

PROJETO DE GRADUAÇÃO

CARACTERIZAÇÃO, APLICAÇÃO E COMPARAÇÃO ENTRE SISTEMAS DE FLUXO VARIÁVEL DE REFRIGERANTE E SISTEMAS DE ÁGUA GELADA.

Por,
Felipe Augusto Zanata
Rafael da Costa Dutra

Brasília, 19 de Dezembro de 2011

UNIVERSIDADE DE BRASILIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

UNIVERSIDADE DE BRASILIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

CARACTERIZAÇÃO, APLICAÇÃO E COMPARAÇÃO ENTRE SISTEMAS DE FLUXO VARIÁVEL DE REFRIGERANTE E SISTEMAS DE ÁGUA GELADA.

POR,

**Felipe Augusto Zanata
Rafael da Costa Dutra**

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. João Manoel Dias Pimenta, UnB/ ENM
(Orientador)

Prof. Antônio Fortes, UnB/ ENM

Prof. Mário B. Siqueira, UnB/ ENM

Brasília, 19 de Dezembro de 2011

Dedicatória(s)

Dedico este trabalho o Senhor Jesus, à minha mãe Ione, meu pai Altair, à minha irmã Camila e à minha família em Cristo.

Rafael da Costa Dutra

Dedico esta graduação primeiramente ao Senhor Jesus, minha amada noiva e futura esposa Jéssica, minha família e meus irmãos em Cristo.

Felipe Augusto Zanata

Agradecimentos

Agradeço primeiramente ao Senhor Jesus, pela sua graça, auxílio e inspiração em todos os momentos e por ter liberado um chamado em minha vida de servi-lo através da profissão de engenheiro mecânico.

Aos meus pais pelo investimento de valor inestimável dignos de toda honra e ao meu irmão, por seu conselho e incentivo à profissão de engenheiro.

A minha noiva e tão breve esposa Jéssica, meu amor, eterna auxiliadora, por sua paciência, compreensão, amor e incentivo.

Aos meus queridos pastores e irmãos da Comunidade Atos dos Apóstolos pelo companheirismo e oração.

Ao professor João M. D. Pimenta, pelo incentivo, auxílio e orientação prestados.

Aos meus companheiros de trabalho na Trane, pelo incentivo, apoio, companheirismos e principalmente todo o suporte prestados. Ao meu amigo e gerente Matheus Lemes por sua imprescindível ajuda conselhos, e auxílio nas diversas horas simuladas ao longo do projeto de todo o projeto.

Ao meu companheiro e acima de tudo amigo, Rafael Dutra por trilhar esta graduação comigo, servindo ao Senhor juntos.

Felipe Augusto Zanata

Agradeço ao meu Senhor e Salvador Jesus Cristo, fonte de vida e inspiração, por Sua graça e favor, por me direcionar com um propósito dentro da profissão de Engenheiro Mecânico.

Aos meus pais, por todo esforço e sacrifício que me trouxeram até aqui, pela educação que me deram, são dignos de honra por esta vitória. Sou grato à minha irmã, por sua paciência e companheirismo.

À minha família da Comunidade Aos dos Apóstolos, por me acolherem, pelo apoio e orações, agradeço aos meus líderes pela cobertura que eles me proporcionam.

Agradeço, também, ao meu orientador - João. M. D. Pimenta - por ter me dado crédito e permitido a realização deste trabalho. Obrigado pelo apoio.

À equipe da Trane, pelas amizades, conselhos, suporte no desenvolvimento profissional e deste trabalho. Ao gerente da filial de Brasília da Trane, Matheus Lemes, por sua paciência no processo de formação de um profissional e suporte ao desenvolvimento deste trabalho, suas orientações de altíssimo valor que certamente permearão meu futuro como pessoa e profissional.

Agradeço finalmente ao meu discípulo Felipe Augusto Zanata, instrumento de Deus, grande amigo, obrigado pela paciência e pelo privilégio de servirmos a Deus juntos. Deus abençoe teus caminhos junto à sua futura esposa.

Rafael da Costa Dutra

RESUMO

O foco deste trabalho é a caracterização e comparação entre Sistemas de Fluxo Variável de Refrigerante e Sistemas de Água Gelada, bem como evidenciar as vantagens e desvantagens, limitações, regulamentações e normas aplicadas, e por fim realizar uma análise de eficiência energética através do software TraceTM700. Além disto, os demais aspectos comparados entre os sistemas são avaliados qualitativamente tendo como resultado um quadro resumo comparativo entre as soluções.

Palavras-chave: *Ar condicionado, sistemas de água gelada, sistemas com fluxo variável de refrigerante, VRF, simulação computacional, análise econômico-energética, Trace700.*

ABSTRACT

The focus of this paper is the characterization and comparison between the Variable Refrigerant Flow and Chilled Water Systems, as well as pointing the advantages and disadvantages, limitations, regulations and standards applied and finally perform an efficiency analysis, utilizing Trace 700. Furthermore, other aspects of the systems are analyzed qualitatively resulting in a comparative summary table.

Keywords: *Air conditioning, chilled water systems, variable refrigerant flow systems, VRF, computer simulation, economical and energetic analysis, Trace700.*

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 O TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA	1
1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	2
1.3 OBJETIVOS	4
1.4 METODOLOGIA	5
1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO	5
2 SISTEMAS DE ÁGUA GELADA	7
2.1 SISTEMA DE EXPANSÃO INDIRETA.....	7
2.2 HISTÓRICO (ESTADO-DA-ARTE)	9
2.3 PRINCIPAIS COMPONENTES DE UM SISTEMA DE ÁGUA GELADA.....	10
2.3.1 Tipo de condensação	11
2.3.2 Compressores e controle de capacidade.....	13
2.3.2.1 Compressor alternativo	15
2.3.2.2 Controle de capacidade em compressores alternativos.....	15
2.3.2.3 Compressor <i>scroll</i>	16
2.3.2.4 Controle de capacidade em compressores <i>scroll</i>	17
2.3.2.5 Compressor parafuso	17
2.3.2.6 Controle de capacidade em compressores parafuso	18
2.3.2.7 Compressor centrifugo	19
2.3.2.8 Controle de capacidade em compressores centrífugos	20
2.3.3 Unidades de tratamento de ar, fancoletes e caixas de vazão de ar variável	22
2.3.4 Estratégias de controle em sistemas de água gelada	25
2.3.4.1 Circuito primário de água gelada	26
2.3.4.2 Circuito secundário de água gelada	27
2.3.4.2 <i>By-pass</i>	27
2.3.4.3 Vazão de água variável com circuito primário-secundário	27
2.3.4.4 Vazão de água variável no primário	28
2.3.5 Fluidos refrigerantes	29
2.3.6 Espaços ocupados	31
2.3.7 Principais fluidos refrigerantes utilizados	32
2.4 EFICIÊNCIA EM SISTEMAS DE ÁGUA GELADA	34
2.5 A RELAÇÃO DO MERCADO COM ÁGUA GELADA	36
3 SISTEMAS DE FLUXO VARIÁVEL DE REFRIGERANTE	37
3.1 HISTÓRICO DO SISTEMA DE FLUXO VARÁVEL DE REFRIGERANTE.....	37
3.2 FUNCIONAMENTO BÁSICO DE SISTEMAS SPLIT	38
3.3 CARACTERIZAÇÃO E FUNCIONAMENTO BÁSICO DO SISTEMA VRF	40
3.3.1 O valor da capacidade de modulação de carga	43
3.4 TIPOS DE SISTEMAS MULTI-SPLIT VRF	46
3.5 PRINCIPAIS COMPONENTES DO SISTEMA MULTI-SPLIT VRF	48
3.5.1 Compressores.....	48
3.5.2 Unidades Internas.....	51
3.5.3 Unidades Externas	52
3.5.4 Sistemas de Controle e Automação	53
3.5.5 Válvula de Expansão	54
3.5.6 Separadores de Óleo	55
3.6 FLUIDOS REFRIGERANTES	55
3.7 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA	56
3.8 DIVERSIDADE	56
3.9 A RELAÇÃO DO MERCADO COM O VRF	57

4. METODOLOGIA DA ANÁLISE.....	59
4.1. METODOLOGIA PROPOSTA.....	59
4.2. TRACE™700	60
4.3. MÉTODOLOGIA DE CÁLCULO DE CARGA TERMICA UTILIZADA PELO TRACE	61
4.4. MÉTODOLOGIA DE CÁLCULO DE DESEMPENHO DOS SISTEMAS	63
4.5. INTERFACE PARA SIMULAÇÃO.....	67
4.5.1. Ventiladores da torre de resfriamento e unidades condensadoras.....	69
4.5.2. Bombas	69
4.5.3. Outros Acessórios da planta de resfriamento.....	69
4.5.4. Compressores.....	69
4.5.5. Ventiladores das unidades de tratamento de ar.....	71
4.5.6. Ventiladores da torre de resfriamento e unidades condensadoras.....	77
4.6. SIMULAÇÕES COMPARATIVAS PARA OS SISTEMAS VRF	80
4.7. SIMULAÇÃO COMPARATIVA PARA O CASO DE ESTUDO	81
5. RESULTADOS	87
5.1. RESULTADOS DA SIMULAÇÃO COMPARATIVA PARA OS SISTEMAS VRF	87
5.2. RESULTADOS DA SIMULAÇÃO COMPARATIVA PARA O CASO DE ESTUDO	90
5.2.1. Influência dos diferentes perfis climáticos no consumo	90
5.2.2 Avaliação do consumo para diferentes perfis climáticos	93
5.2.3. Influência de diferentes cargas térmicas no consumo	97
5.2.4.1.Avaliação do consumo para diferentes cargas térmicas em perfis climáticos variados.	99
5.3. PONDERAÇÕES EM RELAÇÃO À ÁREA DE PISO.....	101
5.4. AVALIAÇÃO GERAL DO CONSUMO ENERGÉTICO DOS SISTEMAS	103
5.4.1. Consumo x Capacidade Instalada – Brasília	103
5.4.2. Consumo x Capacidade Instalada – Cuiabá	104
5.4.3. Consumo x Capacidade Instalada – Rio de Janeiro	105
5.4.4. Consumo x Capacidade Instalada – Xangai	106
5.4.5. Consumo x Capacidade Instalada – São Paulo	107
5.5. PORCENTAGENS CONSUMIDAS PELAS PARTES DOS SISTEMAS	108
5.6 INFLUÊNCIA DE DIFERENTES LAYOUTS E PERFIS DE UTILIZAÇÃO	109
6. COMPARAÇÃO QUALITATIVA	111
6.1. PERDA DE CARGA NAS LINHAS E A CORREÇÃO DE CAPACIDADE.....	111
6.2. CONFORTO TÉRMICO	112
6.2.1. Considerações sobre conforto térmico	112
6.2.2. Resfriamento, aquecimento, umidificação	114
6.2.3. Distribuição de ar	115
6.2.4. Qualidade do ar interior	115
6.2.5. Filtragem	115
6.2.6. Eficiência e classificação de meios filtrantes.....	116
6.2.7. Conformidade com normas relacionadas à qualidade do ar interior.....	117
6.2.8. Renovação de ar	120
6.3. MANEJO DE FLUIDOS REFRIGERANTES NOS SISTEMAS	120
6.4. VIDA ÚTIL DOS SISTEMAS	124
6.5. CONFIABILIDADE	125
6.6. OPERAÇÃO POR PARTE DO USUÁRIO	127
6.6.1. Controle de temperatura e atendimento individual às zonas.....	127
6.6.2. Automação e controle.....	128
6.7. CAPACIDADE DE EXPANSÃO DOS SISTEMAS E SUAS LIMITAÇÕES	129
7. CONCLUSÕES.....	130
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS.....	132
ANEXOS	134

LISTA DE FIGURAS

Fig. 2.1 - Esquemático de um Sistema de Água Gelada (Sane ET. AL, 2006)	7
Fig. 2.2 - Esquemático de um Chiller (Sane et al, 2006).....	8
Fig. 2.3 - Circuitos primário e secundário (Johnson Controls, 2005)	8
Fig. 2.4 - Componentes de um sistema de água gelada (Trane, 2003).....	11
Fig. 2.5 - Dados de desempenho de resfriadores com compressores parafuso (Catálogo Trane RTAC, 2009).....	14
Fig. 2.6 - Controles de capacidade em passos e contínuo (Dissasekera, 2010).....	14
Fig. 2.7 - Compressor Scroll em corte (Trane, 2006).....	16
Fig. 2.8 – Foto ilustrativa de um Compressor parafuso (Disponível em http://www.proenviro.com) .	18
Fig. 2.9 – Foto ilustrativa de um resfriador centrífugo (Disponível em http://www.consultoriaeanalise.com)	20
Fig. 2.10 - Característica de desempenho em função do ângulo das pás de pré-rotação (Stoecker e Jones, 1988).....	21
Fig. 2.11 - Esquemático de uma UTA (Disponível em http://www.consultoriaeanalise.com)	22
Fig. 2.12 - Tipos de Ventiladores (Exausfibra, 2011)	23
Fig. 2.13 - Unidades de Tratamento de Ar (Trane, 2010)	24
Fig. 2.14 - Fancoletes (Carrier, 2011) e Viga Fria (Trox, 2011)	25
Fig. 2.15 - Caixa de volume de ar variável - VAV (Trox, 2011)	25
Fig. 2.16 - Vazão de água variável no primário (Ronaldo Almeida, 2005)	28
Fig. 2.17 – Figura ilustrativa de ODP x GWP (Calm e Didion, 1998).....	33
Fig. 2.18 - Comparativo entre o consumo de energia em uma planta de água gelada. (Trane, 2008)..	34
Fig. 2.19 - Consumo de energia dos equipamentos em % do sistema (Trane, 2008).....	35
Fig. 3.1 - Principais componentes do sistema de refrigeração (How Stuff Works, 2011)	39
Fig. 3.2 - Exemplo de sistema Split (LG, 2011).....	39
Fig. 3.3 - Sistema Split convencional dutao (Blatt, 2008).....	40
Fig. 3.4 - Sistema Multi-Split sem dutos (Blatt, 2008)	41
Fig. 3.5 - Sistema VRF (Blatt, 2008)	41
Fig. 3.6 - Sistemas de velocidade fixa não acompanham a carga requerida (Emerson, 2010).....	44
Fig. 3.7 - Ciclagem do compressor em sistemas de velocidade fixa (Emerson, 2010)	45
Fig. 3.8 - Sistemas de velocidade fixa não acompanham a carga requerida (Emerson, 2010).....	45
Fig. 3.9 - Compressores com modulação acompanham a capacidade requerida (Emerson, 2010).....	46
Fig. 3.10 - Principais componentes do sistema VRF – Aplicação com dois tubos (Goetzler, 2007)	47
Fig. 3.11 - Sistema VRF com três tubos (Goetzler, 2007)	47
Fig. 3.12 - Tempos de Compressão do Scroll Digital (Emerson, 2010).....	49
Fig. 3.13 - Sistema de acionamento da Tecnologia Digital Scroll (Emerson, 2010)	50
Fig. 3.14 - Estados de acoplamento e desacoplamento das espirais (Emerson, 2010)	50
Fig. 3.15 - Motor com acionador de freqüência variável, tecnologia inverter (Emerson, 2010).....	51
Fig. 3.16 - Curva de Capacidade x Freqüência (compilado de ASHRAE, 2003)	51
Fig. 3.17 - Configuração de circuito fechado (Rob Kuhlman, 2005)	52
Fig. 3.18 - Edifício em Dailan, China - 1.753 TR com VRF (Rob Kuhlman, 2005)	53
Fig. 3.19 - Sistema de Automação VRF (Mitsubishi, 2010)	54
Fig. 3.20 - Válvula de expansão eletrônica (Emerson, 2010).....	54
Fig. 3.21 - Desenvolvimento do mercado de VRF no Japão (Smith, 2006).....	57
Fig. 4.1 - TRACE™Family, família de softwares para cálculo de carga térmica e análise econômico-energética	61
Fig. 4.2 - Condições de operação para classificação padrão e teste de desempenho para sistemas com capacidade acima de 19 kW (AHRI Standard 1230, 2010).....	64
Fig. 4.3 - Condições padrão de operação para classificação e teste de desempenho de unidades resfriadoras de líquido (AHRI Standard 550/590, 2003)	65
Fig. 4.4 - Condições padrão de operação em carga parcial para classificação e teste de desempenho de unidades resfriadoras de líquido (AHRI Standard 550/590, 2003)	66
Fig. 4.5 - Potência consumida de uma condensadora VRF (Baseado na Daikin VRV P R410A, Modelo REYQ144PTJ)	67

Fig. 4.6 - Potência consumida de um chiller parafuso de até 450 TR (Baseado na Trane, Modelo RTHD 250-425 Ton High Efficiency)	67
Fig. 4.7 - Biblioteca do Trace 700 para unidades condensadoras e resfriadoras de líquido (Trace TM 700, 2011).....	68
Fig. 4.8 - Campo de seleção da planta de ar condicionado (Trace TM 700, 2011).....	68
Fig. 4.9 - Tela do Trace para a curva de capacidade com ajuste biquadrático (Trace TM 700, 2011).....	71
Fig. 4.10 - Tela para seleção da configuração dos equipamentos do lado do ar (Trace TM 700, 2011) ...	72
Fig. 4.11 - Tela de distribuição dos ambientes em zonas e sistema do lado do ar (Trace TM 700, 2011) 72	
Fig. 4.12 - Curva de performance dos ventiladores das unidades de tratamento de ar (Trace TM 700, 2011).....	73
Fig. 4.13 - Campo de seleção de potencia e pressão estática dos ventiladores das unidades de tratamento de ar (Trace TM 700, 2011)	74
Fig. 4.14 - Tela de seleção de estratégias de economia do sistema (Trace TM 700, 2011)	76
Fig. 4.15 - Tela de seleção de estratégias de controle de operação do sistema (Trace TM 700, 2011).....	76
Fig. 4.16 - Seleção de ventiladores opcionais para renovação de ar (Trace TM 700, 2011).....	77
Fig. 4.17 - Curva e dados de desempenho das torres de resfriamento (Trace TM 700, 2011)	78
Fig. 4.18 - Tabela de dados informativos para projeto das cidades brasileiras (NBR 16401 Parte 1 – Projeto de Instalações).....	79
Fig. 4.19 - Ambiente para simulação comparativa (Zhou et al., 2006)	80
Fig. 4.20 - Modelo de edificação padrão para comparação dos sistemas (Zhou et al., 2006)	83
Fig. 5.1 - Perfil de temperatura no dia típico de projeto segundo (Zhou et al., 2006).....	87
Fig. 5. 2 - Curva de demanda elétrica das unidades VRF para diferentes setpoints segundo (Zhou et al., 2006).....	88
Fig. 5.3 - Curva de demanda elétrica do sistema VRF para diferentes setpoints, perfil de temperatura externa e variação da temperatura interna dos ambientes climatizados (Trace TM 700, 2011).....	88
Fig. 5.4 - Consumo elétrico para o sistema VRF simulado no Trace 700 para diferentes setpoints	89
Fig. 5.5 - Temperatura Externa (°C) ao longo dos meses do ano.....	91
Fig. 5.6 - Consumo do VRF em relação as cidades simuladas.....	92
Fig. 5.7 - Consumo do FPFA em relação as cidades simuladas	92
Fig. 5.8 - Consumo do VAV em relação as cidades simuladas.....	93
Fig. 5.9 - Consumo das alternativas versus número de andares para Brasília.....	94
Fig. 5.10 - Consumo das alternativas versus número de andares para Cuiabá.....	94
Fig. 5.11 - Consumo das alternativas versus número de andares para Rio de Janeiro	95
Fig. 5.12 - Consumo das alternativas versus número de andares para Xangai.....	95
Fig. 5.13 - Gráfico comparativo do consumo dos sistemas segundo Zhou (Zhou et al., 2006)	96
Fig. 5.14 - Consumo das alternativas versus número de andares para São Paulo	96
Fig. 5.15 - Consumo do VRF em relação às cidades simuladas para área dobrada	97
Fig. 5.16 - Consumo do FPFA em relação às cidades simuladas para área dobrada.....	98
Fig. 5.17 - Consumo do VAV em relação às cidades simuladas para área dobrada	98
Fig. 5.18 - Consumo das alternativas versus número de andares em Brasília para área dobrada.	99
Fig. 5.19 - Consumo das alternativas versus número de andares em Cuiabá para área dobrada.....	100
Fig. 5.20 - Consumo das alternativas versus número de andares em Rio de Janeiro para área dobrada.	100
Fig. 5.21 - Consumo das alternativas versus número de andares em Xangai para área dobrada.	101
Fig. 5.22 - Consumo das alternativas versus número de andares em São Paulo para área dobrada....	101
Fig. 5.23 - Área de piso média versus capacidade instalada	103
Fig. 6.1 - Curva de correção de capacidade (Daikin, 2010)	111
Fig. 6.2 - PMV desenvolvido por Fanger (Luiz C. M. Junior, 2003).....	113
Fig. 6.3 - Resumo de classificação de filtros grosso, fino e absoluto. (Trane, 2008).....	116
Fig. 6. 4 - Tabela comparativa de tempo de vida útil média para diversos (ASHRAE, 2007).....	125
Fig. 6.5 - Elementos de uma condensadora VRF (Daikin, 2011).....	126

