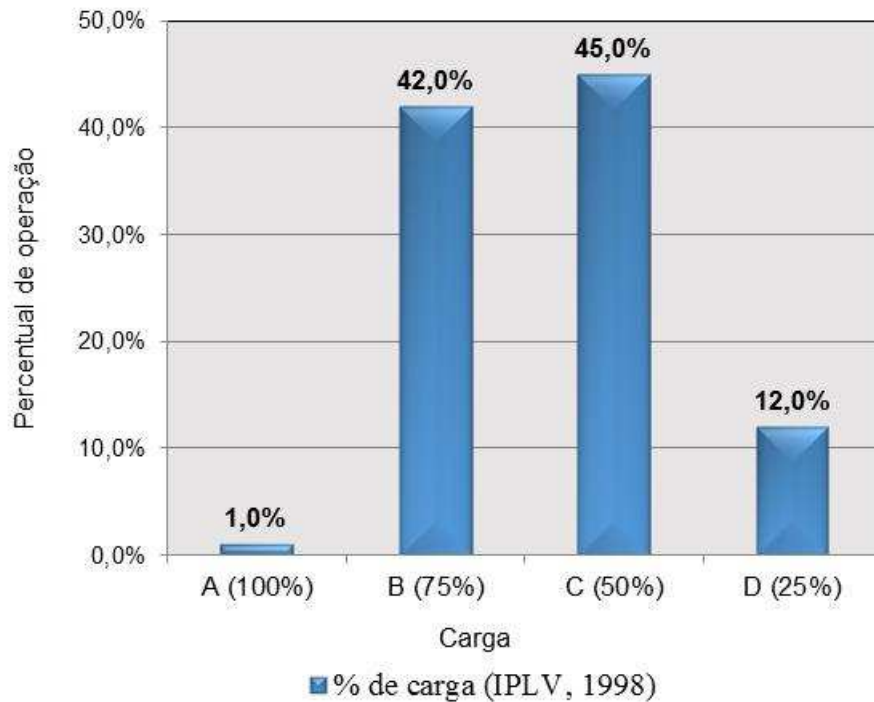


Figura 2.13 - Ponderação dos Valores de Carga Parcial do IPLV (1998)

Em relação às diferenças percebidas entre os dois modelos matemáticos do IPLV, é mencionado que, para o modelamento que resultou na Equação 2.4 os valores eram simplesmente ponderados de forma a representar uma média em horas de funcionamento.

O modelo matemático relativo ao IPLV de 1998 coloca consideravelmente maior ênfase no perfil de operação “*off-design*”, onde reconhecidamente o equipamento passa a grande maioria das suas horas do ano em funcionamento. O termo “*off-design*”, pode ser entendido como qualquer ponto de operação de um *Chiller* fora do ponto de Carga Plena (*Full Load*).

A alteração mais notável em relação aos coeficientes apresentados está exatamente na condição de plena carga de operação (100%), que passou de 17% de ponderação em 1992, para 1% no padrão de 1998 (Tabela 2.6).

Tabela 2.6 - Ponderação dos valores de Carga Parcial (*Part Load*).

% CARGA	1992 Standard	1998 Standard
100%	17%	1%
75%	39%	42%
50%	33%	45%
25%	11%	12%

O AHRI (*Air Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute*) tem sugerido algumas metodologias de ponderação para as condições de carga parcial em uma grande variedade de equipamentos condicionadores de ar (HVAC).

A Tabela 2.7 apresenta os principais indicadores de eficiência energética para HVAC conforme o AHRI, nos Estados Unidos.

Tabela 2.7 – Principais indicadores de eficiência energética segundo o AHRI.

Tipo de Equipamento (Título da Norma)	EEI	Norma
<i>Performance Rating Of Water-Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using the Vapor Compression Cycle</i>	COP / PLV / NPLV IPLV / EER	AHRI 550/560
<i>Performance Rating of Unitary Air-Conditioning & Air-Source Heat Pump Equipment</i>	COP / EER IEER / HSPF / SEER	AHRI 210/240
<i>Performance Rating of Commercial and Industrial Unitary Air-Conditioning and Heat Pump Equipment</i>	COP / EER IEER / IPLV	AHRI 340/360
<i>Performance Rating of Variable Refrigerant Flow (VRF) Multi-Split Air-Conditioning and Heat Pump Equipment</i>	COP / EER IEER / HSPF / SEER / IPLV	AHRI 1230

Como pode ser observado, para diferentes normas AHRI também existem diferentes indicadores de eficiência energética (IEE). Todos estes indicadores podem ser devidamente aplicados a sistemas e equipamentos condicionadores de ar.

Abaixo estão relacionados os principais indicadores contidos na Tabela 2.7 (AHRI):

- COP e EER: aplicados para se avaliar os níveis de eficiência energética para equipamentos condicionadores de ar em Condições de Carga Plena (*Full Load Conditions*);
- IEER, HSPF, SEER e IPLV: aplicados principalmente para se avaliar os níveis de eficiência energética para equipamentos condicionadores de ar em Condições de Carga Parcial (*Part Load Conditions*), ou Eficiência Sazonal.

Com o objetivo de melhor representar a grande variedade e a consideração de onde estes indicadores são aplicados, a Tabela 2.8 apresenta um quadro de todos estes indicadores, suas descrições pertinentes e as respectivas normas que os utilizam.

Tabela 2.8 – Descrição dos indicadores médios de eficiência de acordo com o AHRI

EEI	Definição	Descrição	Norma
PLV	<i>Part-Load Value</i>	Número singular de eficiência para equipamentos com base na operação ponderada, em várias capacidades de carga parcial	AHRI 550/560
NPLV	<i>Non-Standard Part-Load Value</i>	Número singular de eficiência de carga parcial calculado por um determinado método, em condições fora do IPLV, [W / W], [Btu/(W h)] ou [kW/ton _{SR}]	AHRI 550/560
COP ⁵	<i>Coefficient of Performance</i>	Relação entre a taxa média da capacidade fornecida à taxa média de energia elétrica consumida pelos equipamentos, [W/W]	AHRI 550/560; 1230
EER	<i>Energy Efficiency Ratio</i>	Relação entre a capacidade de refrigeração líquida para o valor de entrada de energia, em uma determinada condição de avaliação, [Btu/(W ·h)]	AHRI 550/560; 340/360; 210/240, 1230
IPLV	<i>Integrated Part-Load Value</i>	Número singular de eficiência de carga parcial, calculado por um determinado método, em condições normais de avaliação, [W/W], [Btu/(W h)] ou [kW/ton _{SR}]	AHRI 550/560; 340/360; 1230
IEER	<i>Integrated Energy Efficiency Ratio</i>	Número único de eficiência de resfriamento em carga parcial, calculado por um método determinado, [Btu/(W h)]	AHRI 210/240; 340/360; 1230
HSPF	<i>Heating Seasonal Performance Factor</i>	Capacidade total de uma bomba de calor (inclusive calor elétrico complementar) necessária para alcançar as necessidades de aquecimento durante o seu período de utilização normal anual dividido pelo total de energia elétrica, [Btu/(W h)]	AHRI 210/240; 340/360; 1230
SEER	<i>Seasonal Energy Efficiency Ratio</i>	Calor total removido do espaço durante um período anual de arrefecimento, dividido pela energia elétrica total consumida pelo aparelho de ar condicionado/bomba de calor, [Btu/(W h)]	AHRI 210/240; 340/360
SEER	<i>Seasonal Energy Efficiency Ratio</i>	Arrefecimento total de um sistema abrangido por esta norma, com uma capacidade <65.000 Btu / h [19.000 W] durante o período de uso normal para o resfriamento (não deve exceder 12 meses) dividida pelo consumo total de energia elétrica durante o mesmo período, [Btu/(W h)]	AHRI 1230

⁵COP_R: A razão entre a capacidade líquida de refrigeração e a potência elétrica consumida em um dado conjunto de condições de avaliação [W/W].

COP_H: A razão entre a capacidade líquida de aquecimento e a potência elétrica consumida em um dado conjunto de condições de avaliação [W/W].

Através da Tabela 2.8 pode ser observado que, mesmo se tratando de um sistema similar de normas (AHRI), não é tarefa fácil para os engenheiros e arquitetos dominar e avaliar todos os indicadores de eficiência energética para diferentes sistemas condicionadores de ar e também, para diferentes condições de carga (plena ou parcial). Principalmente porque estes indicadores são apenas orientações de como os fabricantes de ar condicionado devem proceder durante os testes de qualificação segundo critérios mínimos de desempenho térmico e energético.

Outro fator que pode ser analisado é que, da perspectiva do emprego dos mais diversos sistemas de condicionamento de ar, alguns projetistas podem eventualmente se especializar em uma aplicação específica e para uma tipologia de edificação também específica. Quando esse comportamento acontece, tende a dificultar ainda mais a disseminação dos vários indicadores de eficiência e ,consequentemente, das normativas globais ou mesmo locais. Nesse sentido, para a sociedade como um todo, torna-se cada vez mais importante a divulgação das normas existentes e todo e qualquer esforço na direção de seu entendimento e aplicação, através de congressos e seminários, por exemplo, fazendo parte desse movimento os fabricantes, engenheiros, arquitetos e projetistas.

2.9 CONDICIONADORES DE AR VRF (*Variable Refrigerant Flow*)

Na busca pelo aumento da eficiência energética, o mercado de sistemas de climatização com tecnologia de vazão variável de refrigerante (VRF) apresenta-se em expansão. Considerada um sistema central eficiente, compacto e de fácil operação, essa tecnologia tem sido frequentemente adotada em edificações comerciais no Brasil. Com forte apelo comercial focando as temáticas como sustentabilidade e economia de energia, os principais fabricantes mundiais investem no desenvolvimento dessa tecnologia e no lançamento de produtos, fomentando uma ampla competição nesse setor (DUARTE, 2014).

Bueno (2009) menciona que os sistemas de condicionamento de ar apresentam uma evolução significativa em termos de redução do custo operacional. Esta redução é obtida por equipamentos com elevado coeficiente de desempenho (COP), controle da potência de bombeamento dos fluidos de processo (refrigerante, água ou soluções aquosas) e do ar (ambiente condicionado) e sistemas micro processados de controle e de gerenciamento.

Ainda segundo Bueno, pode ser percebido que o enfoque, principal pela maioria dos fabricantes de condicionadores de ar com tecnologia VRF está na aplicação desse tipo de

produto, com base em características tecnológicas que facilmente podem ser compreendidas pelo usuário final, como por exemplo:

- Operam com baixo ruído;
- Simples de operar através de um simples termostato ou até um computador, gerenciando um ou múltiplos equipamentos;
- O cliente tem absoluto controle da sua operação como ligar/desligar, alterar os valores controlados de temperatura e de umidade, avisos de alarme etc;
- Um baixo consumo de energia elétrica, mesmo com algum sacrifício no controle da umidade.

Os valores apresentados chegam a sugerir economias de até 40% na conta de energia elétrica. As empresas fabricantes de condicionadores de ar VRF geralmente comparam contas de energia elétrica de edifícios semelhantes instalados em mesmas regiões climáticas, criando um grande banco de dados. O seu contato com o cliente é simples e objetivo, mostrando a conta de energia elétrica informando ao cliente final: (1) área construída, (2) perfil de aplicação, (3) envoltória da edificação e (4) banco de dados de uma edificação equivalente mostrando o valor de m^2/kWh . Esta metodologia utiliza exatamente uma linguagem prática de modo a ajudar na decisão do cliente.

O desenvolvimento da eletrônica permitiu que os equipamentos VRF atingissem um elevado grau de sofisticação de controle e mesmo assim apresentam uma interface amigável e simples de operação. Considerando as opções de condensação a ar e a água não há limite para a sua aplicação em conforto humano, podendo competir até mesmo com equipamentos do mercado de água gelada (*Chillers*). Contudo, apresentam algumas limitações de seleção e aplicação para processos industriais, neste campo a água gelada apresenta maiores vantagens. Quanto à qualidade, distribuição e controle da umidade do ar, apresenta limitações, mesmo para o ar condicionado, um projeto cuidadoso na escolha da unidade interna e na sua localização relativo ao ambiente a ser condicionado, deverá ser realizado (BUENO, 2011).

A Figura 2.14 apresenta o forte crescimento para os condicionadores de ar com tecnologia VRF (*Variable Refrigerant Flow*) dentro do mercado brasileiro, principalmente após o ano de 2011, atingindo o percentual máximo de 56% em 2011-2012, conforme dados disponibilizados pela Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento (ABRAVA).

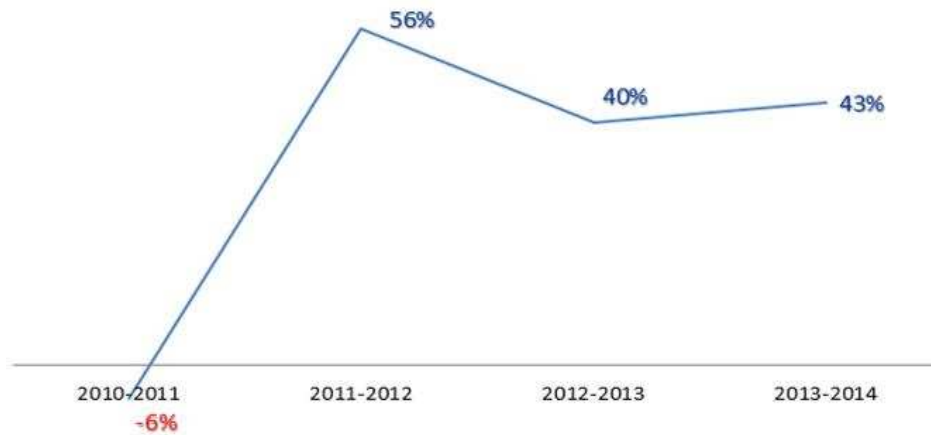


Figura 2.14 - Evolução do Mercado de VRF no Brasil

Fonte: ABRAVA (2015)

O sistema de condicionamento de ar VRF foi introduzido no Japão no início da década de 1980, mas foi o desenvolvimento tecnológico verificado principalmente nas últimas duas décadas que permitiu seu aperfeiçoamento e consequentemente sua atual competitividade no mercado. Na Ásia e na Europa, o sistema de condicionamento de ar VRF tem boa aceitação. No Japão, onde o mercado tem mais força, é empregado em aproximadamente 50% dos edifícios comerciais de médio porte e em 33% dos edifícios de grande porte. Na Europa, principalmente para os prédios que já utilizam sistemas de condicionamento de ar, oportunidades de *retrofit* representam uma crescente demanda para sua aplicação (AMARNATH e BLATT, 2008; GOETZLER, 2007).

Nos EUA, o mercado de climatização para condicionadores de ar com tecnologia VRF é menor. Equipamentos individuais sem dutos entraram no mercado norte americano na década de 1980, entretanto, a falta de suporte pelos fabricantes (principalmente pelos japoneses), a tecnologia diferente da usual e questões ambientais relacionadas ao uso de maior quantidade de refrigerante por ambiente, fez com que as vendas não atingissem o esperado. Atualmente, em um cenário tecnológico modificado, os fabricantes asiáticos voltam a buscar uma posição nesse mercado, individualmente ou em parceria com fabricantes norte-americanos (AMARNATH e BLATT, 2008).

Bathia (2013) comenta que a tecnologia VRF permite excepcional eficiência em cargas parciais. Como a maioria dos sistemas de ar condicionado (HVAC) usam, em suas horas de operação, entre 30 – 70% de sua capacidade máxima, o coeficiente de desempenho (COP) do VRF é muito alto, a eficiência energética sazonal destes sistemas é excelente.

Liu e Hong (2010) analisaram a influência do comprimento da linha de fluido refrigerante sobre o consumo do compressor através do fator de correção da capacidade de aquecimento e refrigeração, e conclui que, principalmente, a capacidade de refrigeração é sensível ao comprimento da linha de interligação. Isso indica que, em modo de refrigeração, por exemplo, alguma quantidade de refrigerante poderá vaporizar antes de entrar na unidade interna.

Pozza (2011) realizou estudos em um modelo de edificação residencial climatizada com sistema de ar com vazão variável de refrigerante (VRF) para uma edificação localizada na zona bioclimática 1 (que compreende as cidades mais frias do Brasil). Neste estudo, a edificação inicialmente projetada foi denominada como *baseline*, pois os resultados obtidos pela análise da edificação real serviram como linha de base para a comparação com demais resultados obtidos. A edificação *baseline* também serviu para comparação entre dois sistemas de HVAC, sendo esses do tipo VRF e *Split*, também denominado no trabalho como PTHP (*Package Terminal Heat Pump air-to-air*). O software utilizado foi o *EnergyPlus*.

Ainda segundo Pozza, para se chegar na Edificação Proposta, 11 alterações foram devidamente analisadas.

A Figura 2.15 apresenta o consumo do sistema VRF frente às demais configurações dentro do cenário da pesquisa. Como pode ser verificado, na função aquecimento, o sistema VRF reduziu drasticamente o consumo de energia elétrica mesmo quando comparado com todas as demais propostas analisadas.

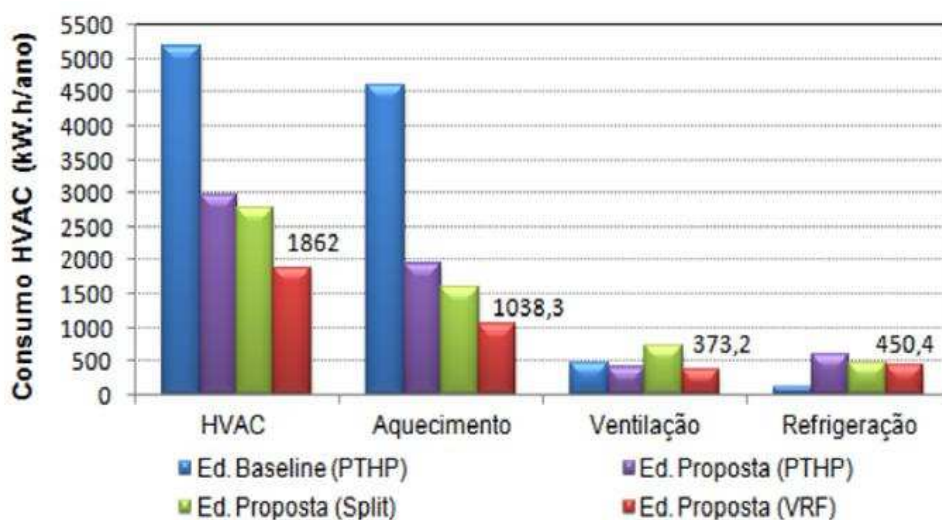


Figura 2.15 - Consumo anual de energia elétrica de cada componente do sistema de HVAC para cada tipo de edificação

Fonte: Pozza (2011)

Duarte (2014) realizou estudos para comparar o desempenho energético no resfriamento entre dois sistemas de climatização do tipo VAV (Volume de Ar Variável) e dois do tipo VRF para aplicação em uma edificação comercial na cidade de Florianópolis, utilizando o programa de simulação *EnergyPlus*. A diferença entre os dois sistemas de climatização do tipo VAV adotados está relacionada ao tipo de mecanismo de controle da capacidade do compressor empregado no *Chiller*. O primeiro sistema de climatização VAV foi modelado com os *Chillers* tendo compressores centrífugos com velocidade fixa. O segundo, com *Chillers* tendo compressores centrífugos com variador de frequência (VSD, do inglês *Variable Speed Drive*).

Para a potência da bomba de velocidade variável, a potência foi ajustada em função da vazão. A curva utilizada para a correção da potência em função do PLR foi selecionada da pasta *datasets* do programa *EnergyPlus*, conforme as Equações 2.6 e 2.7.

$$FFLPower = PLR^2 \quad (2.6)$$

$$PLR = \dot{v}/\dot{v}_{design} \quad (2.7)$$

onde *FFLPower* é a fração da potência nominal ou fator de correção da potência, *PLR* é a razão de carga parcial, \dot{v} é a vazão volumétrica e \dot{v}_{design} é a vazão volumétrica nominal.

Para as unidades externas VRF, Duarte (2014) utilizou dois sistemas com condensação do fluido refrigerante realizada por água onde todas as unidades foram conectadas em único circuito hidráulico composto por uma bomba de velocidade constante e uma torre de resfriamento. O primeiro foi modelado com as unidades externas tendo capacidade nominal menor do que a capacidade nominal total das respectivas unidades internas (CR⁶ maior que 1). Na segunda opção, com as unidades externas tendo capacidade nominal maior do que a capacidade nominal total das respectivas unidades internas (CR menor que 1). Com isso, as capacidades e potências das bombas de condensação e das torres de resfriamento também foram diferentes entre os modelos, pois são função da vazão de condensação. Para o arquivo climático de referência para a cidade de Florianópolis foi utilizado o do tipo TRY (*Test Reference Year*) de 1963, representando uma série de dados climáticos sem extremos de temperaturas de forma a caracterizar o clima da região. Para o perfil de uso de edificação, Duarte considerou dois

⁶ CR ou *Combination Ratio* representa a capacidade nominal total resultante da soma das unidades internas dividida pela capacidade nominal da unidade externa.

cenários. O primeiro analisou o desempenho e dimensionamento dos sistemas de climatização, onde foram adotados padrões de uso de edificação constante para o funcionamento das cargas internas (Figura 2.16).

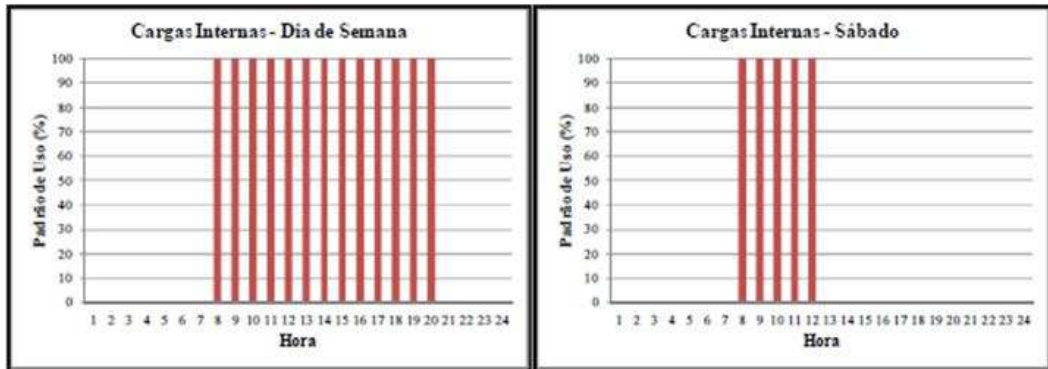


Figura 2.16 - Perfil de uso de edificação constante para ocupação, iluminação e equipamentos.

Fonte: Duarte (2014).

Para o segundo cenário foram adotados padrões de uso para o funcionamento das cargas internas considerando que a ocupação da edificação ocorresse de forma distribuída ao longo das horas do dia, conforme (Figura 2.17).

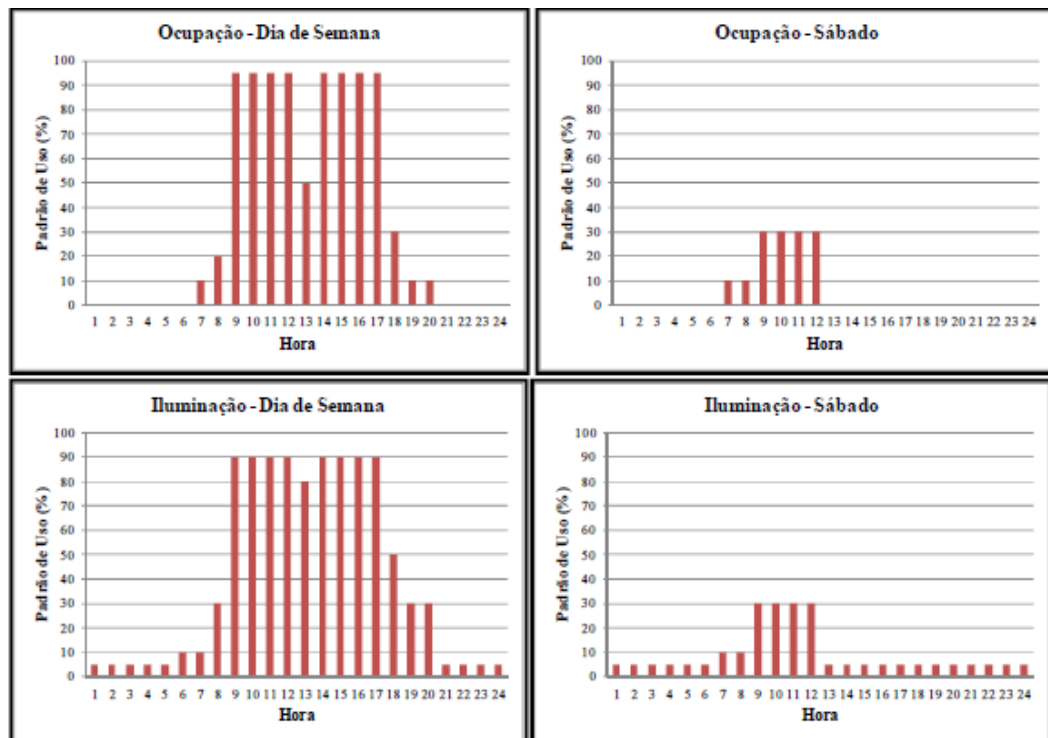


Figura 2.17 - Perfil de uso de edificação referência ASHRAE *Standard* 90.1(2007) para ocupação, iluminação e equipamentos.

Fonte: Duarte (2014).

O padrão de uso, mostrado na Figura 2.17, teve como referência ocupação para escritórios da ASHRAE *Standard* 90.1 (2007), adaptada para faixa de horário no Brasil. Nesta condição, foram observadas faixas de PLR mais distantes de 1.

A Figura 2.18 apresentou o comportamento do COP em relação ao PLR para a unidade VRF modelo LG ARWN480DA2, para os *Chillers* modelo *Trane* CVHE 1329kW/5,38COP/Vanes e o modelo *Carrier* 19XR 1407kW/6,04COP/VSD. Para a unidade VRF, os valores apresentados de COP para cada PLR foram obtidos para a condição nominal de referência no catálogo do fabricante, temperatura de bulbo úmido interna do ar de 19,4°C e temperatura da água de condensação de 29,4 °C. Já para os *Chillers*, os valores apresentados foram obtidos para a condição nominal de referência de projeto, temperatura da água gelada de 6,7 °C e temperatura da água de condensação de 29 °C.

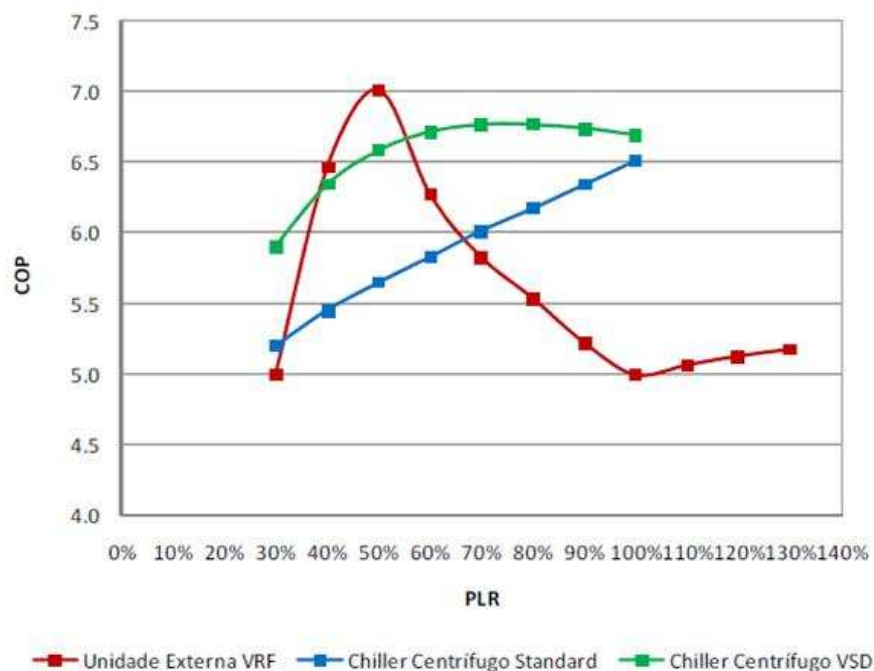


Figura 2.18 - Relação entre o COP e o PLR para a unidade externa VRF LG ARWN480DA2, para os *Chillers* *Trane* CVHE 1329kW/5,38COP/Vanes e *Carrier* 19XR 1407kW/6,04COP/VSD obtida para condição nominal de referência.

Fonte: Duarte (2014).

Para o *Chiller* (*Trane*), observa-se maior eficiência na operação do compressor em plena carga. Abaixo de PLR de 100%, a eficiência diminui, até o menor valor obtido para o PLR mínimo de 30%. Para o *Chiller* VSD (*Carrier*), a faixa de maior eficiência ocorre para valores de PLR entre 70 e 90% e que seu rendimento diminui abaixo de PLR 60%. A unidade VRF apresentou melhor rendimento na faixa de PLR entre 40 e 60%. Valores de PLR maiores que

100% apresentaram pequena elevação na eficiência. Abaixo de PLR 100%, a eficiência aumenta acentuadamente até o máximo rendimento para o PLR 50%. A partir deste ponto de máximo, a eficiência diminui acentuadamente até o PLR mínimo de 30%.

Através dos estudos de Duarte (2014), pode-se perceber que, além dos sistemas VRF (opção 1 e 2) apresentarem maior eficiência energética do que os sistemas VAV e *Chillers Standard* e VSD para todos os sistemas de climatização, é notória a diferença do consumo de energia elétrica entre os dois perfis de uso da edificação (Figuras 2.19 e 2.20).

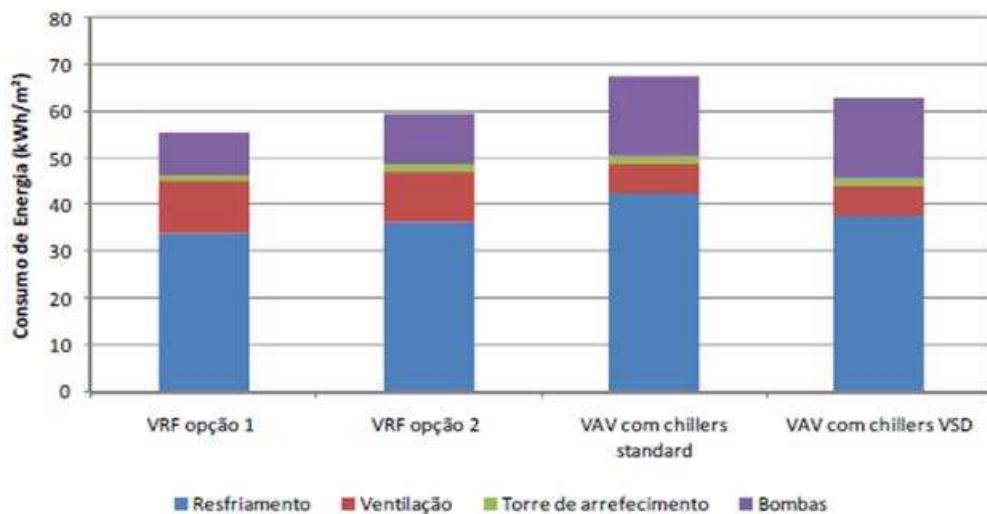


Figura 2.19 - Consumo de energia anual por uso final para os sistemas de climatização VAV e VRF para o padrão de uso de edificação constante.

Fonte: Duarte (2014).

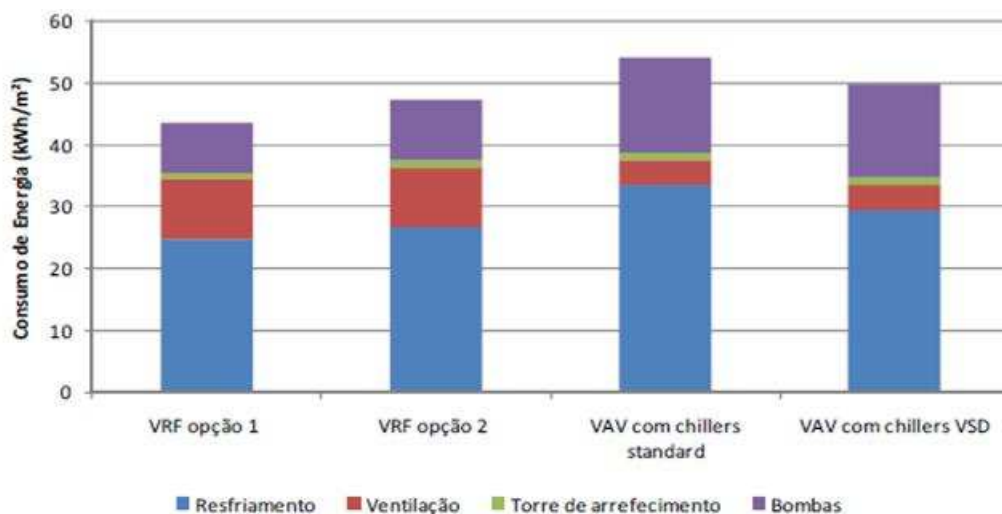


Figura 2.20 - Consumo de energia anual por uso final para os sistemas de climatização VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007)

Fonte: Duarte (2014).

Conforme as Figuras 2.19 e 2.20 pode ser observado que a média do consumo de energia anual por uso final para os sistemas de climatização VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90 é menor quando comparado com o padrão de uso constante da edificação.

Ainda através dos estudos de Duarte, foi observado que ambos os sistemas de climatização do tipo VRF operaram na maior parte do tempo na faixa de PLR de 0,3 a 0,4. Na opção 1, as unidades externas operaram em 47%, 44% e 51% do tempo em PLR. Na opção 2, o percentual de tempo de operação foi de 59%, 52% e 57%, para perfil de uso de edificação constante (Figura 2.21).