LISTA DE TABELAS

Tab. 2.1 - Comparativo de Controle de Capacidade Alternativo versus <i>Scroll</i>	17
Tab. 2.2 - Quadro comparativo entre compressores de refrigeração.....	21
Tab. 2.3 - Características dos Fluidos Refrigerantes (Dupont, 2010)	33
Tab. 3.1 - Tabela Comparativa entre Sistemas Unitários e VRF (Goetzler, 2007)	42
Tab. 3.2 - Tabela Comparativa entre Sistemas Unitários e VRF (Goetzler, 2007)	43
Tab. 3.3 - Classificação dos Sistema Multi-Split VRF (AHRI STANDARD 1230-2010)	48
Tab. 4.1 - Parâmetros do ajuste biquadrático (Trace TM 700, 2011).....	71
Tab. 4.2 - Características da edificação adotada como estudo de caso proposta por Zhou (Zhou et al., 2006).....	83
Tab. 4.3 - Características construtivas da edificação padrão (Zhou et al, 2006).....	84
Tab. 4.4 - Características da edificação com o dobro da área proposta como segundo modelo para estudo de caso.....	84
Tab. 4.5 - Características da edificação B proposta como terceiro modelo para estudo de caso	85
Tab. 4.6 - Tipos de utilização da edificação B proposta como terceiro modelo para estudo de caso ...	86
Tab. 5.1 - Dimensões média de uma CAG	102
Tab. 5.2 - Dimensões média de um conjunto de condensadoras VRF	102
Tab. 6.1 - Classificação de filtros de partículas segundo EN 779-2002 (NBR 16401 Parte 3, 2011)..	118
Tab. 6.2 - Classe mínima de filtragem (ABNT NBR 16401, 2011).....	119
Tab. 6.3 - Dados de Segurança da Tabela 1 da ASHRAE Standard 34-2007	121

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Área	$[m^2]$
T	Temperatura	$[^{\circ}C]$
k	Condutividade Térmica	$[W/m.k]$
c	Calor Específico	$[J/Kg.K]$
V	Vazão de ar	$[m^3/s]$
P	Potencia	[W]

Símbolos Gregos

Δ	Variação entre duas grandezas similares	
ρ	Densidade	$[m^3/kg]$

Subscritos

amb	ambiente
ext	externo
in	entrada
ex	saída

Sobrescritos

- Variação temporal
- Valor médio

Siglas

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABRAVA	Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento
AHRI	Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute
ANSI	American National Standards Institute
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
CAG	Central de Água Gelada
CDS	Customer Direct Software
COP	Coeficiente de Performance
EES	Engineering Equation Solver
EPact	Energy Policy Act
EXV	Electronic Expansion Valve
FPFA	Fancoil Plus Fresh Air
GWP	Global Warming Potential
HVAC	Heating, Ventilation, and Air Conditioning and Refrigeration
IPLV	Integrated Part Load Value
LCC	Life Cycle Cost Analysis
LCR	Limite de Concentração de Refrigerante
LEED	Leadership in Energy and Environmental Design

NBR	Norma Brasileira
ODP	Ozone Depletion Potential
PMW	Pulse wave module
TR	Tonelada de Refrigeração (ton)
UFAD	Underfloor Air Distribuition
UnB	Universidade de Brasília
URL	Unidade Resfriadora de Líquido
UTA	Unidade de Tratamento de Ar
VAV	Variable Air Volume
VFA	Variador de Freqüência Ajustável
VRF	Variable Refrigerante Flow
PMV	Predicted Mean Vote
PPD	Predicted Percentage of Dissatisfied

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta a discussão presente no mercado atual de ar condicionado, o desenvolvimento histórico das soluções tecnológicas em questão e a metodologia de comparação utilizada neste trabalho.

1.1 O TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA

O mercado de ar condicionado tem debatido nos últimos anos a aplicação de duas soluções tecnológicas para climatização. Os sistemas de expansão indireta utilizando água como meio de troca de calor, conhecido como sistemas de água gelada e os sistemas de expansão direta com fluxo variável de refrigerante.

O tema em questão tem se evidenciado por uma questão econômica e de mercado. A forma como as economias globais tem interagido nas ultimas décadas tem possibilitado a aplicação de soluções tecnológicas antes restritas à, principalmente, suas origens e regiões próximas ou culturalmente semelhantes. Este debate surge, portanto quando estas “novidades” entram em um mercado acostumado a trabalhar e pensar num modelo tecnológico consolidado, gerando conflitos de interesses.

Os sistemas de expansão direta existem comercialmente desde 1914 e os de expansão indireta desde o inicio do século XX. Pode-se observar que a produção e utilização destes sistemas atingiram patamares consideráveis a partir de 1943, com as inovações realizadas por Henry Galson, quando foram vendidas cerca de 43.000 unidades do tipo janela nos Estados Unidos. Entretanto os sistemas de expansão direta obtiveram um grande avanço tecnológico a partir de 1982 com o surgimento dos sistemas de fluxo variável de refrigerante.

Esta tecnologia possibilitou a ampliação do espectro de atuação dos sistemas de expansão direta de tal forma que se tornou, para diversos casos, comparável aos sistemas de água gelada, concorrendo com estes em suas aplicações típicas.

Entretanto esta tecnologia permaneceu um tanto restrita aos mercados asiáticos, onde surgiu e se desenvolveu fortemente até o início do século XXI com a expansão dos mercados asiáticos no ocidente, o que permitiu que os principais fabricantes dos sistemas VRF passassem a fornecer e dar suporte aos seus produtos nesta região.

A inclusão deste novo produto no mercado ocidental aumenta o debate sobre a aplicação destas tecnologias, motivado principalmente pela competição dos principais fabricantes de cada sistema, nos mercados em que atuam. Historicamente os principais fabricantes de sistemas de água gelada têm sua fundação e sede nos países do ocidente, ainda que existam fabricantes expressivos destes sistemas no mercado asiático, e é notável também que o mercado ocidental está habituado com a aplicação desta solução tecnológica.

Desta forma o conflito de interesses de mercado por parte de fornecedores e a forma que projetistas, instaladores e mesmo o mercado consumidor estão habituados a pensar os seus sistemas e projetos de ar condicionado, fomentam o tema tratado neste trabalho. Os conceitos e argumentos que são apresentados em favor de um sistema ou outro, estão por diversas vezes influenciados por estas questões dificultando a decisão entre estas duas soluções de climatização. É comum observar-se que decisões são tomadas, desde a fase de projeto até a compra por parte do consumidor final, de forma imprecisa e muitas vezes nebulosa. Nem sempre todas as variáveis, ou pelo menos as mais expressivas, são levadas em consideração de forma adequada o que torna o processo de decisão confuso, ineficiente e tendencioso.

Diante de um cenário um tanto nebuloso, em que muitos fatores não são suficientemente bem esclarecidos, e a tomada de decisão carece de ferramentas adequadas para auxiliar em cada peculiaridade dos projetos, é comum optar por soluções ineficientes do ponto de vista energético, de manutenção, ambiental entre outros. E uma dificuldade nesta questão é que nem sempre estas ineficiências são notadas, principalmente pelo desconhecimento, ou insuficiência de informações, em relação às alternativas possíveis à solução de climatização adotada.

Estas ineficiências, percebidas ou não, podem gerar impactos ambientais por conta de vazamento de fluido refrigerante, custos adicionais de manutenção, redução de vida útil de equipamentos e custos de operação elevados. Dentro de uma realidade em que se faz necessário a redução de emissões de gases estufa, redução de custos associados à energia elétrica e a necessidade de sistemas com grau de confiabilidade cada vez mais elevados, se torna fundamental que cada tomada de decisão seja bem fundamentada e possa levar em consideração de forma ampla os aspectos envolvidos em cada tecnologia e cada realidade de aplicação.

Sendo assim torna-se necessária uma boa caracterização dos dois modelos de sistemas, um entendimento claro das necessidades específicas de cada projeto, e a finalmente a melhor forma de combinar necessidade e tecnologia, considerando os aspectos corretos que tornem esta combinação eficiente quando são considerados os aspectos mais relevantes para a sociedade atual, os quais também devem ser bem definidos para novamente não direcionar os resultados de forma conveniente.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A realidade do mercado atual exige sistemas cada vez mais eficientes e a simulação computacional tem sido uma ferramenta extremamente útil para análise de sistemas de ar condicionado, auxiliando desta forma nas decisões de projeto. Existem na literatura vários artigos e publicações sobre simulações de sistemas VRF, sistemas de água gelada e comparativos entre estes. Seguem alguns destes:

Pascal, el at. (2009) apresenta um estudo sobre oportunidade de chillers reversíveis na Europa, visando a economia de energia e redução na emissão de CO₂ que a conversão de chillers em bombas de calor poderia acarretar tendo em vista os mais de 600 milhões de metros quadrados de edificações com ar condicionado. A metodologia proposta por ele baseia-se na simulação de edifícios de escritório com diferentes perfis construtivos em cinco zonas climáticas diferentes, com caldeiras, resfriadores de líquido, e, por outro lado, com chillers reversíveis associados a um back-up de caldeiras.

Huang, et al. (2009) descreve estratégias robustas de controle de seqüenciamento de chillers em centrais de água gelada com múltiplos resfriadores. Em sua estratégia de fusão de dados adquiridos na CAG é utilizado para melhorar a confiabilidade no fornecimento de capacidade de resfriamento. A utilização de supervisórios online junto a fusão dos dados permite o fornecimento da máxima capacidade simultânea, melhorando a confiabilidade no seqüenciamento dos chillers. Um sistema de detecção de falhas e diagnóstico do sistema é desenvolvido para garantir o seqüenciamento e controle estratégico, sendo validado por meio de uma simulação dinâmica da planta em um arranha-céu em Hong Kong.

Dissasekera (2010), apresenta um estudo sobre economia de energia e diminuição de custos operacionais em otimização de centrais de água gelada através do desenvolvimento de um algoritmo que mensura os parâmetros críticos e permite o ajuste das variáveis de saída tais como o número de compressores em operação, conjunto de bombas, o melhor ajuste das unidades de tratamento de ar, juntamente com um estudo de caso de uma indústria têxtil.

Em seu guia de informações técnicas em HVAC-R de setembro de 2006, a Johnson Controls Inc. apresenta e discorre sobre as estratégias utilizadas em sistemas de água gelada buscando-se sistemas eficientes, mostrando as estratégias utilizadas no século passado bem como as novas soluções para sistemas cada vez mais eficientes e confiáveis tendo em vista as novas tecnologias apresentadas pelo crescente mercado de ar condicionado.

Nye, (2002) apresenta um estudo de caso do departamento de energia e água de Los Angeles, em que parte do sistema de ar condicionado do edifício realizou-se a substituição de Rooftop com VAV para VRF, foi notado uma redução no consumo de energia, porém poucos detalhes da operação foram fornecidos para validação

Zhou, et al. (2006) desenvolveram um módulo para simulação do sistema de fluxo variável de refrigerante no Energyplus em seguida realizando uma simulação de validação através de um edifício teórico de 6 zonas. Os resultados obtidos foram condizentes com os sistemas atuais de VRF, e para uma segunda verificação a simulação foi feita com o sistema Split convencional e os resultados comparados com os observados na prática permitiram a validação desta ferramenta no Energyplus. Por fim eles realizaram uma simulação comparando sistemas VRF, VAV e fancoils tradicionais para um edifício padrão de escritórios de 10 andares.

Goetzler, (2007), apresenta benefícios de instalação, manutenção, conforto, eficiência do sistema VRF, e faz uma análise de aceitação do mercado ocidental de uma tecnologia típica do mercado Asiático.

Aynur, et al. (2009) realizaram simulações utilizando o Energyplus e o módulo para VRF desenvolvido por Zhou et al. Foram comparados sistemas VRF com ventiladores recuperadores de calor, sistemas VAV com reaquecimento e sistemas Rooftops. Estes sistemas foram simulados para atender o 3 e 4 andares de um edifício administrativo na universidade de Maryland.

Li, et al. (2010) desenvolveram um novo módulo no Energyplus para simulação de sistemas VRF de 3 tubos para recuperação de calor. Foi simulado um edifício teórico de um andar e 5 zonas, e verificaram os aspectos de conforto climático.

Aynur, (2010) faz uma revisão dos principais aspectos do sistema VRF, apresentando as principais configurações existentes, aplicações, questões de mercado, custos e referencia os estudos experimentais e de simulação realizados em sistemas VRF.

ANSI/AHRI Standard 1230, (2011), estabelece as definições, classificações, requisitos de testes, operação e classificação, dados mínimos requeridos para publicação de classificação, e condições de conformidade para os sistemas de fluxo variável de refrigerante.

1.3 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo a caracterização, aplicação e comparação entre sistemas de fluxo variável de refrigerante e sistemas de expansão indireta. Serão evidenciadas as principais vantagens e desvantagens, limitações, normas aplicadas, além de um estudo comparativo tendo em vista uma edificação típica a ser adotada como caso de estudo.

Na primeira etapa, referente à disciplina Projeto de Graduação 1, o foco foi a caracterização dos sistemas de expansão indireta, conhecidos como sistema de água gelada, e sistemas de expansão direta que operam com fluxo variável de refrigerante (VRF), descrevendo os principais componentes, aplicações características, mecanismos de operação, normas e regulamentações aplicadas e sua relação com mercado de ar condicionado atual. Além disto, foi descrita a metodologia a ser adotada para análise comparativa e econômico-energética com o auxílio do software *TraceTM700*, procedimentos estes a serem realizados na próxima etapa do trabalho, referente à disciplina Projeto de Graduação 2.

Na segunda etapa, condizente à disciplina Projeto de Graduação 2, o foco principal será a comparação, econômico-energética e análise paramétrica dos sistemas bem como uma análise qualitativa dos aspectos relevantes entre os sistemas.

Tendo em vista o crescente mercado de ar condicionado, através dos resultados obtidos, espera-se contribuir para este tema freqüentemente discutido entre projetistas, consultores e clientes finais em

soluções de projeto de climatização através da caracterização das condições favoráveis à aplicação de cada um desses sistemas, auxiliando desta forma na tomada de decisão em projetos de ar condicionado que utilizem tais sistemas.

1.4 METODOLOGIA

Para que os objetivos proposta possam ser alcançados, os seguintes procedimentos são adotados:

- Fundamentar a importância da comparação entre os sistemas de expansão indireta e sistemas de expansão direta que operam com fluxo variável de refrigerante;
- Revisão bibliográfica das pesquisas e estudos que envolvam a comparação e simulação computacional para análise de eficiência econômico-energética;
- Caracterização dos sistemas em estudo, ressaltando as principais características, aplicações, normas e regulamentações aplicadas e sua relação no mercado de ar condicionado;
- Descrição da metodologia de análise comparativa, que engloba:
 - Eleger um estudo de caso característico;
 - Adotar os parâmetros para análise computacional através do software *TraceTM700*, que permitira a comparação econômico-energética;
 - Ressaltar as principais vantagens e desvantagens;
 - Normas e regulamentações que atendem aos sistemas;
- Por fim caracterizar as condições favoráveis à aplicação de cada um dos sistemas.

1.5 ESTRUTURA DO TRABALHO

O capítulo 1 mostra uma visão geral sobre o tema proposto e sua importância. Apresenta uma revisão bibliográfica sobre o estudo em questão, bem como objetivos e metodologia a ser utilizada no trabalho.

O capítulo 2 contém a caracterização dos principais componentes dos sistemas de água gelada, diferenciando os tipos existentes, as freqüentes aplicações comerciais, normas e regulamentações aplicadas, bem como uma visão geral de seu desenvolvimento, histórico e sua relação com o mercado de ar condicionado.

O capítulo 3 contém a caracterização dos principais componentes dos sistemas de expansão direta que operam com variação do fluxo de refrigerante (VRF), diferenciando os tipos existentes, as freqüentes aplicações comerciais, normas e regulamentações aplicadas, bem como uma visão geral de seu desenvolvimento, histórico e sua relação com o mercado de ar condicionado.

O capítulo 4 contém a metodologia de análise comparativa a ser adotada para comparação entre os dois sistemas em discussão neste trabalho, a descrição e do software *TraceTM700* que será utilizado como ferramenta para tal e a forma de inserir as características dos sistemas no software.

O capítulo 5 contém os resultados das simulações utilizando o *TraceTM700* bem como a análise dos mesmos.

O capítulo 6 contém a análise qualitativa de aspectos que não puderam analisados via simulação computacional, mas que são relevantes para a escolha dentre os sistemas.

O capítulo 7 apresenta as conclusões do estudo e um quadro comparativo entre os sistemas.

2 SISTEMAS DE ÁGUA GELADA

Este capítulo apresenta a descrição dos sistemas de água gelada, seu desenvolvimento e histórico, bem como a caracterização dos principais componentes, aplicações, normas, regulamentações e a relação deste sistema com o mercado de ar condicionado.