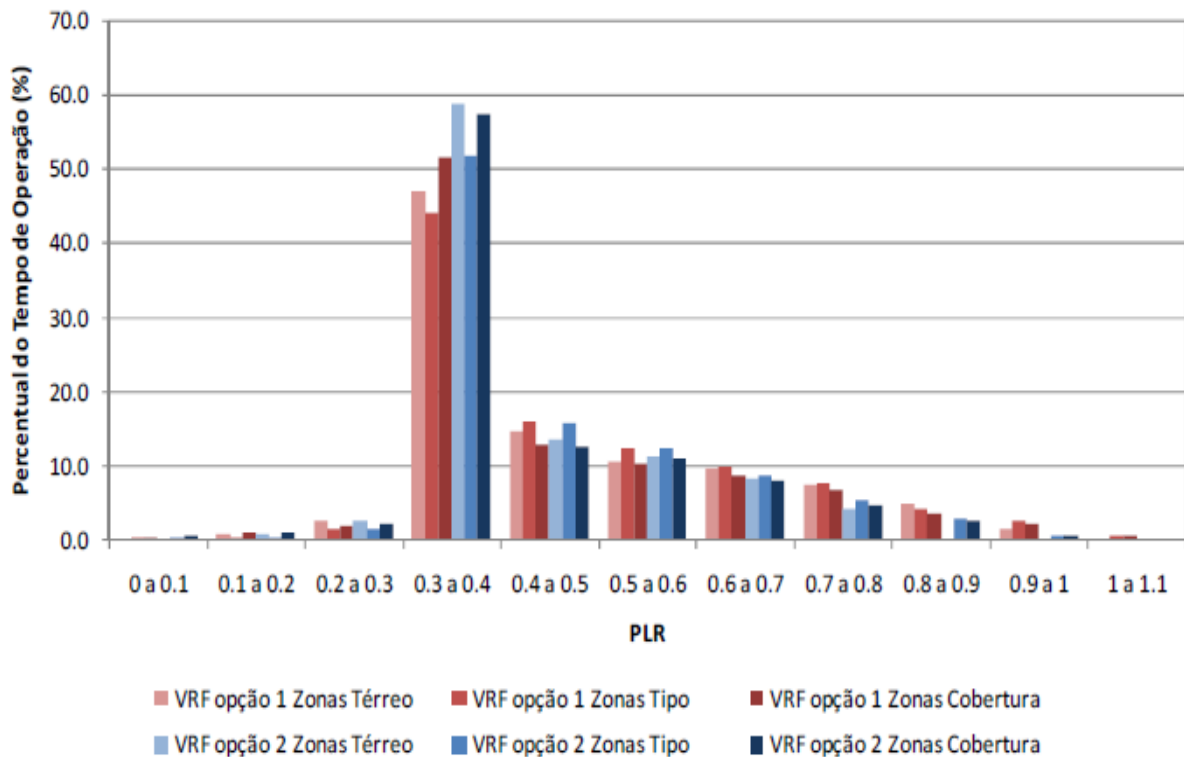


Figura 2.21 - Percentual do tempo de operação no ano por faixa de PLR para os sistemas de climatização do tipo VRF para o perfil de uso de edificação constante

Fonte: Duarte (2014)

A Figura 2.22 mostra que na opção 1, as unidades externas operaram com 60%, 61% e 63% do tempo nessa faixa de PLR. Na opção 2, o percentual de tempo de operação foi de 70%, 67% e 68%, para perfil de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007)

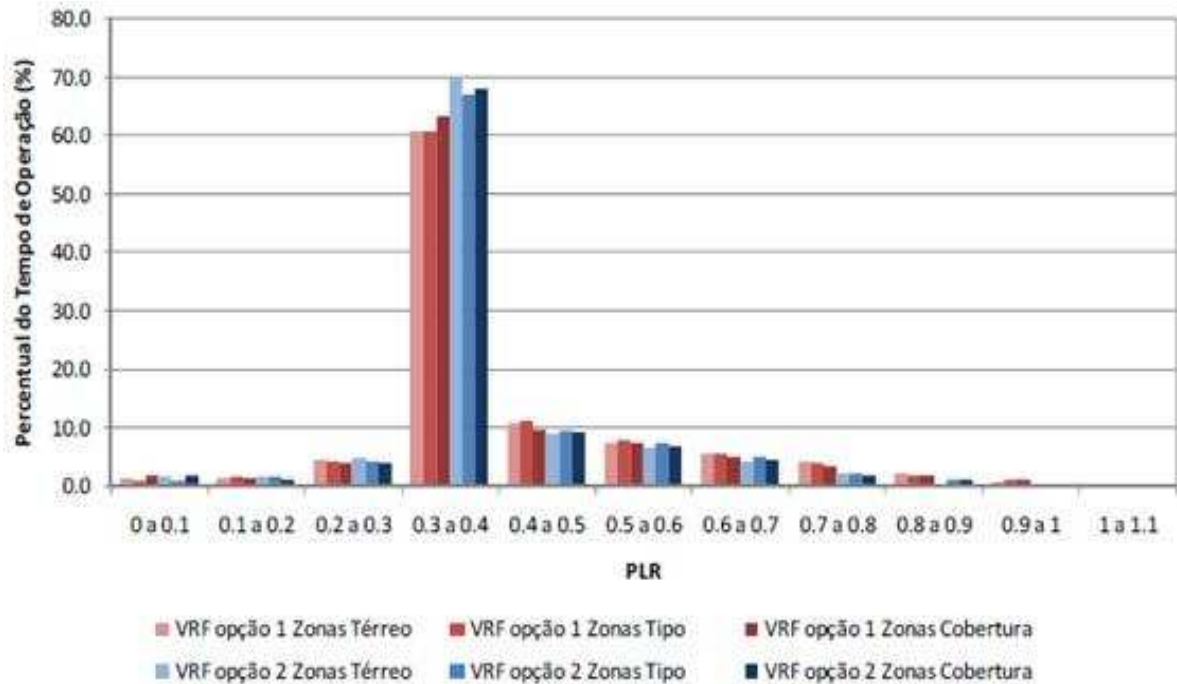


Figura 2.22 - Percentual do tempo de operação no ano por faixa de PLR para os sistemas de climatização do tipo VRF para o perfil de uso de edificação baseado na ASHRAE Standard 90.1 (2007)

Fonte: Duarte (2014)

Estudos do CIBSE Journal (2016) realizados para uma edificação que representou um edifício de escritório mostraram que o sistema VRF, em geral, não é eficiente ao longo de todo o tempo. Ou seja, esse sistema de HVAC pode apresentar desempenho diferente em pontos específicos de sua utilização. Esse estudo utilizou o COP (*Coefficient of Performance*) como indicador de eficiência em modo Aquecimento e o EER (*Energy Efficiency Ratio*) para avaliar o aparelho em modo Refrigeração.

A Figura 2.23 mostra de forma generalizada o desempenho em duas áreas específicas que contribuem para a redução da eficiência do sistema VRF tanto na função Aquecimento (COP) quanto na função Refrigeração (EER), na condição de Baixa Carga Parcial (*Low Part Load Ratio*).

A primeira a ser observada é a área de perda de eficiência devido ao processo de retorno de óleo. Se a taxa de retorno do óleo não apresentar bom desempenho, este lubrificante pode ficar retido nas seções mais frias do sistema reduzindo o desempenho dos evaporadores além de não lubrificar corretamente o compressor. Como segunda causa, a taxa de ciclagem do compressor em cargas parciais extremamente baixas também impactam na performance desses sistemas de HVAC.

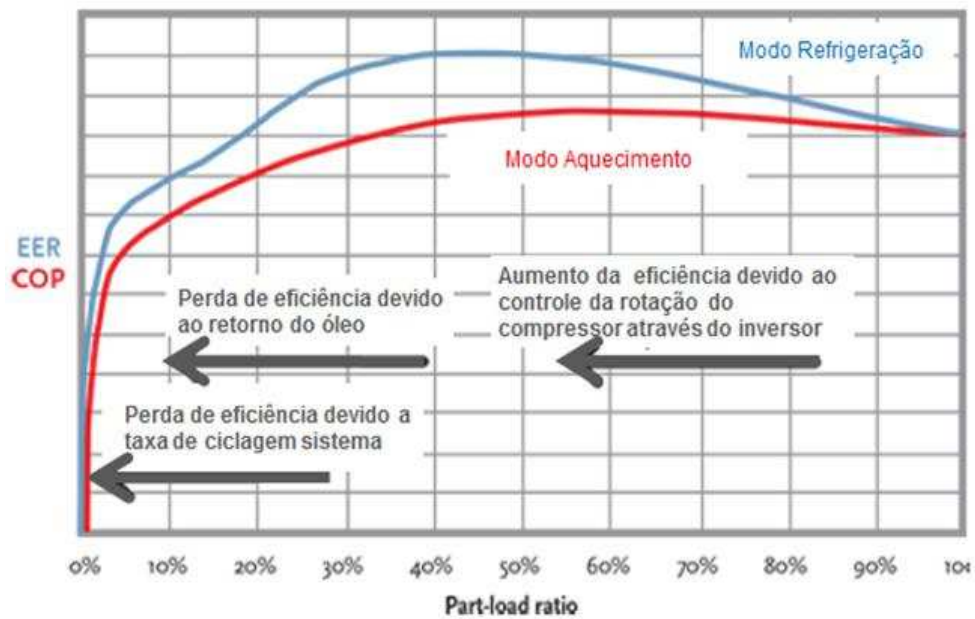


Figura 2.23 – Desempenho do Sistema VRF em função de Part Load Ratio (PLR)

Fonte: CIBSE Journal (2016)

Wang *et al* (2009), comparou dados de desempenho de um VRF do fabricante Daikin com um modelo de simulação energética criado por eles utilizando o *software* DeST. A capacidade escolhida para o sistema foi 10 HP (28 kW). Porém, a interpretação dos resultados pode ser ampliada facilmente para sistemas com capacidades maiores. Os resultados de testes apresentados na Figura 2.24 mostraram que quando as Condições de Carga Parcial (*Part Load Conditions*) variaram entre 18% a 65%, os valores de COP (*Coefficient of Performance*) encontrados ficaram entre 1,8 a 4,0 (W/W) e que em geral, valores de COP reduzem em condições de baixa carga parcial (PLR). O maior valor de COP registrado ficou entre o intervalo de 40% a 50% de PLR.

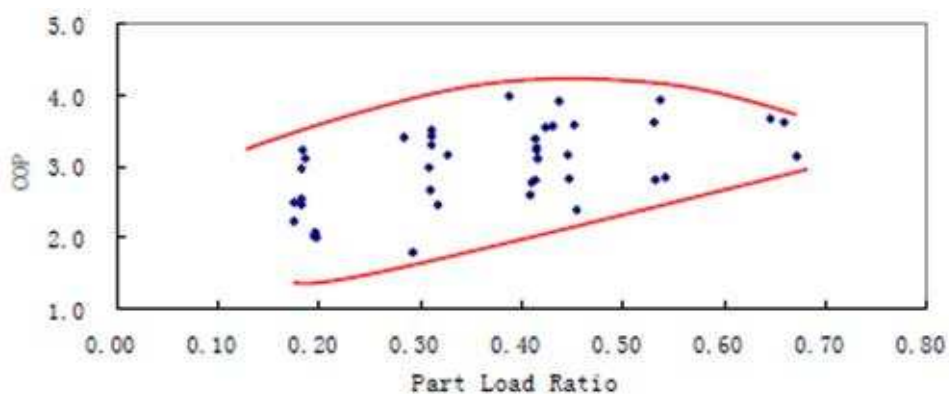


Figura 2.24 – Coeficiente de Performance para diferentes PLR

Fonte: Wang *et al* (2009).

Ainda segundo os estudos de Wang *et al*, objetivando analisar a influência da temperatura de bulbo seco (TBS) do ar exterior no COP foram agrupados diferentes valores de PLR para diferentes temperaturas (do ar exterior).

A Figura 2.25 mostrou que a variação do COP para os seis indicadores de PLR não foi linear em relação à TBS do ar exterior. Os maiores valores de COP observados ficaram em regiões intermediárias em relação à temperatura, ou seja, longe dos extremos.

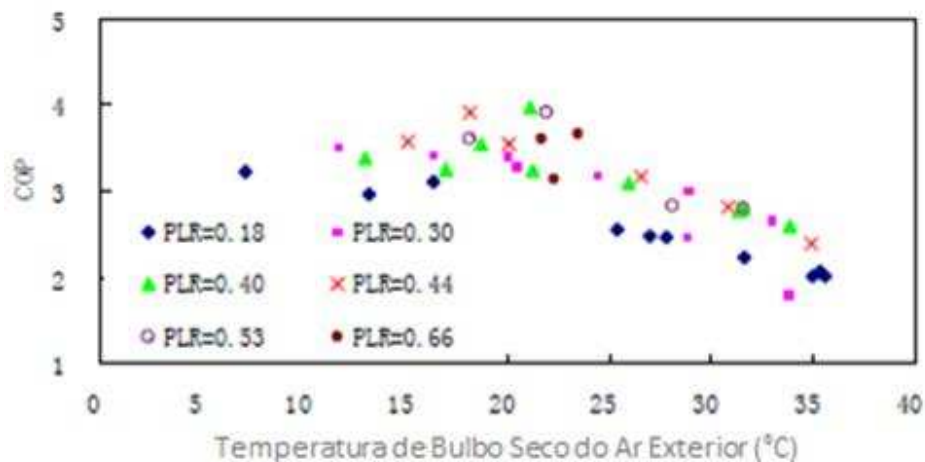


Figura 2.25 – Coeficiente de Performance para diferentes temperatura do ar exterior.

Fonte: Wang *et al* (2009).

Machado (2014) realizou estudos comparativos entre o modelo de ar condicionado VRF disponível no programa de simulação energética *EnergyPlus* (HVACTemplate-5ZoneVRF) e um equipamentos de ar condicionado VRF comercial, para um edifício de escritórios, na localidade de Porto Alegre (RS). Através das tabelas dos dados de performance disponibilizadas pelo fabricante do aparelho condicionador de ar foram obtidas as equações de desempenho e as curvas do modelo do *EnergyPlus* foram ajustadas.

As simulações termo-energéticas foram realizadas utilizando o equipamento comercial e os resultados foram comparados com o *template* do exemplo de referência do *software*. Através da integração das 8760 horas que compõe um ano completo, foi verificado que o equipamento VRF comercial (68.297,38 kWh) consumiu menos energia que o VRF do modelo do programa *EnergyPlus* (71.901.99) utilizado no estudo (MACHADO, 2014).

A Figura 2.26 compara os dados publicados pelo fabricante em forma de tabelas (Manual de Projeto do VRF) e os dados ajustados através das equações de desempenho. A

curva azul (Ajuste) se aproxima em forma e tendência com a curva vermelha (Manual de Projeto do VRF). Observa-se então um bom ajuste entre as duas curvas de desempenho.

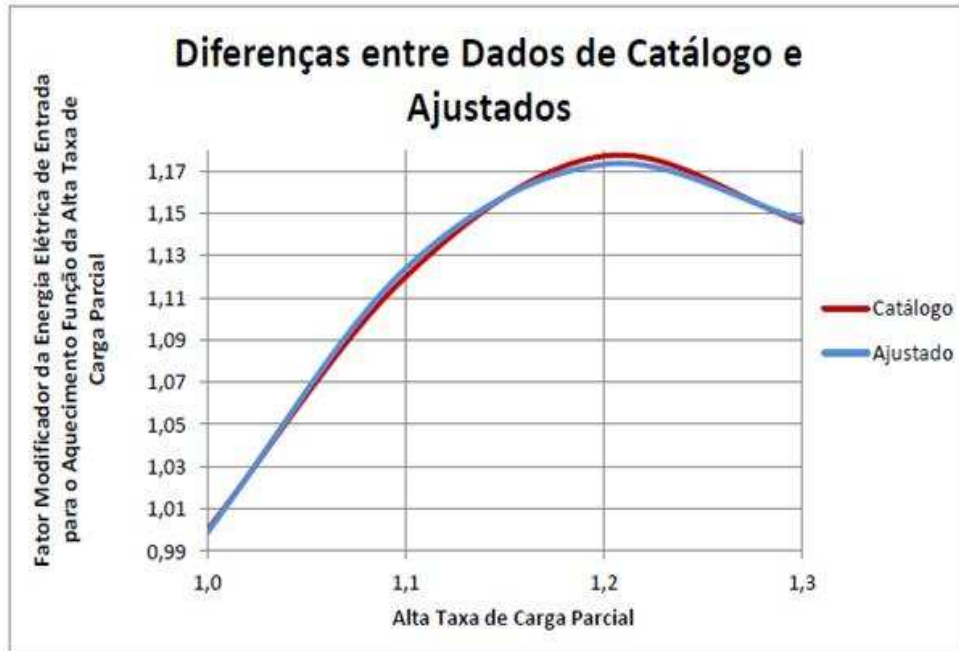


Figura 2.26 – Diferença entre os dados de catálogo e obtidos do ajuste para o fator modificador da taxa de energia elétrica de entrada função da alta taxa de carga parcial.

Fonte: Machado (2014).

2.9.1 AHRI Standard 1230 - Performance Rating of Variable Refrigerant Flow (VRF)

É importante enfatizar que a norma AHRI *Standard* 1230 tem como principal proposta, estabelecer para equipamentos condicionadores de ar com tecnologia VRF definições; classificações; requisitos de teste; requisitos de *Rating*; requisitos mínimos de para dados Publicados em Condições de *Rating*; requisitos operacionais; identificação de dados de placa; e condições de conformidade.

Através das Tabelas 2.7 e 2.8 podemos observar que a norma AHRI 1230 propõe Indicadores de Eficiência Energética (IEE) para os equipamentos condicionadores de ar VRF em condições de Carga Plena (*Full Load*): COP e EER; e indicadores de avaliação para os equipamentos condicionadores de ar VRF em condições de Carga Parcial (*Part Load*): IEER, HSPF, SEER e IPLV.

A Equação 2.8 contida na AHRI *Standard* 1230, por exemplo, traz a equação do indicador IEER (*Integrated Energy Efficiency Ratio*) que procura representar a eficiência energética para um condicionador de ar com tecnologia VRF (*Variable Refrigerant Flow*):

$$IEER = (0,020 * A) + (0,617 * B) + (0,238 * C) + (0,125 * D) \quad (2.8)$$

Condição:

A = EER a 100% da capacidade líquida em condições de *rating*, em Carga Plena;

B = EER a 75% da capacidade líquida e redução da temperatura do ambiente;

C = EER a 50% da capacidade líquida e redução da temperatura do ambiente;

D = EER a 25% da capacidade líquida e redução da temperatura do ambiente.

A Figura 2.27 apresenta de forma visual as condições parciais de carga sugeridas pela norma AHRI 1230.

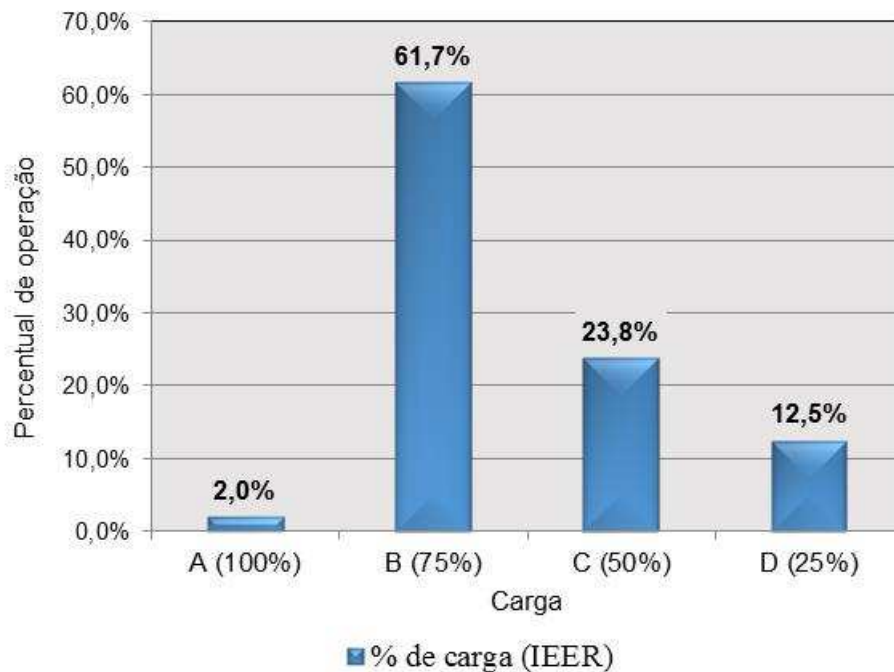


Figura 2.27 - Representação das Condições Parciais de Carga, conforme a AHRI 1230

Fonte: AHRI *Standard* 1230

Para o cálculo do *Integrated Energy Efficiency Ratio* (IEER) a AHRI *Standard* 1230 define, conforme a Tabela 2.9, a Temperatura de Bulbo Seco do Ar Interior ($T_{bs_{ai}}$) e a Temperatura de Bulbo Úmido para o Ar Interior ($T_{bu_{ai}}$), a ser condicionado, e o perfil que busca representar a variação da Temperatura de Bulbo Seco do Ar Exterior ($T_{bs_{ae}}$), para um sistema

condicionador de ar com controle de capacidade proporcional (75%, 50% e 25%) e com um ventilador de velocidade fixa para o motor da unidade interna.

Tabela 2.9 - Condição de Carga Parcial (IEER *Part-Load Conditions*)

TBS do Ar Interior (°C)	TBU do Ar Interior (°C)	TBS do Ar Exterior (°C)	Condição de Carga (%)
26,7	19,4	35,0	100%
26,7	19,4	27,5	75%
26,7	19,4	20,0	50%
26,7	19,4	18,3	25%

Fonte: ARHI Standard 1230

(Performance Rating of Variable Refrigerant Flow)

O IEER (*Integrated Energy Efficiency Ratio*) juntamente com o ICOP (Coeficiente Integrado de Performance), são exemplos de indicadores de eficiência energética (IEE) aplicados a sistemas condicionadores de ar (HVAC) que vem sendo construídos pelos principais regulamentos de eficiência energética ao longo do tempo e disponibilizados pela maioria dos fabricantes para cálculo dos fatores de ponderação nos diferentes climas, tipologias e perfis de utilização nas edificações

3 METODOLOGIA

Neste capítulo são apresentadas todas as metodologias utilizadas para se chegar aos resultados do presente trabalho. Esse processo foi composto por quatro etapas, a seguir:

- Definição das localidades (municípios) a serem estudadas;
- Caracterização da edificação de referência;
- Seleção dos equipamentos condicionadores de ar com tecnologia VRF;
- Programa de simulação computacional utilizado.

3.1 DEFINIÇÃO DAS LOCALIDADES

Para a definição das localidades, dados relevantes para a pesquisa como: tipo do arquivo climático, valores de CDD (*Cooling Degree-Days*), participação de mercado (*Market Share*) de condicionadores de ar comerciais e o agrupamento bioclimático brasileiro, foram devidamente considerados e analisados. Todos esses fatores serão apresentados a seguir.

3.1.1 Arquivo Climático

Segundo Carlo (2008), o desempenho térmico de uma edificação está diretamente relacionado às condicionantes externas do clima, como temperatura do ar, umidade e radiação. A representação do fenômeno em modelos matemáticos exige então o registro destes dados, razão pela qual os programas computacionais que simulam o desempenho térmico de edificações necessitam dos dados climáticos. Quanto mais refinado for o programa que realizará o complexo processo de simulação (exemplo DOE-2.1E ou *EnergyPlus*), mais detalhado deverá ser o arquivo climático. Este arquivo além de conter todos os dados meteorológicos necessários para possibilitar a simulação, deverá também, apresentá-los em intervalos horários ao longo do ano. Um ano completo com as quatro estações representadas é composto por 8760 horas.

Segundo a ASHRAE (1993), existem duas fontes de ano climático desenvolvidas para cálculos de energia utilizados nos Estados Unidos: o TRY (*Test Reference Year*), que foi desenvolvido pelo *National Climatic Center* e o TMY (*Typical Meteorological Year*), que foi preparado pelo Sandia Laboratories.

Para o Brasil o Laboratório de Eficiência Energética em Edificações (LabEEE) disponibiliza (de maneira gratuita) em sua página eletrônica dados que foram medidos em

aeroportos em 14 capitais brasileiras (GOULART, 1997). Estes arquivos climáticos estão disponíveis em quatro tipos de formato: CSV, SWERA, BIN e TRY.







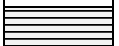













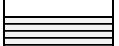


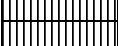

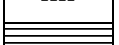






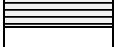



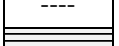






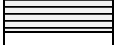


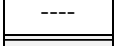







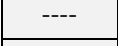


Os arquivos CSV (*Comma Separated Values*) são compostos de dados obtidos de arquivos TRY e são utilizados para exportar dados do Excel e de outros programas. Os arquivos SWERA (*Solar and Wind Energy Resource Assessment*), são utilizados para estudos de análise de simulação energética. Os arquivos no formato BIN referem-se ao processo “*bin*”, onde dados meteorológicos são classificados em grupos (*bins*) e também são utilizados para estudos de simulação energética onde cada grupo contém um número de horas médias de ocorrência durante um mês ou ano, para um conjunto de condições meteorológicas.

Este trabalho utilizou arquivos climáticos disponíveis no formato TRY, pois além de serem propostos pela ASHRAE para estudos de simulação energética (conforme mencionado anteriormente), apresentam dados tratados de maneira técnica e metodológica.

Stamper (1977) descreve o procedimento utilizado para determinar o chamado *Test Reference Year* (TRY). O procedimento utilizado para selecionar o ano climático para um local específico é baseado na eliminação de anos de dados, os quais contêm temperaturas médias mensais extremas (altas ou baixas), até permanecer um ano, somente. Para isto, os meses são classificados em ordem de importância para cálculo de energia, analisando-se os valores médios mensais de temperatura do ar, anotando-se o mês mais quente e o mês mais frio, o segundo mês mais quente e o segundo mês mais frio e assim por diante, conforme aparecem as maiores e as menores temperaturas médias mensais, respectivamente. Após fecharem os doze meses, repete-se a sequência dos meses, porém invertendo se o sentido de análise, ou seja, onde é quente passa a ser frio e vice-versa. Com isso, os anos que apresentarem temperaturas médias mensais extremas (mais altas ou mais baixas) poderão ser eliminados de acordo com o procedimento. As temperaturas médias mensais, para cada ano do período de registros disponível, são calculadas e examinadas de acordo com a sequência listada. O ano com o mês mais quente é anotado. Depois, o ano que contém o mês mais frio. O processo continua anotando-se os anos nos quais ocorrem os extremos. Após isso, esses anos são eliminados e o procedimento é repetido até restar somente um. Este ano é designado então como Ano Climático de Referência ou *Test Reference Year* (TRY).

A Figura 3.1 apresenta a disponibilidade dos arquivos climáticos nos formatos TRY, SWERA, CSV e BIN disponíveis na página eletrônica do LabEEE, para 14 capitais brasileiras.

Capital	UF	TRY	SWERA	CSV	BIN	Estado	Região
Rio Branco	AC	----	----	----	----	Acre	Norte

Maceió	AL		----			Alagoas	Nordeste
Macapá	AP	----	----	----	----	Amapá	Norte
Manaus	AM	----		----	----	Amazonas	Norte
Salvador	BA					Bahia	Nordeste
Fortaleza	CE					Ceará	Nordeste
Brasília	DF					Distrito Federal	Centro-Oeste
Vitória	ES		----			Espírito Santo	Sudeste
Goiânia	GO	----	----	----	----	Goiás	Centro-Oeste
São Luís	MA		----			Maranhão	Nordeste
Cuiabá	MT	----		----	----	Mato Grosso	Centro-Oeste
Campo Grande	MS	----		----	----	Mato Grosso do Sul	Centro-Oeste
Belo Horizonte	MG	----			----	Minas Gerais	Sudeste
Belém	PA					Pará	Norte
João Pessoa	PB	----	----	----	----	Paraíba	Nordeste
Curitiba	PR					Paraná	Sul
Recife	PE					Pernambuco	Nordeste
Teresina	PI	----	----	----	----	Piauí	Nordeste
Rio de Janeiro	RJ					Rio de Janeiro	Sudeste
Natal	RN		----			Rio Grande do Norte	Nordeste
Porto Alegre	RS		----			Rio Grande do Sul	Sul
Porto Velho	RO	----		----	----	Rondônia	Norte
Boa Vista	RR	----	----	----	----	Roraima	Norte
Florianópolis	SC					Santa Catarina	Sul
São Paulo	SP					São Paulo	Sudeste
Aracaju	SE	----	----	----	----	Sergipe	Nordeste
Palmas	TO	----	----	----	----	Tocantins	Norte


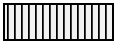
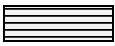

	Arquivo TRY disponível
	Arquivo SWERA disponível
	Arquivo CSV disponível
	Arquivo BIN disponível

Figura 3.1 - Relação dos arquivos climáticos disponíveis por capitais do território nacional

Fonte: LabEEE (www.labeee.ufsc.br)

O arquivo climático TRY, então determinado por este processo, consiste em uma base de dados meteorológicos horários disponibilizados em formato padronizado, adequados para simulações computacionais que analisam o desempenho energético em edificações.

O devido conhecimento das condições climáticas externas é importante, pois estas representam os requisitos básicos para o projeto de sistemas condicionadores de ar, podendo resultar na principal influência no consumo de energia e para simulações energéticas mais detalhadas em edificações.

Como o objetivo de auxiliar a rápida visualização dentro do território brasileiro, a Figura 3.2 apresenta as localidades onde os arquivos climáticos TRY estão disponíveis.



Figura 3.2 - Localização dos arquivos climáticos TRY disponíveis por capitais no mapa do território nacional

Fonte: LabEEE (www.labeee.ufsc.br)

O LabEEE (Laboratório de Eficiência Energética em Edificações) também disponibiliza os arquivos TRY em formatos “*epw*”. Arquivos *epw* ou *EnergyPlus Weather*, contém todos os dados meteorológicos necessários para a simulação termoenergética das 8760 horas de um ano através do programa *EnergyPlus* e por isso, foram utilizados nesse trabalho.

A seguir, serão apresentados os próximos fatores e características determinantes para a escolha das localidades (municípios) a serem estudadas.

3.1.2 *Cooling Degree-Days* (CDD)

De acordo com o *Chartered Institution of Building Services Engineers* (CIBSE 2006), *Degree-days* ou Graus-dia, é uma ferramenta que pode ser utilizada para a avaliação de estimativas de demanda de energia em edifícios.

Essa ferramenta tem sua origem na pesquisa agrícola, onde o conhecimento da variação da temperatura do ar exterior é muito importante. Contudo, seu conceito pode ser facilmente transferido para avaliar a eficiência energética em edificações.

Essencialmente, Graus-dia é a soma das diferenças entre a temperatura do ar exterior e uma temperatura de referência (base), para um período de tempo pré-determinado. O período de tempo habitual é de 24 horas, daí o termo Graus-dia (*Degree-days*). A questão chave na aplicação de Graus-dia é a definição da temperatura de referência que, em edificações, corresponde à condição de equilíbrio energético da edificação frente ao sistema de climatização (HVAC).

3.1.2.1 *Degree-days* para a estimativa de energia

Ainda segundo o CIBSE o melhor método para se estimar o consumo de energia de uma edificação em específico é simulação termoenergética completa. Edifícios são sistemas complexos, onde o consumo energético é determinado por um grande número de fatores que os influenciam. Vale ressaltar que uma simulação termoenergética detalhada requer um elevado grau de habilidade e capacitação. Os dois usos principais para Graus-dia em simulação energética de edificações são:

- Estimar o consumo energético e as emissões de dióxido de carbono;
- Analisar o desempenho também para edifícios já existentes, com base em dados históricos de energia.

O *Degree-Days* para a condição de verão ou *Cooling Degree-Days*, representa a medida concebida para identificar a demanda de energia necessária para arrefecer um edifício para atender parâmetros de conforto pré-estabelecidos. Quanto maior for o seu valor (CDD), maior será o potencial de mercado para os sistemas de condicionamento de ar operando na função refrigeração (*Cooling*), condição de estudo desse trabalho.

3.1.3 Participação Regional de Mercado de Condicionador de Ar Comercial

De acordo com o Departamento de Economia e Estatística (DEE) da ABRAVA, o parque hoteleiro brasileiro atual é insuficiente e precisa de “retrofit” e manutenção. Há um grande mercado para hotéis de negócios nas cidades grandes e médias do Brasil, com especial destaque para hotelaria econômica. Além disso, nota-se também um significativo mercado para hotéis de negócios de luxo nas principais capitais brasileiras, com redes internacionais.

A Figura 3.3 ilustra a participação de mercado (*Market Share*) para ar condicionado comercial, distribuídos dentro do território brasileiro de maneira regional.

Condicionadores de ar com tecnologia VRF abordados nesse trabalho fazem parte dos sistemas comerciais mapeados.

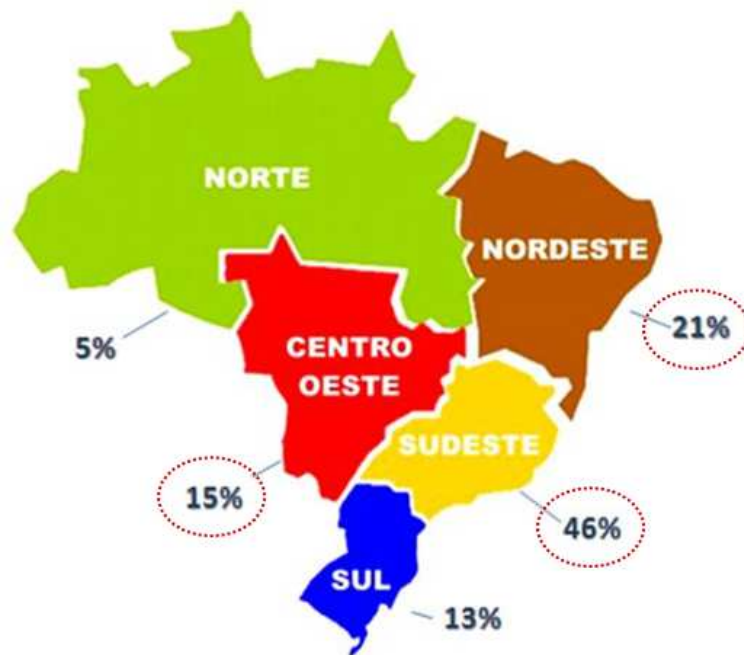


Figura 3.3 - Mercado de Ar Condicionado para estabelecimentos comerciais, por regiões (2015)

Fonte: ABRAVA [Adaptado de DEE]

Pode-se observar que os três principais mercados para estes sistemas de climatização são: Região Sudeste, com 46%, Região Nordeste, com 21% e em terceiro lugar a Região Centro-Oeste, com 15% de participação.

Sendo assim, este trabalho focou nos três principais mercados mencionados, não fazendo parte das análises as regiões Sul, com 13% e Norte com 5% de participação, respectivamente.

3.1.4 Agrupamento Bioclimático Brasileiro

Devido a sua grande extensão, o território brasileiro contempla diferentes realidades climáticas. Sendo assim, para se conseguir as condições de conforto térmico juntamente com os resultados de eficiência energética, o projeto da edificação deve considerar as diferenças do comportamento do clima para as localidades.

Para simplificar estudos e projetos de eficiência energética o Manual do RTQ-C permite o agrupamento de diferentes Zonas Bioclimáticas (ZB), sobre a menção de que as simulações não mostraram diferenças significativas entre os consumos de energia das edificações simuladas.

A Figura 3.4 apresenta de maneira esquemática o agrupamento bioclimático brasileiro onde pode ser verificado que algumas zonas foram organizadas de maneira não consecutiva, 6 e 8.

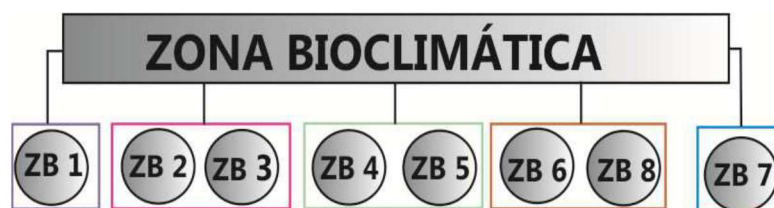


Figura 3.4 - Síntese de agrupamento das zonas bioclimáticas

Fonte: Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos, RTQ-C.

O presente trabalho aplicou a metodologia do agrupamento bioclimático para analisar as condições climáticas de algumas localidades brasileiras. A localidade de Curitiba (PR) foi descartada uma vez que o objetivo foi analisar o desempenho anual da eficiência energética do sistema de HVAC (VRF) somente na função de refrigeração. Desse modo, a zona bioclimática (ZB) 1 foi automaticamente eliminada.

Para as localidades: Cuiabá (MT), Teresina (PI) e Porto Nacional (TO), os arquivos do tipo TRY não estavam disponíveis na página eletrônica do Laboratório de Eficiência Energética em Edificações. Portanto, a zona bioclimática (ZB) 7 também foi excluída desse estudo.

A Figura 3.5 traz a disposição do agrupamento bioclimático somente para as principais localidades brasileiras.

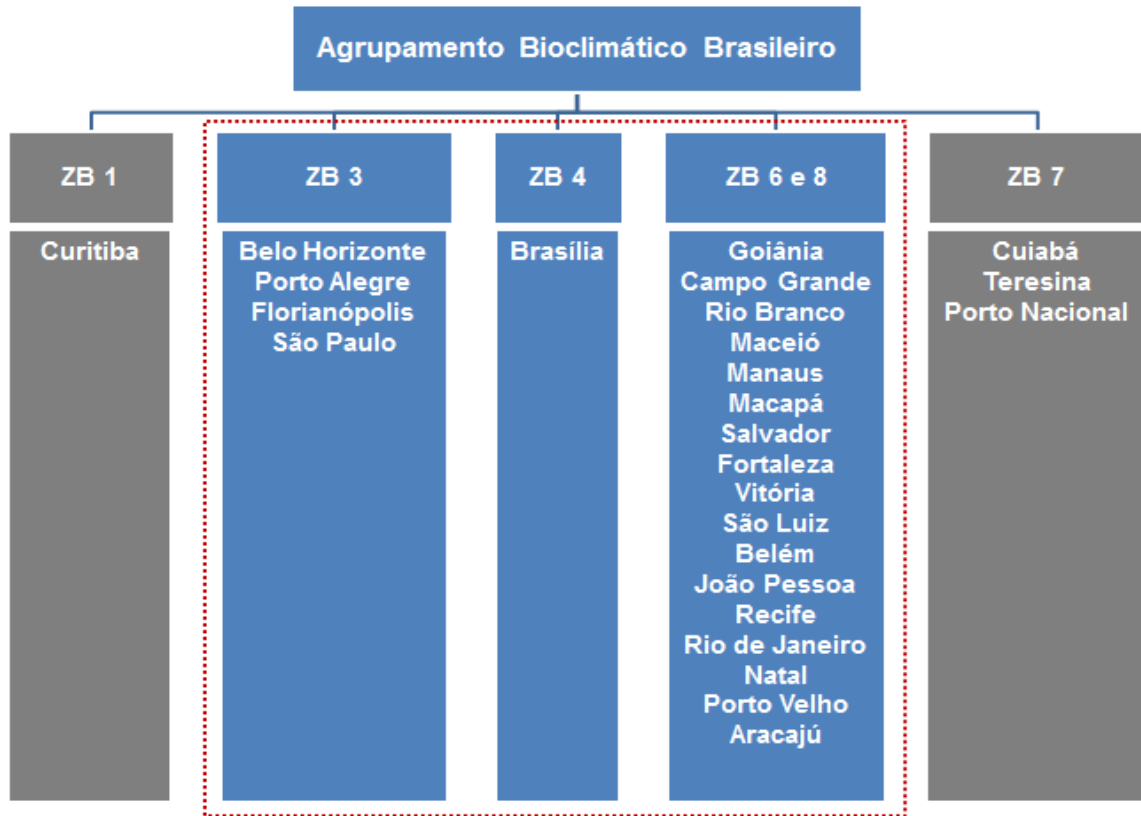


Figura 3.5 – Disposição das localidades em função do agrupamento bioclimático brasileiro.