2.1 SISTEMA DE EXPANSÃO INDIRETA

De modo simples sistemas de expansão indireta caracterizam-se pela circulação de água gelada, proveniente dos resfriadores de líquido, nas unidades de tratamento de ar, que resfriam e tratam o ar a ser insuflado nos ambientes, diferente dos sistemas de expansão direta, no qual o fluido refrigerante troca calor diretamente com o ar nos ambientes a serem condicionados.

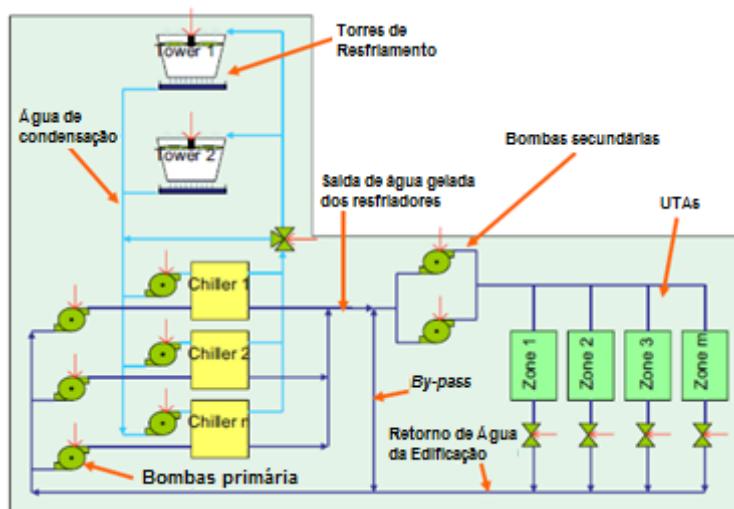


Fig. 2.1 - Esquemático de um Sistema de Água Gelada (Sane ET. AL, 2006)

Nos sistemas de expansão indireta a água gelada (Fig. 2.1), ou fluido secundário ou de trabalho, circula em todo o sistema, sendo resfriada pela troca de calor com o fluido refrigerante nas unidades resfriadoras. O fluido refrigerante, ou fluido primário, passa por um processo de expansão no evaporador do resfriador, ficando restrito aos chillers, como comumente são denominadas as unidades resfriadoras de líquido (URL), não trocando calor diretamente com o ambiente, mas trocando calor exclusivamente com o fluido de trabalho. Para a continuidade do ciclo o fluido refrigerante troca calor novamente com a água, e está é elevada até as torres de resfriamento para rejeição de calor. Forma-se assim o circuito primário. A figura abaixo (Fig. 2.2) ilustra o ciclo de refrigeração desenvolvido no interior de unidades resfriadoras.

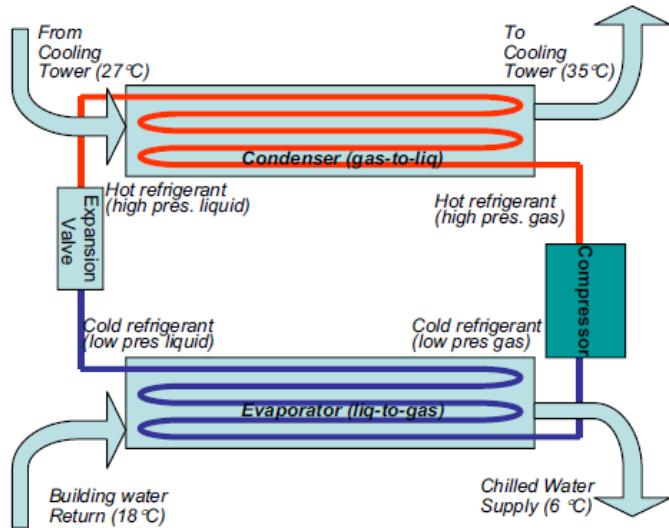


Fig. 2.2 - Esquemático de um Chiller (Sane et al, 2006)

Após o processo de expansão por meio de uma válvula de expansão, o gás refrigerante a baixa temperatura percorre as tubulações do evaporador trocando calor com a água, resfriando-a. A água, resfriada por este processo de troca de calor no evaporador percorrerá o restante do sistema através de um sistema de bombeamento trocando calor com o ar proveniente dos ambientes através das unidades de tratamento de ar (UTA), que além de insuflar tratam o ar a ser introduzido nos ambientes, combatendo a carga térmica, formando desta forma o circuito secundário. Portanto podemos caracterizar dois *loopings* ou circuitos nos sistemas de expansão indireta, ou seja, o circuito do refrigerante no interior das URLs, sendo este o circuito primário, e o circuito da água que, resfriada, irá combater as cargas térmica ao longo da edificação, sendo este o circuito secundário. A figura abaixo (Fig. 2.3) exemplifica a distinção entre os circuitos.

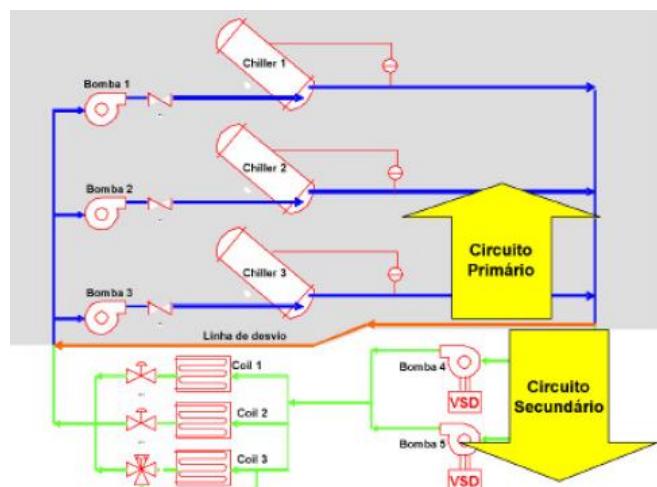


Fig. 2.3 - Circuitos primário e secundário (Johnson Controls, 2005)

Após a troca de calor que o fluido de trabalho sofre ao percorrer as serpentinas em cada *fancoil*, a água aquecida retorna à URL, sendo este circuito de circulação de água feito através de uma rede

hidráulica composta por tubulações, normalmente de aço, e válvulas de controle e um sistema de bombeamento, subdividido em bombas de água gelada PRIMÁRIA E SECUNDÁRIA e bombas de água de condensação.

Para que a água possa perder o calor ganho e retorno ao evaporador do resfriador, outro lado do sistema entra em ação, o circuito de condensação. Neste circuito a água de condensação, aquecida pela troca de calor com o fluido refrigerante, é elevada pelas bombas de condensação até as torres de resfriamento para rejeição do calor absorvido onde, por meio da indução de uma corrente de ar e a pulverização da água quente, retorna mais fria ao resfriador, dando continuidade aos ciclos do fluido primário e do fluido secundário.

Para fechamento hidráulico e o funcionamento se faz o uso de uma extensa automação que, através de um conjunto de válvulas de controle, balanceamento, sensores em cada URL, UTA, bombas, torres de resfriamento e na tubulação, além de sensores nos ambientes e controladores, permitem a interpretação dos dados obtidos viabilizando assim o melhor ajuste do sistema.

2.2 HISTÓRICO (ESTADO-DA-ARTE)

A necessidade humana de refrigeração vem desde os primórdios da civilização, mas por séculos o homem esteve a mercê da natureza, dependendo de meios naturais para as aplicações de refrigeração e climatização (Nagengast, 1989).

Esta necessidade deu origem a um grande setor industrial na área de climatização e refrigeração. Frederick Tudor e Wyeth revolucionaram a indústria no século XVII ao perceberem o potencial do gelo natural como negócio. Wyeth desenvolveu métodos para corte, transporte e distribuição ágil e econômica de blocos uniformes de gelo. Estes acontecimentos marcavam o início da “Era do Gelo”.

A refrigeração mecânica utilizando fluidos refrigerantes, tal qual ainda utilizamos hoje, surgiu em meados do século XIX com a patente de Jacob Perkins, a qual se considera o primeiro sistema de refrigeração a realizar um ciclo de compressão a vapor, utilizando éter como fluido refrigerante. Em 1864, George Knigh propôs a utilização do gelo para climatização de um hospital num artigo publicado na revista Scientific American.

A criação da primeira planta de geração de energia elétrica em Nova York por Thomas Edison, em 1882, possibilitou um grande salto no desenvolvimento tecnológico e comercial no setor de refrigeração e climatização através do uso de energia elétrica. Willis Haviland Carrier, Engenheiro Mecânico, inventor e Fundador da Carrier Engineering Company, um ano após sua formatura pela Cornell University, em 1901, projetou e instalou um sistema de climatização em um industria gráfica no Brooklyn, através da qual era possível o controle da temperatura e umidade.

Carrier deu início ao desenvolvimento mais acelerado do mercado de refrigeração e ar condicionado. Em 1911, publica na ASME o trabalho *Rational Psycrometry Formulae* na qual introduz o conceito de saturação adiabática e estabelece as bases para a termodinâmica no estudo do ar condicionado. Em 1916, funda a Carrier Engineering Company, sendo que sete anos mais tarde introduz no mercado o compressor centrífugo.

A partir do início do século XX começou-se a difundir as tecnologias e conceitos aplicados a sistemas de ar condicionado. Em 1913 ocorreu a primeira exposição internacional devotada exclusivamente ao campo da refrigeração e ar condicionado em Chicago, USA. Nos anos subsequentes ocorreram as primeiras utilizações documentadas de ar condicionado, no New Empire Theater, no Alabama, e Central Park Theater, Chicago, sendo este desde o início projetado com climatização. Em 1929 o Senado Americano, a Casa Branca, o edifício do Poder Executivo e o Departamento de Comércio Americano foram climatizados. (PIMENTA, 2006)

No Brasil a primeira edificação a ser climatizada foi o Teatro Municipal do Rio de Janeiro em 1909, inicialmente climatizado através do uso de blocos de gelo natural e ventiladores, passando anos depois em 1934 por um reforma e alto investimento em um novo sistema de climatização mais moderno, ao custo de 100.000 contos de réis, cerca de 4% do PIB do país naquela época.

Após a Segunda Guerra Mundial a demanda por aparelhos de ar condicionado começou a aumentar para cerca de 30 mil unidades produzidas. Em 1950 um estudo é publicado evidenciando que famílias que vivem em casas com ar condicionado dormem mais no verão, se alimentam melhor e tem mais tempo para o lazer. Em 1969 Armstrong e Aldrin caminharam na Lua utilizando trajes espaciais equipados com sistema de climatização. Em 1998 a exportação de aparelhos de ar condicionado americanas marcam um recorde de mais de 6 milhões.

Pequenas melhorias, mas de forma incremental significativa continuou com o desenrolar do século, tornando os sistemas de refrigeração e ar condicionados cada vez mais eficientes, além de mais acessíveis e cada vez mais difundidos. A gama de aplicações tem crescido, assim, com a refrigeração mecânica desempenhado um papel fundamental em tudo, desde a pesquisa médica a fabricação de computadores que tornaram as viagens espaciais possíveis. Sem, por exemplo, o condicionamento de ar dos ambientes das naves espaciais e dos trajes dos astronautas nunca teria sido possível ir para o espaço e andar na Lua, mesmo com todas as barreiras da engenharia a serem superadas.

2.3 PRINCIPAIS COMPONENTES DE UM SISTEMA DE ÁGUA GELADA

A empregabilidade de sistemas de expansão de água gelada é extenso devido principalmente à sua grande variabilidade, seja com relação à tecnologia envolvida em sua concepção seja em relação aos métodos de aplicação desses sistemas. As diferentes alternativas de aplicação dos componentes das

plantas de água gelada, tanto em se tratando do lado d'água, resfriadores, torres de resfriamento, bombas hidráulicas, quanto do lado do ar, unidades de tratamento de ar, dutos, caixas de ar variável, filtros, trazem à nossa vista a gama de soluções a disposição de projetistas.

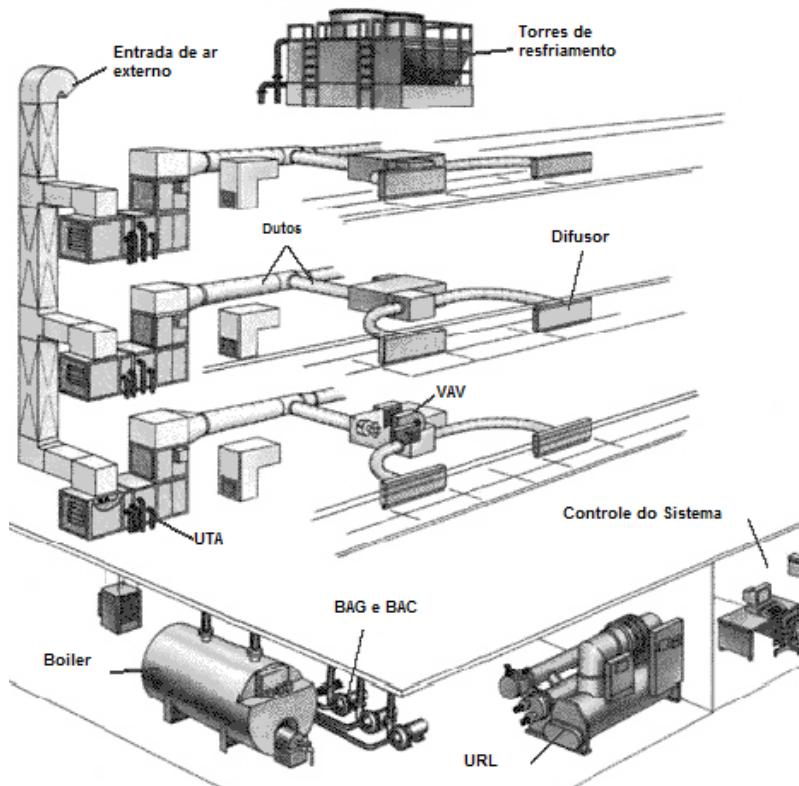


Fig. 2.4 - Componentes de um sistema de água gelada (Trane, 2003)

De forma sucinta iremos descrever os principais componentes em um sistema de água gelada que influenciam significativamente na escolha pelo sistema mais aplicável a cada instalação, mostrando suas principais características e diferenciando-os de seus semelhantes. A figura acima (Fig. 2.4) ilustra alguns componentes de um sistema de água gelada.

2.3.1 Tipo de condensação

Os resfriadores de líquido são considerados como centro de toda instalação de água gelada e sua escolha é fundamental para que o sistema de condicionamento seja bem projetado. Basicamente os resfriadores de líquido são classificados de acordo com o tipo de condensação e compressor que utilizam. Com relação ao tipo de condensação pode ser classificado como:

- Condensação a ar;
- Condensação a água.

Tanto sistemas com condensação a ar quanto a água possuem suas vantagens e desvantagens, dependendo do tamanho, tipo e região da instalação, entre outras variáveis. A escolha do sistema ideal começa com a avaliação de fatores que irão influenciar sua escolha como: disponibilidade e qualidade

de água, espaço disponível para a instalação, qualidade do ar no local, perfil climático da região, custo do investimento, e até mesmo a preferência do projetista ou do cliente.

Segundo Tomaz Cleto, diretor da Yawatz Engenharia e membro da ASHRAE, em sistemas menores, até 1758 kW (500 tons), os custos privilegiam as aplicações de condensação a ar. Já acima de 1758 kW, sistemas com compressores centrífugos ou parafusos com condensação a água são mais eficientes em termos de custo total, no qual são contabilizados custos iniciais e operacionais.

Para uma comparação entre esses dois tipos de condensação a análise de custo total é essencial, pois levam em conta os custos iniciais, operacionais e de manutenção como ditos anteriormente. Para uma análise de custo total poderíamos listas os seguintes pontos a serem considerados:

- Custos de energia envolvidos na operação;
- Consumo de tratamento e reposição da água;
- Perfil climático da região - em regiões onde a temperatura de bulbo seco média é mais amena, sistemas de condensação a ar podem ser mais atrativos;
- Custos de manutenção – há um maior desgaste e quebra de compressores em sistemas de condensação a ar;
- Vazamentos de fluido refrigerante – mais comuns em sistemas de condensação a ar, que são mais difíceis de detectar, pois ocorrerem principalmente através de micro vazamentos na serpentina do condensador;
- Limpeza do sistema de condensação – na condensação a ar envolve limpeza das serpentinas do condensador, enquanto que na condensação a água envolve limpeza dos tubos do condensador, enchimentos, bacias, bicos injetores das torres de resfriamento;
- Carga de refrigerante – normalmente, para uma mesma capacidade, sistemas com condensação a ar possuem carga de refrigerante maior que sistemas com condensação a água;
- Vida útil dos chillers – normalmente, desde que haja manutenção correta, a vida útil de chillers a ar e compressor parafuso varia entre 15 a 20 anos, e chillers a água e compressores centrífugos é maior que 25 anos (Thomas Bakane, 2009).

Em relação à eficiência energética chillers com condensação a ar possuem desvantagem, normalmente apresentando redução em sua capacidade quando a temperatura de bulbo seco aumenta, pois, conforme a Norma AHRI 370-2011 é dimensionada para 35°C e temperaturas acima implicam em menor rendimento, exatamente quando o ambiente a ser condicionado demanda maior capacidade térmica.

Chillers condensação a água já não apresentam esse problema quando dimensionados corretamente, pois apresentam menor consumo energético devido principalmente aos melhores coeficientes de desempenho, tais como COP (*Coeficient of Performance*), IPLV (*Integrated Part Load Value*), em comparação com chillers a ar. Esse tipo de instalação é mais recomendado para instalações

de grande porte, onde se procura maior eficiência energética. Através da Norma ASHRAE 90.1 (ASHRAE Standard 90.1 - *Energy Standard for buildings Except Low-Rise Residential Buildings*) verificamos que a eficiência exigida para sistemas com condensação a água é o dobro quando comparado com sistemas com condensação a ar. Sistemas com condensação a ar são mais adequados para instalações de pequeno porte, menor custo de aquisição e implantação, maior local disponível para instalação, menor exigência de nível de ruído.

2.3.2 Compressores e controle de capacidade

Como dito anteriormente, o tipo de condensação e compressor empregados nos resfriadores nos permitem classificá-los, diferenciando-os. A engenharia empregada no desenvolvimento de tecnologias inovadoras tem permitido o projeto de chillers cada vez mais eficientes, confiáveis e seguros.

O compressor é o coração do sistema de compressão a vapor e ele basicamente garante a circulação de refrigerante pelo sistema em um ciclo contínuo. Há dois tipos básicos de compressores: de deslocamento positivo e dinâmico.

Os compressores de deslocamento positivo aumentam a pressão do refrigerante reduzindo o volume da câmara de compressão por meio de trabalho aplicado ao mecanismo do compressor. Compressores alternativos, rotativos/parafuso e *scroll* funcionam desse modo. Enquanto isto os compressores dinâmicos aumentam a pressão do vapor refrigerante por meio da transferência contínua de momento angular do dispositivo rotativo para o vapor. O momento é convertido pelo aumento de pressão. Um bom exemplo desse tipo de compressor são os compressores centrífugos (ASHRAE, 2004).

Os tipos de compressores atualmente empregados em resfriadores de líquido são: alternativos, *scroll*, parafuso, centrífugos, e além destes existem também os chillers por absorção. Os primeiros quatro tipos de resfriadores são mecânicos, acionados por motores elétricos, vapor ou turbinas a gás, trabalhando através de ciclos de compressão a vapor, já os chillers por absorção são alimentados por uma fonte de calor, tais como o vapor aquecido originado em caldeiras, trabalhando por meio de ciclos de absorção. De modo simples enquanto os resfriadores por compressão operam a partir do fornecimento de trabalho os resfriadores por absorção dependem do fornecimento de calor para seu funcionamento.

A capacidade de um compressor é definida pelo volume de refrigerante evaporado que pode ser comprimido dentro de um determinado período de tempo. Para que os compressores consigam acompanhar a variação de carga térmica da edificação, que por sua vez varia de acordo com as condições climáticas internas e externas além do perfil de utilização de cada ambiente condicionado, é necessário um método de controle de capacidade.

A capacidade frigorífica de um compressor depende da quantidade de fluido refrigerante que está sendo deslocado e comprimido, e esta quantidade depende:

- Da quantidade de cilindros, *scrolls*, fusos, ou etapas de compressão;
- Rotação, sendo que quanto maior a rotação maior será a capacidade;
- Dimensões do compressor, dos parafusos, dos *scrolls* ou tamanho dos compressores centrífugos;

Normalmente os fabricantes de resfriadores de líquido apresentam a capacidade frigorífica de seus resfriadores na forma de tabelas ou gráficos em função da temperatura de entrada no condensador e de saída do evaporador. Abaixo a figura (Fig. 2.5), extraída de um catálogo de fabricante ilustra isto.

Temperatura de saída de água do evaporador (F)	Modelo RTAC	Temperatura do Ar na Entrada do Condensador (C)											
		30			35			40			45		
		Refrig. TR	Potência kW	COP	Refrig. TR	Potência kW	COP	Refrig. TR	Potência kW	COP	Refrig. TR	Potência kW	COP
5	140 Padrão	490,8	142,6	3,2	459,9	153,9	2,8	428,3	166,5	2,4	395,9	180,5	2,1
	155 Padrão	538,7	155,2	3,2	505,6	167,5	2,8	471,1	181,3	2,4	436,3	196,5	2,1
	170 Padrão	588,9	168,1	3,2	553,4	181,6	2,8	516,9	196,6	2,4	479,6	213,1	2,1
	185 Padrão	642,4	186,9	3,2	603,7	201,5	2,8	564,0	217,7	2,4	523,2	235,7	2,1
	200 Padrão	699,3	206,5	3,1	657,5	222,1	2,7	614,3	239,6	2,4	569,6	259,1	2,1
	225 Padrão	766,5	226,1	3,1	721,5	243,3	2,8	675,1	262,5	2,4	626,9	283,9	2,1
	250 Padrão	840,0	247,0	3,1	791,1	265,6	2,8	740,1	286,5	2,4	687,7	309,7	2,1
	275 Padrão	950,0	273,3	3,2	893,1	294,4	2,8	834,7	318,0	2,4	774,9	344,2	2,1
	300 Padrão	1061,1	313,0	3,1	998,2	336,2	2,8	932,8	362,3	2,4	865,6	391,3	2,1
	350 Padrão	1203,2	354,9	3,1	1132,9	381,0	2,8	1059,7	410,4	2,4	984,5	443,0	2,1

Fig. 2.5 - Dados de desempenho de resfriadores com compressores parafuso (Catálogo Trane RTAC, 2009)

Os controles de capacidade relacionados a resfriadores de líquido podem ser contínuos ou em passos, como veremos nos compressores alternativo e *scroll*. O Controle de capacidade contínuo através de temperaturas estáveis permite aos chillers uma operação suave e que se adéqua melhor as variações das cargas na edificação, diminuindo em consequência o consumo energético. A figura abaixo (Fig. 8) ilustra este fato.

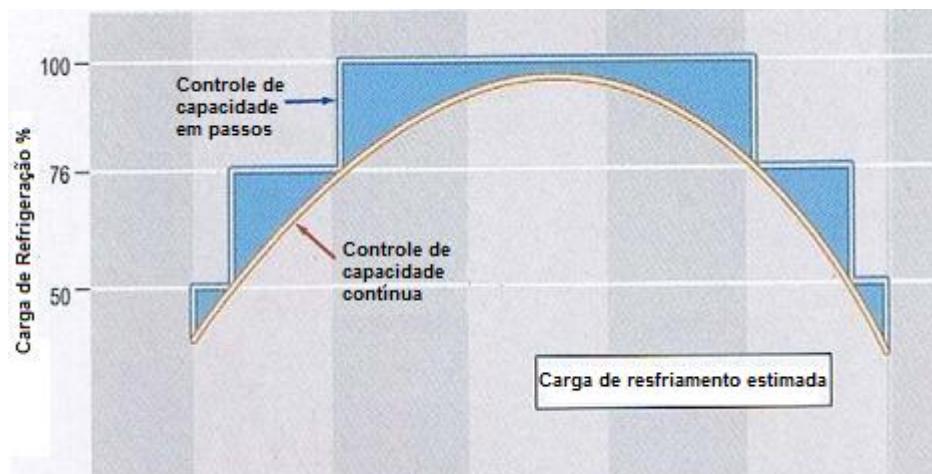


Fig. 2.6 - Controles de capacidade em passos e contínuo (Dissasekera, 2010)

2.3.2.1 Compressor alternativo

Os compressores alternativos foram os primeiros a ser utilizados comercialmente em refrigeração industrial, seu primeiro uso na refrigeração ocorreu em 1878 nas indústrias Nestlé, no qual utilizava-se amônia como fluido refrigerante. O compressor alternativo compreende uma combinação de um ou mais conjuntos de pistão e cilindro. O pistão se desloca em movimento alternativo, aspirando gás refrigerante num curso, comprimindo e descarregando-o no curso de retorno. Podem ser encontrados em três formas construtivas, abertos, semi-herméticos e herméticos.

Nas montagens abertas a extremidade do virabrequim, comum a compressores alternativos, atravessa a carcaça de modo a se acoplar ao motor elétrico que se localiza fora da carcaça. São normalmente utilizados para altas potências de refrigeração e o único tipo adequado a instalações de amônia, podendo também operar com refrigerantes halogenados. Sua utilização para climatização de conforto foi bastante empregada na década de 90, sendo pouco utilizados hoje em dia.

Nas montagens semi-herméticas o motor elétrico fica acoplado ao compressor, porém ambos se localizam no interior de uma mesma carcaça que pode ser desmontada para eventuais manutenções devido ao cabeçote ser removível. Como não há a necessidade da existência de ponta de eixo, também não possui volante, proporcionando uma economia na faixa de 6% no consumo de energia, sendo que a condição de trabalho do compressor melhora, pois o mesmo é resfriado pelo próprio fluido do sistema. Esse tipo de montagem também pode ser encontrado em compressores parafuso e centrífugos.

Nas montagens herméticas o motor elétrico fica acoplado ao compressor, porém ambos se localizam no interior de uma mesma carcaça que não pode ser desmontada, geralmente soldada, com o intuito de eliminar vazamentos de gás. Sendo assim não existe a possibilidade de acesso aos componentes internos para o caso de manutenção, devido a isso, são descartáveis, ou seja, em caso de queima a única solução é a substituição total do equipamento. Montagens como essas são comuns em equipamentos de pequena capacidade e utilização doméstica. Tanto o compressor hermético quanto o semi-hermético eliminam a necessidade de um selo de vedação para o eixo, como ocorre em compressores abertos. Entretanto, podem perder eficiência em virtude do aquecimento do refrigerante promovido pelo enrolamento (Stoecker, 2002).

2.3.2.2 Controle de capacidade em compressores alternativos

Compressores alternativos realizam este controle através de cilindros com a capacidade de controle de descarregamento por pressão ou por meio de válvulas solenóide. A maioria dos compressores alternativos (acima de 10 TR) é equipada com válvulas de descarga acionadas eletricamente, que fecham a sucção do cilindro que está sendo descarregado, adequando a capacidade de refrigeração do compressor à medida que a carga do evaporador diminui. De forma simples, em resposta à diminuição da carga um controlador eletrônico envia um sinal para abertura da válvula solenóide, que desvia

vapor refrigerante pressurizado da descarga do compressor para o topo da válvula de descarga, que se fecha impedindo o fluxo de vapor refrigerante para dentro do cilindro. Mesmo que o pistão continue seu movimento característico ele não mais estará realizando compressão, uma vez que não haverá vapor de refrigerante a ser comprimido por ele. Um compressor alternativo de 30 TR, por exemplo, que possua seis cilindros pode operar com quatro cilindros equipados com válvulas solenóide cada um e dois cilindros como um par associados à uma válvula apenas. O compressor, portanto, pode operar com todos os seis cilindros carregados, com apenas 4, apenas 2 ou pode desligar todos, realizando desta forma o controle de sua capacidade.

2.3.2.3 Compressor scroll

O conceito básico do compressor *scroll* (Fig. 2.7) existe desde 1886, quando uma patente italiana foi requerida, porém a invenção deste compressor foi dada ao francês Léon Creux em 1905. Devido a problemas de estanqueidade, a aplicação do mesmo foi retardada. Hoje, a nova tecnologia de máquinas operadoras e processos de manufatura tornaram possível a solução deste problema. A partir da última década, o compressor *scroll* passou a participar das linhas de produção seriada, sendo instalado em condicionadores de ar e resfriadores de líquido (XXII SENM - UNESP, 2001).

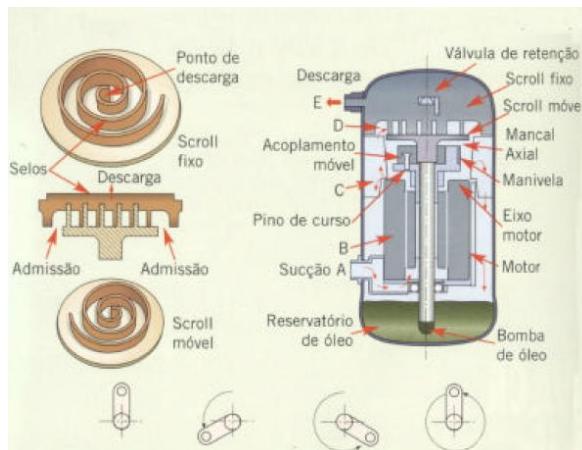


Fig. 2.7 - Compressor Scroll em corte (Trane, 2006)

São compressores herméticos, não sendo possível o acesso aos seus componentes internos e em caso de quebra ou queima, são necessariamente substituídos. Trabalham de forma mais silenciosa e vibram menos que os outros tipos de compressores para uma mesma potência. Em média são 5 a 10% mais eficientes que compressores alternativos de igual capacidade, além de possuírem menos partes móveis. Não possuem válvulas tornando-os resistentes a golpes de líquido. São largamente utilizados em sistemas de refrigeração de pequeno e médio porte.

De forma simples esses compressores de deslocamento positivo e movimento orbital comprimem o refrigerante por meio de duas peças em forma de espiral. Uma dessas peças é fixa à carcaça e outra é

móvel. Para funcionar de forma satisfatória o compressor *scroll* requer processos de fabricação de alta precisão, que só foram possíveis devido aos avanços tecnológicos recentes na engenharia de processos de fabricação. Esse tipo de compressor apresenta alta eficiência e baixos níveis de Ruído (ASHRAE, 2004).

2.3.2.4 Controle de capacidade em compressores *scroll*

Compressores *scroll*, devido ao fato de não possuírem válvulas ou descarregadores como os compressores alternativos, realizam o controle de capacidade ligando e desligando seus compressores. Equipamentos que utilizam compressores *scroll* geralmente utilizam múltiplos compressores de capacidades diferentes que alternam seu status de funcionamento entre si para realizarem o controle de capacidade. Enquanto em um resfriador alternativo de 40 TR que utiliza 8 cilindros, sendo 6 deles com descarregadores, resfriadores *scroll* poderiam utilizar 4 compressores *scroll* de 10 TR cada, realizando dessa forma o controle de capacidade.

O numero de paradas e reinícios excessivos não é uma preocupação para esse tipo de compressor. Enquanto em equipamentos com compressores alternativos existe um único compressor composto por vários cilindros para compressão e um único grande motor os equipamentos com compressor *scroll*, em contraste, possuem um pequeno motor exclusivo para cada compressor. Esses pequenos motores são projetados para operarem em ciclo, ligando e desligando repetidas vezes.

Tab. 2.1 - Comparativo de Controle de Capacidade Alternativo versus *Scroll*

Passo	Alternativo		<i>Scroll</i>	
	Cilindros Ativos	Capacidade Nominal	Cilindros Ativos	Capacidade Nominal (TR)
1	2	10 TR	1	10 TR
2	4	20 TR	2	20 TR
3	6	30 TR	3	30 TR
4	8	40 TR	4	40 TR

Além desse tipo de controle de capacidade em compressores *scroll* existem atualmente outros mecanismos de controles associados a novas tecnologias de compressores *scroll*, como, por exemplo, os compressores *scroll* inverter e *scroll* digital, comumente utilizados em sistemas com variação na vazão de refrigerante. O mecanismo de controle de capacidade de cada um deles será explicado na seção 3.4.1.

2.3.2.5 Compressor parafuso

O compressor parafuso ou parafuso helicoidal (Fig. 2.8) é outro tipo de unidade de deslocamento positivo. Foi usado pela primeira vez em refrigeração a fins da década de 1950, mas ganhou terreno

rapidamente em virtude de sua relativa simplicidade. No Brasil as primeiras instalações são dos anos 70.

Apesar de relativamente recente o compressor parafuso permitiu um grande desenvolvimento para a refrigeração devido principalmente ao baixo custo de produção comparado aos compressores alternativos em instalações de grande porte e, além disto, viabilizaram uma quantidade menor de resfriadores em instalações de grande porte, pois enquanto se utilizava varias máquinas com compressores alternativos era possivel se utilizar quantidades bem menores de compressores parafuso, o que viabilizou muitos projetos (XXII SENM - UNESP, 2001).

Resumidamente, em comparação com compressores alternativos apresenta algumas vantagens, destacando-se entre elas, o tamanho menor e o número inferior de partes móveis. Por outro lado caracteriza-se por menor eficiência em condições de carga parcial.

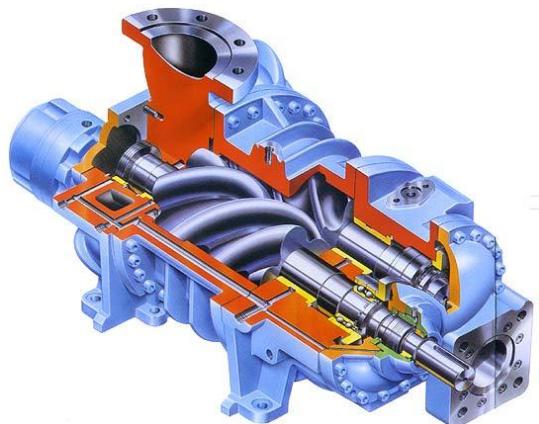


Fig. 2.8 – Foto ilustrativa de um Compressor parafuso
(Disponível em <http://www.proenviro.com>)

Há muito tempo que projetistas vêm sonhando com um compressor que combine as melhores características de deslocamento positivo da máquina de pistão com as de fluxo uniforme de uma máquina rotativa centrífuga e o compressor parafuso aproxima-se bastante destes requisitos.

2.3.2.6 Controle de capacidade em compressores parafuso

Como em todo compressor de deslocamento positivo, num compressor parafuso tanto a variação de velocidade quanto o estrangulamento do gás na sucção podem reduzir o volume de gás aspirado.

Para qualquer compressor, um sistema de modulação de capacidade ideal deve apresentar as seguintes características:

- Permitir modulação contínua entre 100 e menos de 10%;
- Apresentar boa eficiência em cargas parciais;

- Permitir partida descarregada;
- Apresentar confiabilidade operacional elevada;

Mas nem toda a aplicação requer tal modulação de capacidade ideal. A variação do deslocamento e a variação da velocidade são os melhores meios de atingir tais critérios.

Para os compressores parafuso a variação do deslocamento é o método mais comum de controle de capacidade. Os mecanismos mais utilizados para tal controle podem ser: válvula deslizante (*capacity slide valve*), válvula do tipo slot (*capacity slot valve*) e válvula de levantamento (*capacity lift valve*).

Considerada o principal mecanismo de controle de capacidade em compressores parafuso a válvula deslizante, ou corrediça, possui ação deslizante paralela aos parafusos rotores. Sua ação é de *by-pass* para uma porção variável do gás aprisionado de volta para a sucção, cuja proporção depende de sua posição. De modo simples a válvula deslizante varia a quantidade de comprimento do rotor realmente utilizado para a compressão. A ação da válvula deslizante altera o momento no qual a compressão se inicia permitindo uma variação da capacidade de fluxo do compressor entre 10 a 100% nos casos mais comuns.

O controle de capacidade através de válvulas do tipo slot consiste em certo número de aberturas que acompanham a hélice do rotor. Os slots são gradualmente abertos ou fechados criando um recesso na carcaça que aumenta o volume de compressão, além de criar um caminho de fuga através das extremidades dos filetes. O resultado é um desempenho em carga pleno mais reduzido quando comparado com outros métodos.

O controle de capacidade através de válvulas de levantamento consiste de plugs móveis, com ação radial ou de levantamento axial, localizados em um ou ambos os furos dos rotores, que regulam o início real da compressão. Tais válvulas controlam a capacidade em um número finito de passos, em vez de permitir um controle infinitesimal como no caso de uma válvula deslizante.

2.3.2.7 Compressor centrífugo

O primeiro compressor centrífugo em instalações frigoríficas foi introduzido por Willis Carrier, em 1920. Desde sua primeira utilização até dos dias de hoje este tipo de compressor tornou-se o mais utilizado em grandes instalações.

Podem ser utilizados satisfatoriamente de 200 a 10 MW de capacidade de refrigeração. As temperaturas de evaporação podem atingir a faixa de -50 a -100°C, em sistemas de múltiplos estágios, embora a aplicação típica dos compressores centrífugos seja o resfriamento da água de 5 a 8°C em instalações de ar condicionado. A figura abaixo (Fig. 2.9) ilustra um resfriador com compressor centrífugo e seus componentes.

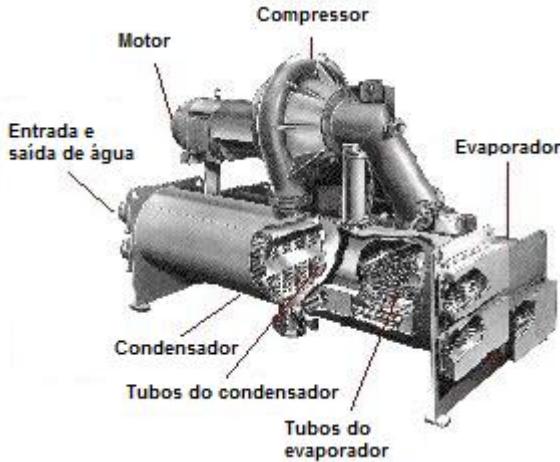


Fig. 2.9 – Foto ilustrativa de um resfriador centrífugo
(Disponível em <http://www.consultoriaeanalise.com>)

Construtivamente o compressor centrífugo se assemelha à bomba centrifuga. As vazões volumétricas na sucção variam entre 0.03 a 15 m³/s, com velocidades rotacionais entre 1800 a 90.000 rpm. O limite superior de capacidade é determinado pela dimensão física, um compressor de 15 m³/h pode ter entre 1.8 a 2.1 m de diâmetro (PIMENTA, 2006).