A seguir, a metodologia aplicada na seleção das localidades que pertencem às zonas bioclimáticas 3, 4, 6 e 8 será apresentada.

3.1.5 Definição das Localidades

Para a definição das localidades que pertencem às zonas bioclimáticas 3, 4, 6 e 8, além dos quatro fatores que foram devidamente abordados até o momento (Disponibilidade de arquivos climáticos no formato TRY, para o Brasil, *Cooling Degree-Days*, Participação regional de condicionadores de ar para edificação comercial e o agrupamento bioclimático brasileiro), dois outros fatores foram adicionados: a Capacidade Hoteleira (CH) para as 10 principais capitais do território nacional e a posição de cada município segundo o PIB (Produto Interno Bruto).

Todos estes seis fatores podem ser observados na Figura 3.6.

		LabEEE	ASHRAE 90.1	ABRAVA	IBGE (2011)	IBGE (2012)	NBR: 15220	
	Localidade	TRY	CDD	PRM	CH (unidades habitacionais)	PIB - a preços correntes (1 000 R\$)	Zona Bioclimática	Região
1	Belém (PA)	Disponível	3392	5%	-	20557946	8 e 6	Norte
2	São Luís (MA)	Disponível	3594	21%	-	24601718	8 e 6	Nordeste
3	Recife (PE)	Disponível	3429	21%	-	36821898	8 e 6	Nordeste
4	Fortaleza (CE)	Disponível	3394	21%	12188	43402189	8 e 6	Nordeste
5	Natal (RN)	Disponível	3148	21%	11455	13291177	8 e 6	Nordeste
6	Salvador (BA)	Disponível	3011	21%	15666	39866168	8 e 6	Nordeste
7	Maceió (AL)	Disponível	2716	21%	-	13694808	8 e 6	Nordeste
8	Vitória (ES)	Disponível	2614	46%	-	28655025	8 e 6	Sudeste
9	Rio de Janeiro (RJ)	Disponível	2472	46%	31594	220924560	8 e 6	Sudeste
10	Brasília (DF)	Disponível	1379	15%	11980	171235534	4 e 5	Centro-Oeste
11	São Paulo (SP)	Disponível	1140	46%	65065	499375400	2 e 3	Sudeste
12	Florianópolis (SC)	Disponível	1301	13%	10098	12614710	2 e 3	Sul
13	Porto Alegre (RS)	Disponível	1131	13%	10284	48002208	2 e 3	Sul
14	Curitiba (PR)	Disponível	595	13%	12780	59151307	1	Sul

Legenda:

TRY: *Test Reference Year*

CDD: *Cooling Degree-Days*

PRM: Participação Regional de Mercado (Ar Condicionado Comercial)

PIB: Produto Interno Bruto

Figura 3.6 – Localidades.

Desse modo, para a seleção das principais localidades a serem estudadas, a equação utilizada (3.1) representa o somatório ponderado dos critérios PRM, CDD, PIB e CH. Os pesos 40, 30, 20 e 10%, foram adotados procurando representar a relevância de cada fator frente ao contexto decisório da escolha dos municípios.

$$R = \frac{PRM}{PRM_{max}} 0,40 + \frac{CDD}{CDD_{max}} 0,30 + \frac{PIB}{PIB_{max}} 0,20 + \frac{CH}{CH_{max}} 0,10 \quad (3.1)$$

onde R é o resultado ponderado para todo os 4 fatores, CDD é o *Cooling Degree-Days*, PRM é a participação regional de mercado, em número absoluto, CH é capacidade hoteleira e o PIB é o valor correspondente ao produto interno bruto.

O fator TRY, embora aplicado para o apontamento das capitais que podem ser simuladas (Figura 3.1), não compõe a equação porque está disponível para as 14 localidades, conforme a Figura 3.6. O fator Zona Bioclimática, também não faz parte da Equação 3.1, porque tem o objetivo somente de orientar a seleção de uma localidade pelo Zoneamento Bioclimático agrupado, assim como a coluna Região. Por isso, embora os municípios de Salvador e Natal tenham obtido bons resultados, foi selecionada a localidade Fortaleza, porque ela representa as zonas bioclimáticas 6 e 8 e a região nordeste.

A Figura 3.7 apresenta as localidades selecionadas, que foram: São Paulo (SP), Rio de Janeiro (RJ), Fortaleza (CE) e Brasília (DF). Essas quatro capitais juntas, além de apresentar os maiores valores de pontos que satisfazem as condições do modelo matemático, correspondem às zonas bioclimáticas 3, 4, 6 e 8 e às regiões sudeste, nordeste e centro-oeste, que serão focadas no estudo conforme mencionado anteriormente (Subcapítulo 3.1.3).

	LabEEE	ASHRAE 90.1	ABRAVA (2015)	IBGE (2011)	IBGE (2012)	Resultado	NBR: 15220		
Localidade	TRY	CDD	PRM	CH	PIB	R	Zona Bioclimática	Região	
4	Fortaleza (CE)	Disponível	0,283	0,183	0,019	0,017	0,502	8 e 6	Nordeste
-	Salvador (BA)	Disponível	0,251	0,183	0,024	0,016	0,474	8 e 6	Nordeste
-	Natal (RN)	Disponível	0,263	0,183	0,018	0,005	0,469	8 e 6	Nordeste
9	Rio de Janeiro (RJ)	Disponível	0,206	0,400	0,048	0,088	0,742	8 e 6	Sudeste
10	Brasília (DF)	Disponível	0,115	0,130	0,018	0,068	0,331	4 e 5	Centro-Oeste
11	São Paulo (SP)	Disponível	0,095	0,400	0,100	0,200	0,795	2 e 3	Sudeste

Legenda:

R: Resultado ponderado

Figura 3.7 – Localidades selecionadas.

A Tabela 3.1 apresenta os dados geográficos para as quatro capitais selecionadas.

Tabela 3.1 - Dados geográficos para as localidades selecionadas

UF	Município	Latitude - S	Longitude - W	Altitude (m)
SP	São Paulo	23° 32' 51''	46° 38' 10''	760
RJ	Rio de Janeiro	22° 54' 10''	43° 12' 27''	2
CE	Fortaleza	03° 43' 02''	38° 32' 35''	21
DF	Brasília	15° 46' 47''	47° 55' 47''	1172

3.1.5.1 Amplitude Térmica das Localidades Seleccionadas

Para ilustrar a amplitude térmica das quatro capitais que foram seleccionadas para a análise do desempenho energético da edificação através da simulação computacional, as Figuras 3.8, 3.9, 3.10 e 3.11, apresentam o perfil de temperaturas de bulbo seco do ar exterior.

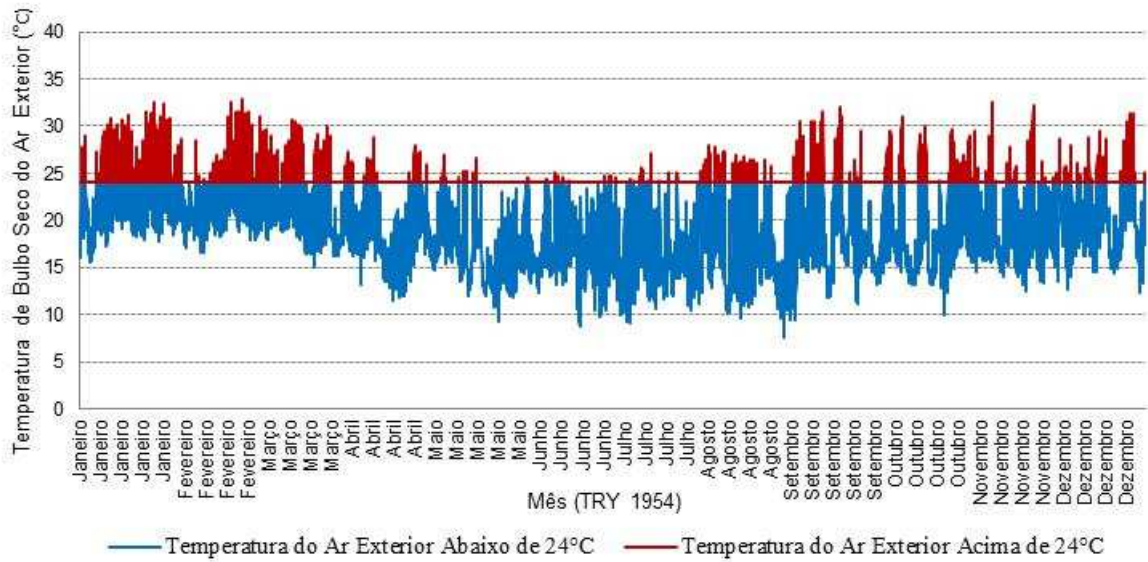


Figura 3.8 - Temperaturas de bulbo seco do ar exterior para a localidade de São Paulo (Zona Bioclimática - 3).

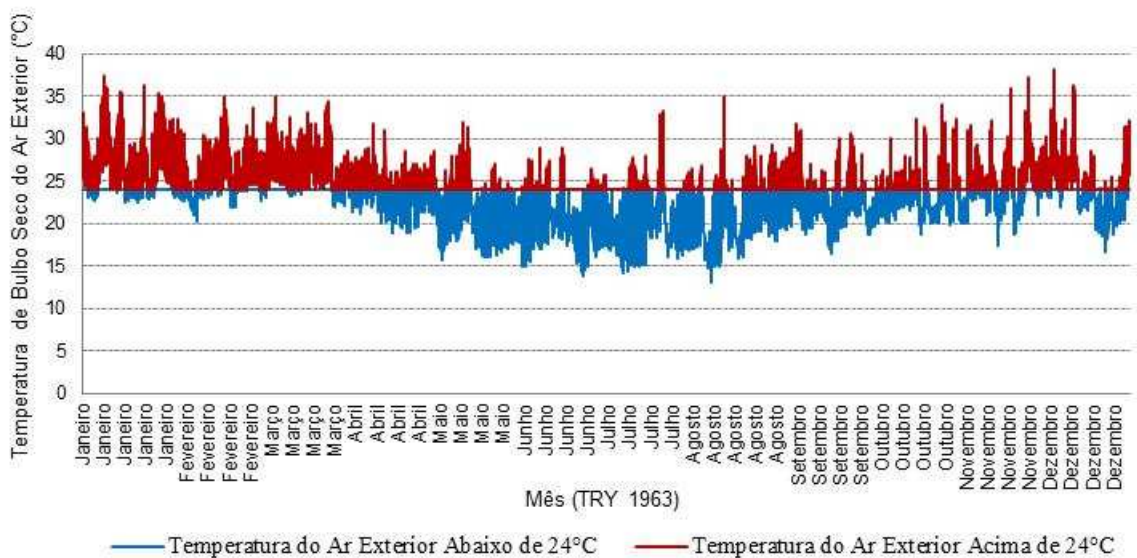


Figura 3.9 - Temperaturas de bulbo seco do ar exterior para a localidade do Rio de Janeiro (Zona Bioclimática - 8).

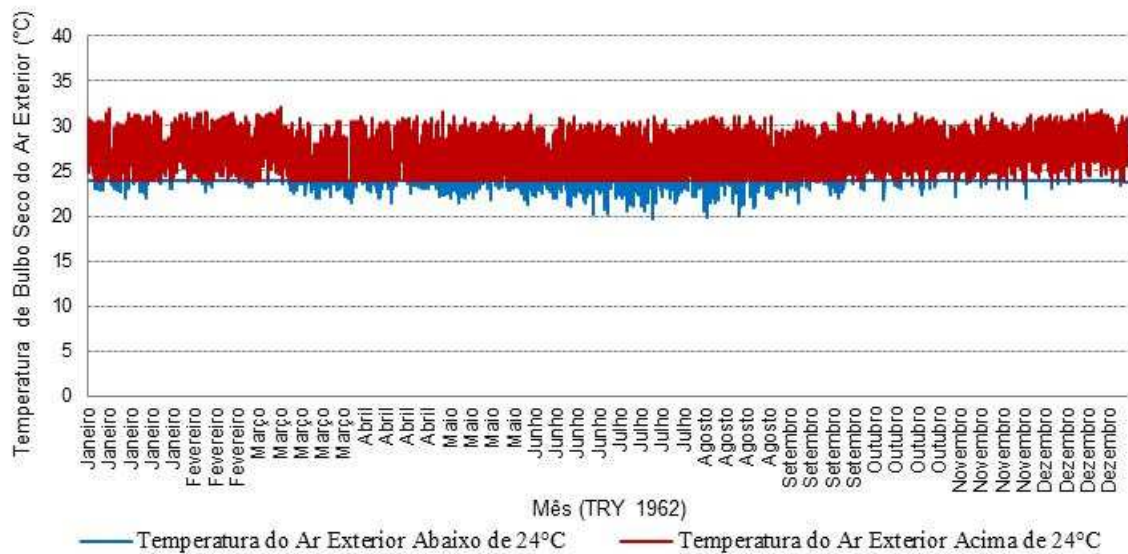


Figura 3.10 - Temperaturas de bulbo seco do ar exterior para a localidade de Fortaleza (Zona Bioclimática -8).

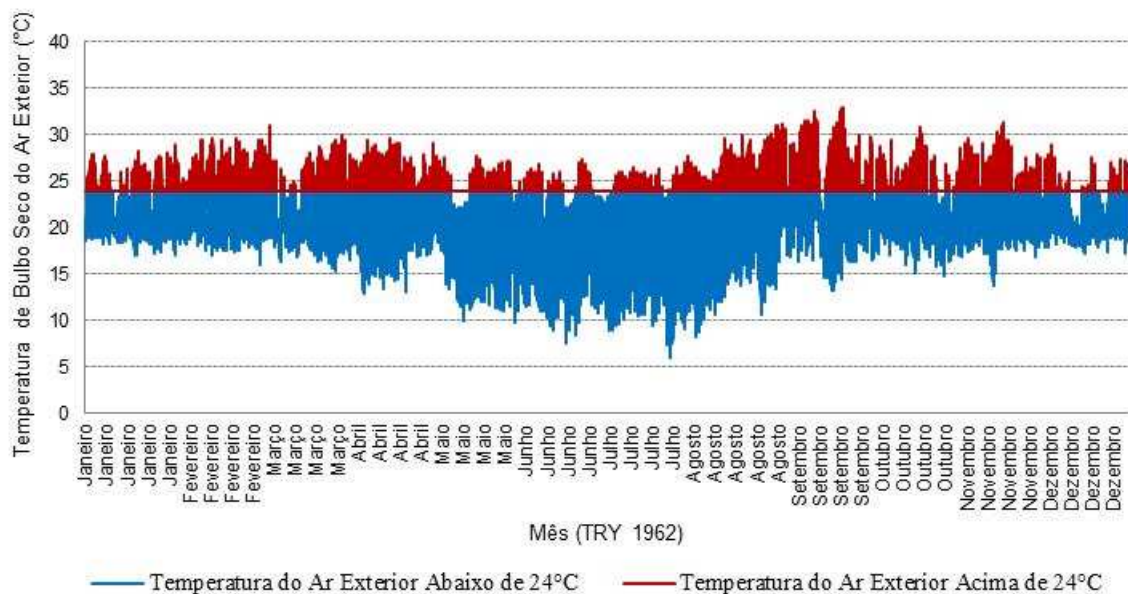


Figura 3.11 - Temperaturas de bulbo seco do ar exterior para a localidade de Brasília (Zona Bioclimática -4).

Para as quatro capitais selecionadas todas as temperaturas de bulbo seco do ar exterior acima de 24 °C foram representadas em vermelho e abaixo desse valor (24 °C), em azul. Este processo de certo modo auxilia em uma rápida visualização de qual localidade poderá apresentar maior necessidade de arrefecimento da edificação, em potencial. Contudo, o correto dimensionamento do sistema de ar condicionado, além de considerar a temperatura do ar

exterior, deve contabilizar todos os fatores que influenciam o perfil de uso da edificação, ou seja, a carga térmica interna do edifício. Essa análise será mais bem abordada na próxima seção dessa pesquisa: Características da Edificação.

Conforme pode ser observado, as localidades de São Paulo (Figura 3.8) e Brasília (Figura 3.11) não apresentaram grande frequência de temperaturas de bulbo seco do ar exterior acima de 24 °C em relação às outras duas capitais. Sendo assim, como as localidades do Rio de Janeiro (Figura 3.9) e Fortaleza (Figura 3.10) apresentam temperaturas do ar exterior acima de 24°, a edificação localizada em cada uma dessas cidades pode apontar diferenças relevantes segundo o seu desempenho termoenergético em função dessas condicionantes externas do clima, conforme mencionado pelos estudos de Carlo *et al.* (2004).

Essas figuras também representam de certa forma os indicadores de CDD (*Cooling Degree-Days*) de cada uma das capitais, pois Fortaleza e Rio de Janeiro mostram os valores de CDD maiores do que as localidades de São Paulo e Brasília. Como foi mencionado anteriormente, maiores valores de *Cooling Degree-Days* podem indicar maior necessidade de condicionamento de ar, em potencial.

Para esse trabalho a temperatura escolhida que representará o conforto térmico para os ocupantes da edificação modelo de referência foi 24 °C (temperatura de bulbo seco para a condição de conforto térmico do ambiente no interior do edifício).

3.2 CARACTERÍSTICAS DA EDIFICAÇÃO

A metodologia utilizada para se caracterizar a edificação modelo de referência será apresentada nessa etapa.

As características da edificação foram divididas em três componentes, conforme segue:

- Características físicas da edificação;
- Carga térmica interna;
- Dia de projeto.

3.2.1 Características Físicas da Edificação

Para essa etapa, foi utilizado o modelo de referência segundo Brofman (2014). A caracterização física da edificação modelo foi elaborada através de pesquisa, selecionando hotéis consolidados e reconhecidos como referência na cidade de Porto Alegre (RS). Em relação

ao tamanho dos empreendimentos, foram escolhidos hotéis de médio e grande porte. Os resultados foram generalizados e o modelo do hotel escolhido tenta representar o que seria um padrão de mercado. Por questões comerciais, as gerências dos estabelecimentos não permitiram que seus nomes fossem divulgados. As características observadas foram: área construída, número de apartamentos, sistema de climatização, sistema de aquecimento de água, taxa de ocupação média mensal, dentre outros.

A Tabela 3.2 apresenta de forma resumida os principais parâmetros considerados do modelo hotel de referência.

Tabela 3.2 - Dados do hotel modelo de referência.

Total de Apartamentos	132
Apartamentos por Pavimento	12
Número de Pavimentos	14
Área por Apartamentos (m ²)	38,3
Área total de Apartamentos (m ²)	5050,3
Área de Uso Comum (m ²)	1460,44
Área de Salão de Eventos (m ²)	269,1
Área Administrativa (m ²)	114,8
Área de Restaurante (m ²)	417,6
Área de Serviço (m ²)	1026,1
Área Total (m ²)	8338,3

Fonte: Brofman (2014).

Este trabalho utilizou o prédio do modelo de referência considerado por Brofman (2014), onde este foi concebido para ser representativo de um padrão de mercado, conforme mencionado anteriormente.

A geometria retangular foi escolhida para representar a edificação modelo, por ser reconhecidamente simples e sofrer pouca influência em relação à orientação solar. O *software* utilizado para a construção do modelo da edificação foi o *GoogleSketchup*.

A Figura 3.12 mostra que a edificação modelo de referência foi subdividida em três grandes blocos. O Bloco - 1 é composto por dois pavimentos: Térreo e Mezanino. Os 132 apartamentos (Tabela 3.2) estão localizados no Bloco - 2. No âmbito da simulação computacional, o Bloco - 2 também pode ser denominado como “pavimento tipo”, ou seja, a modelagem geométrica desse bloco foi realizada apenas uma vez, onde através de um fator multiplicador contido no *EnergyPlus* pode-se chegar ao resultado termoenergético para todos

os pavimentos. No Bloco – 3 está localizado o pavimento da Cobertura. A subdivisão do modelo de referência também é útil para a seleção do sistema de HVAC a ser aplicado (Figura 3.12).

No presente trabalho, o condicionador de ar VRF utilizado foi do tipo “central”, ou seja, uma única unidade externa ou “unidade condensadora” pode ser conectada a várias unidades internas ou “unidades evaporadoras”. Desse modo, vários ambientes internos da edificação podem ser condicionados simultaneamente. Na simulação computacional do modelo, cada bloco foi atendido por no mínimo um sistema VRF do tipo central.

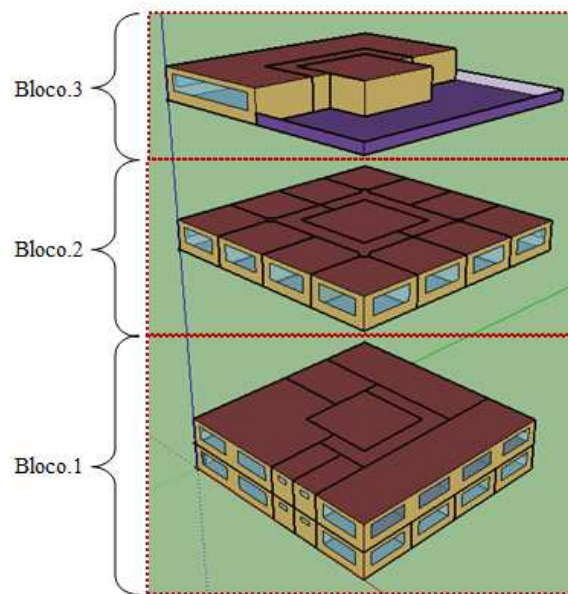


Figura 3.12 - Geometria do hotel.

A Figura 3.13 mostra uma representação do modelo de referência do hotel, com todos os pavimentos repetidos para a visualização do prédio de maneira mais próxima à forma real.

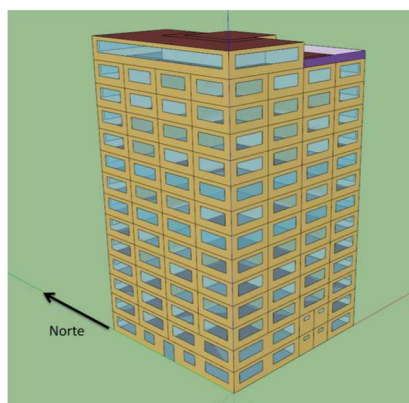


Figura 3.13 - Modelo representativo.

A Tabela 3.3 apresenta a caracterização da edificação modelo de referência quanto a seus blocos e pavimentos mencionados anteriormente, juntamente com a identificação de todos os ambientes internos condicionados ou não, termicamente.

Tabela 3.3 – Pavimentos da edificação de referência.

Bloco (Pavimento)	Ambiente Interno	Área Condicionada (S/N)
Bloco. 1 - Térreo	Hall de Entrada	Sim
Bloco. 1 - Térreo	Serviço	Não
Bloco. 1 - Térreo	Corredor	Não
Bloco. 1 - Térreo	Armazenamento de Bagagens	Não
Bloco. 1 - Térreo	Banheiro Masculino	Não
Bloco. 1 - Térreo	Banheiro Feminino	Não
Bloco. 1 - Térreo	Loja Souvenir	Não
Bloco. 1 - Térreo	Sala Funcionários	Não
Bloco. 1 - Térreo	Sala da Administração - 1	Sim
Bloco. 1 - Térreo	Sala da Administração - 2	Sim
Bloco. 1 – Mezanino	Restaurante	Sim
Bloco. 1 – Mezanino	Serviço	Não
Bloco. 1 – Mezanino	Cozinha	Não
Bloco. 1 – Mezanino	Sala de Convenção - 1	Sim
Bloco. 1 – Mezanino	Sala de Convenção - 2	Sim
Bloco. 1 – Mezanino	Banheiro Masculino	Não
Bloco. 1 – Mezanino	Banheiro Feminino	Não
Bloco. 1 – Mezanino	Corredor	Não
Bloco. 2 – Pavimento Tipo	Quarto Norte – 1 (N1)	Sim
Bloco. 2 – Pavimento Tipo	Quarto Norte - 2 (N2)	Sim
Bloco. 2 – Pavimento Tipo	Quarto Sul – 1 (S1)	Sim
Bloco. 2 – Pavimento Tipo	Quarto Sul – 2 (S2)	Sim
Bloco. 2 – Pavimento Tipo	Quarto Leste – 1 (E1)	Sim
Bloco. 2 – Pavimento Tipo	Quarto Leste - 2 (E2)	Sim
Bloco. 2 – Pavimento Tipo	Quarto Oeste – 1 (W1)	Sim
Bloco. 2 – Pavimento Tipo	Quarto Oeste – 2 (W2)	Sim
Bloco. 2 – Pavimento Tipo	Quarto Nordeste (NE)	Sim
Bloco. 2 – Pavimento Tipo	Quarto Noroeste (NO)	Sim
Bloco. 2 – Pavimento Tipo	Quarto Sudeste (SE)	Sim
Bloco. 2 – Pavimento Tipo	Quarto Sudoeste (SO)	Sim
Bloco. 2 – Pavimento Tipo	Corredor Norte	Não
Bloco. 2 – Pavimento Tipo	Corredor Sul	Não
Bloco. 2 – Pavimento Tipo	Serviço	Não
Bloco. 3 - Cobertura	Bar Panorâmico	Sim
Bloco. 3 - Cobertura	Corredor	Não
Bloco. 3 - Cobertura	Serviço	Não

Para auxiliar na visualização do modelo de referência a Figura 3.14 apresenta os três blocos que constituem o modelo de referência juntamente com a representação de seus ambientes internos como o hall de entrada, quartos, bar panorâmico e assim por diante.

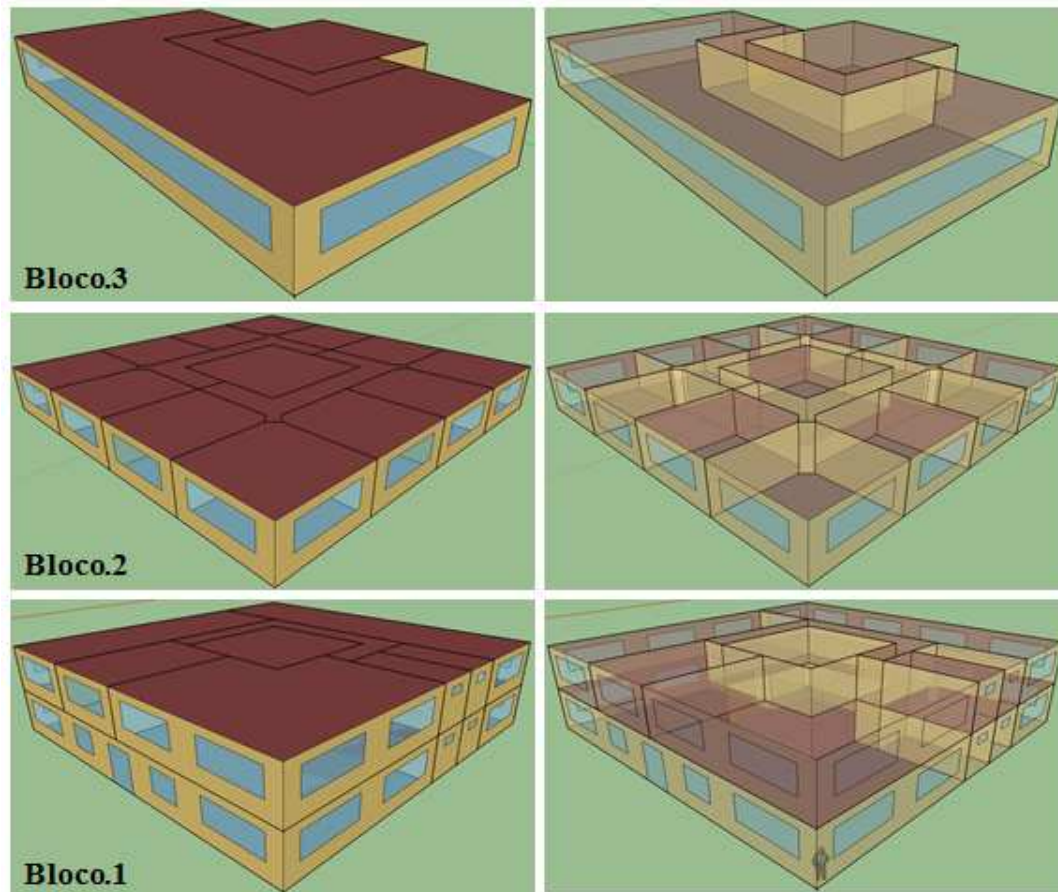


Figura 3.14 - Pavimentos e ambientes internos.

Para as propriedades e características térmicas dos materiais, elementos e componentes construtivos, a norma ABNT NBR 15220-2: 2005 - Desempenho térmico de edificações, também citada na norma ABNT NBR 15575: 2013 - Edificações habitacionais - Desempenho (edificações multifamiliares) foi utilizada. Exemplo conforme Apêndice – H.

3.2.2 Carga Térmica Interna

Para a elaboração dos cálculos que representam a carga térmica interna do edifício, todos os dados relacionados ao número de pessoas, potência de iluminação e equipamentos elétricos, foram contabilizados. Esses valores, juntamente com o seu respectivo perfil de utilização, são

importantes para o correto dimensionamento do sistema de condicionamento de ar e para o desempenho termoenergético global da edificação.

3.2.2.1 Cargas Internas

Para a determinação das cargas térmicas internas, há uma dificuldade muito grande em se conhecer um padrão tanto quando se fala de equipamentos instalados para cada hotel (mesmo referente à infraestrutura), quanto ao perfil de uso desses equipamentos para os hóspedes.

Com isso, foram utilizados valores estabelecidos em normas de desempenho energético em edificações. Estes valores utilizados estão apresentados na Tabela 3.6 abaixo (ASHRAE, 2007):

Tabela 3.6 - Valores para as cargas internas do modelo de referência.

	Ocupação	Iluminação (W/m²)	Equipamentos Elétricos (W/m²)
Quartos	2 pessoas	5	2,7
Restaurante	9 m ² /pessoa	14	-
Escritório	7 m ² /pessoa	12	10,8
Uso Comum	23 m ² /pessoa	12	-
Banheiro	-	10	-
Corredores	-	5	-
Serviço	-	6	-
Convenção	-	14	-

Fonte: Brofman (2014).

3.2.2.2 Características de Ocupação da Edificação (Perfil de Uso)

Para a identificação do perfil de ocupação do modelo de referência, foram pesquisados os principais dados estatísticos da região hoteleira das quatro localidades, separadamente.

Dentre as principais fontes geradoras desses dados estão os documentos: Taxa Média de Ocupação nos Meios de Hospedagem de Fortaleza (2014) da SETUR (Secretaria do Turismo) do Ceará, Anuário Estatístico da Taxa de Ocupação Hoteleira da Cidade do Rio de Janeiro (2015) da ABIH-RJ (Associação Brasileira da Indústria de Hotéis do Rio de Janeiro), Anuário Estatístico do Turismo (2015) do Observatório do Turismo do Distrito Federal e o Anuário Estatístico do Turismo (2015) do Observatório do Turismo da Cidade de São Paulo.

É importante mencionar que os valores apresentados acima se referem aos índices médios para cada localidade. A localidade de Fortaleza mostra a taxa de ocupação média de

2011 a 2013, a cidade do Rio de Janeiro traz os valores médios de ocupação do período de 2007 a 2014 e as cidades de Brasília e São Paulo apresentam valores médios de ocupação dos anos de 2013 e 2014, respectivamente.

A Figura 3.15 apresenta a ocupação média, mês a mês, para as quatro localidades estudadas.

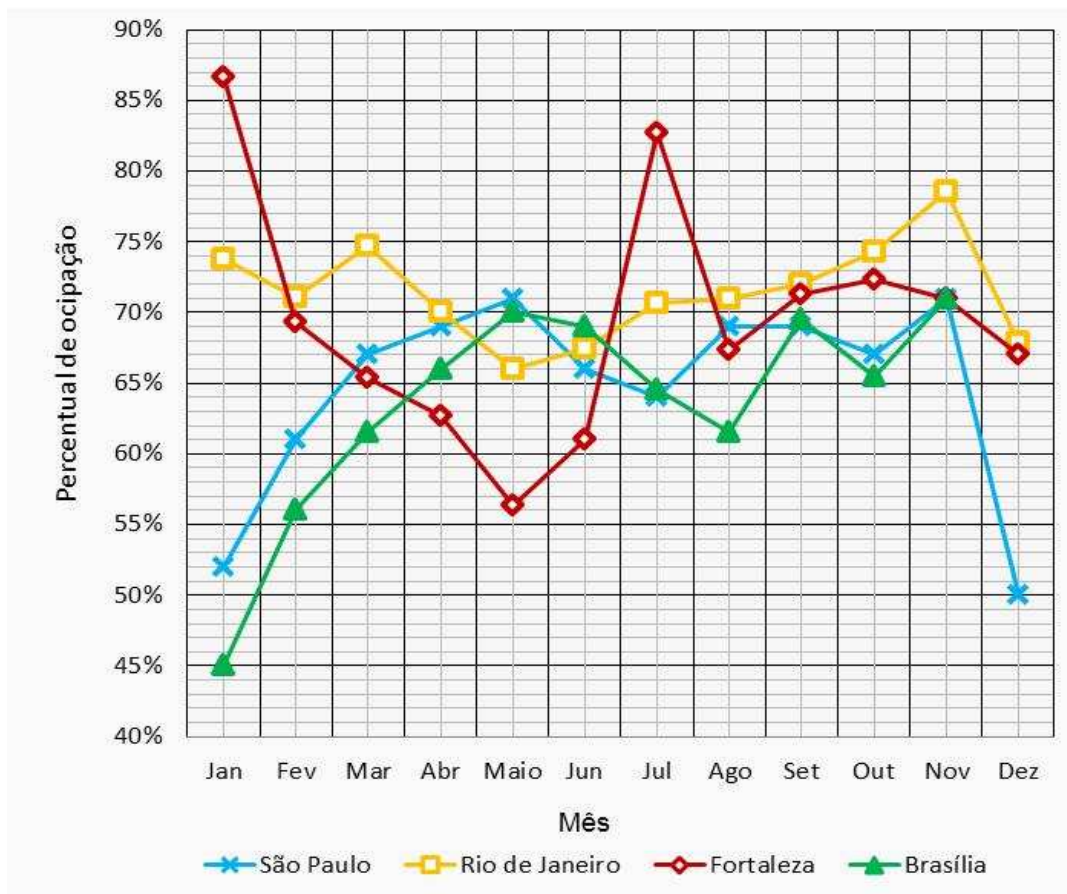


Figura 3.15 - Taxa de ocupação hoteleira para as localidades de São Paulo, Rio de Janeiro, Fortaleza e Brasília.

Para uma melhor interpretação desses percentuais de ocupação, é importante esclarecer que, com exceção do município de Fortaleza, todos os demais relatórios de turismo que se referem à taxa de ocupação hoteleira estão na edição do ano de 2015.

Embora a Figura 3.16 apresente em caráter comparativo um único valor médio pertinente a cada localidade avaliada, para a simulação termoenergética realizada nesse trabalho, os valores referente à taxa de ocupação do hotel de referência foi parametrizada também mês a mês, conforme ilustrado na Figura 3.15.

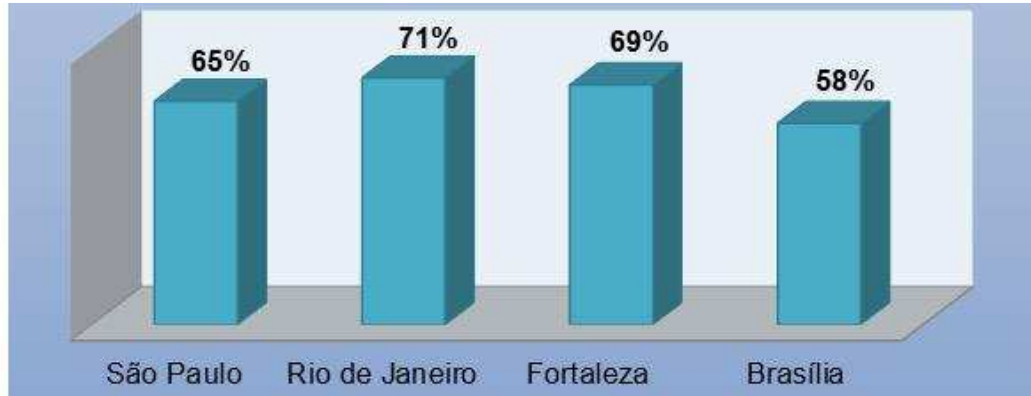


Figura 3.16 - Perfil de uso (ocupação hoteleira) para as localidades de Fortaleza, Rio de Janeiro, Distrito Federal e São Paulo.

3.2.2.3 Infiltração

Segundo Brofman (2014), a infiltração de ar é um fator que apresenta relevante influência no desempenho do sistema de ar condicionado. Os valores de infiltração são estabelecidos em renovações por hora (ren/h), que significa o número de vezes que todo volume de ar da zona térmica (ambiente interno condicionado) é trocado em uma hora.

A Tabela 3.7 apresenta os valores de renovação por hora que foram utilizados nesse trabalho [CIBSE, 2006].

Tabela 3.7 - Renovações por hora.

Ambiente	Renovações por hora (ren/h)
Quartos	0,65
Restaurante	0,65
Escritório	0,65
Convenção	0,65
Hall de Entrada	1,00

Fonte: Brofman (2014).

3.2.3 Dia de Projeto

Para o dimensionamento dos sistemas de climatização (HVAC), os dados climáticos de projeto relativos ao dia típico do mês mais quente do ano foram adotados conforme a ASHRAE *Handbook Fundamentals* (2013).

Considerando a temperatura de bulbo seco do ar, a frequência anual de ocorrência adotada foi de 0,4%. Isso representa que das 8760 horas que compõem um ano completo, somente 35 horas (aproximadamente) não devem ser atendidas pelo sistema de ar condicionado. Essa frequência é ideal para representar a exigência dos usuários desse tipo de edificação, pois, conforme visto no capítulo 2 e ilustrado na Figura 2.6, o conforto térmico é um fator decisivo na escolha do hotel, pelo usuário.

A Tabela 3.4 busca exemplificar as informações típicas de um Dia de Projeto segundo a ASHRAE, apresentando alguns dados básicos.

Tabela 3.4 - Dados do dia de projeto de verão ASHARE *Standard* (2013).

Localidade	Dia de Projeto	Tipo Dia de Projeto	TBS (°C)	TBU (°C)	Cooling Degree-Days
São Paulo	0,4%	Verão	32,1	20,4	1140
Rio de Janeiro	0,4%	Verão	37,3	25,4	2472
Fortaleza	0,4%	Verão	32,2	25,1	3394
Brasília	0,4%	Verão	32,2	17,7	1379

Fonte: ASHRAE HVAC - *Fundamentals Handbook*.

Conforme expresso no capítulo dois deste trabalho, o desempenho térmico da edificação é diretamente influenciado pelo perfil climatológico no qual ela está inserida. Portanto, o Dia de Projeto fornecerá as informações meteorológicas necessárias para se iniciar o processo de dimensionamento de um condicionador de ar que atenderá a um edifício objetivo. Como os sistemas de climatização adotados funcionam somente no resfriamento, o dia típico de projeto de inverno não foi abordado no trabalho.

3.3 SISTEMA DE AR CONDICIONADO (VRF)

Nesse tópico a metodologia adotada para a seleção dos equipamentos que compõe o sistema de condicionamento de ar (HVAC) com tecnologia VRF, será apresentada.

As unidades internas e externas foram dimensionadas através do cálculo da carga térmica total da edificação resultante do programa de simulação computacional. Durante esse processo foram efetuadas correções no desempenho dos equipamentos. A aplicação dessas correções, que é recomendada pelo fabricante, depende diretamente das condições climáticas da edificação, da variação da carga térmica interna e da distância de interligação entre as unidades (interna e externa).

A não realização dessas correções durante o projeto e seleção dos equipamentos, pode resultar na penalização do desempenho total do sistema de ar condicionado, comprometer a satisfação do cliente final do estabelecimento (usuário) e até mesmo apresentar impactos financeiros, devido a uma eventual necessidade de adequação de infraestrutura.

3.3.1 Seleção dos Equipamentos Condicionadores de Ar VRF

O sistema de ar condicionado com tecnologia VRF (*Variable Refrigerant Flow*) tem sido cada vez mais aplicado em empreendimentos comerciais, principalmente quando estes apresentam um grande número de zonas térmicas (ambientes internos) com diferentes necessidades de conforto térmico entre si, configuração típica de edificações que se destinam a rede de hotéis.

Através da Figura 3.17 uma configuração típica para um sistema VRF pode ser observada. Esse sistema deverá fornecer a potência de refrigeração requerida pelo projeto de HVAC em todos os ambientes considerados. Como arranjo característico do sistema de ar condicionado VRF, observa-se também uma Unidade Externa ou ODU (*Outdoor Unit*) interligada a múltiplas Unidades Internas ou IDU (*Indoor Unit*). Estas unidades são conectadas entre si, disponibilizando assim o sistema de HVAC a atender as múltiplas zonas térmicas conforme a sua demanda por conforto térmico. Em geral, esses equipamentos disponibilizam termostatos de controle de temperatura de bulbo seco (TBS) para cada ambiente interno, individualizado. Isso possibilita operação de um número mínimo ou máximo de unidades internas a atender cada zona térmica de modo independente, condição ideal para um regime de funcionamento tangente a Condição de Carga Parcial.

A capacidade do sistema de ar condicionado a ser aplicado no modelo foi determinada pelo cálculo da carga térmica (somatório das cargas internas e externas) realizado pelo programa *EnergyPlus* na função “*autosize*”. Contudo, é importante mencionar que, embora a edificação modelo de referência (hotel) foi a mesma adotada para as quatro localidades dentro do território brasileiro (São Paulo, Rio de Janeiro, Fortaleza e Brasília), cada uma delas apresentou desempenho termoenergético e resultados distintos. Isto ocorre principalmente em função da taxa de ocupação (perfil de uso da edificação) e das características climáticas correspondentes a cada localidade, que também são diferentes. O desempenho relativo a cada capital será apresentado no capítulo 4.

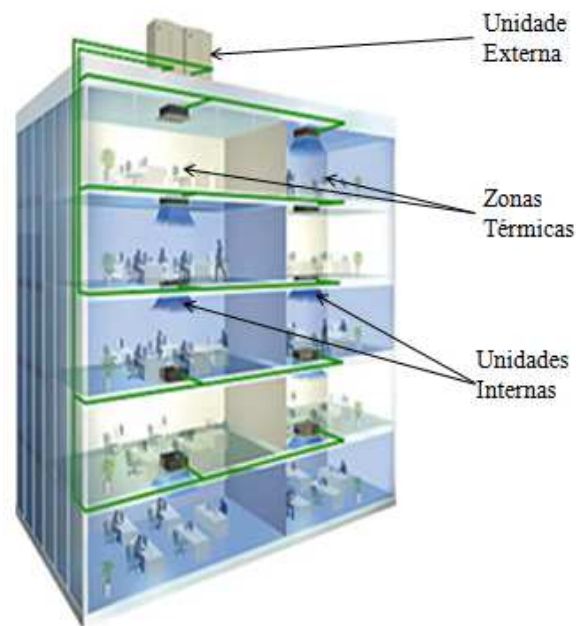


Figura 3.17 - Representação de um sistema de ar condicionado VRF instalado em um hotel.

Para este trabalho foram selecionados equipamentos VRF da fabricante Toshiba, conforme seção vista.

A Figura 3.18 ilustra um conjunto de unidades condensadoras com tecnologia VRF. Atualmente, para a grande maioria dos fabricantes, é característica dessa ODU ser projetada em um conceito modular, onde um conjunto de unidades VRF pode ser formado pela combinação de um ou mais módulos, sendo o fator primário dessa combinação a função de atender a capacidade térmica resultante do somatório de todas as zonas térmicas demandantes. Outra característica muito importante dessa unidade é operar com pelo menos um compressor com tecnologia que permitirá a sua vazão mássica variar em função da variação da velocidade de operação. A velocidade é controlada por um conjunto constituído por *hardwares* e *softwares* dedicados, que podem ou não ser desenvolvidos pelo próprio fabricante do compressor. Este compressor que apresenta rotação e, portanto, capacidade variável, também é chamado de "Compressor *Inverter*". É cada vez mais comum por parte dos fabricantes o emprego de mais de um compressor com capacidade de compressão variável em uma mesma unidade condensadora (ODU), inclusive em equipamentos da fabricante Toshiba.



Figura 3.18 – Unidade Externa ou *Outdoor Unit* (ODU) – VRF.

A Figura 3.19 ilustra a unidade interna do sistema condicionador de ar VRF, conhecida como *Split - Família Hi Wall*. Essa unidade (IDU) é instalada objetivando atender cada zona térmica separadamente. São projetadas geralmente com EXV (*Electronic Expansion Valve*) e o somatório da capacidade térmica instalada de todas é informado à unidade externa correspondente, geralmente através de *software*.



Figura 3.19 - *Indoor Unit* (IDU tipo *Hi-Wall*).

A Figura 3.20 ilustra a unidade interna do sistema condicionador de ar VRF, conhecida como *Split – Família Piso-Teto*. Essa unidade (IDU) também é instalada objetivando atender cada zona térmica separadamente e é igualmente projetada com EXV. Entretanto, geralmente são disponibilizadas com capacidades de refrigeração mais elevadas em comparação as unidades do tipo *Hi-Wall*.



Figura 3.20 - *Indoor Unit* (IDU tipo *Piso-Teto*).

Conforme mencionado anteriormente, a potência do sistema de HVAC (VRF) foi dimensionada através do programa de simulação computacional (*EnergyPlus*). Contudo a Figura 3.21 busca representar de forma simplificada o *layout* “padrão” do sistema de ar condicionado que atendeu a edificação modelo de referência.

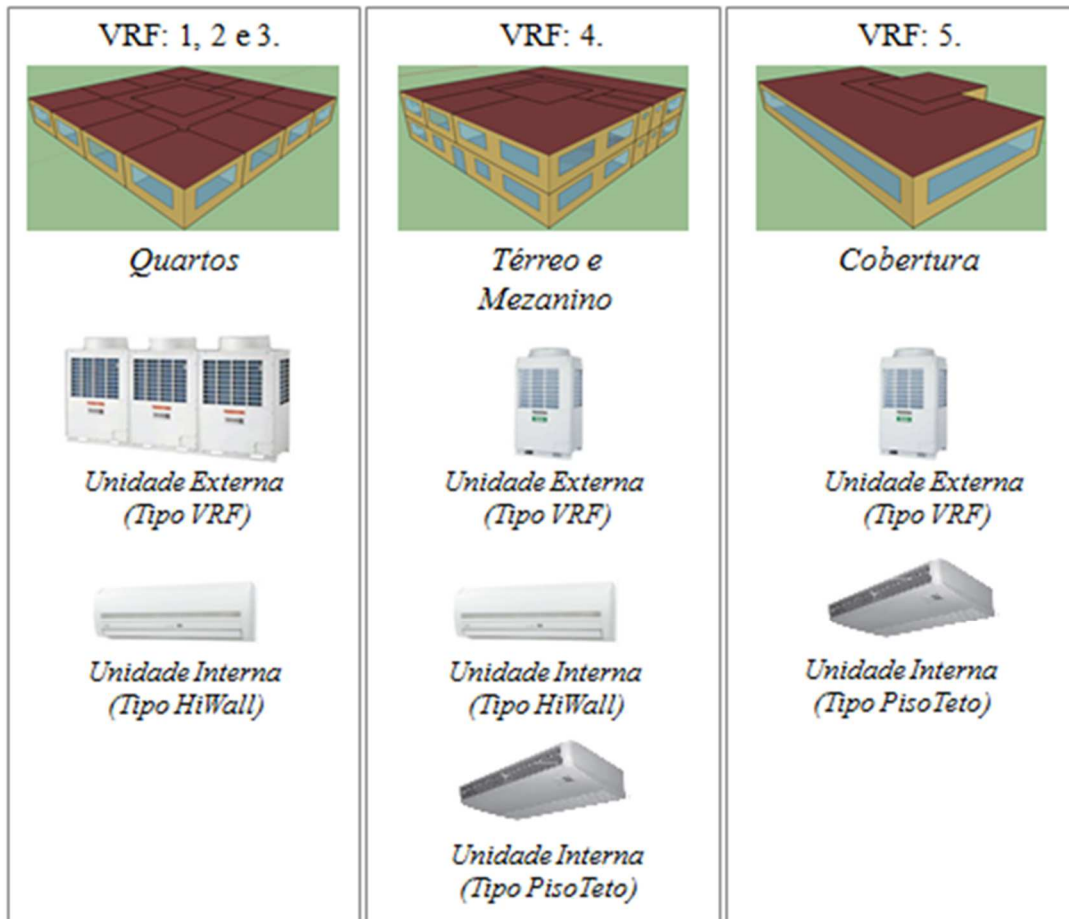


Figura 3.21 – *Layout* do sistema VRF da edificação.

Para atender todo o prédio foram dimensionados cinco sistemas VRF, ou seja, cinco unidades externas (ou condensadoras) com tecnologia VRF onde cada uma delas atendeu a um agrupamento específico de zonas térmicas (ambientes internos).

Em função do limite máximo de um conjunto de múltiplas unidades internas para cada unidade externa tipo VRF, limitação essa disponível no Manual de Projeto do próprio fabricante (Toshiba), em atendimento a demanda de carga térmica referente ao Bloco – 2 (composto por 132 quartos) foram selecionados três sistemas de ar condicionado VRF (VRF.1, VRF.2 e VRF.3). Assim, cada uma dessas unidades externas (VRF) atende a 44 zonas térmicas onde cada uma dessas unidades internas opera de modo independente em relação à demanda por capacidade de refrigeração. A exigência da capacidade de refrigeração por sua vez, será função

da temperatura de conforto térmico (24 °C) definida para esse trabalho. No Bloco - 2 todas as unidades internas aplicadas foram do tipo *Hi-Wall*.

A unidade externa (VRF) de número 4 atendeu os pavimentos do térreo e mezanino (hall de entrada, salas de administração, salas de Convenção, etc., Bloco – 1), através de unidades internas tipo *Piso-Teto* e *Hi-Wall*.

A unidade externa (VRF) identificada como 5, atendeu o pavimento da cobertura (bar panorâmico, Bloco – 3), através de unidades internas do tipo *Piso-Teto*.

A Figura 3.22 representa a identificação de cada quarto (“pavimento tipo”) conforme a sua orientação solar, juntamente com os respectivos sistemas condicionadores de ar VRF (1, 2 e 3).

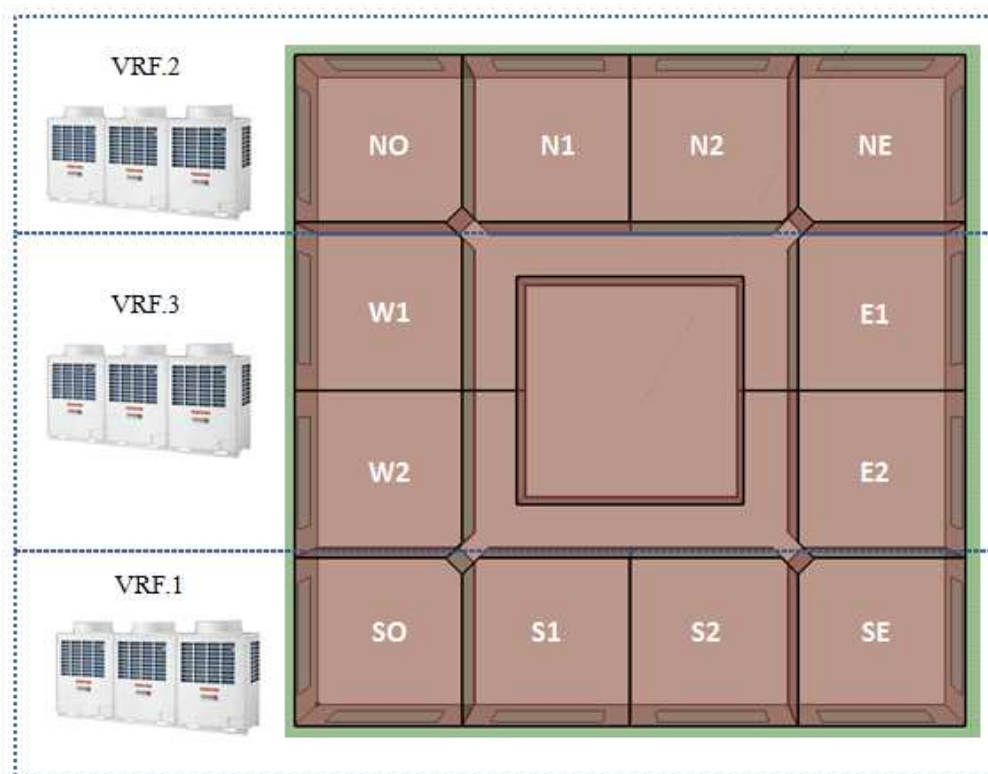


Figura 3.22 - Lay out do sistema VRF para o bloco – 2.

3.3.2 Fatores de Correção de Desempenho

Uma etapa de extrema importância durante todo o processo de dimensionamento e seleção dos equipamentos (unidades externas e internas) que farão parte do sistema condicionador de ar da edificação é a observância para a existência de fatores de correção de desempenho dos aparelhos.

A fabricante Toshiba através do seu Manual de Projeto recomenda a aplicação de três fatores de correção para o desempenho:

- Fator de correção para temperatura interna de bulbo úmido;
- Fator de correção para temperatura do bulbo seco do ar exterior;
- Fator de correção da capacidade para comprimento e desnível entre unidade interna e externa.

Os condicionadores de ar Toshiba apresentam os dados de desempenho (Capacidade de Refrigeração e Consumo de Energia Elétrica de Entrada) em condições pré-estabelecidas. Estes dados são conhecidos pelos profissionais especializados do ramo como “dados de *rating*” (valores relativos à condição de publicação de dados de desempenho). Essa condição também é conhecida como “*rating conditions*” (condições pré-estabelecidas, geralmente por procedimentos normativos).

Por esse motivo, durante o procedimento de seleção do sistema VRF a ser utilizado, os projetistas devem efetuar uma comparação buscando avaliar se a condição na qual o equipamento será aplicado à edificação será a mesma em relação à condição na qual os seus dados foram publicados.

Este trabalho utilizou os fatores de correção recomendados pelo fabricante. O modo como essas correções foram aplicadas e os seus impactos são apresentados nos tópicos a seguir.

3.3.2.1 Fator de correção para temperatura interna de bulbo úmido

A temperatura de bulbo úmido (TBU) do ar do ambiente interior (zona térmica) exerce forte influência no desempenho das unidades internas. Esse comportamento é observado para todas as unidades internas que compõe o sistema VRF (*Hi-Wall e Piso-Teto*).

Sendo assim, a Figura 3.23 mostra que a capacidade de refrigeração da unidade interna aumenta à medida que a TBU do ar do ambiente interno também aumenta. Por exemplo: Para uma temperatura de bulbo úmido (TBU) de aproximadamente 22 °C, a capacidade de refrigeração do equipamento deve ser acrescida em aproximadamente 10%, em relação à condição de *rating* (TBU 19 °C). Também é verdadeiro dizer que essa mesma capacidade será reduzida tanto quanto menor for a temperatura de bulbo úmido do ar interior (zona térmica).

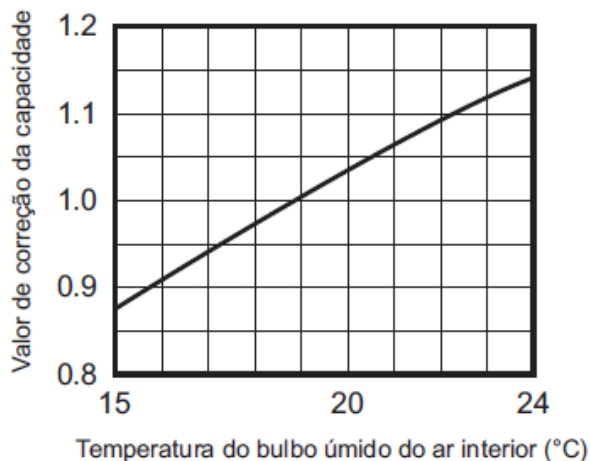


Figura 3.23 - Fator de correção para temperatura interna de bulbo úmido.

Fonte: Manual de Projeto – Toshiba.

3.3.2.2 Fator de correção para temperatura do bulbo seco do ar exterior

A temperatura de bulbo seco (TBS) do ar exterior exerce influência inversa na capacidade do sistema, em relação à temperatura de bulbo úmido do ar interior. Esse comportamento também pode ser observado para todas as unidades externas VRF que compõem o sistema (VRF 1 a 5).

A Figura 3.24 mostra que a capacidade de refrigeração do sistema aumenta à medida que a TBS do ar exterior diminui. Por exemplo: Para uma temperatura de bulbo seco (TBS) de aproximadamente 25 °C, a capacidade de refrigeração do equipamento deve ser acrescida em aproximadamente 10%, em relação à condição de *rating* (TBS 35 °C). Contudo, para uma TBS do ar exterior de aproximadamente 42°C essa mesma capacidade deve ser reduzida em menos 10% (ou 0,90) em relação à nominal (*rating condition*).

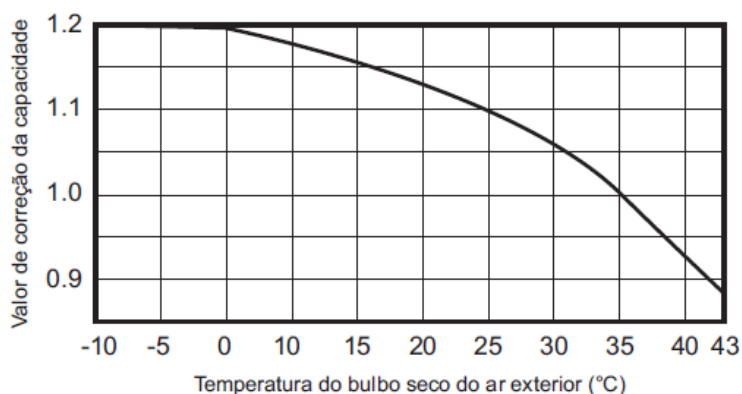


Figura 3.24 - Fator de correção para temperatura do bulbo seco do ar exterior.

Fonte: Manual de Projeto – Toshiba.

3.3.2.3 Fator de correção da capacidade para comprimento e desnível entre unidades

Esse fator de correção apresenta a influência da distância e desnível entre as unidades externas e internas, no desempenho do sistema.

Conforme mencionado por Liu e Hong (2010) no capítulo dois desse trabalho, a capacidade de refrigeração é sensível ao comprimento da linha de interligação.

Grandes distâncias trazem a possibilidade de alguma quantidade de refrigerante vaporizar antes mesmo de entrar na unidade interna. Além disso, pode-se dizer que uma parcela do trabalho a ser exercido pelo compressor é consumida somente para a realização do transporte do fluido refrigerante em todo o sistema. Esses fatores, dentre outros, podem reduzir o desempenho do ar condicionado em função da distância de interligação. O desnível, ou seja, a diferença de altura entre as unidades no momento da instalação também oferece impacto negativo na capacidade do sistema.

A Figura 3.25 mostra que a capacidade de refrigeração do sistema diminui à medida que o Comprimento Equivalente⁷ da tubulação de interligação aumenta. Por exemplo: Mesmo se as unidades externas e internas estiverem na mesma altura (niveladas) em relação ao layout de instalação, para uma distância de 120 metros de interligação a capacidade de refrigeração do sistema de HVAC deve ser reduzida em 20% (ou 0,80) da condição de *rating* (7 metros).

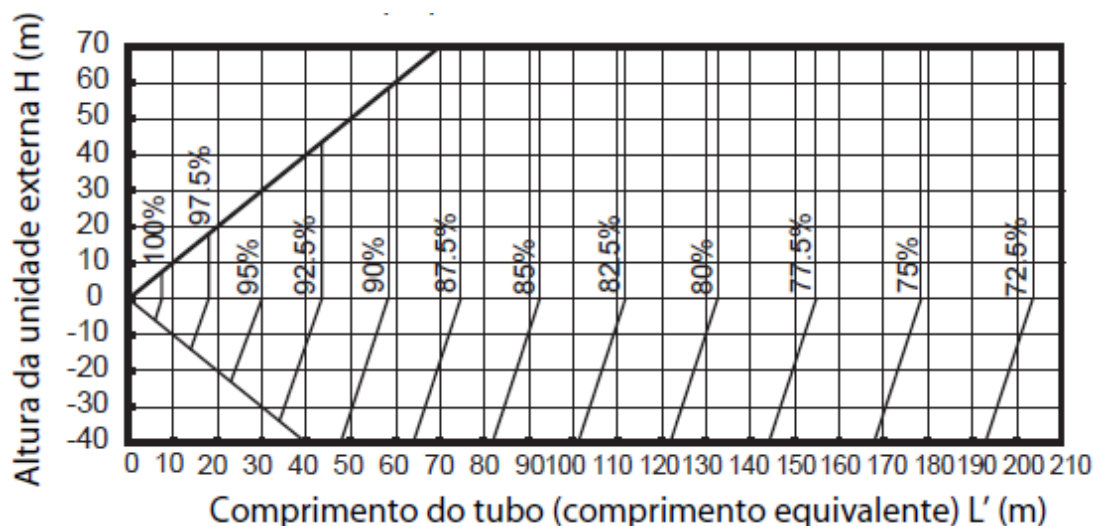


Figura 3.25 - Fator de correção da capacidade para comprimento e desnível entre unidades.

Fonte: Manual de Projeto – Toshiba.

⁷ Comprimento Equivalente: distância entre unidades que leva em consideração além do comprimento do trecho reto (linear) todas as perdas de carga (localizadas ou distribuídas) identificadas na tubulação de interligação.

A consideração desses fatores abordados acima, com base nos dados de desempenho encontrados na literatura técnica do fabricante, foi importante para a aferição de todos os parâmetros que são necessários para a simulação computacional do sistema de ar condicionado e busca aproximar os dados simulados com o aparelho real.

O programa de simulação computacional (*EnergyPlus*) e sua parametrização será abordado na seção a seguir.

3.4 PROGRAMA DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

A quarta etapa da metodologia apresentada nesse trabalho aborda o programa de simulação computacional que foi utilizado para gerar todos os dados necessários para as discussões e considerações finais.

O programa utilizado para a simulação computacional da edificação foi o *EnergyPlus* (versão 8.4.0). Este *software* foi selecionado por possibilitar a avaliação horária da carga térmica total (interna e externa) da edificação, a condição de conforto de todas as zonas térmicas múltiplas, a influência de diferentes parâmetros construtivos que compõem toda a envoltória e seus efeitos de inércia térmica, o desempenho termoenergético do modelo de referência utilizado e a influência das diferentes regiões geográficas do território brasileiro.

Dentre os diversos algoritmos que o *software* possui, o que será utilizado nesse trabalho é o *Conduction Transfer Function* (CTF). Esse modelo de algoritmo é tradicional em simulação e já vem sendo utilizado desde o software BLAST. O balanço do calor sensível da zona térmica em regime transiente é representado pela equação diferencial ordinária (3.2) (BROFMAN, 2014).

$$C_z \frac{dT_z}{dt} = \sum_{i=1}^{N_{si}} \dot{Q} + \sum_{i=1}^{N_{superficies}} h_{c,si} A_{si} (T_{si} - T_z) + \sum_{i=1}^{N_{zonas}} \dot{m}_i C_p (T_{zi} - T_z) + \dot{m}_{inf} C_p (T_{\infty} - T_z) + \dot{Q}_{sis} \quad (3.2)$$

onde T_z é a temperatura média do ar da zona, T_{zi} é a temperatura média do ar da zona adjacente, T_{si} é a temperatura da superfície i da zona, T_{∞} é a temperatura do ar exterior, C_z é a capacitância térmica do ar da zona, cp é o calor específico do ar, $h_{c,si}$ é o coeficiente de transferência de calor por convecção na superfície i da zona, A_{si} é a área da superfície da zona, \dot{m}_i é a vazão mássica de ar proveniente da zona ou adjacente, \dot{m}_{inf} é a vazão mássica do ar de infiltração na zona, $C_z \frac{dT_z}{dt}$ é a taxa de energia armazenada no volume de ar da zona, $\sum_{i=1}^{N_{si}} \dot{Q}$ é a potência térmica das

fontes internas de calor transferida por convecção para a zona, $\sum_{i=1}^{N_{superficies}} h_{c,si} A_{si} (T_{si} - T_z)$ é a potência térmica transferida por convecção das superfícies que constituem a zona, $\sum_{i=1}^{N_{zonas}} \dot{m}_i C_p (T_{zi} - T_z)$ é a potência térmica devido a troca de ar infiltrado entre zonas, $\dot{m}_{inf} C_p (T_{\infty} - T_z)$ é a taxa de calor devido à infiltração de ar externo na zona e \dot{Q}_{sis} é a taxa de energia que o sistema de ar condicionado remove ou entrega na zona.

Também é interessante mencionar que o programa *EnergyPlus* possui um modelo específico para simular o desempenho energético de equipamentos de ar condicionado com tecnologia VRF. Esse módulo é similar ao modelo dos aparelhos tradicionais (*Fixed Speed*) para quando o equipamento está operando em Condição de Carga Plena (*Full Load Condition*). Porém, o algoritmo do *software* muda quando o condicionador de ar inicia a operação em Condição de Carga Parcial (*Part Load Condition*). O módulo VRF do programa contém o modelamento matemático necessário para controlar a Válvula de Expansão Eletrônica (EXV). Essa válvula atua controlando de maneira proporcional a vazão mássica do fluido refrigerante na entrada do trocador de calor da unidade interna. Esse módulo foi utilizado neste trabalho.

Os dados relacionados à geometria do edifício modelo de referência foram transferidos para o *EnergyPlus* através da utilização de um *software* de engenharia de três dimensões (3D), denominado *Google SketchUp* (versão 15.3.331). Esse programa juntamente com o *software OpenStudio* (versão 1.9.0) gera os arquivos com extensão “*idf*”. Arquivos *idf* (*Input Data File*) funcionam como fonte de dados que podem ser acoplados ao programa *EnergyPlus*, viabilizando assim as futuras simulações. A geometria a edificação dessa pesquisa foi apresentada no subcapítulo 3.2.

Como mencionado anteriormente, para o dimensionamento da potência de refrigeração do sistema do condicionador de ar VRF foi utilizado o parâmetro *autosize*. Nessa configuração o *software* (*EnergyPlus*) calcula a capacidade de refrigeração e a vazão de insuflamento do sistema, conforme a equação do balanço térmico da zona térmica, na condição do dia de projeto, para todas as localidades selecionadas. O perfil de uso da edificação foi representado através da função cronograma (*schedule*), disponível no *EnergyPlus*, conforme a taxa de ocupação hoteleira apresentada no conteúdo dessa pesquisa.

Outra etapa importante para a utilização do *EnergyPlus* é a análise detalhada das equações de desempenho. Esse programa utiliza equações próprias para a realização das simulações energéticas ao longo de um ano completo, ou seja, para 8760 horas, onde, diferentes equações e diferentes modelos de ar condicionado são utilizados. Esses modelos são

disponibilizados como arquivo do tipo “*idf*”. Abaixo podem ser vistos alguns exemplos desses arquivos contidos no programa:

- *Packaged Terminal Air Conditioner* (PTAC);
- *Packaged Terminal Heat Pump* (PTHP);
- Zone Unitary System;
- *Variable Refrigerant Flow* (VRF).

Como este trabalho focou na avaliação do sistema de condicionamento de ar do tipo VRF, o arquivo utilizado foi o *Variable Refrigerant Flow* juntamente com as suas curvas de desempenho.

As curvas de desempenho dos condicionadores de ar comercial Toshiba foram devidamente ajustadas, com base nos dados de performance fornecidos pelo próprio fabricante, na busca por representar o comportamento termodinâmico real do sistema. Essas curvas de desempenho foram ajustadas, ou corrigidas, através de equações denominadas como fator de correção, que apresentam coeficientes multiplicadores para uma ou mais variáveis pertencentes à mesma equação. Com isso, todas as equações modificadoras necessárias para a simulação podem ser consultadas no Anexo – C. As equações modificadoras foram aplicadas para todas as unidades externas do tipo VRF desse trabalho e podem ser localizadas no arquivo tipo “*expidf*” (*Input Data File Expanded*) do *EnergyPlus*. O software (*EnergyPlus*) gera arquivos com essa extensão (*expidf*) logo após a conclusão de cada processo de simulação energética.

Para as unidades internas não foram aplicadas correções de desempenho, sendo que a vazão de ar interior foi fixada como constante e parametrizada como *autozise* no *EnergyPlus*.

4 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os principais resultados termoenergéticos da edificação modelo de referência do capítulo 3 para as localidades de São Paulo (SP), Rio de Janeiro (RJ), Fortaleza (CE) e Brasília (DF).

Os primeiros resultados mostram os perfis das cargas térmicas das capitais selecionadas, em valor percentual, seguido do perfil de Temperatura de Bulbo Seco (TBS) do Ar Exterior. Após essa etapa, também será apresentada a relação do PLR (*Part Load Ratio*) com a TBS do Ar Exterior. Como continuação, são mostrados valores de COP (*Coefficient Of Performance*) para quatro pontos de equilíbrio de carga térmica, sendo esses: 25, 50, 75 e 100%, e por fim, análises entre os valores de coeficientes integrados de performance (ICOP) resultantes das simulações computacionais ou através das metodologias trazidas por normas internacionais (AHRI *Standard* 1230) e nacionais (RTQ-C), poderão ser observadas.

4.1 PERFIL DE TEMPERATURA E CARGA TÉRMICA DA EDIFICAÇÃO

Em uma edificação real, a dificuldade de analisar e compreender de que maneira todos os diversos fatores envolvidos podem influenciar o desempenho termoenergético do edifício está na simultaneidade na qual ocorrem os fenômenos energético-ambientais. Nesta pesquisa esta complexa análise se inicia através da seleção de dois comportamentos da edificação modelo de referência:

- Perfil de Temperatura;
- Perfil de Carga Térmica.

Para a construção do Perfil de Temperatura, para as localidades estudadas, os intervalos (faixas) para a Temperatura de Bulbo Seco (TBS) do ar exterior foram definidos. Portanto, todo o resultado da simulação termoenergética, hora-a-hora, contendo as 8760 horas que compõe um ano completo e originário do arquivo eletrônico derivado do programa de simulação computacional *EnergyPlus* foi organizado, condensado e analisado. Após essa etapa, foi identificada a maior amplitude térmica que atenderia todas as capitais, onde a menor Temperatura de Bulbo Seco (TBS) identificada foi 5 °C (São Paulo e Brasília) e a maior foi 38 °C (Rio de Janeiro e Fortaleza). Buscando ainda simplificar a interpretação, essas temperaturas

foram estratificadas em intervalos de 5 °C em suas faixas intermediárias e apresentadas em valores percentuais que mostram a frequência em que elas ocorrem ao longo de um ano típico.

Após a elaboração do Perfil de Temperatura, foram identificados os valores de Carga Térmica respectivos a cada faixa de TBS do ar exterior. O Perfil de Carga Térmica da edificação foi construído com base nos indicadores da taxa mensal de ocupação hoteleira (Figura 3.15) juntamente com os valores de carga obtidos através da simulação computacional. Por conseguinte, os resultados foram integrados dentro de cada intervalo do Perfil de Temperatura buscando identificar em qual faixa ocorreria o maior valor percentual de Carga Térmica, onde, os valores acumulados foram somados em unidade de energia. Os valores para a carga térmica parcial, apresentados percentualmente, representam a sua própria parcela em relação ao valor de carga térmica total da edificação.

A Figura 4.1 mostra o Perfil de Carga Térmica e o Perfil de Temperatura na aplicação do sistema de HVAC. Porém, antes de uma análise mais detalhada dos resultados, alguns esclarecimentos tornam-se necessários. Primeiro: para a seleção do condicionador de ar com tecnologia VRF, foram utilizados os critérios do *Design Day*, ou Dia de Projeto, conforme o manual técnico ASHRAE *Fundamentals*. Essa é uma prática comumente utilizada pelos engenheiros e projetistas do setor de HVAC. Assim, a temperatura máxima para cada localidade foi definida como sendo o valor que é excedido em 0,4% das 8760 horas anuais. Segundo: a temperatura limite de mudança de cada faixa ocorre após a alteração da milésima casa decimal para cada grau de temperatura.