Como dito anteriormente, sua utilização é mais características em instalações de grande porte devido à alta eficiência que conseguem atingir, cerca de 0.58 kW/TR para carga total e 0.54 kW/TR para carga parcial segundo ASHRAE 90.1.

2.3.2.8 Controle de capacidade em compressores centrífugos

Os métodos de controle de capacidade mais eficientes empregados na operação de compressores centrífugos são o controle das pás de pré-rotação ou paletas (*inlet vanes*) na admissão do gás na entrada dos compressores e a variação da rotação do compressor através de variadores de freqüência.

A variação no posicionamento angular das pás de pré-rotação afeta o desempenho do compressor, pois mudando o ângulo de entrada de vapor de refrigerante pode-se reduzir ou aumentar o fluxo de vapor de refrigerante a ser comprimido. A figura abaixo (Fig. 2.10) ilustra a envoltória de sobrepressão de um compressor centrífugo através da variação do ângulo das pás de pré-rotação. Tais pás são um meio eficiente de controle de vazão quando posicionadas próximo da condição da abertura máxima, comportando-se mais como um dispositivo de estrangulamento para posições de maior fechamento.

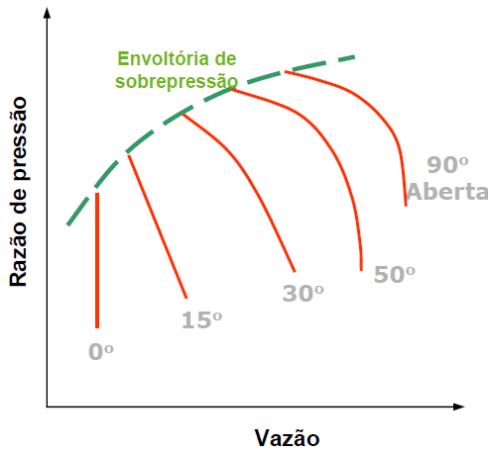


Fig. 2.10 - Característica de desempenho em função do ângulo das pás de pré-rotação (Stoecker e Jones, 1988)

Alternativamente, a capacidade de um compressor pode ser controlada variando-se a velocidade de rotação do motor do compressor. Isso é feito através de um variador de freqüência ajustável (VFA). Em compressores alternativos os variadores de freqüência podem mudar a velocidade de giro do eixo de manivela, controlando a velocidade com que o pistão executa seu curso dentro do cilindro. Em compressores *scroll* os variadores de freqüência variam a velocidade com que a espiral móvel gira dentro da espiral fixa á carcaça. Quando aplicado a um compressor parafuso variam a velocidade de giro dos parafusos. Aplicado a compressor centrífugo, como dito anteriormente, possuem a capacidade de variar a rotação dos compressores.

Tab. 2.2 - Quadro comparativo entre compressores de refrigeração

Compressor	Alternativo	Scroll	Parafuso	Centrífugo
Faixa de capacidade	Fracional até 150 TR	2,5 a 30 TR	100 a 750 TR	100 a 10.000 TR
Tipos	Abertos, semi-herméticos e herméticos	Herméticos	Rotor rotativo, aberto e hermético	Simples e multi-estágios, aberto e hermético
Deslocamento	Positivo	Positivo	Positivo	Não positivo
Controle de capacidade	Descarregadores, válvula solenóide e variadores de velocidade	Liga-desliga, variadores de velocidade, outros.	Válvula deslizante, variadores de velocidade, outros.	Pás de pré-rotação e variadores de velocidade
Válvulas de sucção	Sim	Não	Não	Não
Válvulas de descarga	Sim	Não	Não	Não

Apesar de ser possível utilizar mecanismos de variação de freqüência de rotação nos quatro tipos de compressores descritos é mais comum encontrá-lo em compressores centrífugos por que a variação de velocidade reduz tanto a taxa de fluxo de refrigerante através do compressor e do diferencial de pressão criada pelo compressor, que é usado em conjunto com as pás de pré-rotação na entrada no

compressor. Isso exige estratégias de controle bastante complexas para equilibrar a taxa de fluxo de vapor de refrigerante com a pressão diferencial para obtenção da capacidade desejada.

A tabela acima (Tab. 2.2) ilustra resumidamente as faixas de capacidade e os métodos de controle para os diferentes tipos de resfriadores.

2.3.3 Unidades de tratamento de ar, fancoletes e caixas de vazão de ar variável

As unidades de tratamento de ar (UTA), ou *fancoil*, mostrados na figura abaixo (Fig. 2.11), são responsáveis pelo tratamento e insuflamento do ar condicionado nos ambientes, combatendo desta forma a carga térmica interna e garantindo condições de conforto térmico. São constituídos de filtros, ventiladores, serpentinas e dispositivos controladores como válvulas, dampers, etc. O controle das UTAs é necessário para que a quantidade de ar condicionado a ser fornecido ao ambiente seja regulada de acordo com a sua necessidade.

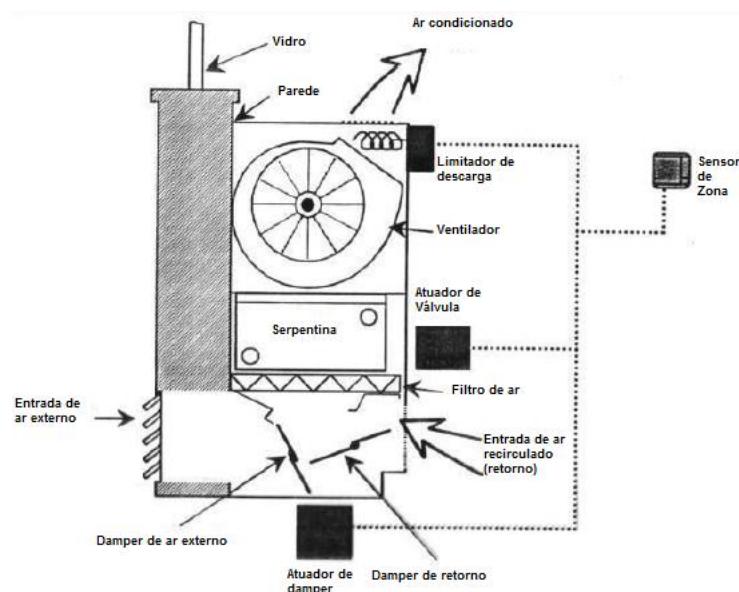


Fig. 2.11 - Esquemático de uma UTA
(Disponível em <http://www.consultoriaeanalise.com>)

As UTAs são basicamente compostas por ventiladores associados a serpentinas em conjuntos com filtros que promovem o tratamento do ar. Iremos detalhar cada um desses componentes abaixo.

Os ventiladores induzem a circulação do ar nos ambientes insuflando o ar previamente tratado pelos filtros e condicionado através do contato com as serpentinas, seja ela de aquecimento ou resfriamento. Auxiliam o retorno do ar ambiente e viabilizam a renovação do ar, característica esta exigida pelas normas de qualidade interna do ar, que segundo NBR 16401:2008 – Qualidade do Ar Interior – estabelece uma taxa de renovação de ar de $27 \text{ m}^3/\text{h/pessoa}$, citadas também na Portaria 3525 do Ministério da Saúde e na Resolução 176 que a regulamentou. Devem ser corretamente dimensionados de acordo com o projeto ventilação, dutos e difusores, para que os ventiladores

consigam vencer as perdas de pressão e garantam o insuflamento de ar condicionado corretamente. Comercialmente os fabricantes disponibilizam ventiladores centrífugos de pás curvadas para frente (Fig. 2.12) ou siroco, que podem atingir uma pressão estática de 15 à 35 mmca, ventiladores centrífugos de pás curvadas para trás ou limit-load, que podem atingir uma pressão estática de 10 até 200 mmca, porém produzem maior ruído tendo em vista a alta velocidade de giro (Otam, 2011).

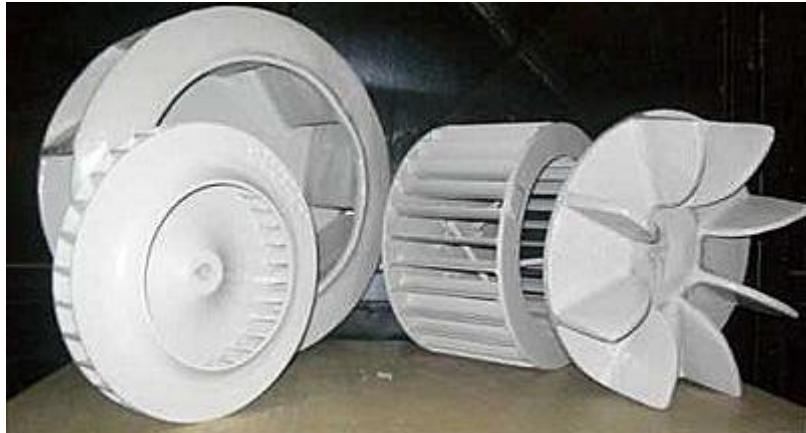


Fig. 2.12 - Tipos de Ventiladores (Exausfibra, 2011)

As serpentinas são trocadores de calor geralmente constituídos por tubos de cobre. São percorridas pelo fluido de trabalho, podendo ser tanto para resfriamento quanto para aquecimento. Serpentina de resfriamento é o dispositivo que reduz a temperatura e umidade do ar. No caso das serpentinas de resfriamento a água já resfriada, proveniente dos resfriadores de líquido, circula ao longo da serpentina realizando a transferência de calor com o ar. O ar a ser resfriado pela troca de calor com a serpentina é proveniente do ambiente através do retorno e somado ao ar exterior para renovação em uma sala de máquina ou em uma caixa de mistura, permitindo assim o contato do ar com a serpentina. Neste processo de transferência de calor o ar também é desumidificado ocorrendo a condensação da água que cai em uma bandeja direcionando-a a um dreno.

Os filtros por sua vez possuem a função de filtrar continuamente o material particulado trazido pelo ar exterior e os gerados internamente e transportados pelo ar recirculado ou de retorno a fim de reduzir a acumulação de poluentes nos equipamento e dutos do sistema e contribuir para a redução da concentração de poluentes nos ambiente em níveis aceitáveis. A norma EN 779 determina a eficiência dos filtros grossos e finos. Segundo NBR 16401:2008 os filtros devem ser instalados nas unidades de tratamento de ar a montante das serpentinas de troca de calor de maneira a filtrar a mistura de ar exterior e ar de retorno. Além disto, a norma estabelece a classe de filtragem adequada para cada tipo de ambiente, bem como os requisitos exigidos para projeto de sala de máquinas para equipamentos de tratamento de ar. As UTAs comumente são fabricadas com filtros descartáveis padrão ABNT da classe G3 em fibra de vidro, porém podem ser incorporados filtros tipo bolsa, finos e absolutos em aplicações em que se exigem maior grau de filtragem, como em hospitais e indústrias farmacêutica (Fig. 2.13).

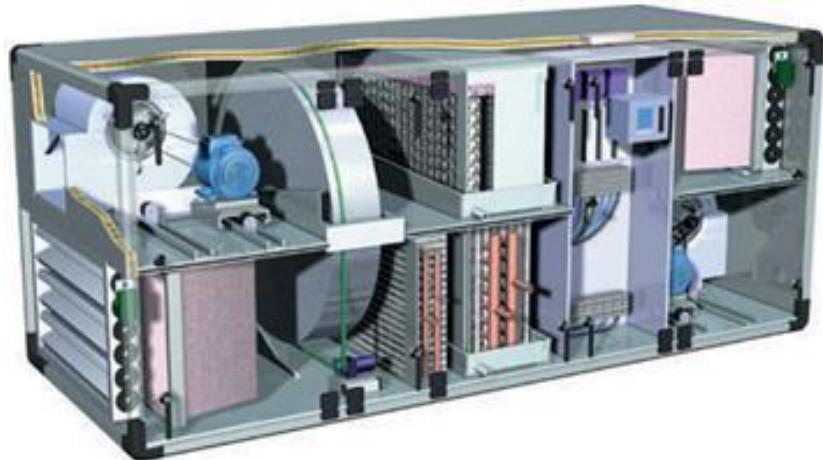


Fig. 2.13 - Unidades de Tratamento de Ar (Trane, 2010)

De forma simples o sistema de resfriamento do ar realizado através dos *fancoils* é dimensionado, quanto á sua capacidade, de acordo com a vazão de ar necessária à retirada de cargas térmicas de ambientes de áreas definidas. O ar é introduzido no ambiente a uma temperatura predeterminada de tal forma a ser mantida constante a diferença de temperatura entre o ar do ambiente e o ar insuflado. O sistema básico descrito acima pode ainda ser acrescido de outros subsistemas, de acordo com a necessidade, como, por exemplo, umidificação e/ou desumidificação do ar, controle entálpico, controle por dampers, e filtragem especial.

Para o projeto do sistema de ventilação, dutos, ventiladores e acessórios, deve-se observar a norma NBR 16401:2008 que especifica os parâmetros básicos e os requisitos mínimos, visando à obtenção de qualidade aceitável de ar interior em sistemas de ar condicionado para conforto, definindo-se as vazões mínimas de ar externo para ventilação, os níveis mínios e recomendados de filtragem do ar e os requisitos técnicos dos sistemas e componentes relativos à qualidade do ar interior.

Em sistemas de expansão indireta além dos *fancoils* existem também outros equipamentos com os mesmos princípios de condicionamento de ar e entre eles estão: fancoletes, vigas frias, tetos frios, pisos frios.

Semelhante ao sistema split, que serão descritos adiante, os fancoletes apresentam-se com as unidades evaporadoras, porém não possuindo válvula de expansão em sua composição interna, mas sim uma pequena serpentina e ventilador de tamanho reduzido, circuito eletrônico para controle de velocidade e temperatura, além de bombas de dreno e caixa plenum em sua maioria. Nessas unidades a filtragem do ar é restrita e a renovação de ar não acontece, sendo necessária a utilização de sistemas exclusivos para renovação do ar.



Fig. 2.14 - Fancoletes (Carrier, 2011) e Viga Fria (Trox, 2011)

Comercialmente pode-se encontrar fancoletes de parede, cassete, embutidos e piso-teto (Fig. 2.14), cada um com capacidades e vazões de ar específicas. Os fancoletes de embutir, por exemplo, podem ser utilizados com dutos, porém que não acarretem pressão estática total elevada devido à baixa perda de pressão que conseguem vencer. A filtragem normalmente empregada é feita por filtros sintéticos de classificação G0 para as unidades de parede, piso teto e cassetes. As unidades de embutir podem ser encontradas com filtros laváveis padrão ABNT da classe G3.



Fig. 2.15 - Caixa de volume de ar variável - VAV (Trox, 2011)

Além das UTAs e fancoletes amplamente utilizados em sistemas de água gelada pode-se utilizar em associação com *fancoils* caixas de volume de ar variável (VAV) nos dutos, em aplicações onde se exige situações diferentes de climatização para diferentes zonas, ou até mesmo atendimentos específicos para determinada zona climatizada. As caixas VAV (Fig. 2.15) são equipamentos de ar condicionado que através de um damper e sensores de pressão permitem controlar a passagem de ar através de um duto, desse modo a vazão de ar e a temperatura de uma sala.

2.3.4 Estratégias de controle em sistemas de água gelada

Como dito anteriormente, em uma central de água gelada os resfriadores de líquido são responsáveis pelo fornecimento de água gelada para as unidades de tratamento de ar presentes em cada ambiente a ser condicionado, ou um conjunto deles. Cada ambiente condicionado possuirá, de acordo com sua área, um ou mais sensores de temperatura que transmitem um sinal elétrico para o atuador da válvula de controle de duas ou três vias, conforme o tipo de configuração de circuito hidráulico

escolhido, que é instalada na tubulação de retorno da UTA. De acordo com a carga térmica requerida em um determinado período, a UTA precisará de quantidade variável de água gelada para combater a carga térmica. O controle de fluxo de água gelada que circula pela serpentina e consequente modula o atendimento à carga térmica é efetuada pela válvula de duas ou três vias.

Com todos os climatizadores operando desta forma, conclui-se que a vazão de água gelada será proporcional à modulação da carga térmica, porém em épocas passadas manter constante a vazão do fluido a ser resfriado nos evaporadores era uma exigência estabelecida pelos fabricantes de chillers, para preservação da garantia de desempenho e de segurança operacional dos equipamentos.

Durante várias décadas, vazão constante no circuito primário e vazão variável no circuito secundário têm sido consideradas como projeto padrão para sistemas de água gelada de qualquer porte, porém o paradigma foi quebrado na última década.

O avanço tecnológico dos resfriadores de líquido e com o advento dos variadores de freqüência ajustáveis (VFA) viabilizaram novas formas de projeto. Desta forma a utilização do sistema primário-secundário como o tipo de sistema preferido e indicado para qualquer projeto tem sido desafiado de várias maneiras. Primeiramente a vazão variável no primário resulta em uma redução de energia de distribuição da água e, além disto, sistemas primário-secundários estão coletivamente sujeitos a um complexo de problemas operacionais chamados de Síndrome de baixo delta T (Steven T. Taylor, 2002).

Um dos importantes viabilizadores dessas novas formas de projeto lista-se os avanços dos controles dos resfriadores de líquido que agora permitem variar a vazão no evaporador rapidamente com segurança e um preciso controle, além de uma melhor automação em toda a instalação, permitindo que o sistema funcione como um corpo, apto a responder a qualquer estímulo e pronto a se adaptar as variações demandadas pela edificação.

Os fabricantes com uma história de favorecer somente a utilização de sistemas primário-secundário estão através deste avanço de controles em seus equipamentos, crescentemente apoiando a aplicação de vazão variável no primário. As bombas de velocidade variável, antes utilizadas apenas no circuito secundário, agora têm vez também nos circuitos primários (Harris Bynum, 1999).

2.3.4.1 Circuito primário de água gelada

O circuito primário de água gelada geralmente encontra-se nos limites da central de água gelada, como dito anteriormente, tendo como característica uma vazão constante para cada URL e a presença de um conjunto de bombas de água gelada denominadas primária, intertravada eletricamente com cada URL, assegurando assim não somente a vazão constante requerida, mas também a operacionalidade do sistema, uma vez que a quantidade de unidades em funcionamento varia de acordo com a carga térmica existente. Este sistema é comumente utilizado em instalações de pequeno porte.

2.3.4.2 Circuito secundário de água gelada

O circuito secundário de água gelada geralmente encontra-se nos limites da carga térmica, ou seja, nas UTAs. Para cálculo da vazão máxima do circuito secundário é considerada a carga térmica máxima simultânea sem diversificação tendo em vista o dia de projeto obtido através do cálculo de carga térmica da edificação.