Os resultados mostraram que, para as localidades de São Paulo (Figura 4.1a) e Brasília (Figura 4.1d), o maior valor acumulado de carga térmica ocorreu na faixa de temperatura entre 20 a 25 °C, com os valores de 47,4% e 45,2% respectivamente. Já para a localidade do Rio de Janeiro (Figura 4.1b) e Fortaleza (Figura 4.1c) os maiores valores acumulados ocorreram na faixa entre 25 a 30 °C, com 44,8% e 73,6%. Logo, para nenhuma das quatro capitais a carga térmica máxima foi identificada na temperatura do ar exterior, também máxima. Isso se explica devido à repetição (frequência) de uma determinada temperatura (máxima ou não) durante o ano. Para São Paulo o maior percentual das horas ocorreu entre as temperaturas de 15 a 20 °C, com 44,8%, para o Rio de Janeiro a faixa de 20 a 25 °C teve a maior frequência horária, com 51,6%. Para a cidade de Fortaleza observou-se que o percentual máximo das horas ocorreu dentro da mesma faixa em que a carga térmica também foi máxima, ou seja, de 25 a 30 °C, com 67,7% e por fim, Brasília ficou entre 15 a 20 °C, com 36,9%. A temperatura pela qual o sistema de HVAC foi selecionado teve a seguinte frequência: 0,7% para São Paulo (31 °C), 0,4% para a localidade do Rio de Janeiro (34 °C), 0,7% para Brasília (30 °C) e por fim, 5,3% para Fortaleza

(31 °C). Em relação ao percentual de carga térmica nessa faixa de temperatura, o maior valor obtido foi 2,5% para São Paulo, o que indica uma baixa utilização do condicionador de ar nas condições de projeto. Essa análise é de grande importância, pois isso definirá em qual condição os regulamentos, normativas e órgãos certificadores devem e deverão concentrar seus esforços na busca do melhor nível de eficiência energética do sistema.

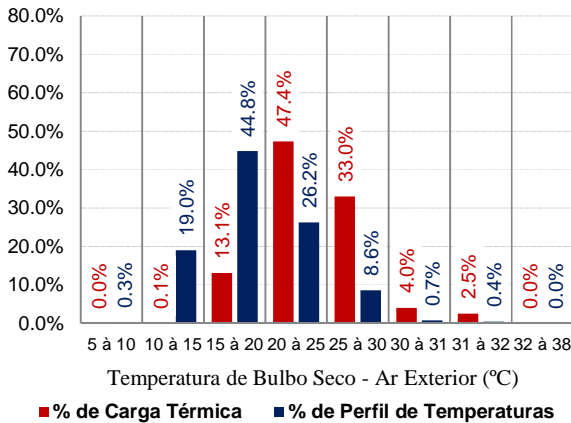


Figura 4.1a: Percentual de Carga Térmica e Perfil de Temperaturas. Localidade: São Paulo (ZB - 3).

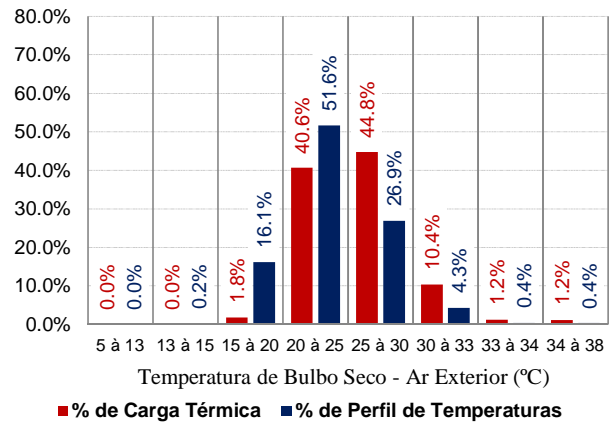


Figura 4.1b: Percentual de Carga Térmica e Perfil de Temperaturas. Localidade: Rio de Janeiro (ZB - 8).

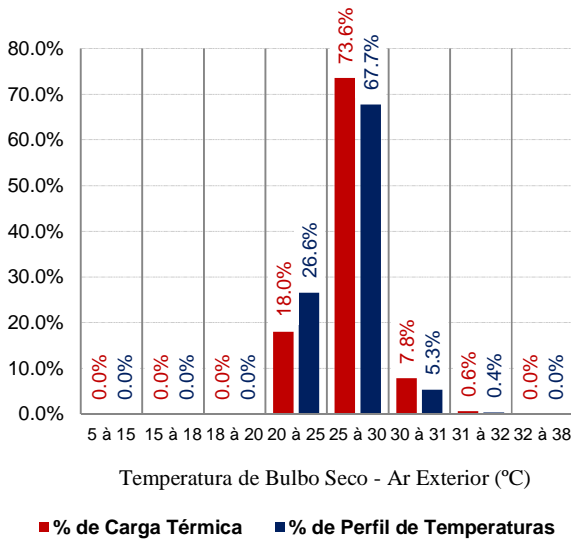


Figura 4.1c: Percentual de Carga Térmica e Perfil de Temperaturas. Localidade: Fortaleza (ZB -8).

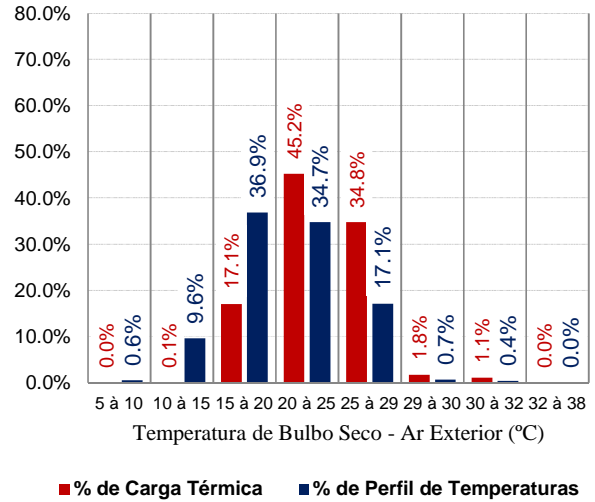


Figura 4.1d: Percentual de Carga Térmica e Perfil de Temperaturas. Localidade: Brasília (ZB - 4).

Figura 4.1 - Percentual de Carga Térmica e Perfil de Temperaturas de Bulbo Seco do Ar Exterior para as localidades de São Paulo, Rio de Janeiro, Fortaleza e Brasília.

A Figura 4.2 apresenta os resultados de carga (demanda por condicionamento de ar) total da edificação em função da variação da TBS do ar exterior para a localidade de São Paulo (SP). A carga térmica total foi dividida em três faixas: Mínima, Média e Máxima. Porém os dados apresentados não representam valores obtidos pelo método de integração (valores

acumulados), mas sim, a carga térmica resultante em uma determinada hora específica para cada uma das faixas de temperaturas.

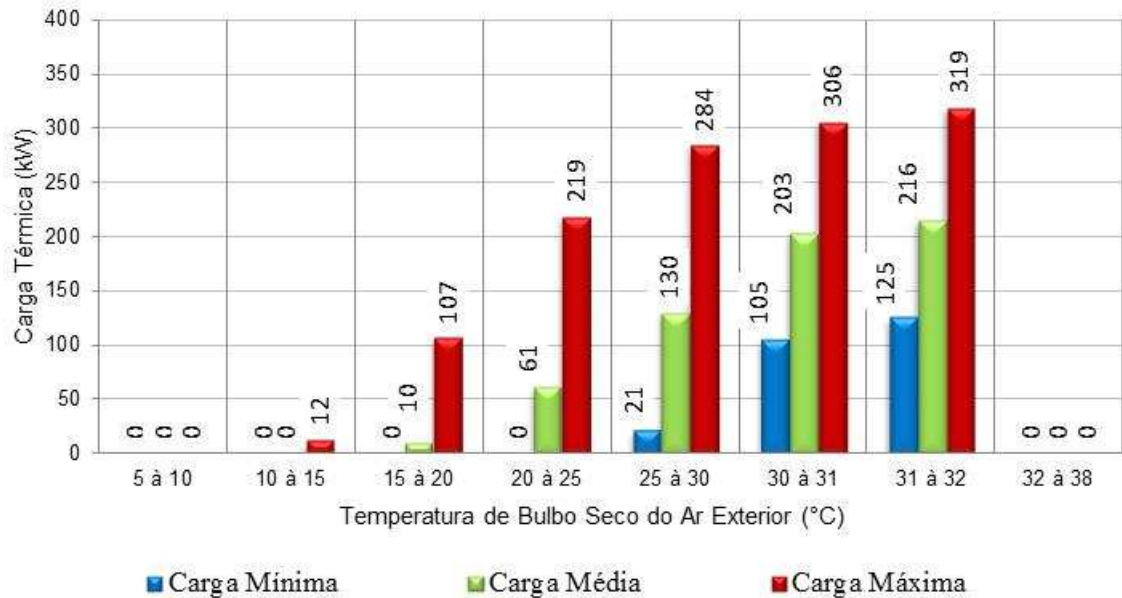


Figura 4.2 - Carga Térmica vs. Temperatura Ar Exterior (São Paulo - SP).

Ainda de acordo com a Figura 4.2 pode ser visto que o comportamento das três faixas de carga (Mínima, Média e Máxima) confirma a importância de uma avaliação global do desempenho energético. Para as temperaturas entre 31 e 32 °C, que é muito próximo da condição de projeto da carga térmica, os valores encontrados foram 125 (kW) para Carga Térmica Mínima, 216 (kW) para Carga Média e 319 (kW) para Carga Térmica Máxima. Ou seja, uma variação de aproximadamente duas vezes e meia. Com isso, pode ser observado que análises de caráter pontual não são suficientes para uma boa compreensão do comportamento energético da edificação. Portanto, uma análise integral, como por exemplo, o indicador de eficiência energética ICOP (Coeficiente Integrado de Performance), é necessária para uma avaliação mais ampla. As demais localidades apresentaram desempenhos similares.

4.2 CONDIÇÕES DE CARGA PARCIAL DA EDIFICAÇÃO

Na seção anterior (4.1) foi observado que a carga térmica da edificação pode variar consideravelmente mesmo em intervalos pequenos de Temperatura do Ar Exterior (TAE). Outro parâmetro ou fator que causa grande impacto na carga térmica a ser atendida pelos equipamentos condicionadores de ar é a Condição de Carga Parcial (*Part Load Condition*).

A Figura 4.3 mostra relação da Razão de Carga Parcial, ou do inglês *Part Load Ratio* (PLR), com a Temperatura de Bulbo Seco (TBS) do ar exterior. Para a obtenção dos valores apresentados, primeiramente, as cargas térmicas horárias respectivas a cada sistema de condicionamento de ar VRF foram somadas (acumuladas) em um valor que representa a carga térmica horária dos cinco equipamentos ou sistemas VRF. Após essa etapa, esses valores foram classificados de forma decrescente e as Condições de Carga Parcial (*Part Load Conditions*) da edificação foram identificadas. Os pontos selecionados para a análise foram 100, 75, 50 e 25%. Torna-se relevante esclarecer que essas cinco condições de operação representam um valor médio analisado dentro de uma faixa de carga térmica entre $\pm 5\%$ para representar melhor o comportamento do sistema de condicionamento de ar VRF ao longo das 8760 horas anuais. Por fim, para cada um desses pontos de operação foi calculado um valor médio da TBS do ar exterior alinhado com o procedimento adotado para a faixa de carga térmica.

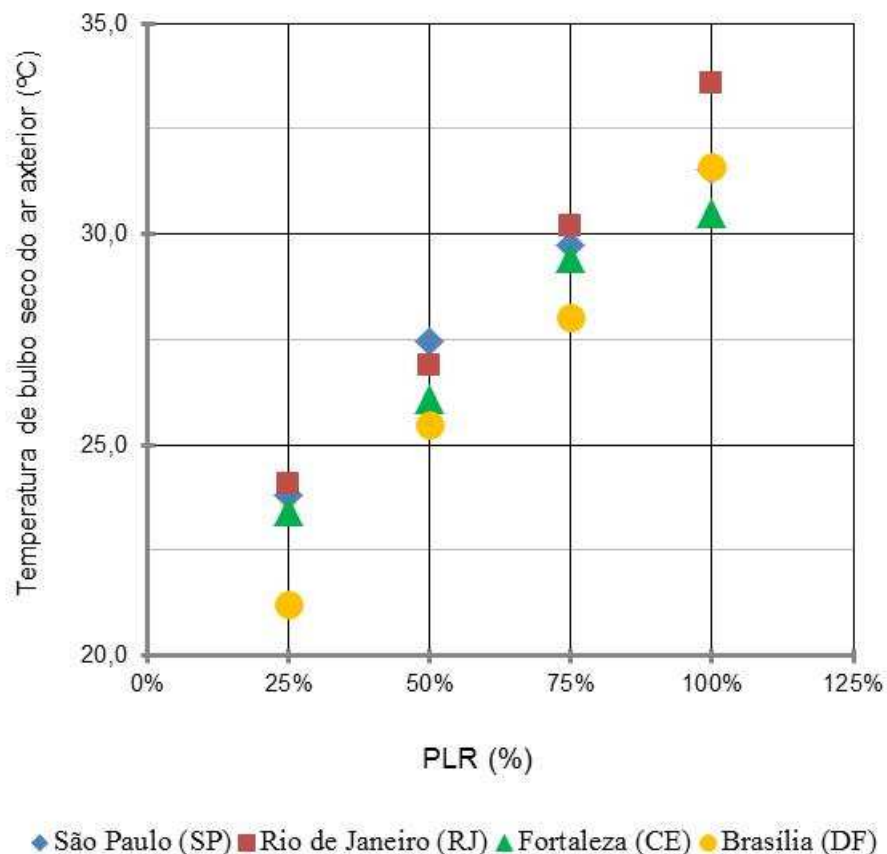


Figura 4.3 - Temperatura de Bulbo Seco do Ar Exterior em função do Part Load Ratio (PLR).

Após a realização desses procedimentos, pode ser observado que na medida em que a Temperatura de Bulbo Seco (TBS) do ar exterior aumenta, também aumenta o valor da Razão de Carga Parcial (PLR). Isso ocorre porque embora a variação da carga parcial não tenha uma

relação direta com a TBS do ar exterior, ou seja, o aumento da carga térmica interna do ambiente pode em alguns casos aumentar sem a necessidade do aumento da temperatura externa, mesmo assim, a temperatura do ar exterior exerce forte influência na condição de Carga Plena e Parcial, principalmente na aplicação selecionada, hotel, que não apresentam cargas internas elevadas.

Ainda conforme Figura 4.3 também se observa que o comportamento do PLR com a TBS do ar exterior foi muito similar para todas as localidades (São Paulo, Rio de Janeiro, Fortaleza e Brasília), aumentando, para estes casos, proporcionalmente em relação à Temperatura do Ar Exterior (TAE).

A Figura 4.4 apresenta a frequência horária em função do PLR considerando o funcionamento dos cinco sistemas de condicionamento de ar VRF para as quatro localidades. Essa figura auxilia no entendimento dos distintos desempenhos que resultaram da simulação termoenergética, principalmente quando comparamos as cidades do Rio de Janeiro e Fortaleza em relação a São Paulo e Brasília.

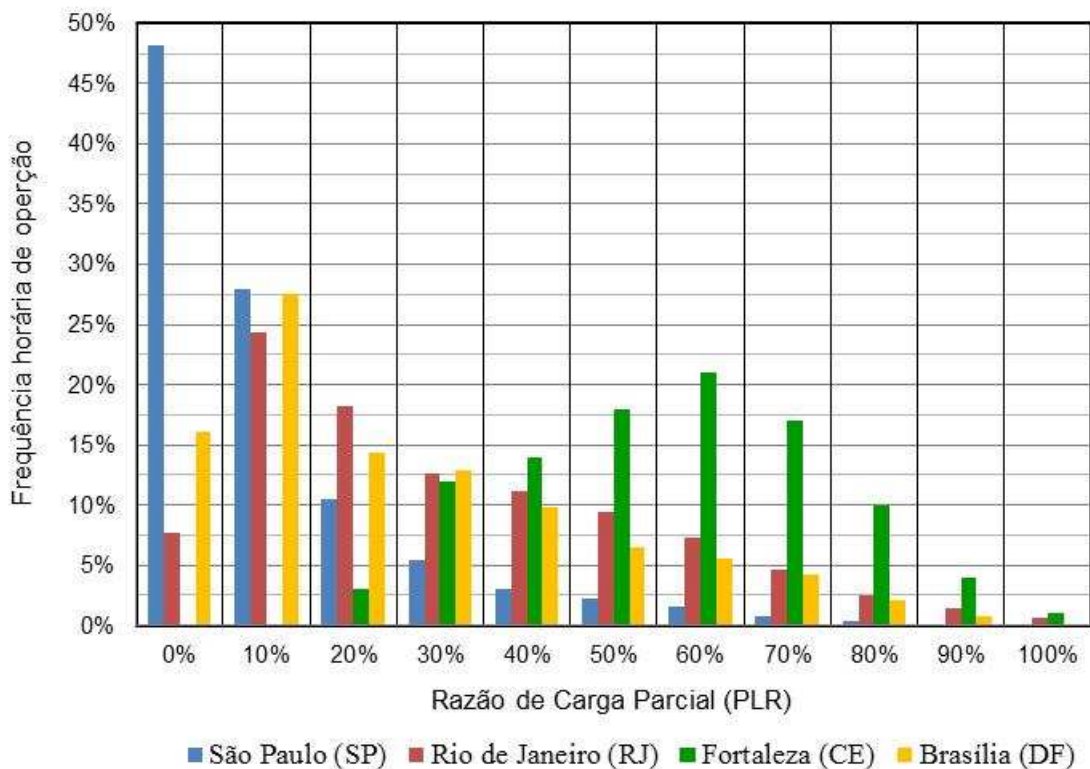


Figura 4.4 - Frequência horária em função do PLR para as localidades.

Ainda conforme a Figura 4.4 pode ser visto que a localidade de São Paulo, juntamente com Brasília, apresentou alta taxa de frequência horária para a condição de 10% de Carga Parcial. Para São Paulo, em 28% das horas ao longo do ano (2446 horas) o ar condicionado operou com um PLR de 10%. Para Brasília, este índice também foi de 28% (2416 horas). Os

sistemas de ar condicionado VRF possuem baixo Coeficiente de Performance (COP) principalmente nas condições extremas (10 e 100%), como será apresentado na seção 4.3. Além disso, São Paulo e Brasília apresentaram alta frequência horária onde a carga térmica de resfriamento da edificação ficou com percentual igual a zero. Sendo assim, São Paulo não demandou carga de condicionamento em aproximadamente 48% do ano e para Brasília, esse percentual foi de 16%.

As localidades do Rio de Janeiro e Fortaleza apresentaram menor frequência horária tanto na condição de zero quanto de 10% de PLR. Fortaleza, por exemplo, apresentou 0% nessas duas condições. Ao longo do ano essas duas capitais apresentaram maior frequência horária entre as condições de Carga Parcial de 30 a 70%, sendo que essa faixa de trabalho apresenta melhor desempenho energético quando comparada às condições extremas de PLR, as localidades do Rio de Janeiro e Fortaleza alcançaram valores mais elevados de COP.

É de interesse recordar que os sistemas de condicionamento de ar são geralmente selecionados de modo a atender uma condição de carga térmica plena, ou simplesmente Carga Plena (*Full Load*). Porém, a condição de carga plena ocorre em uma baixíssima frequência anual.

4.3 DESEMPENHO ENERGÉTICO DO SISTEMA VRF

Como foi visto na seção 3.4 o programa de simulação computacional *EnergyPlus* utiliza equações próprias para a realização das simulações energéticas. Essas equações representam as curvas de desempenho de um sistema de HVAC onde, para o presente trabalho, foram utilizadas equações aplicadas a um sistema condicionador de ar com tecnologia VRF. Dentre todas as equações que foram ajustadas durante a pesquisa, a Figura 4.5 traz o comparativo do comportamento da equação: *Fator Modificador da Taxa de Energia Elétrica de Entrada* aplicada no *EnergyPlus* ou seja, após a correção de seus coeficientes multiplicadores em comparação com os dados da Taxa de Energia Elétrica de Entrada contida na literatura técnica do fabricante (Toshiba). Como o objetivo da simulação computacional foi analisar o desempenho termoenergético do modelo de referência, a curva da equação da Energia Elétrica de Entrada foi, então, selecionada. Essa curva de desempenho mostra o comportamento da equação utilizada no *software* frente aos valores do fabricante.

A Figura 4.5 mostra o grau de aproximação resultante entre os dados do fabricante (Energia Elétrica de Entrada do Fabricante, EEE-Fabricante) frente aos resultados das simulações termoenergéticas (Energia Elétrica de Entrada – Simulação) para a unidade externa

VRF modelo MMY-AP2814HT7 (equipamento que atende a um conjunto de 44 quartos do Bloco – 2, VRF 1). Esse grau de desvio, entre as equações de desempenho, ficou em torno de 1%. Isso mostra o bom resultado obtido no ajuste das curvas entre Catálogo do Fabricante (Manual de Projeto) e o programa *EnergyPlus*.

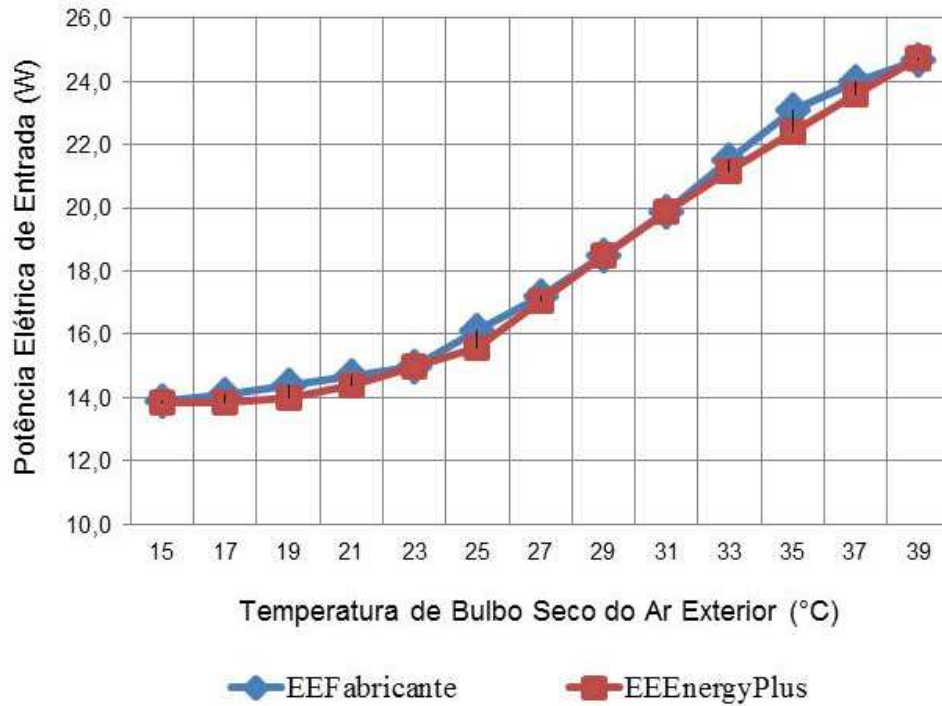


Figura 4.5 – Potência Elétrica de Entrada vs. TBS ar exterior.

A Equação 4.1 representa apenas um dos modelos matemáticos, que deu origem à função modificadora visto na Figura 4.5, aplicados em todas as curvas de desempenho dos equipamentos de ar condicionado VRF (Subcapítulo 3.4).

$$M_{teeft} = a + b(Tbu_m) + c(Tbu_m)^2 + d(Tbs_c) + e(Tbs_c)^2 + f(Tbu_m)(Tbs_c) \quad (4.1)$$

onde M_{teeft} representa a equação modificadora da taxa de energia elétrica de entrada no resfriamento (função da baixa temperatura do ambiente externo); Tbu_m é a temperatura média de bulbo úmido na entrada de ar no evaporador; Tbs_c é a temperatura de bulbo seco na entrada do condensador.

A Tabela 4.1 mostra valores respectivos aos coeficientes a , b , c , d , e e f , que fazem parte da Equação 4.1: Equação *Modificadora da Taxa de Energia Elétrica de Entrada Função da*

Temperatura (M_{teeft}) para a unidade externa modelo MMY-AP2814HT7, referente ao sistema condicionador de ar VRF 1.

Tabela 4.1 – Coeficientes da equação modificadora da taxa de energia elétrica de entrada em função da baixa temperatura de entrada no condensador.

Coeficientes	Valores
<i>a</i>	1,359189106
<i>b</i>	-0,034952682
<i>c</i>	0,000547300
<i>d</i>	-0,009573872
<i>e</i>	0,001124198
<i>f</i>	-0,001427942

Para a obtenção dos coeficientes multiplicadores das equações modificadoras de desempenho desse trabalho, equações responsáveis pelo ajuste da curva de performance do modelo contido no programa computacional frente aos dados do fabricante do condicionador de ar do tipo VRF, foi utilizado o método de Análise de Regressão (método utilizado para melhor entender o comportamento e a influência entre mais de uma variável).

A Figura 4.6 procura ilustrar os resultados da aplicação do método de Análise de Regressão (*Regression Analysis*) aplicado para a obtenção dos coeficientes da Equação 4.1. Ainda através da Figura 4.6, pode ser observado que além de conter os seis coeficientes que fazem parte da equação (4.1), o valor do R^2 (0.98941490) é apresentado. O R-Quadrado (R^2) é uma medida descritiva da qualidade do ajuste obtido, onde, valores próximos de 1, são geralmente entendidos e aceitos como indicador de bom ajuste. Contudo, este indicador não deve ser analisado de maneira isolada para validar um determinado resultado. Nesse sentido o R^2 , juntamente com o comparativo entre as curvas “EEE-Fabricante” e “EEE-Simulação” (Figura 4.5), pode indicar o bom ajuste para a equação *Modificadora da Taxa de Energia Elétrica de Entrada para o Resfriamento Função Temperatura*, nesse trabalho.

Antes da análise do Coeficiente de Performance (COP) para todas as localidades é importante ressaltar que a edificação modelo de referência, que representa um hotel comercial, é exatamente a mesma para as quatro capitais. Em relação ao sistema de HVAC aplicado, foram utilizadas cinco unidades externas (VRF) e 140 unidades internas, dentre unidades evaporadoras denominadas de *Split Hi-Wall* (maioria) e *Split Piso-Teto*. Para todos os equipamentos utilizados no sistema de condicionamento de ar da edificação, a configuração foi a mesma para as quatro cidades brasileiras selecionadas.

RESUMO DOS RESULTADOS								
<i>Estatística de regressão</i>								
R múltiplo	0,99469337							
R-Quadrado	0,98941490							
R-quadrado ajustado	0,98794475							
Erro padrão	0,02263530							
Observações	42							
ANOVA								
	<i>gl</i>	<i>SQ</i>	<i>MQ</i>	<i>F</i>	<i>F de significação</i>			
Regressão	5	1,72408362	0,34481672	673,00129412	1,74126E-34			
Resíduo	36	0,01844484	0,00051236					
Total	41	1,74252847						
	<i>Coefficientes</i>	<i>Erro padrão</i>	<i>Stat t</i>	<i>valor-P</i>	<i>95% inferiores</i>	<i>95% superiores</i>	<i>Inferior 95.0%</i>	<i>Superior 95.0%</i>
Interseção	1,35918911	0,15273953	8,89873816	0,00000000	1,04941898	1,66895924	1,04941898	1,66895924
Variável X 1	-0,03495268	0,01369242	-2,55270312	0,01507384	-0,06272220	-0,00718317	-0,06272220	-0,00718317
Variável X 2	0,00054730	0,00034583	1,58257513	0,12226527	-0,00015407	0,00124867	-0,00015407	0,00124867
Variável X 3	-0,00957387	0,00580150	-1,65023984	0,10759326	-0,02133987	0,00219212	-0,02133987	0,00219212
Variável X 4	0,00112420	0,00009381	11,98337578	0,00000000	0,00093394	0,00131446	0,00093394	0,00131446
Variável X 5	-0,00142794	0,00016998	-8,40077973	0,00000000	-0,00177267	-0,00108321	-0,00177267	-0,00108321

Figura 4.6 – Análise de Regressão para a equação: Fator Modificador da Taxa de Energia Elétrica de Entrada para o Resfriamento Função Baixa Temperatura.

A Figura 4.7 mostra o COP para as localidades de São Paulo, Rio de Janeiro, Fortaleza e Brasília nas condições de carga que representam 100, 75, 50 e 25% de PLR. Para a obtenção dos valores apresentados (assim como o procedimento adotado para a Figura 4.3) as cargas térmicas horárias foram somadas em um valor que representa a carga térmica horária dos cinco equipamentos e os valores foram classificados de forma decrescente para as Condições de Carga Parcial (*Part Load Conditions*). As quatro condições de operação também representam um valor médio analisado dentro de uma faixa de carga térmica entre $\pm 5\%$. Nessa etapa torna-se importante esclarecer que, embora a Literatura Técnica (Manual de Projeto) do fabricante Toshiba do equipamento VRF estipule como limite mínimo de carga parcial de operação o valor de 30% da carga nominal de projeto, quando a carga parcial da edificação (considerando a capacidade total instalada dos cinco equipamentos) se encontrar em 25% da carga total, essa condição ocorrerá acima do limite mínimo de operação recomendado para um único condicionador de ar, portanto, atendendo à recomendação técnica do fabricante supracitado.

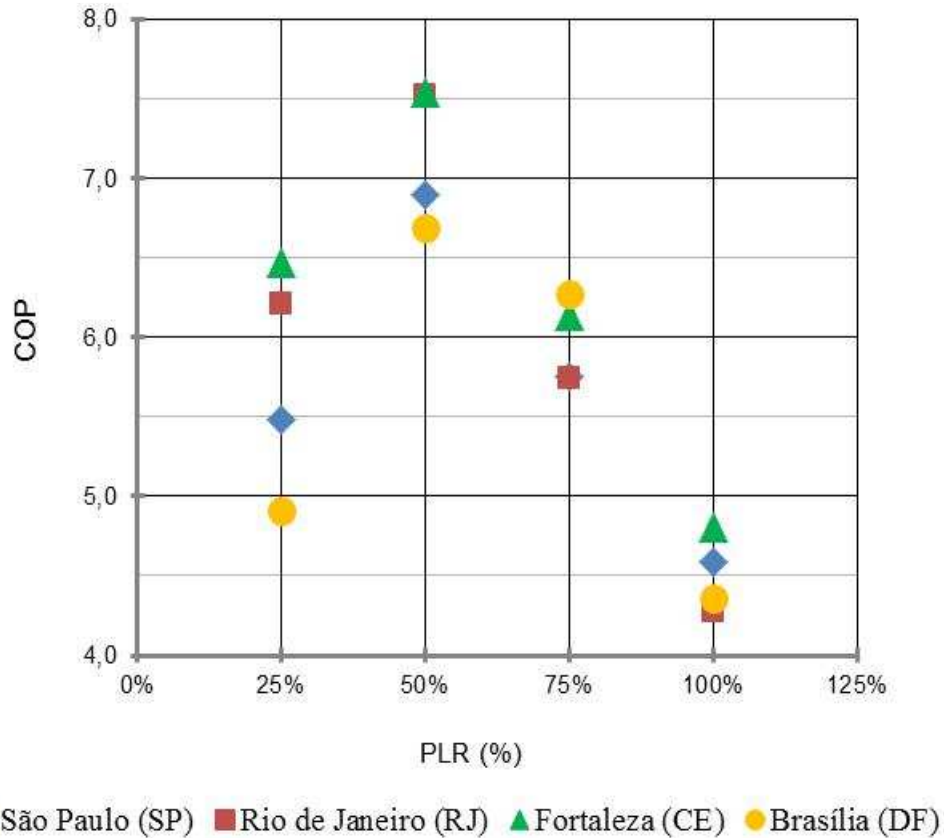


Figura 4.7 - Coeficiente de Performance para as Localidades de São Paulo(SP), Rio de Janeiro (RJ), Fortaleza (CE) e Brasília (DF).

Ainda conforme apresentado pela Figura 4.7, pode ser observado que as localidades do Rio de Janeiro e Fortaleza apresentaram um elevado valor de COP, aproximadamente 7,5 (W/W) na condição de 50% de PLR, devido à sua taxa de ocupação e principalmente em função da condição parcial de carga acima de 25% de operação. As cidades de São Paulo e Brasília apresentaram valores de COP menores que as demais, embora o valor de 6,9 (São Paulo), que corresponde a um PLR de 50%, supera amplamente o COP de 4,6 (W/W) na sua condição de Carga Plena (*Full Load*).

A Figura 4.8 possibilita uma análise mais específica sobre o comportamento dos sistemas de condicionamento de ar VRF sendo que cada um dos cinco equipamentos que atendem a edificação foi analisado individualmente, para a localidade de São Paulo. Para a obtenção dos valores de eficiência energética, a carga térmica horária foi ordenada de forma decrescente e analisada. As quatro condições de operação (100, 75, 50 e 30%) também representam um valor médio analisado dentro de uma faixa de carga térmica entre $\pm 5\%$. Essa análise buscou identificar as condições de Carga Plena e Parcial em que os condicionadores operam ao longo do ano. Para cada uma dessas condições, o Indicador de Eficiência Energética

(IEE) COP foi identificado e o valor médio da sua respectiva TBS do ar exterior foi calculado. Esse processo foi elaborado de forma a possibilitar a observância do COP dos cinco sistemas de ar condicionado VRF sobre um mesmo eixo de TBS do ar exterior. Esta forma de apresentação enriquece o entendimento e a avaliação do comportamento energético dos sistemas de HVAC, pois mostra que um mesmo modelo de equipamento de ar condicionado (por exemplo: VRF 1 e 2) pode operar em Condições de Carga Parcial distintas para uma mesma TBS do ar externo, ou vice-versa, sendo esse desempenho função de componentes como a demanda interna por condicionamento de ar e perfil climatológico, aos quais uma edificação está submetida.

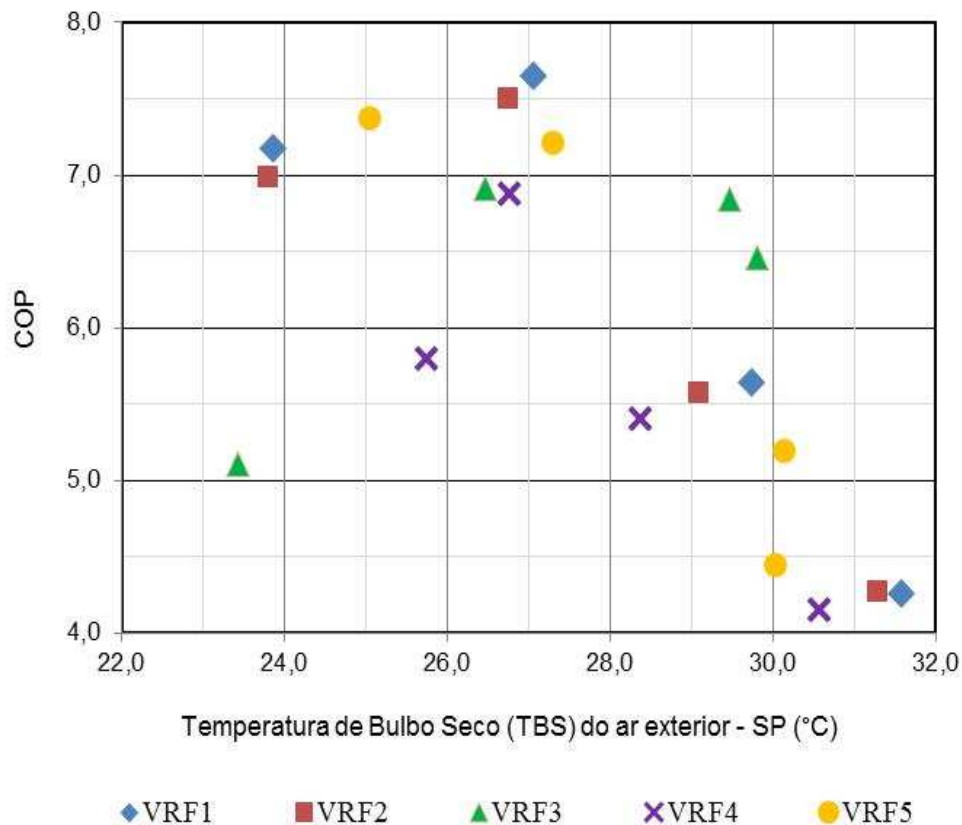


Figura 4.8 - Coeficiente de Performance para diferentes temperaturas de bulbo seco do ar exterior para a localidade de São Paulo (SP).

Os resultados apresentados pela Figura 4.8 mostram que os sistemas de ar condicionado com tecnologia VRF apresentaram o seu ponto de COP máximo dentro de uma faixa de temperatura do ar externo de 26 °C a 28 °C, ou mais precisamente, próximo à temperatura de 26,7 °C para o sistema VRF1, onde o COP máximo identificado foi de 7,7 (W/W), por exemplo. Esse comportamento já era esperado sendo que, conforme os estudos realizados por Wang *et al.*

al (Figura 2.28) e apresentados no capítulo 2 desse trabalho, condicionadores de ar VRF operam em seu maior nível de eficiência energética distante das temperaturas dos extremos, ou seja, em temperaturas medianas distantes da mínima e máxima. Torna-se necessário comentar que somente o sistema VRF-5 não apresentou o seu ponto de máxima performance na condição de temperatura mais baixa. Isso ocorreu devido aos seguintes fatores observados: (1) o sistema de condicionador de ar utilizado (VRF 5) atendeu apenas um único ambiente (bar panorâmico), no Bloco - 3; (2) o aparelho operou em uma condição de PLR desfavorável (unidade externa conectada a duas unidades internas, ou evaporadoras); (3) foi o equipamento que apresentou o menor número de compressores (dois); (4) o perfil de uso mostrou que o horário de pico desse ambiente interno foi registrado entre 12:00 e 14:00 horas. Todos esses quatro fatores diferenciam a condição de aplicação do sistema VRF 5 em comparação aos outros quatro condicionadores de ar.

A Figura 4.9 traz os mesmos valores de COP abordados durante a análise da Figura 4.8 e também os resultados para os mesmos cinco sistemas de condicionamento de ar VRF que atendem a localidade de São Paulo. Contudo, de forma clara e resumida, os resultados trazidos confirmam que os equipamentos condicionadores de ar operam com o seu ponto de máximo desempenho energético em Condições de Carga Parcial (*Part Load Conditions*). Onde o sistema VRF1 com o COP máximo de 7,7 (W/W), conforme apresentado anteriormente na Figura 4.8, atingiu esse nível máximo de desempenho energético na condição de 50% de carga de operação (PLR).

Os valores apresentados para os cinco equipamentos VRF foram obtidos através da identificação dos quatro pontos de operação de carga parcial e plena para os sistemas condicionares de ar, seguindo-se a mesma metodologia aplicada na geração da Figura 4.8. Os resultados apresentados na Figura 4.8 também eram esperados, uma vez que os estudos realizados por Duarte (Figura 2.21) e Wang *et.al* (Figura 2.27), já apontavam para esta mesma direção ou tendência quanto ao comportamento energético de equipamentos condicionadores de ar com tecnologia VRF.

Para possibilitar uma análise mais focada no desempenho termoenergético do sistema de HVAC para todas as localidades selecionadas, dois dos principais sistemas de condicionamento de ar presentes nas edificações foram selecionados. Com isso, cada um dos cinco equipamentos VRF do edifício continuou a ser analisado, individualmente, para as localidades de São Paulo, Rio de Janeiro, Fortaleza e Brasília. Nessa avaliação a capacidade de cada sistema VRF foi somada individualmente onde, os VRF 1 e 2 se mostraram mais relevantes em função da capacidade total na função refrigeração. Estes dois equipamentos atendem, para

as quatro localidades, as maiores cargas térmicas da edificação de referência em comparação aos outros três sistemas (VRF 3, 4 e 5) avaliados.

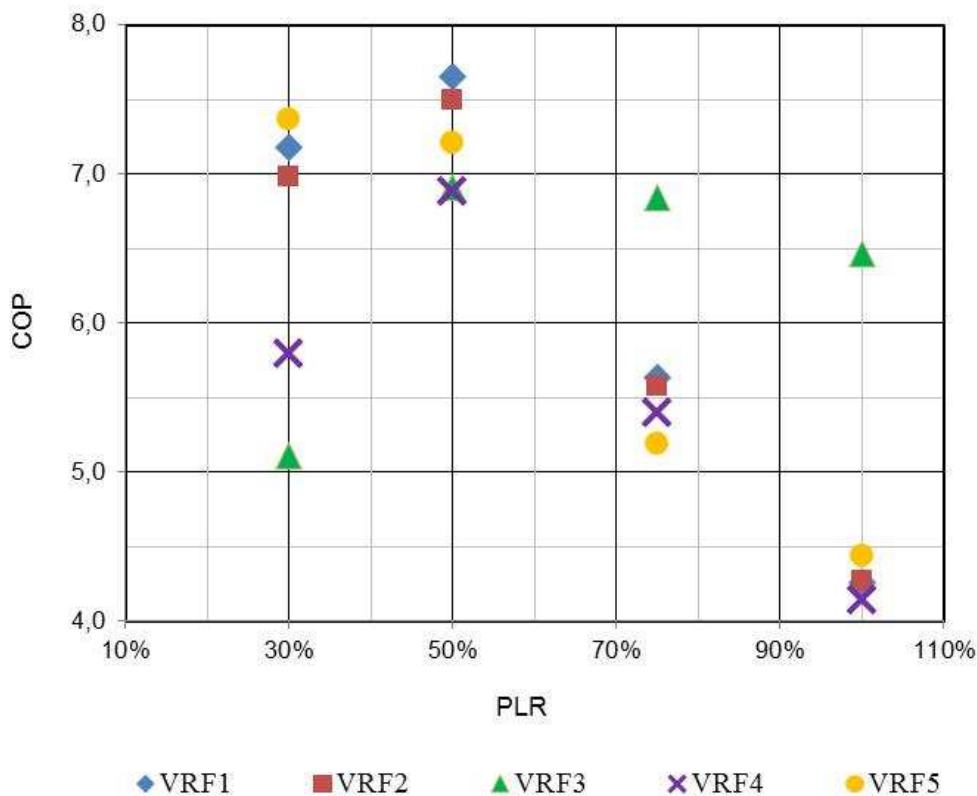


Figura 4.9 - Coeficiente de Performance em função do PLR para a localidade de São Paulo (SP).

A Figura 4.10 apresenta o Coeficiente de Performance (COP) para os sistemas de condicionamento de ar VRF 1 e 2 em função das Condição de Carga Parcial em que os equipamentos operam. Para a obtenção dos valores de desempenho (COP) e PLR (*Part Load Ratio*) mostrados, foi adotado o mesmo procedimento aplicado na Figura 4.9 onde a carga térmica horária foi ordenada de maneira decrescente nas condições de operação que representam 100, 75, 50 e 30% de operação.

Pode ser observado, ainda através da Figura 4.10, que para 100% das localidades estudadas (São Paulo, Rio de Janeiro, Fortaleza e Brasília) os dois principais sistemas VRF (1 e 2) funcionaram com o seu ponto de máximo desempenho energético na condição de 50% de Carga Parcial (*Part Load*). A cidade de Fortaleza com COP de 9,5 (W/W) para o sistema VRF 2 e 8,9 para VRF 1 atingiu os maiores indicadores de desempenho dentre as demais capitais. Os equipamentos que atendem a cidade do Rio de Janeiro se mostram bem equilibrados entre si, com valores de COP muito similares para as quatro condições de operação (100 a 30%). As

localidades de São Paulo e Brasília, a exemplo de resultados anteriores, continuaram a apresentar valores de COP mais baixos frente às outras duas capitais.

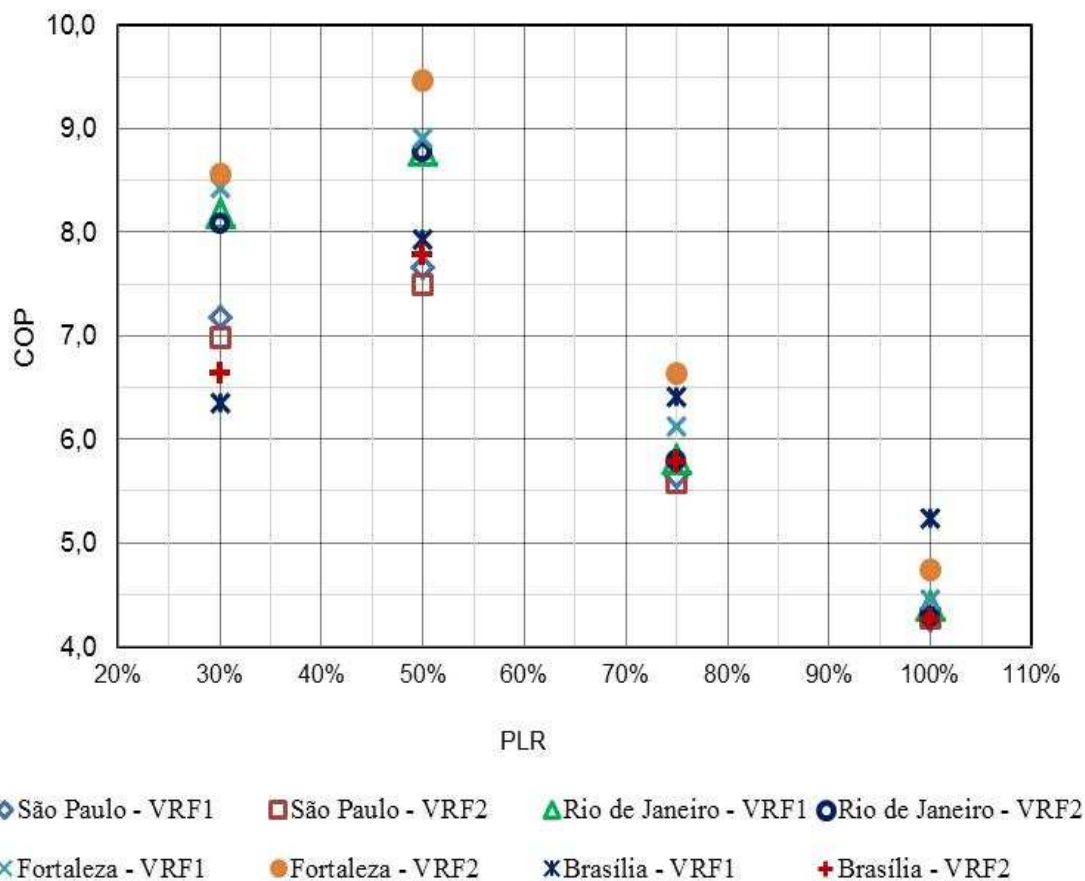


Figura 4.10 – COP em função do PLR dos sistemas VRF 1 e 2 para a localidade de São Paulo, Rio de Janeiro, Fortaleza e Brasília.

4.3.1 Desempenho Energético do Sistema VRF e AHRI Standard 1230

Nessa seção os valores de ICOP gerados pelas simulações computacionais e também os valores resultantes da metodologia sugerida pela AHRI Standard 1230 serão apresentados e comparados.

Torna-se oportuno recordar que o desempenho energético do sistema de climatização (HVAC) ao longo das 8760 horas anuais, levando em consideração todas as condições de Carga Parcial e Plena, denomina-se Coeficiente Integrado de Performance (ICOP).

Para a elaboração das simulações termoenergéticas os principais parâmetros sugeridos pela metodologia da norma AHRI 1230 foram adotados e inseridos no programa *EnergyPlus*. O controle da condição de conforto térmico para os ambientes internos foi efetuado através do ajuste da Temperatura de Bulbo Seco (TBS). Equipamentos de ar condicionado geralmente

controlam a TBS do ar interior através de um dispositivo eletrônico comumente chamado de Termostato Ambiente. Para a simulação foi definida uma TBS do ar interno buscando atender a norma AHRI 1230. Também com base na norma (AHRI 1230), uma variação (faixa) da TBS do ar exterior foi adotada para as simulações. Para a Temperatura de Bulbo Úmido (TBU) do ar interior não foi realizado nenhum controle. Condicionadores de ar para conforto, em geral, não realizam o controle da TBU ou da Umidade Relativa (UR) através do Termostato Ambiente, embora sua relevância para a condição de conforto térmico humano seja reconhecida.

A Figura 4.11 apresenta o valor do Coeficiente Integrado de Performance (ICOP) calculado conforme método AHRI *Standard* 1230. Valores de ICOP resultantes das simulações das 8760 horas do ano para os sistemas VRF 1 e 2 para as quatro localidades brasileiras estudadas e também um valor médio para o ICOP entre estes dois sistemas, para facilitar o comparativo. Para a obtenção do ICOP seguindo a metodologia da norma AHRI 1230 foi calculado o COP instantâneo para as três Condições de Carga Parcial (*Part Load Conditions*) em 30, 50 e 75%, e também o COP na Condição de Carga Plena (*Full Load Condition*) em 100%. Esse procedimento de cálculo é realizado com base nos dados de Capacidade e Energia Elétrica de Entrada, fornecidos pelo fabricante do condicionador de ar VRF, aqui identificado como Toshiba. Após a obtenção de todos os COP instantâneos, os valores resultantes foram aplicados na Equação 2.9, ponderados conforme a metodologia proposta (AHRI 1230) e traduzidos matematicamente em um único Indicador de Eficiência Energética (IEE). O valor obtido após esse processo foi o ICOP AHRI1230 igual a 7,0. Além disso, é interessante analisar que este indicador busca representar o desempenho energético do sistema condicionador de ar VRF durante um ano completo, porém, não com base nas delimitações geográficas de cada localidade respectiva, mas sim embasado na faixa de temperatura do ar exterior conforme apresentado na Tabela 2.9. Para a construção do ICOP dos sistemas VRF 1 e 2, a simulação contendo as 8760 horas anuais, com base no arquivo climático local, foi realizada e os valores dos COP horários foram integrados. Os valores obtidos foram 6,9 de ICOP para o sistema VRF1 e 6,7 para o VRF 2. Um valor médio de ICOP entre esses dois sistemas (6,8) também foi apresentado auxiliando a comparação com o ICOP originário da AHRI *Standard* 1230.

Através do método de simulação computacional horária (Figura 4.11), também foi possível obter os valores para o Coeficiente Máximo de Desempenho ($COP_{máx}$) sendo esses valores máximos de COP para cada um dos condicionadores de ar VRF (1 e 2) o desempenho energético maximizado em uma hora específica de operação. Como resultado final, observa-se que o valor do Coeficiente de Desempenho Integrado (ICOP) que representou a média entre os

dois sistemas ficou menor 2,8% (6,8) em relação ao valor da coluna AHRI 1230 (7,0). Para o Coeficiente Máximo de Desempenho ($COP_{m\acute{a}x}$) o valor médio atingiu 9,9 (8,9%) acima do COP referente a coluna AHRI 1230, com 9,1.

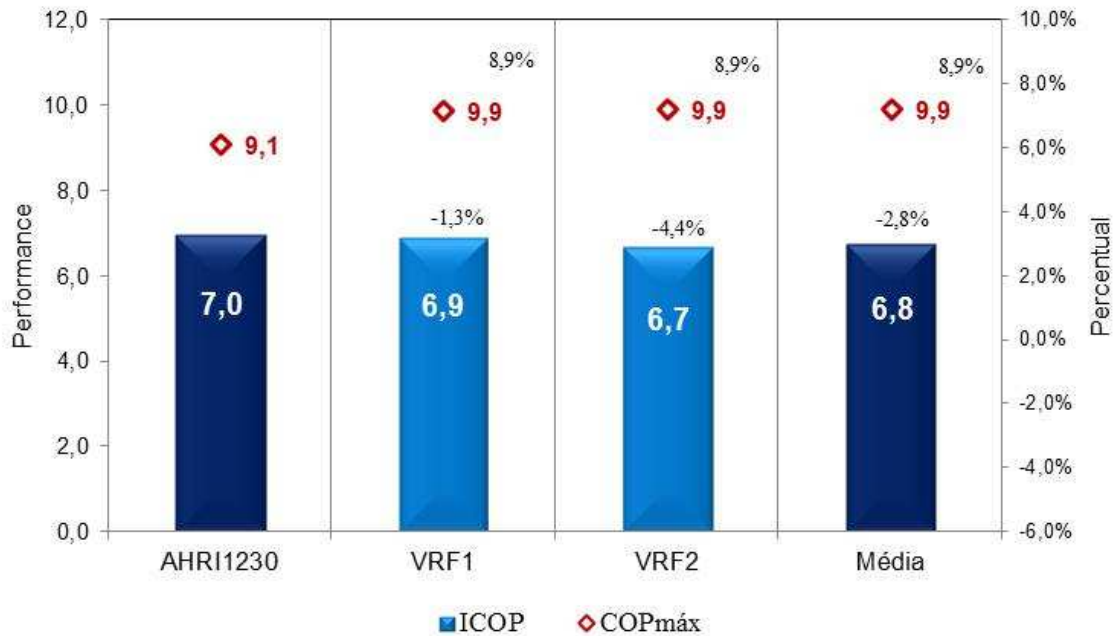


Figura 4.11 - Comparação entre o Coeficiente Integrado de Performance conforme AHRI 1230 e para as quatro localidades brasileiras.

As diferenças entre o valor do Coeficiente Integrado de Performance (ICOP) obtido através da metodologia de cálculo sugerida pela norma AHRI 1230 e os valores resultantes das simulações computacionais dos sistemas de ar condicionado VRF se mostraram muito pequenas. Uma análise mais detalhada da Figura 4.11, como comparativo, torna-se necessária.

Conforme mencionado anteriormente, os sistemas VRF 1 e 2 foram selecionados devido a sua relevância no atendimento da carga térmica total da edificação. Seus valores de COP em cargas parciais (PLR) foram apresentados na Figura 4.10 e o ICOP resultante foi mostrado na Figura 4.11. Esses valores de desempenho energético do sistema de HVAC são influenciados principalmente pelo tipo de tecnologia do condicionador de ar selecionado, pela condição de carga térmica horária da edificação e também pela condição climatológica característica de cada localidade analisada. Fatores como o desempenho de equipamentos com tecnologia VRF e Carga Térmica hora-a-hora já foram abordados no presente trabalho.

Para auxiliar a compreensão de como o fator clima influenciou a performance dos condicionadores de ar, a Tabela 4.2 apresenta uma faixa de Temperatura do Ar Exterior (TAE) na qual os sistemas VRF 1 e 2 foram simulados. Para a elaboração dessa tabela (4.2),

primeiramente, foi efetuada uma média entre a TAE referente aos dois sistemas VRF, para as quatro capitais. Após esse procedimento, outro indicador médio de TAE foi obtido, denominado TAE média global, buscando representar uma temperatura média global única para todas as capitais.

Tabela 4.2 - TAE média global em função das TAE para as localidades.

TAE média São Paulo (°C)	TAE média Rio de Janeiro (°C)	TAE média Fortaleza (°C)	TAE média Brasília (°C)	TAE média global (°C)	Condição de Carga (%)
31,4	32,5	30,2	28,7	30,7	100
29,4	29,6	28,3	27,6	28,7	75
26,9	26,0	26,0	25,0	26,0	50
23,8	24,0	23,6	22,0	23,4	30

Durante a elaboração da Tabela 4.2, foi observado que a cidade de Fortaleza apresentou a maior diferença da TAE entre os dois sistemas VRF que atenderam ao mesmo modelo de edificação. Essa diferença foi de 0,9 °C e representou a desigualdade existente entre os quartos com orientação sul (VRF 1) e os quartos com orientação norte (VRF 2). Torna-se necessário esclarecer que a diferença entre a TAE, citada aqui, não está relacionada à localização geográfica, sendo que os equipamentos condicionadores de ar estão considerados na mesma capital (Fortaleza), mas sim é a TAE identificada para cada condição de carga parcial (PLR) na qual o sistema de HVAC foi exigido.

A Tabela 4.3 apresenta, em caráter comparativo, a faixa da TAE média global resultante da simulação termoenergética realizada para as localidades selecionadas frente à faixa de temperatura do ar exterior proposta na metodologia da AHRI *Standard* 1230.

Tabela 4.3 – Comparativo da TAE da AHRI 1230 e localidades brasileiras.

Condição de Carga (%)	TAE AHRI 1230 (°C)	TAE média global (°C)
100	35,0	30,7
75	27,5	28,7
50	20,0	26,0
25 ⁸	18,3	23,4

⁸ Para facilitar a comparação direta entre as temperaturas do ar exterior sugeridas pela AHRI 1230 e a temperatura média global sugeridas nesse trabalho, a Tabela 4.4 traz o menor valor de Carga Parcial igual a 25% mas que também pode ser comparado com 30% anteriormente utilizado na Tabela 4.3.

Através da Tabela 4.3 pode ser visto que a única condição na qual a Temperatura do Ar Exterior (TAE) da AHRI 1230 é maior que a TAE média global é a condição de 100% de carga ou Carga Plena (*Full Load*). Isso pode ser explicado devido ao fato de que a norma AHRI 1230 fixa, para a condição de 100% de carga de operação, a TAE igual a 35 °C. Torna-se de interesse comentar que outras normativas existentes para o mercado de HVAC, conforme ilustrado na Tabela 2.7, também adotam essa TAE (35 °C) como a temperatura que representa a condição de Carga Plena (100%) em que o equipamento condicionador de ar deve operar, sendo este sistema provido de tecnologia VRF ou não.

Também através da análise dos valores de Temperatura do Ar Exterior (TAE) contidos na Tabela 4.3 pode ser visto que, para as Condições de Carga Parcial (*Part Load Conditions*) que representam os pontos de operação em 75, 50 e 25%, a TAE média global apresenta valores maiores quando comparada às temperaturas sugeridas pela AHRI *Standard* 1230. Esse comportamento deve-se, especialmente, à carga térmica interna proveniente de hotéis (edificação de referência) que dificilmente atinge um valor alto devido ao seu Perfil de Uso ou Taxa de Ocupação Média (que para esse estudo, por exemplo, não atingiu 100% de ocupação para nenhuma das quatro edificações analisadas) e ainda devido a uma característica de ocupação noturna. Com isso, as condições climáticas locais exerceram uma influência maior na carga térmica total resultante do somatório das cargas internas e externa, sendo essa última função, principalmente, do rigor climatológico na qual o edifício está localizado.

A Figura 4.12 representa a tendência do perfil de Temperatura do Ar Exterior (TAE) originária das simulações e também a tendência trazida pela norma AHRI 1230 que expõe, através de um modelo matemático, a metodologia para se definir uma faixa de TAE em função da Razão de Carga Parcial (PLR) de operação de um condicionador de ar VRF.

Para o perfil de TAE média global, está apresentado também o erro padrão dos intervalos mínimo e máximo, sobre os quais os valores médios foram construídos, possibilitando assim a elaboração da Equação 4.2. Também pode ser observado que, próximo à condição de carga parcial de 80% (PLR), os valores da TAE apresentados pela AHRI 1230 se encontram com os valores da TAE propostos pelas simulações. A linha que representa o perfil da TAE da AHRI 1230 apresenta valores menores exceto para a condição fixa de 100% de carga, com 35 °C.

A Equação 4.2 mostra o resultado da Temperatura do Ar Exterior (TAE) em função da Razão de Carga Parcial (PLR) em que o sistema condicionador de ar VRF irá operar com base na metodologia trazida pelo presente trabalho.

$$TAE_{média\ global} = 0,10PLR + 20,56 \quad (4.2)$$

onde $TAE_{média\ global}$ é o resultado da temperatura do ar exterior proposta e PLR representa a condição de carga de operação em valores percentuais.

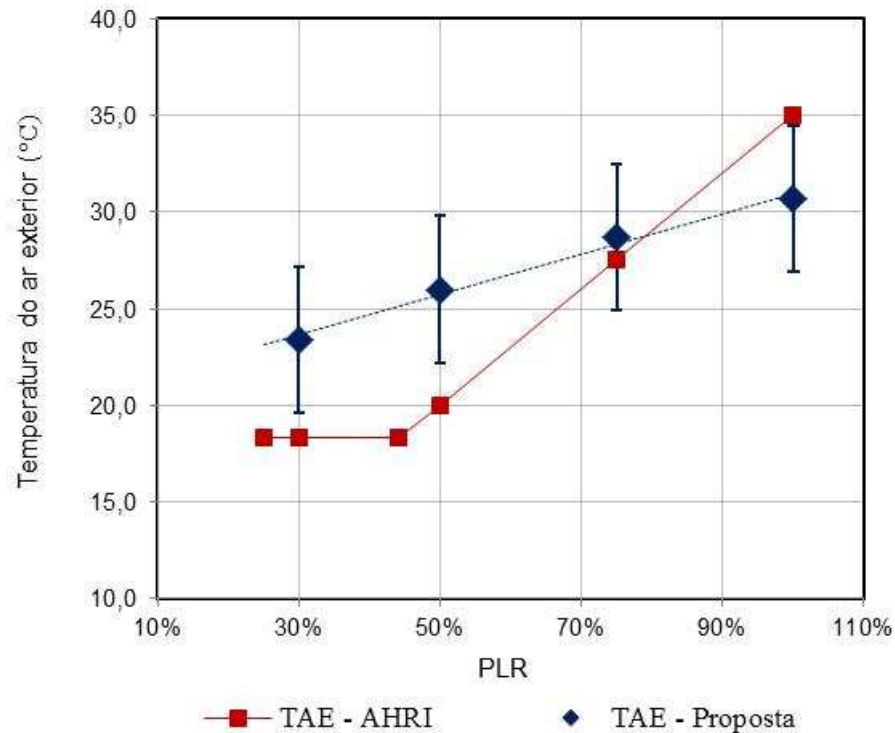


Figura 4.12 - Comparativo da Temperatura do Ar Exterior (TAE) da AHRI *Standard 1230* frente à temperatura proveniente do perfil climatológico brasileiro.

Após a análise das diversas componentes que impactam o desempenho energético de um sistema condicionador de ar com tecnologia VRF em condição de carga parcial, que se desenvolveu durante este trabalho, a apresentação de uma proposta ou metodologia, que represente um IEE (Indicador de Eficiência Energética) integrado em função das características do perfil climatológico brasileiro torna-se, evidentemente, interessante.

A Figura 4.13 apresenta, além do ICOP resultante das simulações computacionais e do ICOP calculado através da metodologia AHRI *Standard 1230*, o Coeficiente Integrado de Performance (ICOP) ajustado conforme a TAE média global encontrada em função das capitais de São Paulo, Rio de Janeiro, Fortaleza e Brasília. Os valores de ICOP trazidos, na Figura 4.13, representam o desempenho do conjunto dos sistemas VRF 1 e 2 que atenderam a edificação modelo de referência para cada capital respectiva. Para a obtenção dos valores de ICOP com

base nas simulações termoenergéticas e na metodologia AHRI 1230, foi adotado o mesmo procedimento conforme descrito na elaboração da Figura 4.11. Para o valor de desempenho do indicador $ICOP_{BR1}$, primeiramente, calculou-se o COP instantâneo para as três Condições de Carga Parcial (*Part Load Conditions*) em 30, 50 e 75%, e também o COP na Condição de Carga Plena (*Full Load Condition*) em 100%. Esse procedimento de cálculo também foi realizado com base nos dados de Capacidade e Energia Elétrica de Entrada, fornecidos pelo fabricante do condicionador de ar.

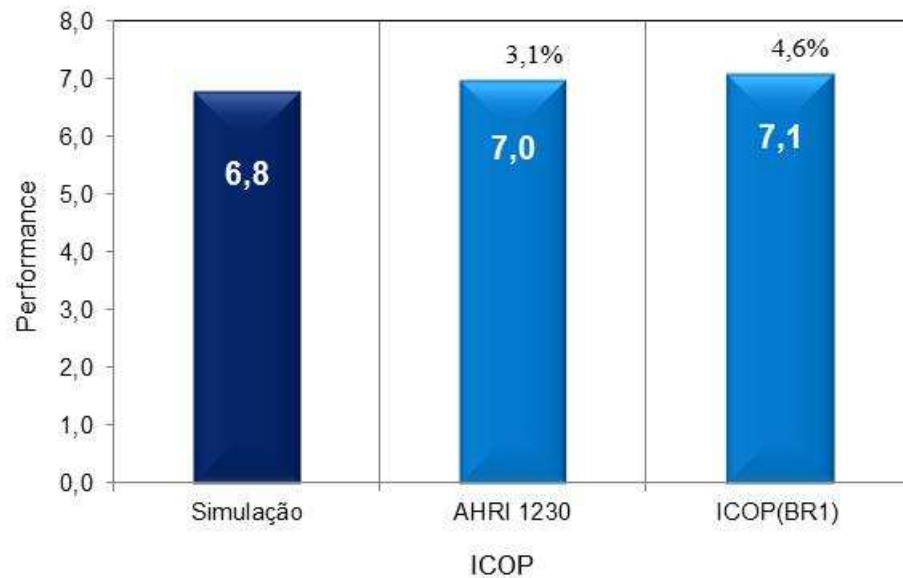


Figura 4.13 - Comparação entre o Coeficiente Integrado de Performance conforme Simulação, AHRI 1230 e $ICOP_{BR1}$.

Após o cálculo de todos os COP instantâneos, os valores resultantes foram aplicados na Equação 4.3, ponderados e traduzidos matematicamente em um único Indicador de Eficiência Energética (IEE), denominado $ICOP_{BR1}$.

$$ICOP_{BR1} = (0,085 * A) + (0,208 * B) + (0,389 * C) + (0,318 * D) \quad (4.3)$$

Condição:

A = COP a 100% da capacidade líquida em condições de *rating*, em Carga Plena;

B = COP a 75% da capacidade líquida e redução da temperatura do ambiente;

C = COP a 50% da capacidade líquida e redução da temperatura do ambiente;

D = COP a 25% da capacidade líquida e redução da temperatura do ambiente.

Para a obtenção dos valores (“pesos”) de ponderação referentes às quatro condições (A, B, C, e D) de COP apresentados pela Equação 4.3, inicialmente, contabilizou-se o número de

horas em que uma TBS do ar externo, aqui denominada somente como TAE (Temperatura do ar Exterior), atendeu cada condição de carga de funcionamento do sistema VRF. Essa contabilidade foi realizada para cada condição de desempenho (COP). Após esse procedimento, os valores que resultaram da soma desse grupo de horas (de cada condição) foram divididos pelo resultado da integração horária total que representou as quatro condições analisadas. Desse modo, resumidamente, os valores de ponderação buscam representar o número de horas em que o sistema de condicionamento de ar VRF operou em uma determinada Condição de Carga Parcial (PLR) ou Plena. Através disso é possível observar que para todas as quatro localidades estudadas, o equipamento VRF operou, na maior parte do tempo, em condição de baixa Carga Parcial, sendo 38,9% do tempo em 50% e 31,8% na condição de 25% de carga. As outras duas condições restantes (75 e 100%) juntas representaram somente 29,3% de carga. Essa carga horária, contabilizada para cada condição de funcionamento, não considerou as 8760 horas ao longo de um ano completo, mas sim, o número de horas correspondentes à faixa de $\pm 5\%$ do PLR do sistema de HVAC. Esse procedimento foi descrito anteriormente e adotado para delimitar a faixa de carga parcial objeto da análise.

A Figura 4.14 mostra de forma comparativa a diferença entre os valores de ponderação sugeridos pela metodologia conforme a norma AHRI 1230 e os valores originários dos ajustes efetuados com base na TAE média global (ICOP_{BR1}).

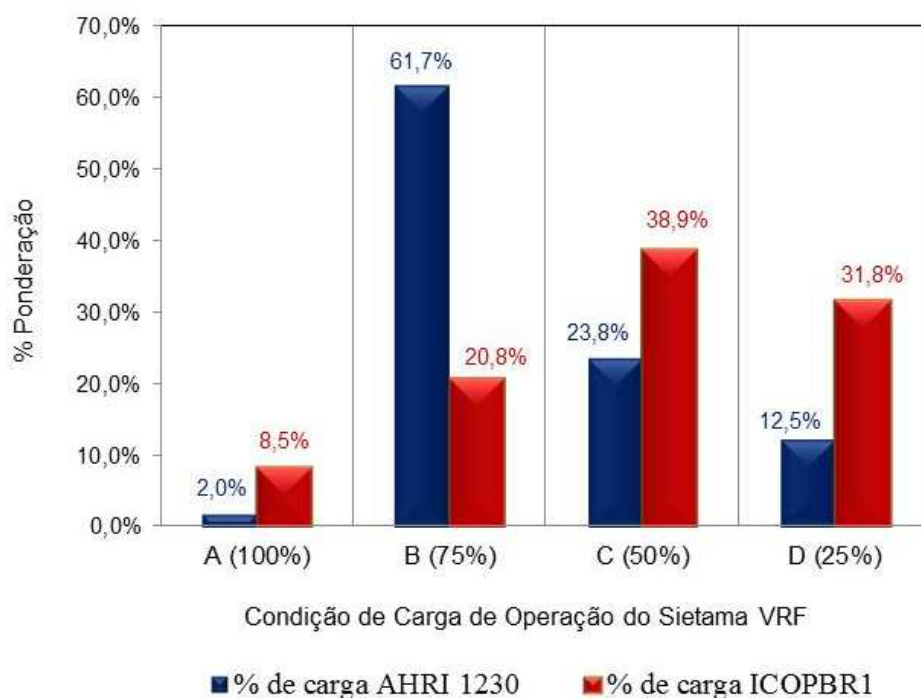


Figura 4.14 – Comparativo PLR AHRI 1230 e ICOP_{BR1}.

Ainda através da Figura 4.14 pode ser visto que, no método AHRI 1230, a condição de 75% de carga é extremamente representativa quando comparada às demais condições. Com 61,7% de ponderação, essa condição (75% de PLR) terá um peso importante do resultado do Coeficiente Integrado de Performance (ICOP) do sistema de HVAC, embora presuma-se que demais fatores além da TAE estão considerados no método. Para o $ICOP_{BR1}$ os valores de ponderação mais representativos estão identificados nas condições de 50 e 25% de carga parcial, condições estas que foram mapeadas como relevantes para as quatro localidades dentro do território brasileiro.

A Figura 4.15 apresenta a importância em se identificar e analisar em qual condição de carga o sistema de condicionamento de ar VRF opera na maior parte do tempo.

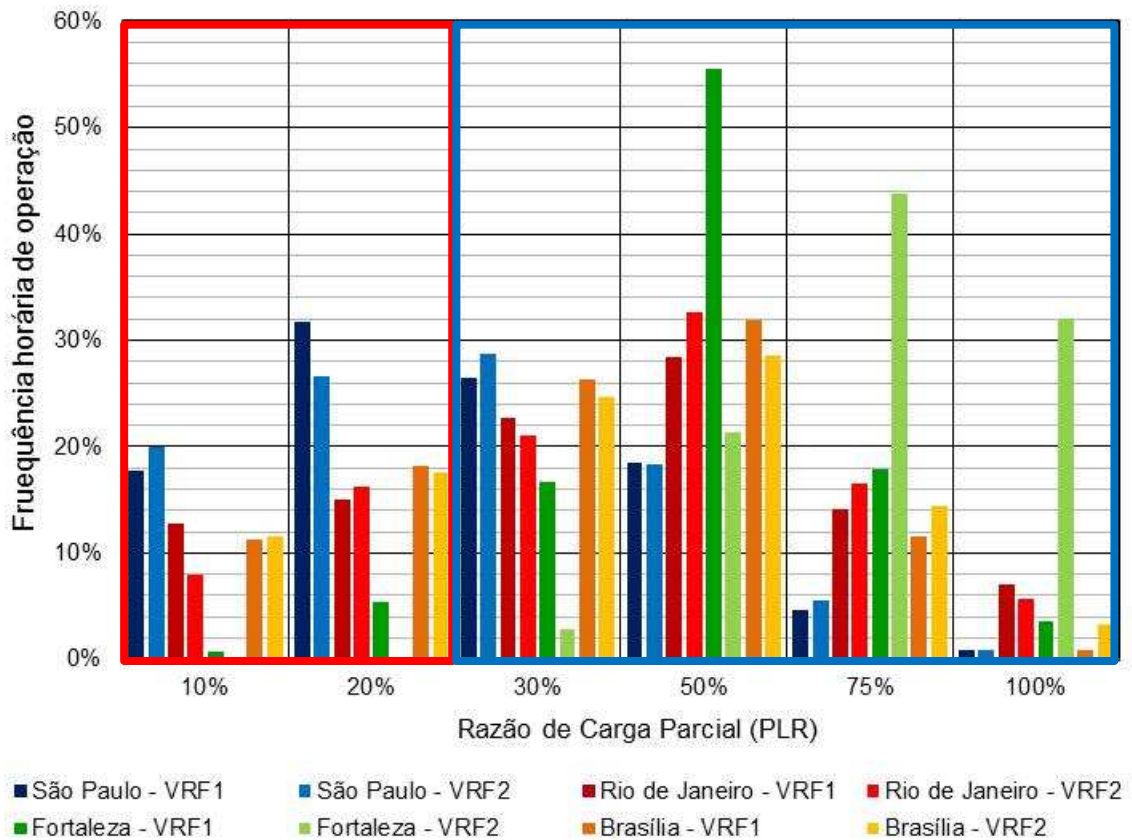


Figura 4.15 - Frequência horária em função do PLR para VRF1 e 2.