O circuito secundário possui um conjunto de bombas de água gelada denominada secundária, capaz de atender a essas condições, operando com um VFA, responsável pelo controle de vazão da mesma. Na medida em que a carga térmica requerida pelo ambiente varia, ocorre, por parte da válvula de duas vias, a regulagem da vazão de água gelada nas UTA através do envio de um sinal do atuador para que a válvula abra ou feche, fazendo desta forma com que a pressão da tubulação do sistema aumente ou diminua. Um sensor de pressão localizado na descarga da bomba de água gelada secundária verifica a pressão do sistema, fazendo com que o VFA altere a rotação da bomba, regulando a vazão no circuito secundário de água gelada.

Por questões de segurança e manutenção, cada circuito, seja ele primário ou secundário, usualmente possui uma bomba de reserva com as mesmas características das demais.

2.3.4.2 By-pass

Um fato a ser ressaltado é o funcionamento em conjunto dos circuitos primário e secundário, que devem possuir uma tubulação de *by-pass* interligando a sucção das bombas primárias à sucção das bombas secundárias. Como o circuito de água gelada primário exige vazão constante e o circuito secundário varia a sua vazão, esta tubulação de *by-pass* funcionará como meio de equilíbrio no sistema.

2.3.4.3 Vazão de água variável com circuito primário-secundário

A operação eficiente do sistema de água gelada em carga parcial vem sendo alcançada com sucesso com a adoção de sistema de vazão de água variável. Nesse tipo de sistema, as válvulas de controle são de duas vias e o *by-pass* de água para o controle de capacidade é único, efetuado na central de água gelada (CAG). Portanto, a vazão de água gelada circulante em todo o prédio varia com a carga térmica, a aplicação de variadores de freqüência nas bombas possibilita ainda a redução da potência consumida por elas.

Nos períodos de carga térmica parcial através da atuação de válvulas de duas vias a água gelada que deixa de passar em uma UTA é disponibilizada para os demais, de modo que quando essa redução de carga corresponde a capacidade de um resfriador de líquido, o mesmo pode ser desligado sem qualquer prejuízo para o sistema, contribuindo para a redução do consumo de energia da instalação.

Entre as principais aplicações desta estratégia podemos listar:

- Seqüenciamento das URLs sem prejuízo na distribuição de água gelada para as UTAs;
- Aplicações com múltiplos ramais secundários com características distintas de operação ou encaminhamento hidráulico;
- Menor consumo de energia de bombeamento;
- Alta confiabilidade;
- O balanceamento do sistema é facilitado;

Apesar da ampla utilização deste tipo de sistema há a necessidade de intervenções hidráulicas e acréscimo de área para instalação de bombas secundárias, no caso de *retrofit* de instalações existentes, e, além disto, as válvulas de controle de duas vias devem estar operantes e o sistema balanceado para uma operação otimizada.

2.3.4.4 Vazão de água variável no primário

Graças aos sistemas de controle digitais mais eficientes atuantes tanto nos resfriadores quanto nos circuitos de água gelada os sistemas com vazão de água variável no primário são considerados configurações de ultima geração.

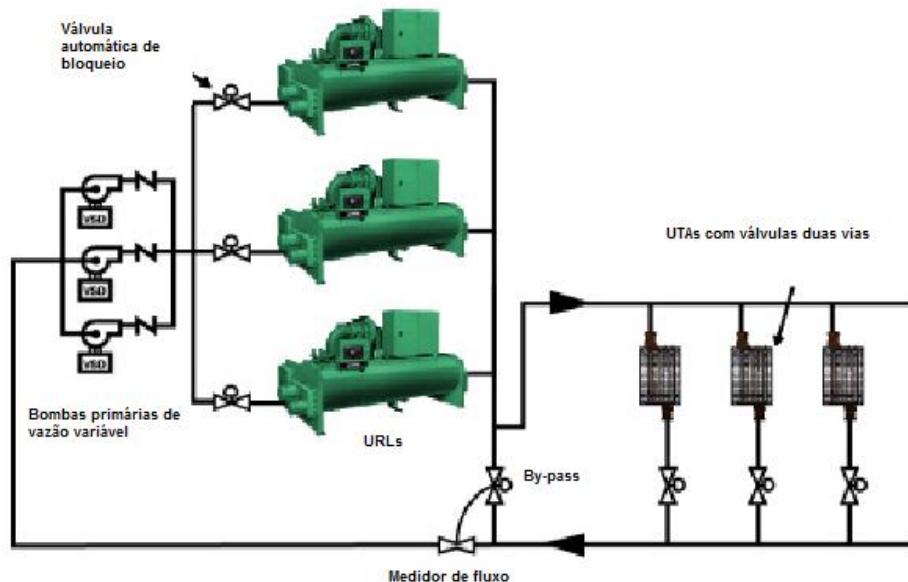


Fig. 2.16 - Vazão de água variável no primário (Ronaldo Almeida, 2005)

Os controles digitais utilizados nos resfriador de líquidos atuais proporcionam condições para uma variação da vazão de água gelada no evaporador dentro de certos limites indicados pelos fabricantes de equipamento. Essa característica de operação sempre foi restringida por eles como mecanismo de proteção de seus resfriadores, mas atualmente vem sendo incentivada na busca de um melhor desempenho do sistema.

Com o fechamento das válvulas de controle de duas vias, as bombas de água gelada reduzem sua rotação, reduzindo também a vazão de água gelada que circula nas URLs. Para garantir a vazão mínima no evaporador recomendada pelo fabricante, uma tubulação de *by-pass* é utilizada com uma válvula que se abre quando o valor limite é alcançado, protegendo-o.

Entre as principais aplicações desta estratégia pode-se dizer que:

- São configuração de última geração associadas à melhor eficiência de controle eletrônico digital das URLs;
- Proporcionam menor consumo de energia de bombeamento;
- Não necessita de grandes intervenções hidráulicas e acréscimo de equipamentos em *retrofit* de instalação com vazão constante;

Porém, podemos listar algumas limitações:

- Maior dependência do sistema de controle levando a uma operação mais sensível, o que requer um bom processo de configuração da automação;
- Necessidade de substituição das válvulas de controle de três vias por de duas vias;

Além disto, sistemas de vazão variável no primário economizam de 3 a 8 % de energia da CAG total em comparação com sistemas primário-secundário, dependendo do número de resfriadores, do diferencial de temperatura, das características do sistema, e das bombas. Sistemas de vazão variável no primário eliminam as bombas primárias, pequenas e ineficientes usadas em sistemas primário-secundário. As quedas de pressão atendidas pelas bombas primárias são agora atendidas pelas bombas de distribuição, permitindo a seleção de bombas maiores e mais eficientes, viabilizando assim um menor custo inicial devido à eliminação de um conjunto de bombas primárias com vazão constante, conexões e tubulações hidráulicas.

Vale destacar uma característica marcante de sistemas com vazão variável no primário no que diz respeito ao desempenho em carga parcial, pois tornam-se excelentes aplicações em projetos que tenham grande variação de carga térmica no transcorrer do dia e sistemas com termo acumulação de água gelada.

2.3.5 Fluidos refrigerantes

Os sistemas de ar condicionado que utilizam fluidos refrigerantes devem atender a ASHRAE Standard 15-2010 e a Standard 34-2010. A Standard 15 é uma padronização de consenso voluntário, ou seja, não é normativo, entretanto os equipamentos listados por um laboratório de testes reconhecido e identificado como estando em conformidade com a Standard 15, também satisfazem as disposições aplicáveis da Standard 15. Além disso, desde 2001 com a incorporação de uma linguagem de regulamentação, a Standard pode ser parte de requisitos de códigos locais. Dessa forma os projetistas devem estar familiarizados com a regulamentação local para a utilização de equipamentos que utilizem fluidos refrigerantes que atendam a esta regulamentação.

A ASHRAE Standard 15-2010 estabelece salvaguardas para a vida, ocupantes, saúde e propriedade e prescreve requerimentos de segurança. Este padrão é direcionado à segurança de pessoas e propriedades nas ou próximas de onde as instalações de refrigeração forem instaladas. Ela ainda inclui especificação para a fabricação dos sistemas, mas não aborda os efeitos das emissões de refrigerante no ambiente.

Esta Standard se aplica a: projeto, construção, testes, instalação, operação e inspeção de sistemas mecânicos e de refrigeração por absorção, incluindo sistemas bomba de calor usados em aplicações estacionárias, modificações incluindo substituição de partes ou componentes quando estes não são idênticos em função ou capacidade e à substituição de refrigerante com uma designação diferente.

A ASHRAE 34-2010 tem a intenção de estabelecer uma forma simples de se referir aos fluidos refrigerantes mais comuns ao invés de utilizar o nome químico, formula ou nome comercial. Ela estabelece um sistema uniforme de atribuir números de referencia, classificação de segurança, e limites de concentração de refrigerante. Esta padronização também identifica os requisitos a serem aplicados para a designação e classificação de segurança para refrigerantes e para determinar os limites de concentração de refrigerante.

A standard 34, fornece um sistema inequívoco para a numeração dos refrigerantes e determinando prefixos designadores de composição para os refrigerantes. Classificações de segurança baseado na toxicidade e flamabilidade são inclusas junto com os limites de concentração de refrigerante. Esta Standard não implica em endosso ou concordância que algum tipo específico de “blends” seja mais adequado para alguma aplicação particular.

Um dos pontos principais de discussão da ASHRAE Standard 34 é o Limite de concentração de refrigerante (LCR ou RCL para o termo em inglês), que é definido como: “O limite de concentração de refrigerante no ar determinador por esta padronização e destinada a reduzir os riscos de toxicidade aguda, asfixia e flamabilidade em ambientes fechados normalmente ocupados.

O LCR pode ser expresso em:

- PPM v/v
- g/m³
- lb./Mcf (ou lb./1,000 ft³)

O valor do LCR é o menor dos três fatores a seguir:

Limite de exposição para toxicidade aguda (LETA, ATEL em inglês): O limite determinado de concentração de refrigerante de acordo com a Standard 34 com a intenção de reduzir os riscos de danos por toxicidade aguda em ambientes fechados normalmente ocupados. Este limite inclui considerações de mortalidade, sensibilização cardíaca, efeito anestésico ou do sistema nervoso central e implicando até mesmo em danos permanentes.

Limite de privação de oxigênio (LPO, ODL em inglês): A concentração de refrigerante ou outro gás que resulto em insuficiência de oxigênio para a respiração normal.

Limite de concentração de flamabilidade (LCF, FCL em inglês): O limite de concentração do refrigerante no ar é determinado na Standard 34 com a intenção de reduzir o risco de incêndio ou explosão em ambientes normalmente ocupados, é determinado como sendo 25% do limite inferior de flamabilidade, que é a concentração mínima de refrigerante capaz de propagar chama.

2.3.6 Espaços ocupados

A Standard 15 guia os projetistas em como aplicar um sistema de refrigeração de maneira segura, e detalha informações sobre o tipo e a quantidade de refrigerante permitido em um espaço ocupado, que é definido como a parte do acesso local ou ocupados por pessoas, excluindo salas de máquinas.

A Standard 15 também lista a classificação de ocupação com recomendações de condições permitidas para cada classe.

- Ocupação Institucional;
- Assembléia Pública;
- Ocupação Residencial;
- Ocupação Comercial;
- Ocupação Mercantil;
- Ocupação Industrial;
- Ocupação Mista;

A Standard 15 também define um sistema de classificação de refrigeração com guias de aplicação para:

- Sistemas de expansão direta, onde os componentes do sistema que contém fluido refrigerante estão em contato direto com o material a ser resfriado ou aquecido (no caso, o ar);
- Sistema de Spray aberto indireto;
- Sistema de Spray duplo indireto;
- Sistemas de Expansão indireta fechados;
- Sistemas Indiretos de ventilação fechada;

Ao estipular alguma aplicação específica, o projetista deve atentar para o espaço que os sistemas de ar condicionado atendem bem como o caminho das linhas de refrigerante. Se os componentes e linhas de refrigerante estão localizadas em locais normalmente ocupados, então deve-se avaliar as questões de segurança e aplicabilidade de tais sistemas. Corredores, lobbies (em especial pontos de saída da edificação) devem ser avaliados também, visto que são considerados volumes de ambientes conectados e a Standard aponta um limite para a concentração de refrigerante nessas áreas.

A ASHRAE Standard 15 aponta a necessidade de teste em fabrica de todos os componentes que contém refrigerante, além disso, as conexões feitas em fábricas também devem ser testadas. Se bem realizados estes testes, a probabilidades de falhas são reduzidas substancialmente.

Caso estes componentes fiquem restritos à um espaço aberto, ou ainda um espaço fechado sem ocupação freqüente como uma casa de maquinas algumas considerações também devem ser feitas. Devem-se prever sistemas de ventilação mecânica, no caso de aplicações com casa de maquinas, sistemas de detecção e alarme de vazamentos.

Em todos os casos citados a questão ambiental também deve ser levada em consideração. Esta questão se tornou relevante a partir dos protocolos de Montreal e Kyoto, e a crescente demandada por sistemas com baixo impacto ambiental tem levado a novas considerações quanto aos fluidos refrigerantes utilizados e a confiabilidade dos sistemas que os utilizam, a fim de se obter baixos níveis de emissão. Dessa forma outros dois índices devem ser observados o GWP e o ODP.

O ODP é o índice que traduz o potencial de uma substância para depleção da camada de ozônio. O CFC 11 é tomado como referencia, tendo o maior potencial (ODP=1). O protocolo de Montreal estabeleceu que todo refrigerante com ODP não nulo deverá ser completamente banido e prazos para isso foram estabelecidos.

O GWP é um índice que mede o impacto de uma substância como gás de efeito estufa, relativo ao efeito de aquecimento global de uma massa similar de dióxido de carbono por um intervalo de tempo específico cujo valor deve ser especificado. O valor de referencia do CO₂ é definido como 1.

As formas de calcular estes valores não serão apresentadas neste estudo, apenas serão utilizados os valores apresentados na literatura a fim de se levantar as questões de escolha para projeto.

2.3.7 Principais fluidos refrigerantes utilizados

Dentre os vários fluidos refrigerantes (Tab. 2.3) existentes aplicados comercialmente, os mais comuns para aplicações de ar condicionado de edificações são o R123, R134a, R22, R407c, R410a e R717.

Não é intenção de este estudo debater as polemicas questões associadas à escolha de fluidos refrigerantes. Entretanto é importante considerar as características destes fluidos refrigerantes tanto para os riscos associados à toxicidade, flamabilidade e questões ambientais.

À exceção da amônia (R717) e do R123, os demais fluidos refrigerantes citados como sendo comumente utilizados nos sistemas de ar condicionado, apresentam baixa toxicidade, sendo o risco associados a eles restrito à asfixia pela substituição do oxigênio na atmosfera de um ambiente no caso de um vazamento. Além disso, os índices de flamabilidade destes fluidos indicam que não propaga chama.

Tab. 2.3 - Características dos Fluidos Refrigerantes (Dupont, 2010)

Fluido Refrigerante	ODP	GWP (100 anos)	Tempo de vida na atmosfera (anos)	Ponto de vaporização[°C]	Pressão a 4 °C [kPa]	Classificação de Segurança ASHRAE 34
R123	0,020 ^a	90 ^b	1,4 ^b	27,7 ^c	-62,1 ^c	A1
R134a	0,0 ^a	1300 ^b	13,8 ^b	-26,2 ^c	236,0 ^c	A1
R22	0,00 ^a	1500 ^b	11,9 ^b	-40,7 ^c	464,3 ^c	B1
R407c	0,0 ^a	1525 ^a	32,6 ^c	-43 ^c	389,7 ^c	A1
R410a	0,0 ^a	1725 ^a	32,6 ^c	-52,2 ^c	801,3 ^c	A1
R717	0,0 ^a	0,0 ^a	25 ^c	-33,3 ^c	497 ^d	B2

^a UNEP, ECA Meeting, 2008; ^b SAR, IPCC Reports, 1995; ^c BOC Refrigerants, Thecnical Guide; ^d EES)

Dessa forma as questões ambientais e as eficiências dos sistemas são os assuntos mais debatidos atualmente. Deve-se atentar, por exemplo, para a propaganda enganosa dos fluidos refrigerantes “ecológicos”, em que tem-se dito serem ecologicamente corretos por apresentar ODP igual a zero. Entretanto observa-se facilmente que o GWP (Fig. 2.17) destes refrigerantes é elevado, e diante da ameaça do aquecimento global, afirmar que um gás que apresenta um potencial de gás estufa cerca de mil vezes maior do que o CO₂ é incoerência.

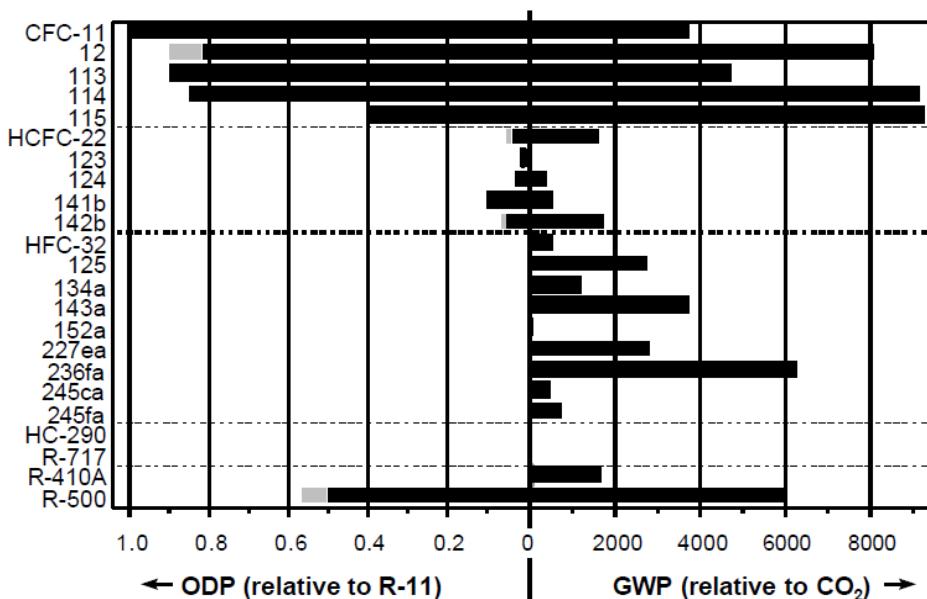


Fig. 2.17 – Figura ilustrativa de ODP x GWP (Calm e Didion, 1998)

O projetista, portanto deve atentar para as características destes principais fluidos atualmente utilizados em sistemas de expansão indireta. Considerando que os componentes deste sistema, geralmente não estão localizados em ambientes normalmente ocupados, as questões de toxicidade e

flamabilidade são mais facilmente contornadas por um sistema de detecção e exaustão simples. No caso de unidades com condensação a ar, estas questões são ainda mais facilmente resolvidas, pois dificilmente os vazamentos de gás refrigerante atingirão concentrações críticas. A amônia, como foi dito, exige um grau de segurança maior do que os demais, porém em sistemas de expansão indireta, pode ser aplicada pela restrição da carga de gás em ambientes não ocupados.

Resta, portanto as considerações ambientais e de eficiência dos sistemas. Dessa forma os índices de ODP, GWP e ainda as pressões de trabalho dos fluidos refrigerantes se tornam características de grande relevância e devem ser observados na escolha dos sistemas.