Analisando-se os dados trazidos pela Figura 4.15 pode ser visto que as condições de cargas parciais foram divididas em dois intervalos, de 10 a 20% de PLR e de 30 a 100%. O segundo intervalo, de 30 a 100%, além de ser a faixa mais próxima da metodologia sugerida pela AHRI *Standard* 1230, contém as condições de carga parcial que foram utilizadas para elaboração do $ICOP_{BR1}$ em função da TAE média global. Para estas cargas pode também ser

observado que os sistemas VRF 1 e 2 que atendem a edificação da localidade de Fortaleza, principalmente, operam na sua maior parte do tempo em condições parciais de carga acima de 30%, sendo 56% em 50% de PLR para o sistema VRF 1 e 44% em 75% de PLR para o VRF 2. Considerando que as características físicas do modelo de referência da edificação juntamente com os equipamentos condicionadores de ar, são os mesmos para as quatro localidades, conforme mencionado anteriormente, esse fator, somado à taxa de ocupação, ratifica o elevado desempenho energético (COP) dos aparelhos de HVAC desta capital.

Continuando a analisar a localidade de Fortaleza, ainda pode ser visto que o sistema VRF 2 funciona com grande frequência nas condições de 75% de PLR e 100% de carga de operação, quando comparado ao VRF 1. Conforme os dados apresentados na Tabela 3.1, isso ocorre, especificamente para esta capital, porque, devido a latitude de Fortaleza a capacidade do sistema de condicionamento de ar VRF 2 é menor frente à capacidade do VRF 1. Os quartos do hotel modelo de referência com orientação sul são atendidos pelo sistema de ar condicionado 1 e o sistema 2 atende os quartos com orientação norte.

Ainda analisando os dados da Figura 4.15, pode ser visto que principalmente a cidade de São Paulo apresentou elevado indicador de PLR nas condições abaixo de 30%. Porém as condições de 10 e 20% de carga parcial não foram consideradas para a elaboração do IEE do ICOP_{BR1} devido à limitação do equipamento VRF informada pelo fabricante (Toshiba), onde estes aparelhos não devem operar abaixo de um PLR de 30%. Contudo, esses pontos de baixa carga de operação continuarão a ser analisados, neste momento, devido a sua alta frequência identificada nesse trabalho, em função do perfil de uso da edificação, hotel, e do perfil climatológico das quatro localidades analisadas.

A Figura 4.16 mostra, além dos valores de COP nas condições de carga entre 30 a 100%, os indicadores de desempenho (COP) também para as condições de 10 e 20% de PLR. Para uma melhor compreensão sobre o desempenho energético dos sistemas VRF torna-se importante ilustrar a baixa performance desses aparelhos abaixo de 30% sendo que, para algumas das capitais dentro do território brasileiro, essas condições de funcionamento apresentaram elevados valores de demanda. Para a obtenção dos valores de desempenho (COP) e PLR (*Part Load Ratio*) mostrados, foi adotado o mesmo procedimento aplicado na Figura 4.9, onde a carga térmica horária foi ordenada de maneira decrescente nas condições de operação que representam também os valores de 10 e 20% de operação. Pode ser observado que os valores de COP na condição de 20% de PLR ficaram próximos aos índices de desempenho na condição de plena carga de funcionamento, ou 100%. Na condição parcial de carga igual a 10%, os sistemas de condicionamento de ar VRF 1 e 2 apresentaram valores de COP muito baixos

para toda as quatro localidades, sendo que o condicionador de ar VRF 1 para a capital Brasília apresentou 1,9 (W/W), ou seja, 63,1% menor frente à condição de carga plena (100%).

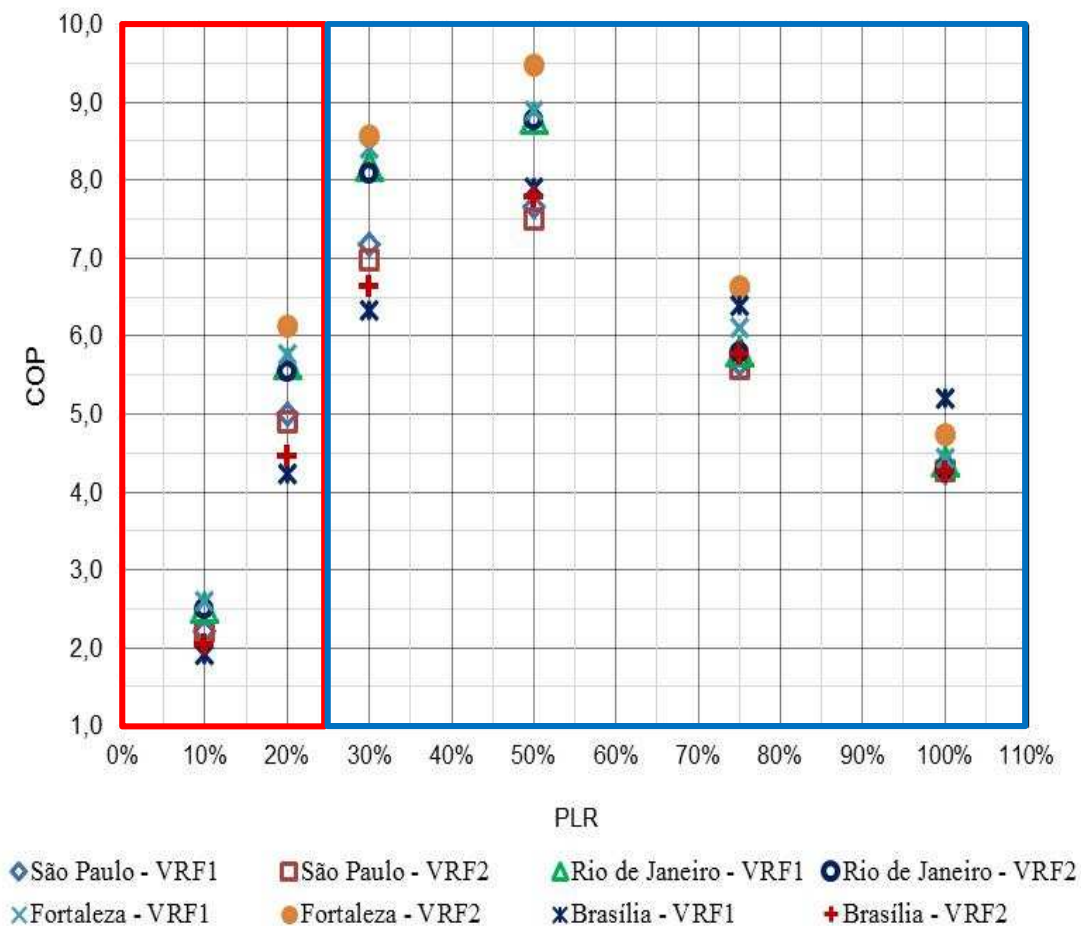


Figura 4.16 - COP em função do PLR (10 a 100%) dos sistemas VRF 1 e 2 para as localidades brasileiras.

Mesmo com a pequena diferença identificada entre valores do indicador integrado de desempenho (ICOP) com base da *AHRI Standard 1230* (7,0) e o ICOP obtido através da simulação computacional (6,8), para pesquisas futuras podem ser sugeridos trabalhos que busquem compreender outros perfis de utilização dos sistemas de HVAC com tecnologia VRF, também de outros fabricantes e ainda para outras localidades dentro do território brasileiro. Ainda nesse sentido, a continuidade de estudos nessa área auxilia de certa forma o entendimento do porquê, mesmo quando aplicado à metodologia sugerida pela norma *AHRI 1230* onde 61,7% é ponderado na condição de 75% de carga parcial, o valor final de ICOP ficou somente 3,1% maior do que o ICOP obtido pelo método de simulação computacional (*EnergyPlus*) referente às quatro capitais brasileiras onde as condições de 50 e 25% se apresentaram mais expressivas.

Esta pesquisa não busca propor outro modelo matemático para a obtenção do ICOP anual de sistemas de condicionamentos de ar VRF através de métodos de cálculo. O indicador ICOP_{BRI} foi elaborado somente para ilustrar a relevância das condições de cargas parciais para o território brasileiro.

Ainda analisando o desempenho energético de equipamentos de ar condicionado da linha VRF, também se torna relevante e oportuno esclarecer que uma prática comum de mercado (entre os fabricantes) está na publicação dos valores de Coeficiente de Performance (COP) sem a consideração da potência elétrica de entrada (consumo) que corresponde às unidades internas ou unidades evaporadoras (exemplo, Figuras 3.19 e 3.20). Empresas que fabricam esses aparelhos têm realizado essa prática sob a justificativa de que, uma única unidade externa (condensadora VRF) tem a capacidade de atender a um número muito grande de unidades internas (cada fabricante apresenta o seu número máximo limite de interligação de unidades internas para cada unidade externa) para vários ambientes. No mercado de HVAC, na prática, cada projeto arquitetônico traz uma demanda específica da quantidade de unidades (externas e internas) que será necessária para atender à carga térmica total da edificação. Essa necessidade de mercado impossibilita uma configuração típica e genérica de um “sistema padrão” por parte dos fabricantes dificultando, então, a publicação dos valores de COP considerando um conjunto de equipamentos contendo, além das unidades externas, o número exato de unidades internas (evaporadoras) do projeto, com os seus respectivos valores de consumo elétrico. Sendo assim, os valores de COP encontrados nos catálogos técnicos e manuais dos fabricantes, inclusive no Manual de Projeto do fabricante Toshiba utilizado nesse trabalho, correspondem somente ao indicador de desempenho de cada unidade externa VRF.

No entanto, buscando uma avaliação mais abrangente do comportamento energético desses equipamentos, o consumo elétrico de cada unidade evaporadora que atendeu a edificação modelo de referência desse trabalho foi obtido através das simulações computacionais, conforme pode ser consultado no Apêndice – A. Resumidamente, o que foi observado após a inclusão do consumo energético das unidades internas junto às unidades externas foi que, em média, o Coeficiente de Performance (COP) para cada condição decresce 12,5% frente aos valores de desempenho sem considerar a unidade interna. Para os gráficos e tabelas de desempenho utilizados nessa pesquisa torna-se importante enfatizar que os valores de COP apresentados seguem a prática utilizada pelos mercado de HVAC, ou seja, sem a inclusão da potência elétrica de entrada (consumo) para cada unidade interna respectiva.

A Tabela 4.4 mostra o Coeficiente de Performance (COP) dos cinco sistemas de ar condicionado utilizados nesse trabalho, valores publicados na Condição de Carga Plena (*Full Load*) de acordo com o Manual de Projeto do fabricante Toshiba.

Através dos valores de desempenho energético em condição de Carga Plena (*Full Load*) apresentados na Tabela 4.4, pode ser verificado que os equipamentos com tecnologia VRF atingem elevado desempenho com a integração de todos os pontos de Carga Parcial (*Part Load*) durante todo o seu tempo de operação ao longo do ano. O sistema VRF 2, por exemplo, apresentou o menor valor para o Coeficiente Integral de Performance, ICOP de 6,7 (Figura 4.11), entretanto, esse valor foi 91,4% maior frente ao melhor COP encontrado no sistema VRF 3 ou 5, que foi de 3,5 (Tabela 4.4).

É importante recordar que os fabricantes publicam valores de COP em Carga Plena, condições geralmente conhecidas como *Rating*. Para os sistemas VRF a Condição de Rating (*Rating Condition*) esta representada pelas temperaturas de bulbo seco (TBS) e bulbo úmido (TBU) contidos na própria Tabela 4. 4.

Durante esse trabalho foi observado que o COP de equipamentos condicionadores de ar VRF é função inversa da TBS do ar exterior, até certo limite. Sendo assim, o desempenho energético desses aparelhos de ar condicionado será maior para TAE menores que 35°C, conforme visto na Figura 4.8. Por isso, pode ser observado que os valores de COP da Tabela 4.4 na condição de 100% de carga são menores quando comparados com os valores apresentados nas Figuras 4.10 e 4.16.

Tabela 4.4 – COP Unidades Externas VRF.

Unidades Externas VRF	COP (W/W)	TBS⁹ ar interior (°C)	TBU¹⁰ ar interior (°C)	TBS ar exterior (°C)	TBU ar exterior (°C)
VRF. 1	3,4				
VRF. 2	3,4				
VRF. 3	3,5	26,7	19,4	35,0	23,9
VRF. 4	3,3				
VRF. 5	3,5				

Fonte: Manual de Projeto, *Rating Conditions* – Toshiba.

Atualmente, a maioria dos fabricantes de equipamentos condicionadores de ar VRF (*Variable Refrigerant Flow*) vem divulgando de maneira substancial que esses aparelhos têm

⁹ TBS: Temperatura de Bulbo Seco

¹⁰ TBU: Temperatura de Bulbo Úmido

side desenvolvidos para atingir o seu maior índice de desempenho exatamente no ponto abaixo da carga nominal de projeto (*Full Load Conditions*), a Figura 4.10, novamente, converge de certa maneira para com esse conceito.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Ações de grande expressão têm sido adotadas para melhorar o nível de eficiência no uso da energia elétrica ao redor do mundo. Em edificações, organizações certificadoras lutam para reduzir o consumo energético, aprimorando cada vez mais não somente os processos na etapa de construção, como também melhorando o seu desempenho energético durante todo o seu tempo de operação. Nesse contexto, é de conhecimento comum a todos que de certa forma fazem parte desse movimento, que o sistema de condicionamento de ar, responsável principalmente por atender as condições de conforto térmico pré-estabelecidas por normativas e projetos arquitetônicos frente à carga térmica global da edificação, pode responder pela maior parcela quanto ao consumo de energia elétrica para edifícios comerciais. Essa pesquisa buscou apresentar de que modo as condições climáticas brasileiras podem influenciar o desempenho energético de equipamentos condicionadores de ar com tecnologia VRF (*Variable Refrigerant Flow*) em condições de carga parcial, através da utilização do programa de simulação computacional *EnergyPlus*.

Para se analisar o comportamento energético do sistema de HVAC (VRF), inicialmente, uma metodologia que permitisse a identificação das principais localidades que exerceriam a difícil tarefa de representar o perfil climatológico para o território brasileiro em toda a sua extensão continental, foi desenvolvida. Desse modo, as quatro localidades, cidades como objeto de avaliações termoenergéticas, foram: São Paulo (SP) Rio de Janeiro (RJ), Fortaleza (CE) e Brasília (DF). O modelo de referência para o edifício adotado para o estudo procurou representar um hotel (edificação comercial).

A performance dos equipamentos condicionadores de ar VRF foi avaliada ao longo dessa pesquisa através de resultados como: Carga Térmica global da edificação, Condição de Carga Plena de operação (*Full Load Condition*), Condições de Carga Parcial de operação (*Part Load Conditions*), Razão de Carga Parcial (PLR) e a frequência em horas em que uma condição específica de PLR ocorre ao longo de um ano completo, COP (*Coefficient of Performance*) e ICOP (Coeficiente Integrado de Performance).

Resultados relevantes, obtidos através das simulações computacionais realizadas, mostraram que o condicionador de ar foi exigido na sua Condição de Carga Plena (*Full Load Condition*) em uma parcela de tempo pouco expressiva ao longo das 8760 horas que compõe um ano completo. Essa parcela representou 5,3% das horas anuais (464 horas, aproximadamente) para a localidade de Fortaleza (CE). Para as capitais de São Paulo, Rio de Janeiro e Brasília, essa parcela ficou entre 0,7 a 1,2% das horas do ano (entre 61 a 105 horas).

Ainda com base nesses resultados foi possível constatar que, para todas as quatro localidades analisadas, o sistema de climatização foi exigido de maneira realmente substancial em suas Condições de Carga Parcial (*Part Load Conditions*).

A Carga Parcial (*Part Load*) pode ser definida como sendo a relação entre a carga térmica real da edificação e a capacidade térmica máxima disponibilizada pelo sistema de ar condicionado, para um determinado momento ou hora de operação. A Razão de Carga Parcial também é conhecida como PLR (*Part Load Ratio*). A frequência horária de Carga Parcial (PLR) corresponde, então, ao tempo de funcionamento em que o ar condicionado atende o ambiente climatizado fora da Condição de Carga Plena. Ou seja, para a capital de Fortaleza a parcela de Carga Parcial representou 94,7% das horas do ano (8295 horas, aproximadamente). Para localidades como São Paulo, Rio de Janeiro e Brasília, essa parcela ficou entre 99,3 a 98,8% das horas anuais (entre 8698 a 8654 horas).

Sendo assim, a condição de Carga Plena de operação não deve ser recomendada ou aplicada principalmente quando o objetivo dos fabricantes, projetistas, engenheiros ou até mesmo usuário final (cliente), for analisar o desempenho energético do sistema de ar condicionado no seu maior período de operação. Para esse objetivo a forma mais apropriada para se realizar esse tipo avaliação será, então, uma análise capaz de integrar as horas anuais na sua totalidade representando assim toda a condição de operação dos aparelhos condicionadores de ar, sendo essa Plena ou Parcial.

Nesse sentido, torna-se cada vez mais necessário o entendimento e a aplicação de um indicador de eficiência energética (IEE) capaz de representar a eficiência de maneira integral do sistema de climatização.

Indicadores integrados de eficiência energética podem ser obtidos através de métodos específicos como, por exemplo, modelos matemáticos, simulações computacionais ou até mesmo através de medições efetuadas na própria edificação.

Para a obtenção desses indicadores através de equações, algumas normas sugerem, com metodologias próprias, um equacionamento que busca representar a eficiência anual do ar condicionado. A AHRI *Standard* 1230, por exemplo, traz dentro de seu conjunto de equações um modelo matemático específico para avaliar o desempenho energético de um ar condicionado do tipo VRF. Por fim, o resultado desse indicador integral de desempenho (Figura 2.30) é função de três condições de Carga Parcial (25, 50 e 75%) somado a uma Condição de Carga Plena (100%). O Coeficiente Integrado de Performance, denominado como ICOP, também é utilizado pelo Regulamento Técnico da Qualidade para o Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviços e Públicos (RTQ-C).

Essa pesquisa focou nos dois métodos amplamente utilizados pelo mercado de HVAC, o estudo do modelo matemático trazido pela norma AHRI 1230 e elaboração de simulações computacionais, efetuadas para o território brasileiro. Mesmo assim, a realização de medições energéticas em loco, ou seja, na própria edificação, é e deve continuar a ser um procedimento altamente recomendado sendo esse o melhor método conhecido justamente para a validação dessas próprias simulações termoenergéticas computacionais e modelamentos matemáticos.

Os resultados das simulações desse trabalho, focando na avaliação dos valores de desempenho dos equipamentos condicionadores de ar VRF que atenderam a edificação modelo de referência, contribuem para um melhor entendimento de como a Razão de Carga Parcial (PLR) pode influenciar de forma determinante o comportamento energético desses equipamentos. Cidades em que o aparelho de ar condicionado funcionou com grande frequência em Condições de Cargas Parciais (*Part Load Conditions*) próximas a 50%, a eficiência energética do sistema (HVAC) foi fortemente maximizada, como por exemplo, para localidade de Fortaleza onde o sistema VRF 1 atingiu um valor de COP de 9,5 (W/W). Contudo condicionadores de ar com essa tecnologia (VRF) apresentaram uma faixa limite de máximo desempenho energético ($COP_{m\acute{a}x}$), ou seja, abaixo de 40 ou 30% de PLR o COP desses aparelhos apresentou um comportamento inicial de degradação até se aproximar de valores de *Coefficiente de Performance* próximos à condição de Carga Plena (100%) ou abaixo disso, como o sistema VRF 1 referente à localidade de Brasília, por exemplo, que regrediu ao COP de 6,3 para um PLR de 30%, depois de ter atingido um valor máximo de desempenho de 7,9 (W/W) na condição de 50% de PLR (Figura 4.16).

A partir do processo de integração dos resultados de desempenho do ar condicionado foi possível construir um Indicador Integrado de Performance (ICOP) originário tanto das simulações computacionais das 8760 horas ao longo do ano, como também embasado no equacionamento proposto pela *AHRI Standard 1230*. A comparação entre estes valores mostrou que, quando se avalia o desempenho energético dos sistemas VRF, os resultados integrados são maiores do que os valores de performance na Condição de Carga Plena. O ICOP obtido pelo processo de simulação foi de 6,8 (Figura 4.11) frente a um COP médio de 3,4, conforme Tabela 4.4. Esse comportamento pode ser justificado devido à grande variação de intensidade da carga térmica externa em função das variantes que envolvem as condições do clima e também quanto à variação da demanda da carga térmica interna em função do perfil de uso do edifício (Figura 3.15). Desse modo, a variabilidade da carga térmica global da edificação pode potencialmente posicionar o sistema de ar condicionado VRF em condições de operação onde o seu desempenho energético será maximizado em relação à sua própria condição de

funcionamento de plena carga, ao longo do ano. Além disso, também se destaca o fato de que o ICOP trazido pelo RTQ-C está claramente subdimensionado, sendo esse indicador igual a 3,7 para condicionadores VRF que operam tanto na função de resfriamento como aquecimento do ar, conforme dados trazidos pela Tabela 2.4.

Portanto, os resultados obtidos através dessa pesquisa mostraram o real valor do entendimento de como os equipamentos condicionadores de ar com tecnologia VRF podem operar ao longo de um ano completo. As análises efetuadas destacam que mais importante do que se avaliar e certificar o desempenho energético do ar condicionado na Condição de Carga Plena (*Full Load Condition*), é a avaliação e certificação da performance desses equipamentos em Condições de Carga Parcial (*Part Load Conditions*), sendo essa, a grande responsável pela parcela do tempo de funcionamento do sistema de HVAC em aplicações de edifícios comerciais como, por exemplo, hotel.

Sendo assim, cabe às organizações certificadoras elaborar normas e procedimentos capazes de orientar e regulamentar o modo como os Indicadores Integrados de Performance (ICOP) podem e devem ser viabilizados, difundidos e aplicados dentro do mercado de HVAC. Para equipamentos comerciais tipo VRF (*Variable Refrigerant Flow*) o RTQ-C, por exemplo, sugere a aplicabilidade de um Indicador de Eficiência Energética (IEE) integrado com base na normativa internacional AHRI *Standard* 1230. Aos engenheiros e profissionais da área cabe a elaboração de projetos que procurem cada vez mais maximizar o desempenho energético desses aparelhos para as Condições de Carga Parcial, além da Condição de Carga Plena, integrando o projeto arquitetônico ao equipamento condicionador de ar. Os resultados desse trabalho ainda destacam que esse perfil de comportamento já tem sido percebido pelo lado dos fabricantes de aparelhos VRF, pois esses sistemas de condicionamento de ar apresentam elevados IEE (Indicadores de Eficiência Energética) em Condições de Cargas Parciais.

Sugestões para trabalhos futuros:

- Realizar estudos gerando coeficientes integrais de desempenho para localidades dentro do território brasileiro para outras tipologias de edificações.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15220-1: Desempenho Térmico de Edificações – Parte 1: Definições, símbolos e unidades. Rio de Janeiro, 2005.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15220-2: Desempenho Térmico de Edificações – Parte 2: Métodos de cálculo da transmitância térmica, da capacidade térmica, do atraso térmico e do fator solar de elementos e componentes de edificações. Rio de Janeiro, 2005.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15220-3: Desempenho Térmico de Edificações – Parte 3: Zoneamento Bioclimático e Estratégias de Condicionamento Térmico Passivo para Habitações de Interesse Social. Rio de Janeiro, 2005.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15575-1: Edificações habitacionais. Desempenho – Parte 1: Requisitos gerais. Rio de Janeiro, 2013.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15575-2: Edificações habitacionais. Desempenho – Parte 2: Requisitos para os sistemas estruturais. Rio de Janeiro, 2013.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15575-3: Edificações habitacionais. Desempenho – Parte 3: Requisitos para os sistemas de pisos. Rio de Janeiro, 2013.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15575-4: Edificações habitacionais. Desempenho – Parte 4: Requisitos para os sistemas de vedações verticais internas e externas - SVVIE. Rio de Janeiro, 2013.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15575-5: Edificações habitacionais. Desempenho – Parte 5: Requisitos para os sistemas de coberturas. Rio de Janeiro, 2013.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 15575-6: Edificações habitacionais. Desempenho – Parte 6: Requisitos para os sistemas hidrosanitários. Rio de Janeiro, 2013.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. NBR 16401-3: Instalações de ar-condicionado – Sistemas centrais e unitários. Parte 3: Qualidade do ar interior. Rio de Janeiro, 2005.

ABRAVA - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE REFRIGERAÇÃO, AR CONDICIONADO, VENTILAÇÃO E AQUECIMENTO. Disponível em: <<http://abrava.com.br/>>. Acessado em: 15 Out. 2015.

AHRI - AIR CONDITIONING, HEATING, AND REFRIGERATION INSTITUTE. Disponível em: <<http://www.ahrinet.org/>>. Acessado em: 07 Fev. 2015.

AHRI Standard 1230. Performance Rating of Variable Refrigerant Flow (VRF) Multi-Split Air-Conditioning and Heat Pump Equipment. 2010.

AHRI Standard 210/240. Performance Rating of Unitary Air-Conditioning & Air-Source Heat Pump Equipment, 2008.

AHRI Standard 340/360. Performance Rating of Commercial and Industrial Unitary Air-Conditioning and Heat Pump Equipment. 2007

AHRI STANDARD 550/590. Standard for Water Chilling Packages Using the Vapor Compression Cycle, White Paper, 1998.

AHRI Standard 551/591. Performance Rating Of Water-Chilling and Heat Pump Water-Heating Packages Using the Vapor Compression Cycle. 2011.

AMARNATH, A.; BLATT, M. **Variable Refrigerant Flow: an emerging air conditioner and heat pump technology**. ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings Conference. Disponível em: <<http://www.aceee.org/>>. Acessado em: 07 Fev. 2015.

ASHRAE – AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIRCONDITIONING ENGINEERS. 2001 Fundamentals Handbook, Atlanta, 2001a.

ASHRAE – AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIRCONDITIONING ENGINEERS. 2001 ASHRAE Applications Handbook, Atlanta, 2001a.

ASHRAE, 90.1-2010 Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings, American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, EUA, 2010.

BATHIA, A. HVAC Variable Refrigerant Flow System. Course Nº: M03-014, Continuing Education and Development. Inc. New York, USA. Disponível em: <<http://www.engineering.com/>>. Acessado em: 16 Ago. 2015.

BATISTA, N.N, ROVEREA, E. L. L., AGUIARB, J. C. R. Energy efficiency labeling of buildings: An assessment of the Brazilian case, **Energy and Buildings**, v. 43, p. 1179–1188, 2011.

BOGO, A.; PIETROBON, C.; BARBOSA, M. J.; GOULART, S.; PITTA, T.; LAMBERTS, R. Bioclimatologia Aplicada ao Projeto de Edificações Visando o Conforto Térmico. Núcleo de Pesquisa em Construção, Departamento de Engenharia Civil, Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, Florianópolis, 1994.

BRASIL. Lei 10.295, de 17.out.01 – “Lei de Eficiência Energética”. Dispõe sobre a Política Nacional de Conservação e Uso Racional de Energia e dá outras providências. D.O.U., Brasília, DF, 18.out.2001b.

BROFMAN, E. G. Estudo de Cogeração em Hotéis. Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia, UFRGS, 2014.

BUENO, O. S. Uma visão crítica do sistema de refrigeração variável. XI Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ar-condicionado, Ventilação, Aquecimento e Tratamento do Ar - CONBRAVA, São Paulo, 2011.

BUORO, A. B. Conforto Térmico e Eficiência Energética em Hotéis Econômicos. Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Arquitetura e Urbanismo, USP, 2008.

CARLO, J. C. Desenvolvimento de Metodologia de Avaliação da Eficiência Energética do Envoltório de Edificações Não-Residenciais. Tese para a obtenção do Título de Doutor em Engenharia Civil, Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, Florianópolis, 2008.

CIBSE, Environmental Design Guide A, The Chartered Institution of Building Services Engineers London, 2006.

CREDER, H. **Instalações de Ar Condicionado**. LTC. Rio de Janeiro, RJ. 2004.

DE BENEDETTO, G. S. Análise de dados climáticos: São Paulo e Rio de Janeiro. Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Arquitetura e Urbanismo, Faculdade de Arquitetura e Urbanismo, Universidade de São Paulo - USP, São Paulo, 2006.

DING, Y.; Li, B.; Yao, R.; Tan, Y. Part load operation coefficient of air-conditioning system of public building, **Energy and Buildings**, v. 42, p. 1902–1907, 2010.

DUARTE, V. C. P. Comparação do Desempenho Energético de Sistemas de Climatização Para uma Edificação Comercial em Florianópolis/SC. Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Civil, Universidade Federal de Santa Catarina - UFRGS, 2014.

ENERGYPLUS – Energy Simulation software. Disponível em: <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/>. Acesso em: 03 de nov. 2014.

FANGER, P. O. **Thermal Comfort: Analysis and Applications in Environmental Engineering**. McGraw-Hill, New York, USA. 1972.

GELLER, H. S. **O uso eficiente da eletricidade: uma estratégia de desenvolvimento para o Brasil**. Rio de Janeiro: INEE – Instituto Nacional de Eficiência Energética, 1992. 223 p.

GIVONI, B. Comfort, Climate Analysis and Building Design Guidelines. In: **Energy and Buildings**, Vol 18, 1992.

GOETZLER, W. Variable Refrigerant Flow System, **ASHARE Journal**, v. 49, p. 24-31, 2007.

GOULART, S.; LAMBERTS, R; FIRMINO, S. **Dados Climáticos para Projeto e Avaliação Energética em Edificações para 14 Cidades Brasileiras**. Florianópolis. 1997. 345 p.

Green Building Council Brasil. Disponível em: <http://www.gbcbrasil.org.br/>. Acesso em: 10 de fev. 2015.

HENDERSON, H.I.J, RENGARAJAN. A Model to Predict the Latent Capacity of Air Conditioner and Heat Pumps at Part-Load Conditions with Constant Fan Operation. **ASHRAE Transactions**, v. 102(2), p. 266-274, 1966.

INMETRO. Requisitos técnicos da qualidade para o nível de eficiência energética de edifícios comerciais, de serviços e públicos. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/legislação>. Acesso em 23 de setembro de 2014.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY, **World Energy Outlook 2014**. Disponível em:

LAMBERTS, R, BORGSTEIN, E. Developing energy consumption benchmarks for buildings: Bankbranches in Brazil, **Energy and Buildings**, v. 82, p. 82–91, 2014.

LAMBERTS, R. et al. **Apostila de Conforto e Stress Térmico**. Florianópolis: LabEEE, 2011. 87p.

LAMBERTS, R. et al. **Apostila de Desempenho Térmico de Edificações**. Florianópolis: LabEEE, 2007. 182p.

LAMBERTS, R. et al. **Eficiência Energética na Arquitetura**. Florianópolis: LabEEE, 2014. 366p.

LIU, X.; HONG, T. Comparison of Energy Efficiency Between Variable Refrigerant Flow Systems and Ground Source Heat Pump Systems, **Energy and Buildings**, v. 42, p. 584-589, 2010.

LOMBARD, L.P., ORTIZ, J., CORONEL, J. F., MAESTRE, I. R. A review of HVAC systems requirements in building energy regulations, **Energy and Buildings**, v. 43, p. 255–268, 2011.

MACHADO R. A. Determinação dos Coeficientes e Avaliação das Equações de Desempenho de Condicionadores de Ar com Vazão de Refrigerante Variável. Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS, 2014.

MARIANA, F. B. Avaliação de Edificações para Eficiência Energética. Trabalho para Graduação em Arquitetura, Faculdade de Arquitetura e Urbanismo, Universidade de São Paulo - USP, São Paulo, 2008.

McQUISTON, F. C.; SPITLER, J. D. **Cooling and Heating Load Calculation Manual**. 2nd. ed. Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., 1992.

MELO, A. P.; SORGATO, M. J.; LAMBERTS, R. Building energy performance assessment: Comparison between ASHRAE standard 90.1 and Brazilian regulation, **Energy and Buildings**, v. 70, p. 372–383, 2014.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. Balanço Energético Nacional 2013: ano base 2013. 285p.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. Balanço Energético Nacional 2014: ano base 2012. 283p.

MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. Plano Nacional de Eficiência Energética. Outubro 2011. 156p.

MP SMMSi C 06.11 - MANUAL DE PROJETO FABRICANTE TOSHIBA, 2006.

MUELLER, C. M. Espaços de ensino-aprendizagem com qualidade ambiental: o processo metodológico para elaboração de um anteprojeto. Dissertação para obtenção do Título de

Mestre em Arquitetura e Urbanismo, Faculdade de Arquitetura e Urbanismo, Universidade de São Paulo - USP, São Paulo, 2007.

OLGYAY, V. **Design with Climate: Bioclimatic Approach to Architectural Regionalism**. Princeton University Press, New Jersey, 1963.

OLIVEIRA, L. P. de. Estrutura metodológica para avaliação ambiental do projeto arquitetônico com base em critérios prescritivos e de desempenho das certificações de edifícios. 347f. Tese (Doutorado em Arquitetura e Urbanismo) –Programa de Pós-graduação em Arquitetura e Urbanismo, UnB, 2009.

PARKEN, W.H.; BEAUSOLIEL, R.W.; KELLY, G.E. Factors Affecting the Performance of a Residential Air-to-Air Heat Pump. **ASHRAE Transactions**. 83(1) No. 4269. pp. 839-849.1977.

PBE – PROGRAMA BRASILEIRO DE ETIQUETAGEM. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/qualidade/eficiencia.asp>. Acesso em: 05 de nov. 2014.

PÉREZ-LOMBARD, et al. A review of HVAC systems requirements in building energy regulations, **Energy and Buildings**, v. 43, p. 255–268, 2011.

Performance in a House. **ASHRAE Transactions**. 98(1) January, 1992

POZZA, F. Análise Térmica e Energética de uma Edificação Residencial Climatizada com Sistema de Vazão de Refrigeração Variável – VRF. Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia, PROMEC, UFRGS, 2011.

Procel Edifica. Regulamento Técnico da Qualidade para o Nível de Eficiência Energética de Edificações Comerciais, de Serviços e Públicas. Disponível em: http://www.pbeedifica.com.br/sites/default/files/projetos/etiquetagem/comercial/downloads/Port372-2010_RTQ_Def_Edificacoes-C_rev01.pdf. Acesso em: 28 de jul. 2015.

RAMOS, F. F. de Souza; BARBIERI, P. E. L.; NETO, J. H. M.. Simulação Energética de Edificações Comerciais Utilizando o Softwar “eQquest”. 16º POSMEC. Simpósio de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2006.

RAMOS, G. Análise da Influência da Transmitância Térmica no Consumo de Energia de Edificações. Dissertação para obtenção do Título de Mestre, Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, Florianópolis, 2007.

ROMAN, L. M. T. Análise Térmica e Energética de uma Edificação Comercial Visando Conforto Térmico e Redução de Demanda de Energia Elétrica. Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS, São Leopoldo, 2013.

SCHIBUOLA, L., SCARPA, M. On-field validation of a seasonal performance calculation method for chillers in buildings, **Energy Conversion and Management**, v. 85, p. 62–69, 2014.

SIGNOR, R. Análise de Regressão do Consumo de Energia Elétrica Frente a Variáveis Arquitetônicas para Edifícios Comerciais Climatizados em 14 Capitais Brasileiras. Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia, UFSC, 1999.

STAMPER, E. Weather Data. **ASHRAE Journal**, February/77, p. 47. 1977.

STOECKER, W. F., JONES, J. W. **Refrigeração e ar condicionado**. McGraw-Hill do Brasil. São Paulo, SP. 1985.

TAVARES, L. R. Eficiência Energética em Edificações: aplicação do RTQ-C – Requisitos Técnicos da Qualidade para o Nível de Eficiência Energética de edifícios Comerciais, de Serviços e Públicos - na cidade de Uberlândia-MG. Dissertação (Mestrado em Arquitetura e Urbanismo) –Universidade de Brasília, Brasília. 2011.

WESTPHAL, F. S. Desenvolvimento de um algoritmo para estimativa do consumo de energia elétrica de edificações não residenciais a partir de dados climáticos simplificados. Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Civil, Universidade Federal de Santa Catarina - UFSC, 2002.

WICOFF P. Application and Design of Air-To-Air Variable Refrigerant Flow Systems. A report Submitted In Partial Fulfillment Of The Requirements For The Degree Master Of Science, B.S., Kansas State University, 2010.

YANG, Y, L., LI, B., YAO,R. A method of identifying and weighting indicators of energy efficiency assessment in Chinese residential buildings. *Energy Policy*, v. 38, p. 7687–7697, 2010.

APÊNDICE – A

Comparativo ICOP com e sem a Energia Elétrica de Entrada das Unidades Internas (Evaporadoras)

A Figura A.1 apresenta o comparativo entre os valores de ICOP dos sistemas de ar condicionado VRF 1 e 2 com e sem a consideração da Energia Elétrica de Entrada (consumo elétrico) de todas as Unidades Internas que foram interligadas as cinco Unidades Externas VRF que atenderam a edificação modelo de referência.