2.4 EFICIÊNCIA EM SISTEMAS DE ÁGUA GELADA

As diversas pressões políticas e econômicas pela preservação do meio ambiente tem resultado em um grande esforço mundial para que a eficiência energética atinja o mais alto nível possível enquanto que o nível de emissão de poluentes seja reduzido ao mínimo, objetivo este firmado desde o protocolo de Montreal em setembro de 1987, no qual a proteção da camada de ozônio era o foco principal, e o protocolo de Kyoto de 1997, acordo realizado durante a Conferência das Nações Unidas em Kyoto, Japão, no qual o objetivo principal era a redução de emissão de gases de efeito estufa pelos países desenvolvidos.

O setor de climatização tem feito um esforço significativo para melhorar a eficiência dos novos sistemas e também dos já existentes, visando tanto a alta eficiência quanto a baixa emissão. Fabricantes de equipamentos e projetistas de sistemas se esforçam cada vez mais na produção e no projeto de equipamentos de climatização de qualidade, confiáveis e com grande eficiência energética.

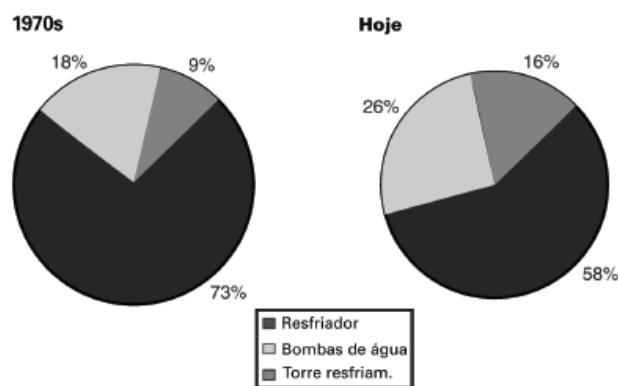


Fig. 2.18 - Comparativo entre o consumo de energia em uma planta de água gelada. (Trane, 2008)

O desempenho do sistema de água gelada tradicionalmente se concentra nas unidades resfriadoras, já que ele era o maior consumidor de energia na instalação, e freqüentemente tido por muitos como o vilão nas contas de energia. A figura acima (Fig. 2.18) ilustra o comparativo entre o consumo de

energia em uma planta de água gelada entre 1970 e atualmente. Os fabricantes fizeram e continuam fazendo um grande progresso na melhoria da eficiência dos resfriadores. No caso de resfriadores de água centrífugos, o desempenho foi aprimorado de 0,75 kW/TR na década de 1970 para menos de 0,50 kW/TR nos dias atuais. Essa melhoria significativa no desempenho de resfriadores fez com que muitos projetistas e administradores de instalações reduzissem imediatamente os custos operacionais pela substituição de suas instalações, focando principalmente nos resfriadores existentes.

A busca por sistemas com alta eficiência e baixa emissão no conceito de sustentabilidade incentivou os fabricantes e desenvolvedores de novos produtos a desenvolverem sistemas com baixo consumo energético e que se adéquam perfeitamente ao perfil de carga térmica e programação da edificação. Para isto o controle de capacidade e os mecanismos que envolvem o consumo energético desses sistemas devem ser capazes de prover esta mobilidade de capacidade aos resfriadores, que integrados ao sistema permitam uma resposta que se encaixe adequadamente ao perfil do usuário. Sistemas com variação de fluxo no primário, torres otimizadas com variadores de freqüência, sistemas de termoacumulação, automação predial, utilização de válvulas de controle e balanceamento se encaixam como estratégias para o alcance do melhor sistema do ponto de vista energético-econômico.

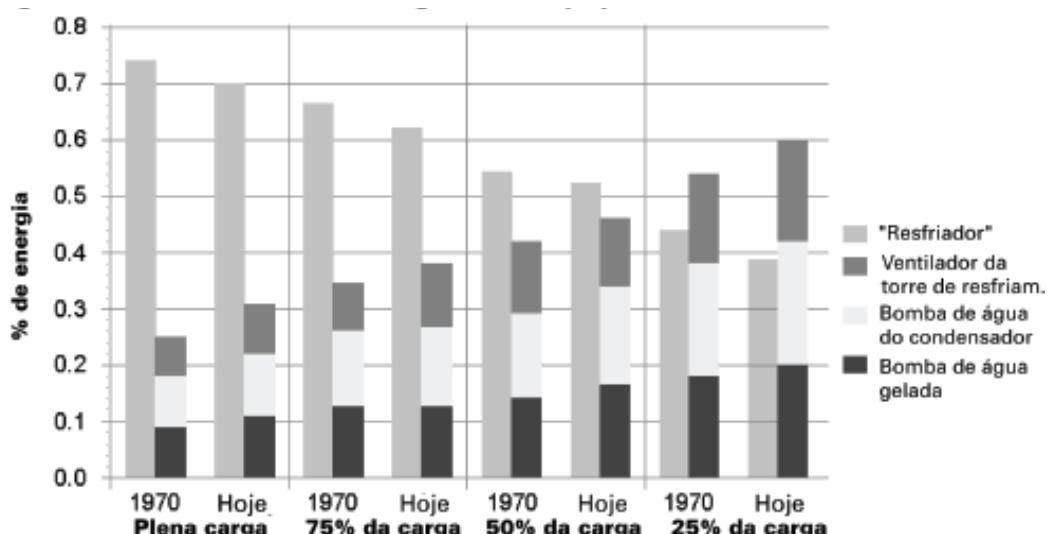


Fig. 2.19 - Consumo de energia dos equipamentos em % do sistema (Trane, 2008)

O uso de resfriadores de alto desempenho pode reduzir a energia consumida e alterar a composição da utilização da energia no sistema de água gelada. Os equipamentos secundários, como bombas de água e torres de resfriamento, serão responsáveis por um percentual maior do consumo de energia no sistema de água gelada. Isso é ilustrado pela figura acima (Fig. 2.19). Diversas outras oportunidades para reduzir o consumo total de energia podem ser encontradas através de um exame mais detalhado da interação entre os equipamentos secundários e o resfriador.

A otimização do sistema é a avaliação da interação entre os componentes e a maximização do desempenho do sistema como um todo. Surpreendentemente a otimização do sistema proporciona a

capacidade de simultaneamente aumentar a eficiência energética e diminuir o custo de capital do equipamento e da infra-estrutura. O fundamental é compreender a interação entre o resfriador, as bombas de água, a torres de resfriamento e as serpentinhas e, então, determinar os modos de explorar os pontos fortes de cada componente a fim de obter a otimização verdadeira do sistema.

De modo simples três alternativas fundamentais para otimização de sistemas de água gelada poderiam ser adotadas na elaboração de projetos:

- Redução da vazão do condensador, o que reduziria o dimensionamento dos componentes do sistema no circuito de água do condensador;
- Redução da vazão e temperatura de água gelada, o que reduz o dimensionamento dos componentes do sistema no circuito de água gelada;
- Controle da temperatura da água do condensador, o que afeta a temperatura da água nas torres de resfriamento, minimizando o consumo de energia do resfriador e da torres além de reduzir o gasto com reposição de água.

2.5 A RELAÇÃO DO MERCADO COM ÁGUA GELADA

Comparado a outros países, o Brasil está numa posição privilegiada sob o ponto de vista econômico. O amplo mercado interno, a solidez das instituições financeiras e a política razoável de controle fiscal somam-se ao grande potencial da agropecuária e ao parque industrial moderno que podem garantir o crescimento do HVAC-R no ano de 2011.

Em 2008, segundo o empresário José Rogelio Medela, presidente do SINDRATAR-SP (Sindicato da Indústria de Refrigeração, Aquecimento e Tratamento do Ar no Estado de São Paulo) e diretor da FIESP (Federação das Indústrias do Estado de São Paulo), a facilidade de acesso ao crédito favoreceu o consumo e, consequentemente, a procura por unidades residenciais, ficando a cargo das redes de hipermercados o forte impulso sentido na demanda por instalações comerciais. A indústria da construção e os setores correlatos também puxaram nosso crescimento, completa Medela.

Números preliminares da ABRAVA revelam que o HVAC-R nacional fechou 2008 faturando perto de R\$ 19 bilhões, por meio de suas redes de indústria (R\$ 14,9 bi), comércio (R\$ 2,2 bi) e serviços (R\$ 1,6 bi).

Segundo a entidade, os resultados de 2008 foram 5% superiores aos de 2007, e o setor mostrou-se aquecido até o mês de outubro, apoiado em preços competitivos, boa oferta e crédito farto. Quanto às exportações das empresas que participam do Programa Abrava Exporta, o crescimento foi de 148%, comprovando com isso o potencial do segmento no mercado internacional e a eficácia das ações de divulgação realizadas em parceria com a Apex-Brasil (Agência Brasileira de Promoção das Exportações).

3 SISTEMAS DE FLUXO VARIÁVEL DE REFRIGERANTE

Este capítulo é dedicado a caracterização de sistemas de ar condicionado que utilizam a variação da quantidade de fluido refrigerante no sistema de modo a variar a capacidade de refrigeração fornecida pelo sistema.

3.1 HISTÓRICO DO SISTEMA DE FLUXO VARÁVEL DE REFRIGERANTE

O sistema VRF é um sistema de expansão direta do tipo Multi-Split que incorpora pelo menos um dos métodos de variação da capacidade dos compressores, distribuindo fluido refrigerante através de uma rede de tubulação até as unidades evaporadoras, cada uma capaz de controlar individualmente a temperatura de uma determinada zona utilizando uma rede comum de comunicação e automação.

Os sistemas de expansão direta do tipo Split são tipicamente compostos por:

- Unidade externa geralmente composta por compressores e serpentina trocadora de calor para condensação do fluido refrigerante e ventiladores;
- Unidade interna de expansão direta geralmente composta por serpentina de evaporação do fluido refrigerante, e ventiladores;
- Válvula de expansão de refrigerante;
- Compressores;
- Linhas de frigorígenas de interligação das unidades externas e internas;

Nestes sistemas o fluido primário troca calor diretamente com o ar dos ambientes beneficiados, ou com o ar a ser insuflado nestes ambientes, através da unidade interna instalada nestes, desta forma não há um fluido secundário como os sistemas de água gelada.

As unidades evaporadoras no ciclo de resfriamento, responsáveis pela diminuição da temperatura do ar que beneficia os ambientes climatizados, serão tratadas aqui com unidades internas. Estas unidades internas atuam como condensadoras quando o ciclo passa ser de aquecimento. É possível que a unidade evaporadora esteja localizada no ambiente externo da edificação como os equipamentos Rooftops, entretanto o objeto de análise deste estudo utiliza as evaporadoras nos ambientes internos da edificação.

As unidades condensadoras no ciclo de resfriamento serão tratadas neste estudo como unidades externas, e são responsáveis pela rejeição de calor do sistema. Tais unidades atuam como evaporadoras quando o ciclo passa a ser de aquecimento. É possível que estas unidades estejam localizadas no interior do edifício dependendo do tipo de resfriamento do condensador e se algumas

adaptações forem realizadas, entretanto o foco deste estudo são unidades externas localizadas no exterior da edificação.

O precursor do VRF foi introduzido no Japão por volta dos anos 1950, como um sistema Split com uma única unidade interna e uma unidade externa. Estes sistemas sem dutos foram projetadas como uma alternativa mais eficiente e capaz de gerar menos ruído do que os aparelhos convencionais de janela. (Smith, 2007)

Em 1982 a DAIKIN® lançou o primeiro sistema VRF do mundo e cinco anos mais tarde este lançamento se torna global. Este primeiro sistema já poderia ser considerado Multi-Split com 4 unidades internas conectadas à uma única unidade externa. Em 1990 podiam ser encontrados sistemas com 8 unidades internas para uma externa, em 1994, 16 unidades internas para uma externa e por volta de 1999 já haviam sistemas com 32 unidades internas conectadas em um único circuito de refrigerante. Hoje os sistemas mais avançados permitem 60 ou mais unidades internas operando num único circuito de refrigerante, o que permite as aplicações comerciais em obras de médio a grande porte.

Diversas melhorias foram incorporadas ao sistema desde sua concepção: Comutação eletrônica entre os motores, capacidade de modularidade de carga devido à utilização de placas inverter, múltiplos compressores, configurações mais versáteis e um complexo sistema de retorno de óleo e refrigerante. Isto aliado ao sistema de automação e controle integrado permite a interligação de até 60 unidades internas em um único circuito. Estes componentes serão mais detalhados posteriormente.

Os fluidos refrigerantes utilizados também mudaram com o tempo. Inicialmente os sistemas Split utilizavam basicamente o R-22, em seguida passaram a utilizar o R407c e atualmente muitos dos sistemas comercializados utilizam o R-410A.

3.2 FUNCIONAMENTO BÁSICO DE SISTEMAS SPLIT

Nos equipamentos de expansão direta, o fluido refrigerante troca calor diretamente com o ar dos ambientes beneficiados, ou com o ar a ser insuflado nestes ambientes. Neste sistema, portanto apenas fluido refrigerante circula nas tubulações que interligam as unidades externas, e as unidades instaladas para condicionar o ar dos ambientes de interesse.

Nos sistemas que operando modo de resfriamento, o fluido refrigerante retira calor do ambiente interno na unidade evaporadora e rejeita-o no ambiente externo na unidade condensadora. No modo aquecimento, basta apenas reverter o ciclo de forma que o fluxo de calor tem seu sentido invertido e a unidade interna passa a operar como condensadora enquanto a unidade externa como evaporadora. Para que possa haver esse fluxo de calor o fluido refrigerante é utilizado dentro de um ciclo de refrigeração.

No sistema o comportamento do fluido se dá da seguinte forma: o fluido refrigerante no estado de vapor superaquecido é comprimido pelo compressor e passa pela linha de descarga até a serpentina do

condensador, onde o fluido passa para fase líquida. Nesta fase o fluido percorre a linha de líquido até a válvula de expansão onde a pressão cai passando para uma fase de mistura, este é enviado para a serpentina do evaporador. No evaporador o líquido volta para o estado de vapor superaquecido retornando ao compressor por meio da linha de gás ou sucção. A figura abaixo (Fig. 3.1) mostra estes principais componentes.

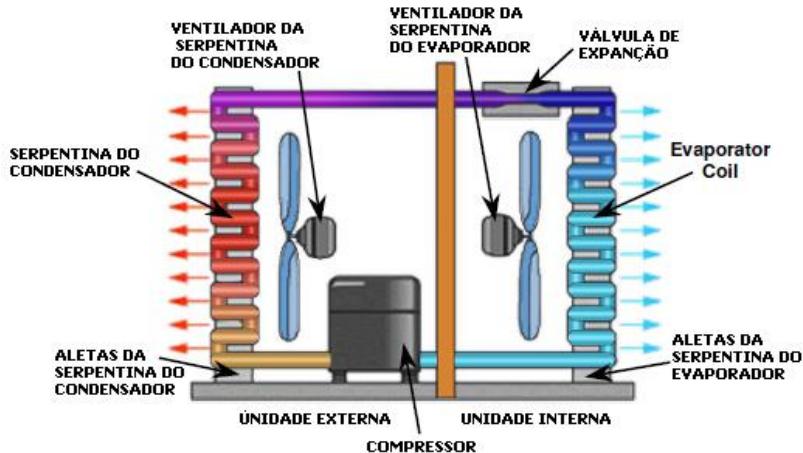


Fig. 3.1 - Principais componentes do sistema de refrigeração (How Stuff Works, 2011)

O sistema Split (Fig. 3.2) caracteriza-se pela separação da serpentina evaporadora e condensadora em dois gabinetes distintos. A válvula de expansão pode ser instalada em qualquer um dos dois gabinetes, assim como o compressor.



Fig. 3.2 - Exemplo de sistema Split (LG, 2011)

Nestes tipos de equipamentos é comum observar-se que o compressor e a serpentina de condensação ocupam um mesmo gabinete, a unidade condensadora, entretanto existem modelos em que o compressor está localizado na unidade evaporadora. Desta forma existem sistemas que a interligação das duas unidades é dada por meio da linha de líquido e sucção, ou por meio da linha de

líquido e descarga. Sendo o compressor o componente que maior gera ruído no sistema, pode ser interessante alocá-lo ou no ambiente externo, ou no ambiente interno da edificação.

3.3 CARACTERIZAÇÃO E FUNCIONAMENTO BÁSICO DO SISTEMA VRF

Neste estudo analisaremos os sistemas Split VRF sem dutos. Existem sistemas dutados que utilizam a expansão direta como os equipamentos Self-Contained, que em sua grande maioria são sistemas Split convencionais podendo ainda utilizar a tecnologia VRF. Nestes sistemas o calor é transferido para o ar que é insuflado em uma rede de dutos que então é distribuído nos ambientes desejados. A figura abaixo (Fig. 3.3) mostra em esquemático de um edifício com 4 zonas climatizadas, neste as linhas de refrigerante são reduzidas a custo de uma rede de dutos instalada.

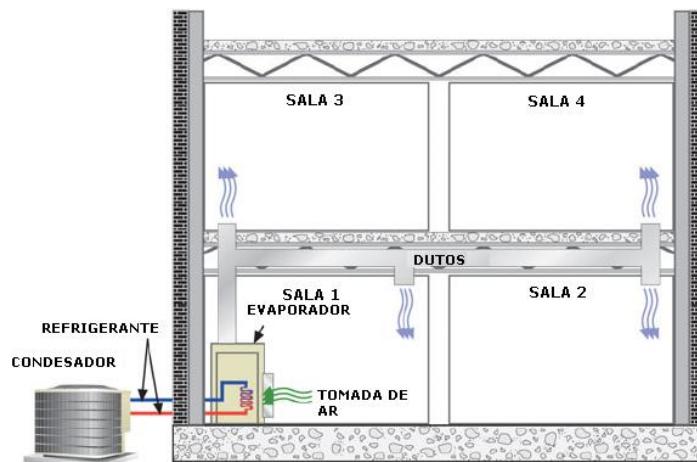


Fig. 3.3 - Sistema Split convencional dutado (Blatt, 2008)

Nos sistemas sem dutos a transferência de calor se dá diretamente no ambiente beneficiado através da circulação de fluido refrigerante na unidade interna. Nos sistemas Multi-Split (Fig. 3.4) são conectadas à uma única externa diversas unidades externas.

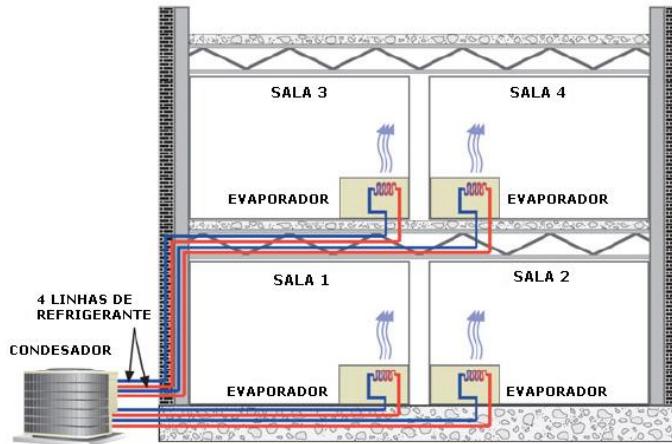


Fig. 3.4 - Sistema Multi-Split sem dutos (Blatt, 2008)

Os sistemas Multi-Split convencionais utilizam linhas de refrigerante separadas para cada unidade interna. Desta forma a necessidade de utilização de uma rede de dutos para insuflamento é reduzida e muitas vezes restringida à rede de renovação de ar. Este foi um dos primeiros passos para o desenvolvimento da tecnologia VRF.