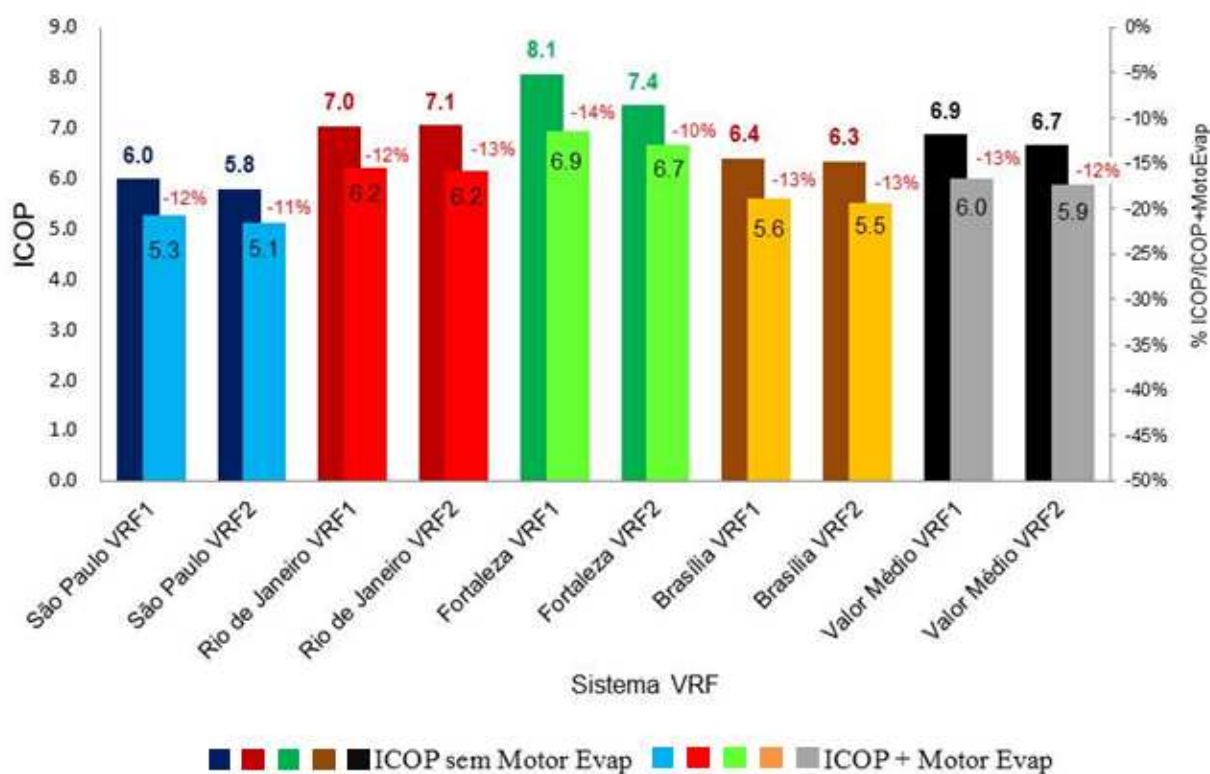


Figura A.1 – Comparativo ICOP com e sem a Energia Elétrica de Entrada das Unidades Internas (Evaporadoras)

Os valores de ICOP da Figura A.1 foram obtidos através do procedimento descrito durante a análise da Figura 4.11. Pode ser visto que para todos os casos o desempenho do sistema de ar condicionado foi impactado em pelo menos 10%, aumentando o consumo energético e reduzindo o Coeficiente Integrado de Performance (ICOP) onde, a diferença percentual entre os valores médios dos sistemas VRF (1 e 2) foram de 12 e 13%.

APÊNDICE – B

Frequência horária em função do PLR e Razão de Carga Parcial (PLR)

A seguir é apresentada a relação da Frequência horária em função do PLR e Razão de Carga Parcial (PLR) para as localidades de São Paulo, Rio de Janeiro, Fortaleza e Brasília ao longo das 8760 horas anuais.



Figura B.1 - Frequência horária em função do PLR para localidade de São Paulo (SP)

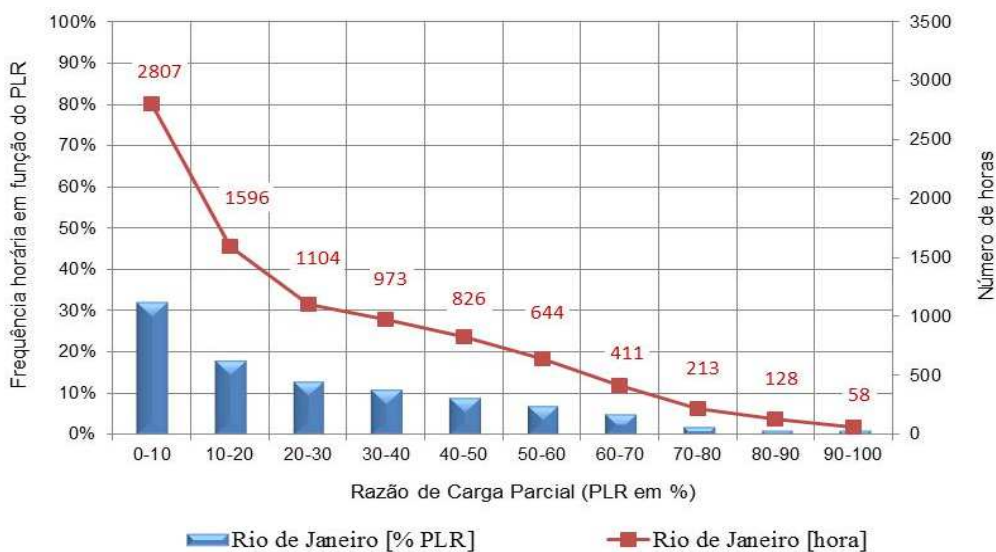


Figura B.2 - Frequência horária em função do PLR para localidade do Rio de Janeiro (RJ)

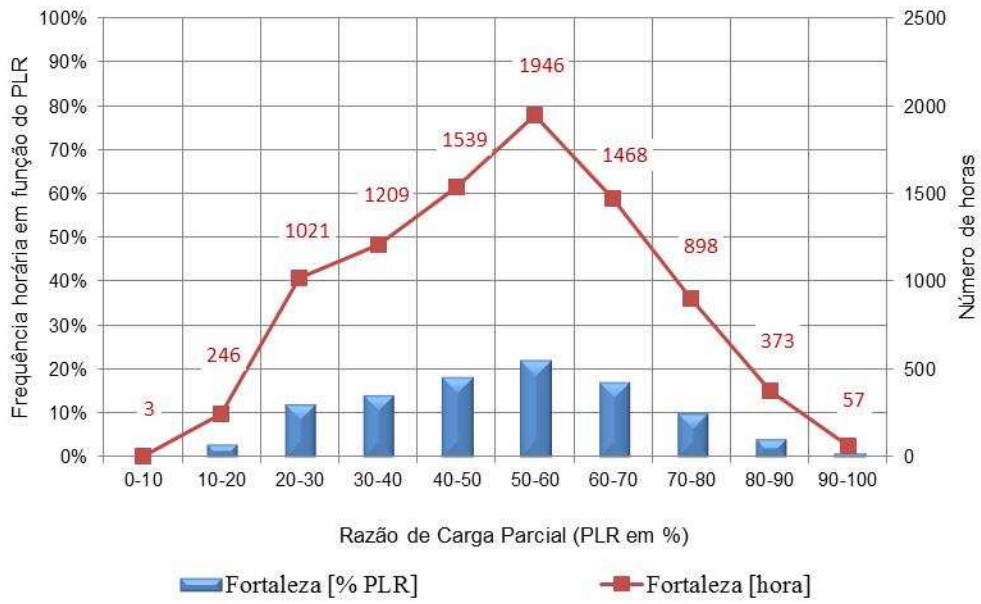


Figura B.3 - Frequência horária em função do PLR para localidade de Fortaleza (CE)

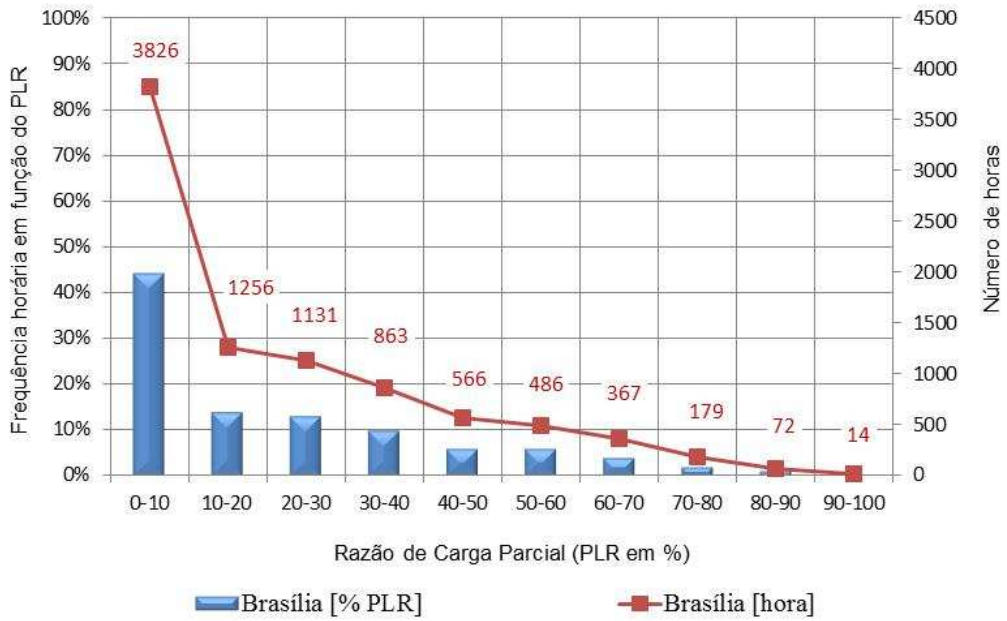


Figura B.4 - Frequência horária em função do PLR para localidade de Brasília (DF)

APÊNDICE – C

Curvas de desempenho utilizadas pelo programa *EnergyPlus*.

C.1 – Equação do Fator Modificador da Taxa de Capacidade de Resfriamento Função da Temperatura:

$$M_{tcrft} = a + b(Tbu_m) + c(Tbu_m)^2 + d(T_c) + e(T_c)^2 + f(Tbu_m)(T_c) \quad (C.1)$$

onde, M_{tcrft} é o fator modificador da taxa de capacidade de resfriamento em função da temperatura, Tbu_m é a média ponderada da temperatura de bulbo úmido do ar na entrada da serpentina de resfriamento da zona [°C], T_c é a temperatura de bulbo seco do ar que entra na unidade externa [°C] e a, b, c, d, e e f são coeficientes da equação modificadora da taxa de capacidade de resfriamento.

C.2 – Equação do Fator Modificador da Taxa de Energia Elétrica de Entrada para o Resfriamento Função da Temperatura:

$$M_{tereft} = a + b(Tbu_m) + c(Tbu_m)^2 + d(T_c) + e(T_c)^2 + f(Tbu_m)(T_c) \quad (C.2)$$

onde, M_{tereft} é o fator modificador da taxa de energia elétrica de entrada no resfriamento em função da temperatura, Tbu_m é a média ponderada da temperatura de bulbo úmido do ar na entrada da serpentina de resfriamento da zona [°C], T_c é a temperatura de bulbo seco do ar que entra na unidade externa [°C] e a, b, c, d, e e f são coeficientes da equação modificadora da taxa de energia elétrica de entrada para o resfriamento.

C.3 – Equação Limite da Capacidade para o Resfriamento:

$$Tbs_e = a + b(Tbu_i) + c(Tbu_i)^2 + d(Tbu_i)^3 \quad (C.3)$$

onde, Tbs_e é temperatura de bulbo seco externa [°C], Tbu_i é a média ponderada da temperatura interna de bulbo úmido [°C] e a , b , c e d são coeficientes da equação limite da capacidade de resfriamento.

C.4 – Equação do Fator de Correção da Tubulação no Modo Resfriamento:

$$P_{cr} = a + b(PEQ_r) + c(PEQ_r)^2 + d(PEQ_r)^3 + e(P_H) \quad (C.4)$$

onde, P_{cr} é o fator de correção da tubulação no modo resfriamento, PEQ_r é o comprimento equivalente da tubulação especificado pelo usuário no modo resfriamento [m], P_H é o desnível vertical especificado pelo usuário usado para o cálculo do fator de correção da tubulação [m] e a , b , c , d e e são coeficientes da equação do fator de correção da tubulação no modo resfriamento.

C.5 – Equação do Fator de Correção da Correlação Fração de Carga Parcial de Resfriamento Função da Taxa Cíclica:

$$F_{TCR} = a + b(TC) + c(TC)^2 + d(TC)^3 \quad (C.5)$$

onde, F_{TCR} é fração de taxa cíclica, TC é a taxa cíclica e a , b , c e d são coeficientes da equação do fator de correção da correlação fração de carga parcial de resfriamento função da taxa cíclica.

C.6 – Equação do Fator Modificador da Taxa de Energia Elétrica de Entrada para o Resfriamento Função da Taxa de Carga Parcial:

$$M_{terefcp} = a + b(PLR) + c(PLR)^2 + d(PLR)^3 \quad (C.6)$$

onde, $M_{terefcp}$ é o fator de correção da taxa de energia elétrica de entrada no resfriamento função da taxa de carga parcial, PLR é a razão de carga parcial e a , b , c e d são coeficientes da equação do fator modificador da taxa de energia elétrica de entrada para o resfriamento função da taxa de carga parcial.

ANEXO – D

Especificações Técnicas das Unidades Externas VRF (Condensadoras)

HP Equivalente			5HP(*)	6HP(*)	8HP	10HP	12HP	
Modelo	220V	MMY	MAP0501HT5	MAP0601HT5	MAP0804HT5	MAP1004HT5	MAP1204HT5	
	380V		MAP0501HT7	MAP0601HT7	MAP0804HT7	MAP1004HT7	MAP1204HT7	
Tipo de unidade externa			Unidade Inverter					
Capacidade de Refrigeração (*1)			kW	14,0	16,0	22,4	28,0	33,5
Capacidade de Aquecimento (*1)			kW	16,0	18,0	25,0	31,5	37,5
Alimentação elétrica - HT5 / HT7 (*2)			220V Trifásica 60Hz / 380V Trifásica 60Hz					
Características Elétricas (*1)	Refrigeração	Corrente em operação (A)	HT5	10,65	13,24	15,40	20,70	26,70
			HT7	6,16	7,66	8,90	12,00	15,50
		Consumo de força	kW	3,65	4,64	5,40	7,41	9,55
		Fator de potência	%	90	92	92	94	94
	Aquecimento	Corrente em operação (A)	HT5	11,07	12,86	15,90	21,40	29,10
			HT7	6,41	7,45	9,30	12,40	16,80
		Consumo de força	kW	3,84	4,56	5,53	7,50	10,20
		Fator de potência	%	91	93	91	92	92
	EER	kW/kW	4,17	3,95	4,52	4,20	3,68	
	Corrente de partida	A	Soft Start					
Dimensões externas (L x A x P)	Embalagem	mm	1062 x 1857 x 798			1062 x 1887 x 828		
	Unidade	mm	990 x 1800 x 750			990 x 1800 x 780		
Peso total	Embalagem	kg	241			257		
	Unidade	kg	228			242		
Cor			Silky shade (Munsell 1Y8,50,5)					
Compressor	Tipo	Compressor duplo rotativo hermético						
	Saída do motor	kW	1,1 x 2	1,4 x 2	2,3 x 2	3,1 x 2	4,2 x 2	
Unidade do Ventilador	Ventilador	Ventilador a hélice						
	Saída do motor	kW	0,6			1,0		
	Volume de ar	m³/h	9000			9900	10500	11600
Trocador de calor			Tubo aletado					
Refrigerante			R-410A					
	Quant. carregada (*3)	kg	8,5			11,5		
Chave de alta pressão			Pa OFF: 2,90 ON: 3,73					
Dispositivos de proteção			(**)					
Cabeamento de alimentação	MCA (*5) (A)	HT5	24,5	25,5	35,0	43,0	49,0	
	MOCP (*6) (A)	HT5	30,0		40,0	50,0	63,0	
	MCA (*5) (A)	HT7	16,5		23,5	25,5	28,5	
	MOCP (*6) (A)	HT7	20,0		32,0	32,0	40,0	
Tubulação de Refrigerante	Diâmetro das conexões	Lado gás	mm (in)	Ø 15,9 (5/8)	Ø 19,1 (3/4)	Ø 22,2 (7/8)		Ø 28,6 (1.1/8)
		Lado líquido	mm (in)	Ø 9,5 (3/8)			Ø 12,7 (1/2)	
		Tubo balanceamento	mm (in)	Ø 9,5 (3/8)				
	Método de conexão	Lado gás	Flare			Brasagem		
		Lado líquido				Flare		
		Tubo balanceamento	Flare					
	Comprimento máximo equivalente	m	175			210		
	Comprimento máximo real	m	150			170		
	Compr. máximo total de tubo (real)	m (*7)	300					
	Diferença máxima de altura	m	Unidade externa acima da unidade interna: 50			Unidade externa acima da unidade interna: 70 (*8)		
m (*9)		Unidade externa abaixo da unidade interna: 40						
Cabeamento de controle entre unidade externa e interna + cabeamento do controle central	Acima de 1000 m	Cabo blindado 1,25 mm² x 2 cores						
	Acima de 2000 m	Cabo blindado 2,00 mm² x 2 cores						
Número máximo de unidades internas conectadas			8	10	13	16	20	
Nível de ruído (Refrigeração/Aquecimento)			dB(A)	55 / 55	56 / 56	55 / 56	57 / 58	59 / 61
Nível sonoro (Refrigeração/Aquecimento)			dB(A)	75 / 75	76 / 76	77 / 78	78 / 79	82 / 83
Pressão estática externa máxima			Pa	35			60	50
Faixa de temperatura de operação	Refrigeração	CDB	-5 até 43					
	Aquecimento	CWB	-15,0 até 15,5			-20,0 até 15,5		

Figura D.1 - Especificações Técnicas das Unidades Externas

Fonte: Manual de Projeto – Fabricante Toshiba

HP Equivalente			14HP	16HP	
Modelo	220V	MMY	MAP1404HT5	MAP1604HT5	
	380V		MAP1404HT7	MAP1604HT7	
Tipo de unidade externa			Unidade Inverter		
Capacidade de Refrigeração (*1)		kW	40,0	45,0	
Capacidade de Aquecimento (*1)		kW	45,0	50,0	
Alimentação elétrica - HT5 / HT7 (*2)			220V Trifásica 60Hz / 380V Trifásica 60Hz		
Características Elétricas (*1)	Refrigeração	Corrente em operação (A)	HT5	32,1	37,8
			HT7	18,6	21,9
		Consumo de força	kW	11,5	13,7
		Fator de potência	%	94	95
		EER	kW/kW	3,48	3,28
	Aquecimento	Corrente em operação (A)	HT5	31,9	40,1
			HT7	18,5	23,2
		Consumo de força	kW	11,2	14,2
		Fator de potência	%	92	93
		EER	kW/kW	4,02	3,52
Corrente de partida		A	Soft Start		
Dimensões externas (L x A x P)	Embalagem	mm	1282 x 1887 x 828		
	Unidade	mm	1210 x 1800 x 780		
Peso total	Embalagem	kg	347		
	Unidade	kg	330		
Cor			Silky shade (Munsell 1Y8.5/0.5)		
Compressor	Tipo		Compressor duplo rotativo hermético		
	Saída do motor	kW	3,0 x 3	3,6 x 3	
Unidade do Ventilador	Ventilador		Ventilador a hélice		
	Saída do motor	kW	1,0		
	Volume de ar	m³/h	12000	13000	
Trocador de calor			Tubo aletado		
Refrigerante			R-410A		
	Quant. carregada (*3)	kg	11,5		
Chave de alta pressão		Pa	OFF: 2,9 ON: 3,73		
Dispositivos de proteção			(*4)		
Cabearmento de alimentação	MCA (*5) (A)	HT5	58	66	
	MOCP (*6) (A)	HT5	80		
	MCA (*5) (A)	HT7	33,2	36,5	
	MOCP (*6) (A)	HT7	40	50	
Tubulação de Refrigerante	Diâmetro das conexões	Lado gás	mm (in)	Ø 28,6 (1.1/8)	
		Lado líquido	mm (in)	Ø 15,9 (5/8)	
		Tubo balanceamento	mm (in)	Ø 9,5 (3/8)	
	Método de conexão	Lado gás		Brasagem	
		Lado líquido		Flare	
		Tubo balanceamento		Flare	
	Comprimento máximo equivalente	m	210		
	Comprimento máximo real	m	170		
	Compr. máximo total de tubo (real)	m (*7)	300		
Diferença máxima de altura	m (*8)	Unidade externa acima da unidade interna: 70			
	m (*9)	Unidade externa abaixo da unidade interna: 40			
Cabearmento de controle entre unidade externa e interna + cabearmento do controle central		Acima de 1000 m	Cabo blindado 1,25 mm² x 2 cores		
		Acima de 2000 m	Cabo blindado 2,00 mm² x 2 cores		
Número máximo de unidades internas conectadas			23	27	
Nível de ruído (Refrigeração/Aquecimento)		dB(A)	60 / 62	61 / 63	
Nível sonoro (Refrigeração/Aquecimento)		dB(A)	82 / 83	83 / 84	
Pressão estática externa máxima		Pa	40		
Faixa de temperatura de operação	Refrigeração	CDB	-5 até 43		
	Aquecimento	CWB	-20,0 até 15,5		

Nota

- *1. Condições nominais Refrigeração: Temperatura do ar interior 27°C DB/19°C WB, temperatura do ar exterior 35°C DB
Aquecimento: Temperatura do ar interior 20°C DB, temperatura do ar exterior 7°C DB/6°C WB
Tubulação padrão significa que o comprimento do tubo principal é de 5m, o comprimento do tubo de derivação é de 2,5 m de tubulação de derivação conectada com uma altura de modor 0.
*2. A tensão da fonte não deve flutuar mais de ±10%.
*3. Sensor de temperatura de sobrecarga, sensor de temperatura de sucção, sensor de alta pressão, sensor de baixa pressão, chave de alta pressão, relé de sobrecorrente.
*4. Seleccione o tamanho do cabo com base no valor do maior MCA. MCA: Minimum Circuit Amps
*5. MOCP: Maximum Overcurrent Protection(Amps)
*6. MOCP: Maximum Overcurrent Protection(Amps)
*7. The maximum total piping length indicates the sum of one-way piping lengths on the liquid side or gas side.
*8. Ajuste para 50m ou menos se a diferença de altura entre as unidades internas exceder 3m.
*9. Ajuste para 30m ou mais se a diferença de altura entre as unidades internas exceder 3m.
*9. Set 30m or less if the height difference between indoor units exceeds 3m.

Figura D.2 - Especificações Técnicas das Unidades Externas

Fonte: Manual de Projeto – Fabricante Toshiba

ANEXO – E

Especificações Técnicas das Unidades Internas (Evaporadoras)

A seguir são apresentadas as principais características técnicas das Unidades Internas (Evaporadoras) do tipo Hi Wall e Piso-Teto.

Modelo	MMK-	AP0073H	AP0093H	AP0123H	AP0153H	AP0183H	AP0243H
Capacidade de Refrig./Aquec. (obs.1) (kW)		2.2/2.5	2.8/3.2	3.6/4.0	4.5/5.0	5.6/6.3	7.1/8.0
Características Elétricas	Alimentação elétrica	Monofásica 60Hz 220V (Força exclusiva para unidade interna é necessária.)					
	Corrente de operação (A)	0.17	0.19		0.32		0.37
	Consumo de força (kW)	0.018	0.021		0.043		0.050
	Corrente de partida (A)	0.22	0.24		0.41		0.47
Aparência do painel		White					
Dimensão externa	Altura x Largura x Profundidade (mm)	320 x 1050 x 228					
Peso total	(kg)	15					
Trocador de calor		Tubo aletado					
Material de isolamento de Ruído/Calor		Isolamento não inflamável					
Unidade do ventilador	Ventilador	Cross-flow fan					
	Vazão padrão do ar (Alta/Média/Baixa) (m³/h)	570/450/390	600/480/390		840/660/540		1020/750/750
	Salda do motor (W)	30					
Filtro de ar		Filtro padrão anexado (filtro simples)					
Controle		Controle remoto sem fio					
Tubo de conexão	Lado de gás (mm)	Ø9.5			Ø12.7		Ø15.9
	Lado de líquido (mm)	Ø6.4					
	Dreno (Diâmetro nominal)	16 (tubo de polipropileno)					
Nível de ruído (obs. 2) (Alta/Média/Baixa) (dB(A))		39/31/28	37/32/28		41/36/33		46/39/34

Figura E.1 - Especificações Técnicas das Unidades Internas tipo Hi Wall

Fonte: Manual de Projeto – Fabricante Toshiba

Nome do modelo		MMK-	AP0074MH-E	AP0094MH-E	AP0124MH-E
Capacidade de Refrig./Aquec. (obs.1)		(kW)	2.2/2.5	2.8/3.2	3.6/4.0
Características Elétricas	Alimentação elétrica	Monofásica 60Hz 220V (Alimentação exclusiva para unidade interna é necessária.)			
	Corrente de operação (A)		0.18	0.19	0.20
	Consumo de força (kW)		0.017	0.018	0.019
	Corrente de partida (A)		0.22	0.23	0.24
Aparência	Grade de sucção e painel lateral	Moon white			
	Grade de descarga	Moon white			
	Superfície do fundo	Moon white			
Dimensão externa	Altura x Largura x Profundid. (mm)	275 x 790 x 208			
Peso total (kg)		11			
Trocador de calor		Tubo aletado			
Material de isolamento de Ruído/Calor		Isolamento não inflamável			
Unidade do ventilador	Ventilador	Cross-flow fan			
	Vazão padrão do ar (Alta/Média/Baixa)		480/420/360	510/450/360	540/450/360
	Saída do motor (W)	30			
Filtro de ar		Filtro padrão (filtro simples)			
Controle (obs.3)		Controle remoto sem fio (WH-H2UE, embalado com a unidade interna)			
Tubo de conexão	Lado de gás (mm)	ø9.5			
	Lado de líquido (mm)	ø6.4			
	Dreno (Diâmetro Nominal)	16 (tubo de cloreto de polivinil)			
Nível de ruído (obs. 2) Alta/Média/Baixa (dB(A))			35/32/29	36/33/29	37/33/29
Kit PMV		Disponível			

Figura E.2 - Especificações Técnicas das Unidades Internas tipo Hi Wall

Fonte: Manual de Projeto – Fabricante Toshiba

Nome do modelo		MMC-	AP0154H-E	AP0184H-E	AP0244H-E	AP0274H-E	AP0364H-E	AP0484H-E
Capacidade de Refrig./Aquec. (obs.1) (kW)			4.5/5.0	5.6/6.3	7.1/8.0	8.0/9.0	11.2/12.5	14.0/16.0
Características Elétricas	Alimentação elétrica	Monofásica 60Hz 220V (Força exclusiva para unidade interna é necessária.)						
	Corrente de operação (A)		0.30	0.34	0.44	0.82	0.87	
	Consumo de força (kW)		0.033	0.038	0.050	0.091	0.110	
	Corrente de partida (A)		0.43	0.48	0.62	1.17	1.25	
Aparência		White (Munsell 10Y 9.3/0.4)						
Dimensão externa	Altura x Largura x Profundidade (mm)		210 x 910 x 680		210 x 1,180 x 680		210 x 1,595 x 680	
Peso total (kg)			22		26		34	
Trocador de calor		Tubo aletado						
Material de isolamento de Ruído/Calor		Isolamento não inflamável						
Unidade do ventilador	Ventilador	Ventilador centrífugo						
	Vazão padrão do ar (Alta/Média/Baixa) (m³/h)		720/600/540	780/660/540	1,110/900/840	1,650/1,380/1,200	1,800/1,560/1,320	
	Motor (W)		30		40		80	
Controle		Controle remoto						
Termostato do ambiente		Anexado						
Filtro de ar		Filtro padrão anexado (filtro longa vida)						
Tubo de conexão	Lado de gás (mm)		Ø12.7		Ø15.9			
	Lado de líquido (mm)		Ø6.4		Ø9.5			
	Dreno (Diâmetro nominal)		20 (tubo de cloreto de polímero)					
Nível de ruído (obs. 2) (Alta/Média/Baixa) (dB(A))			35/32/30	36/33/30	38/36/33		41/38/35	43/40/37

Figura E.3 - Especificações Técnicas das Unidades Internas tipo Piso-teto

Fonte: Manual de Projeto – Fabricante Toshiba

ANEXO – F

Combinação das Unidades Externas.

A seguir é apresentada a relação entre combinação das Unidades Externas.

HP Correspondentes			Unidade Inverter							
			18HP	20HP	22HP	24HP	26HP	28HP	30HP	32HP
Modelo	220V	MMY-	AP1814HT5	AP2014HT5	AP2214HT5	AP2414HT5	AP2614HT5	AP2814HT5	AP3014HT5	AP3214HT5
	380V	MMY-	AP1814HT7	AP2014HT7	AP2214HT7	AP2414HT7	AP2614HT7	AP2814HT7	AP3014HT7	AP3214HT7
Capacidade de Refrigeração (kW)			50,4	56,0	61,5	68,0	73,0	78,5	85,0	90,0
Capacidade de Aquecimento (kW)			56,5	63,0	69,0	76,5	81,5	88,0	95,0	100,0
Unidades externas combinadas			10HP	10HP	12HP	12HP	16HP	16HP	16HP	16HP
			8HP	10HP	10HP	12HP	10HP	12HP	14HP	16HP
			-	-	-	-	-	-	-	-
			-	-	-	-	-	-	-	-
Nº de unidades internas conectáveis			30	33	37	40	43	47	48	48

HP Correspondentes			Unidade Inverter							
			34HP	36HP	38HP	40HP	42HP	44HP	46HP	48HP
Modelo	220V	MMY-	AP3414HT5	AP3614HT5	AP3814HT5	AP4014HT5	AP4214HT5	AP4414HT5	AP4614HT5	AP4814HT5
	380V	MMY-	AP3414HT7	AP3614HT7	AP3814HT7	AP4014HT7	AP4214HT7	AP4414HT7	AP4614HT7	AP4814HT7
Capacidade de Refrigeração (kW)			96,0	101,0	106,5	112,0	118,0	123,5	130,0	135,0
Capacidade de Aquecimento (kW)			108,0	113,0	119,5	127,0	132,0	138,0	145,0	150,0
Unidades externas combinadas			12HP	12HP	16HP	16HP	16HP	16HP	16HP	16HP
			12HP	12HP	12HP	12HP	14HP	16HP	16HP	16HP
			10HP	12HP	10HP	12HP	12HP	12HP	14HP	16HP
			-	-	-	-	-	-	-	-
Nº de unidades internas conectáveis			48	48	48	48	48	48	48	48

Figura F.1 – Combinação das Unidades Externas

Fonte: Manual de Projeto – Fabricante Toshiba

ANEXO – G

Combinação das Unidades Internas e Unidades Externas.

A seguir é apresentada a relação entre combinação das Unidades Internas e Unidades Externas.

Unidade Externa HT5 (Aquec.)	Unidade Externa HT7 (Aquec.)	Capacity Code Unidade Externa	Nº Máx. Unidades Internas	Capacity Code Total Unidades Internas (50 a 135% da capacidade Unidade Interna)
Modelo Standard				
MMY-MAP0501HT5*	MMY-MAP0501HT7*	5	8	2,5 a 6,75
MMY-MAP0601HT5*	MMY-MAP0601HT7*	6	10	3 a 8,1
MMY-MAP0801HT5	MMY-MAP0801HT7	8	13	4 a 10,8
MMY-MAP1001HT5	MMY-MAP1001HT7	10	16	5 a 13,5
MMY-MAP1201HT5	MMY-MAP1201HT7	12	20	6 a 18,2
MMY-MAP1401HT5	MMY-MAP1401HT7	14	23	7 a 18,9
MMY-MAP1601HT5	MMY-MAP1601HT7	16	27	8 a 21,6
MMY-AP1814HT5	MMY-AP1814HT7	18	30	9 a 24,3
MMY-AP2014HT5	MMY-AP2014HT7	20	33	10 a 27
MMY-AP2214HT5	MMY-AP2214HT7	22	37	11 a 29,7
MMY-AP2414HT5	MMY-AP2414HT7	24	40	12 a 32,4
MMY-AP2614HT5	MMY-AP2614HT7	26	43	13 a 35,1
MMY-AP2814HT5	MMY-AP2814HT7	28	47	14 a 37,8
MMY-AP3014HT5	MMY-AP3014HT7	30	48	15 a 40,5
MMY-AP3214HT5	MMY-AP3214HT7	32	48	16 a 43,2
MMY-AP3414HT5	MMY-AP3414HT7	34	48	17 a 45,9
MMY-AP3614HT5	MMY-AP3614HT7	36	48	18 a 48,6
MMY-AP3814HT5	MMY-AP3814HT7	38	48	19 a 51,3
MMY-AP4014HT5	MMY-AP4014HT7	40	48	20 a 54
MMY-AP4214HT5	MMY-AP4214HT7	42	48	21 a 56,7
MMY-AP4414HT5	MMY-AP4414HT7	44	48	22 a 59,4
MMY-AP4614HT5	MMY-AP4614HT7	46	48	23 a 62,1
MMY-AP4814HT5	MMY-AP4814HT7	48	48	24 a 64,8

Figura G.1 - Combinação das Unidades Internas e Externas

Fonte: Manual de Projeto – Fabricante Toshiba

ANEXO – H

Exemplo de tabelas de propriedades e características térmicas dos materiais, elementos e componentes construtivos.

A seguir, exemplos das tabelas de propriedades e características térmicas dos materiais, elementos e componentes construtivos, conforme NBR 15220.

Anexo D (informativo)
Transmitância térmica, capacidade térmica e atraso térmico de algumas paredes e coberturas

Tabela D.1 - Propriedades térmicas dos materiais utilizados nos componentes da tabela D.3

Material	Densidade ρ (kg/m ³)	Condutividade λ (W/(m.K))	Calor específico c (kJ/(kg.K))
Cerâmica	1600	0,90	0,92
Argamassa de emboço ou assentamento	2000	1,15	1,00
Concreto	2400	1,75	1,00

Tabela D.2 - Propriedades térmicas dos materiais utilizados nos componentes da tabela D.4

Material	Densidade ρ (kg/m ³)	Condutividade λ (W/(m.K))	Calor específico c (kJ/(kg.K))
Cerâmica	2000	1,05	0,92
Fibro-cimento	1900	0,95	0,84
Madeira	600	0,14	2,30
Concreto	2200	1,75	1,00
Lâmina de alumínio polido ($\epsilon < 0,2$)	2700	230	0,88
Lã de vidro	50	0,045	0,70

Tabela D.3 – Transmitância térmica, capacidade térmica e atraso térmico para algumas paredes

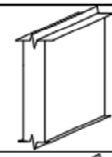
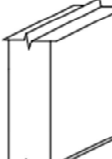
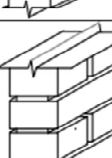
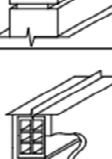
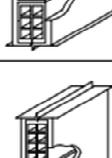
Parede	Descrição	U [W/(m ² .K)]	C _r [kJ/(m ² .K)]	ϕ [horas]
	Parede de concreto maciço Espessura total da parede: 5,0 cm	5,04	120	1,3
	Parede de concreto maciço Espessura total da parede: 10,0 cm	4,40	240	2,7
	Parede de tijolos maciços aparentes Dimensões do tijolo: 10,0x6,0x22,0 cm Espessura da argamassa de assentamento: 1,0 cm Espessura total da parede: 10,0 cm	3,70	149	2,4
	Parede de tijolos 6 furos quadrados, assentados na menor dimensão Dimensões do tijolo: 9,0x14,0x19,0 cm Espessura da argamassa de assentamento: 1,0 cm Espessura da argamassa de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 14,0 cm	2,48	159	3,3
	Parede de tijolos 8 furos quadrados, assentados na menor dimensão Dimensões do tijolo: 9,0x19,0x19,0 cm Espessura da argamassa de assentamento: 1,0 cm Espessura da argamassa de emboço: 2,5 cm Espessura total da parede: 14,0 cm	2,49	158	3,3

Figura H.1 – Tabelas de propriedades e características térmicas dos materiais, elementos e componentes construtivos.

Fonte: NBR 15220.