Os sistemas VRF (Fig. 3.5) são versões melhoradas dos sistemas Multi-Split sem dutos, permitindo um numero maior de unidades internas conectadas à unidade externa e sendo ainda capaz de propiciar alguns modos de operação como aquecimento e resfriamento simultâneos e recuperação de calor.

Os últimos avanços na tecnologia permitem que parte das unidades internas operem no modo resfriamento e parte no modo de aquecimento através da utilização de linhas de refrigerante de 3 tubos e permitem o benefício de recuperação de calor entre as unidades que estão resfriando e aquecendo. Já o modelo bomba de calor convencionais permitem apenas resfriamento ou aquecimento de todas as unidades internas, não os dois modos simultâneos. A utilização de uma rede única de refrigerante por sistema permite ao VRF uma redução no custo de tubulação de refrigerante em comparação ao sistema Multi-Split convencional.

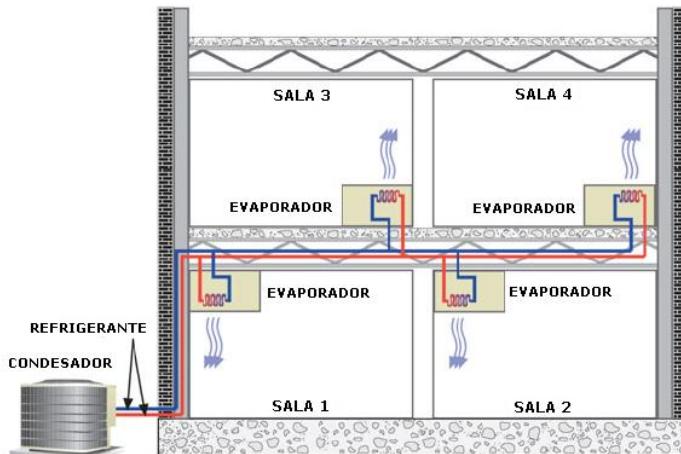


Fig. 3.5 - Sistema VRF (Blatt, 2008)

Os sistemas unitários convencionais oferecem boa parte das vantagens do sistema VRF, como capacidade de controle por zona, baixos custos de instalação, redução da utilização de dutos e fluidos secundários e seus custos associados. Entretanto quando comparado ao VRF, o comprimento total de tubulação de refrigerante é maior, visto que existe uma para cada unidade interna, e, além disso, não existe a possibilidade de recuperação de calor entre as unidades que estão resfriando e aquecendo.

A tabela 3.1 mostra um comparativo dos componentes principais do sistema VRF e unitários.

Tab. 3.1 - Tabela Comparativa entre Sistemas Unitários e VRF (Goetzler, 2007)

Unidades Internas		
Várias unidades de qualquer capacidade	Sim	Sim
Controle independente de cada evaporador pela válvula de expansão eletrônica	Sim	Sim
Válvula de expansão capaz de trabalhar com diferentes capacidade de resfriamento e pressões diferenciais.	Válvula de expansão eletrônica	Termostática ou válvula de expansão eletrônica
Desgelo e dreno da serpentina	Necessária apenas para a unidade externa no modo de aquecimento	Operacionais e de proteção
Bomba de Dreno	Depende do modelo	Depende do modelo
Controles		
Controle microprocessador da unidade condensadora	Sim	Sim
Microprocessamento no evaporador	Sim	Sim
Variador de freqüência no acionamento	Sim	Sim
Códigos de alarme	Sim	Sim

O termo VRF refere-se a capacidade do sistema de controlar a quantidade de fluido refrigerante que flui através de cada unidade interna, permitindo a utilização de várias evaporadoras de capacidades e configurações diferentes, controle individualizado do conforme térmico, o resfriamento e aquecimento simultâneo e a recuperação de calor entre uma zona e outra.

A maioria das unidades VRF utiliza-se de placas variadoras de freqüência para controlar a velocidade de rotação dos compressores e assim regular o fluxo de refrigerante. Existem ainda sistemas que utilizam a tecnologia Scroll digital para regular o fluxo, estas duas tecnologias serão detalhadas posteriormente.

Tab. 3.2 - Tabela Comparativa entre Sistemas Unitários e VRF (Goetzler, 2007)

Descrição	Sistema VRF	Sistema unitário
Componentes da unidade condensadora		
Um ou múltiplos compressores	Sim	Sim
Separador de óleo para cada compressor ou para todos do conjunto	Sim	Sim
Controle do nível de óleo	Sim	Sim
Retorno de óleo ativo	Sim	Em algumas unidades
Opção para resfriamento e aquecimento	Sim	Sim para desgelo por gás quente
Simultâneo aquecimento e resfriamento	Sim	Não
Condensador resfriado à ar ou à água	Sim	Sim
Controle da temperatura de condensação	Sim	Opcional
Controle de capacidade pela pressão de sucção	Sim	Sim
Controle de capacidade de resfriamento do compressor por velocidade (RPM) ou passos	Sim	Sim
Acumulador de Sucção	Depende do Sistema	Sim
Linhas de refrigerante		
Longas linhas de líquido para várias evaporadoras	Sim	Sim
Procedimento especial de projeto devido a queda de pressão e retorno de óleo	Sim	Sim

Esta capacidade de regular o fluxo de refrigerante é o centro da tecnologia VRF e nela estão os maiores desafios técnicos bem como a fonte das principais vantagens do sistema. (Goetzler, 2007). Devido a esta capacidade de variar o fluxo de refrigerante fornecido ao sistema, os compressores possuem a característica de fornecer uma capacidade de refrigeração variável, embora o compressor não possua capacidade de refrigerar, a potencia fornecida por estes está diretamente ligada à capacidade de refrigeração do sistema.

3.3.1 O valor da capacidade de modulação de carga

Em equipamentos convencionais de ar condicionado sejam unitários ou centrais, o comportamento das máquinas é sempre “plena carga” ou “carga zero”. Isto em função dos compressores estarem ligados quando em plena carga ou desligados quando em carga zero.

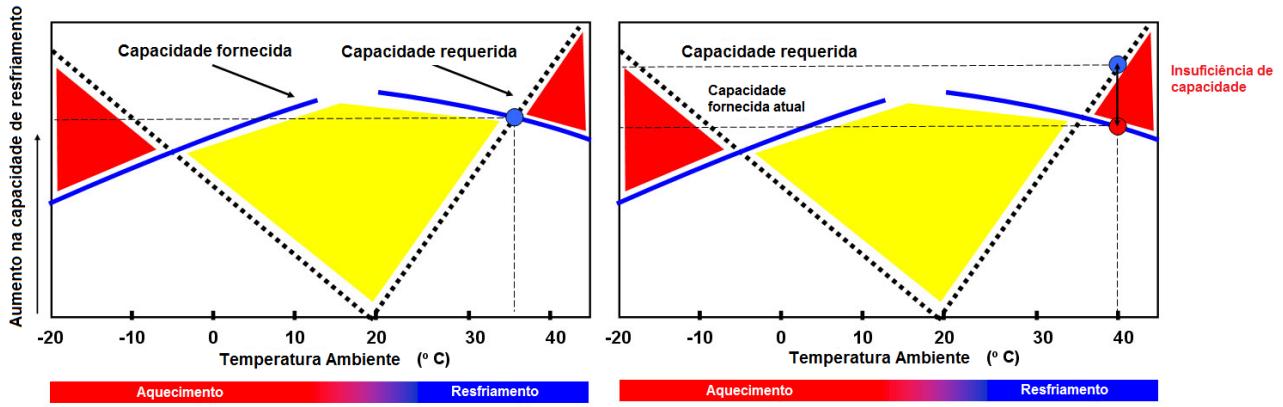


Fig. 3.6 - Sistemas de velocidade fixa não acompanham a carga requerida (Emerson, 2010)

Para qualquer edificação que requeira condicionamento do ar, a demanda por refrigeração deste edifício aumenta à medida que a temperatura do ambiente externo aumenta. Tendo esta característica em consideração, a figura acima (Fig. 3.6) demonstra esse efeito. O eixo das abscissas representa a temperatura do ambiente externo e o eixo y representa a demanda por resfriamento ou refrigeração. A linha pontilhada representa a demanda do ambiente interno e a linha azul representa a capacidade de resfriamento/aquecimento de equipamentos de velocidade fixa.

A partir do momento que a temperatura ambiente ultrapassa 20º C, a demanda por refrigeração aumenta, e de forma similar, à medida que a temperatura cai abaixo de 20ºC, a demanda por aquecimento aumenta. No ciclo de resfriamento, à medida que a temperatura ambiente aumenta, a capacidade de refrigeração fornecida começa a diminuir.

Como podemos ver na figura abaixo (Fig. 3.7), existe apenas um ponto em que a capacidade fornecida pelo equipamento (representada pela linha azul) e a demanda da edificação (representada pela linha pontilhada), se encontram. Todos os outros pontos são desencontrados. Para a temperatura ambiente superior a 35ºC (para o equipamento representado nesta figura) o equipamento de ar condicionado será incapaz de fornecer o resfriamento adicional necessário, desta forma a área vermelha da figura representa a incapacidade do equipamento de fornecer resfriamento suficiente para manter o ambiente interno em uma temperatura desejada. Em tais condições o ambiente interno nunca atingirá a temperatura de setpoint, e sempre estará mais quente do que o desejado.

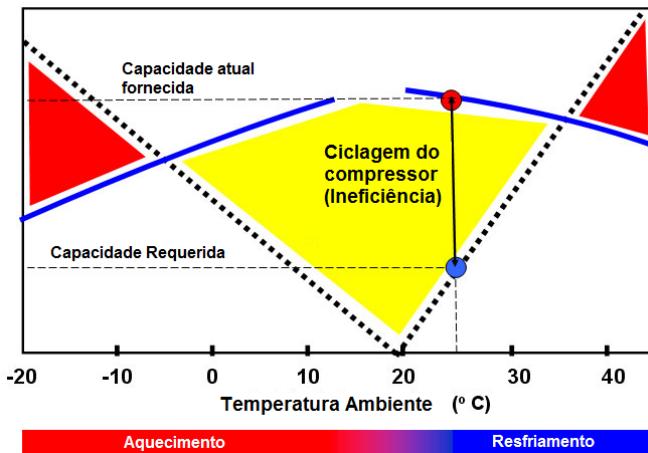


Fig. 3.7 - Ciclagem do compressor em sistemas de velocidade fixa (Emerson, 2010)

Por outro lado, quando a temperatura do ambiente cai abaixo de 35º C, a máquina passa a operar na zona amarela na figura abaixo (Fig. 3.8), fornecendo mais capacidade do que requerido pelo ambiente climatizado, então o compressor periodicamente irá ligar e desligar, o que é um desperdício de energia. A razão para isso é que uma vez que o compressor desliga quando o termostato indica que o ambiente interno atinge a temperatura de setpoint, a pressão do gás refrigerante equaliza e uma quantidade adicional de energia será necessária quando o compressor partir novamente para gerar o diferencial de pressão.

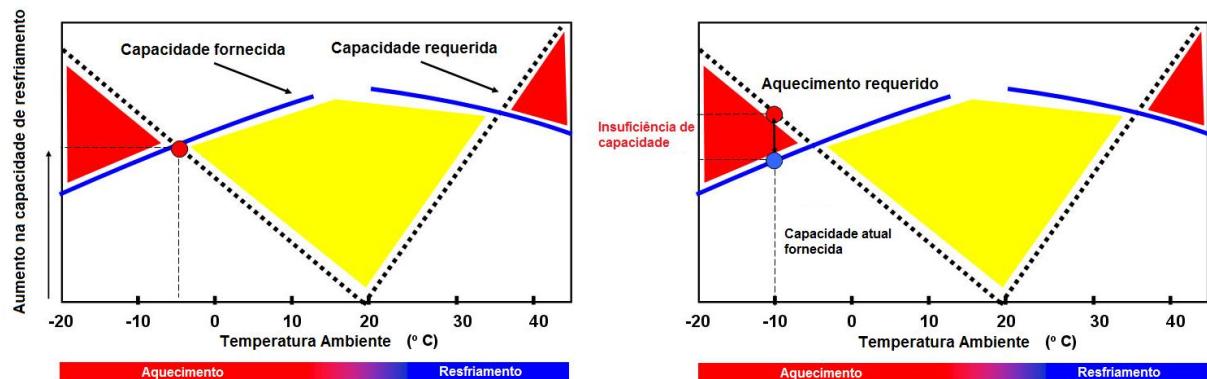


Fig. 3.8 - Sistemas de velocidade fixa não acompanham a carga requerida (Emerson, 2010)

A situação demonstrada para o caso de resfriamento é similar para o aquecimento. Quando a temperatura ambiente cai abaixo de -5ºC, o equipamento bomba de calor é incapaz de fornecer aquecimento suficiente para manter a temperatura do ambiente interno na temperatura desejada. Entretanto se a temperatura estiver acima de -5ºC haverá capacidade excessiva de calor fornecida e novamente o compressor irá ligar e desligar pelo comando do termostato, e como explicado gerando um desperdício de energia.

Outra questão também deve ser levada em consideração na capacidade de modulação de carga: o conforto humano dos ambientes climatizados. Em equipamentos de velocidade fixa, o tempo de

resposta do sistema é maior devido ao tempo que os compressores levam para atingir a condição de regime permanente e vencer a inércia do sistema. Dessa forma flutuações maiores de temperatura são observadas reduzindo o conforto térmico.

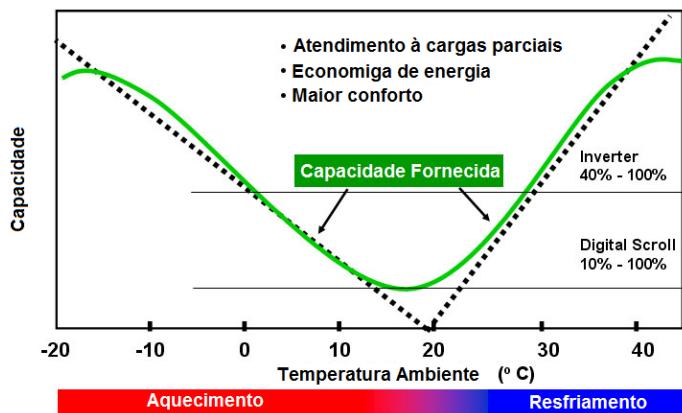


Fig. 3.9 - Compressores com modulação acompanham a capacidade requerida (Emerson, 2010)

Estes são as duas maiores vantagens da modulação de carga: Economia de energia, garantido que a potencia fornecida esteja de acordo com a demanda de climatização e melhora no conforto dos ambientes climatizados devido à uma variação menor da temperatura destes. A figura acima (Fig. 3.9) representa o comportamento de um equipamento com capacidade de modular a carga.

3.4 TIPOS DE SISTEMAS MULTI-SPLIT VRF

Existem dois tipos básicos de sistemas VRF: Bomba de calor e recuperador de calor. Sistemas bomba de calor operam no modo resfriamento ou aquecimento, enquanto os sistemas recuperadores de calor podem resfriar e aquecer simultaneamente. Os sistemas bomba de calor utilizam dois tubos de refrigerante, enquanto os recuperadores de calor utilizam três.

Na maioria dos casos, o sistema de dois tubos (Fig. 3.10) é utilizado, principalmente quando a edificação requer apenas resfriamento ou aquecimento para uma determinada época do ano (para o VRF operando como bomba de calor).

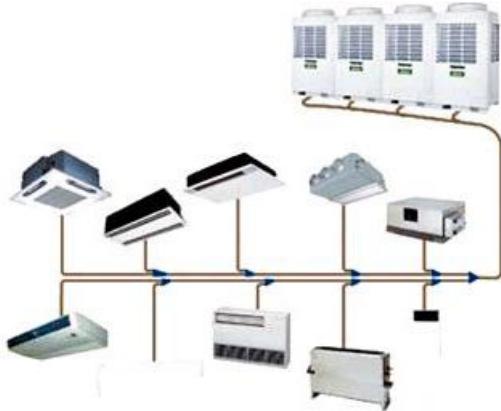


Fig. 3.10 - Principais componentes do sistema VRF – Aplicação com dois tubos (Goetzler, 2007)

A configuração de três tubos (Fig. 3.11), aquecimento, resfriamento e retorno, é aplicada quando existe demanda de resfriamento ou aquecimento de zonas diferentes durante um mesmo período do ano. Alguns fabricantes possuem sistemas de dois tubos com a capacidade de resfriamento e aquecimento simultâneos e recuperação de calor através da troca de calor entre os tubos utilizando trocadores de calor para aproveitar o superaquecimento de algumas unidades no modo resfriamento e direcionar este calor para o refrigerante utilizado na zona de aquecimento.

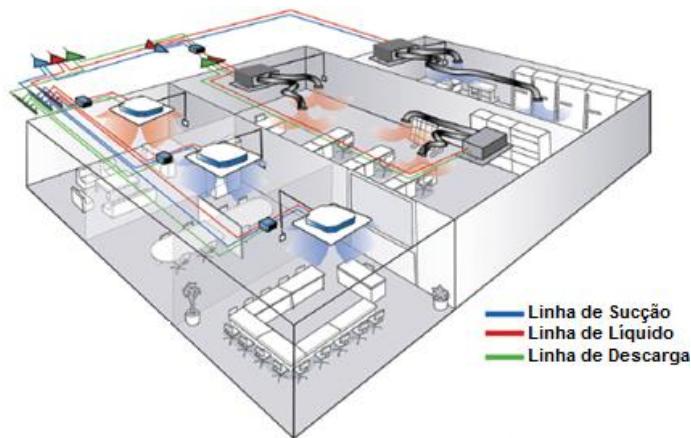


Fig. 3.11 - Sistema VRF com três tubos (Goetzler, 2007)

Outros fabricantes utilizam um sistema que envia o refrigerante inicialmente para as unidades internas que requerem aquecimento, permitindo o refrigerante condensar, coleta-o em um ponto central e então o envia às unidades internas que estão operando no modo de resfriamento. Cada fabricante possui seu design para as tubulações de recuperação de calor, arranjo de válvulas, trocadores de calor, controles e caixas de distribuição.

A ventilação e renovação de ar pode ser integrada ao sistema Multi-Split VRF de diversas formas. Uma unidade intera VRF operando na configuração dutada pode ser utilizada para condicionar o ar de forma semelhante aos sistemas Split convencionais e Fancoils em casas de máquinas. Um sistema convencional separado pode ser integrado de forma que as unidades VRF terão somente a função de recircular o ar do ambiente, refrigerando-o.

A tabela abaixo (Tab. 3.3) resume as características dos dois principais modelos do sistema VRF.

Tab. 3.3 - Classificação dos Sistema Multi-Split VRF (AHRI STANDARD 1230-2010)

Característica	Multi-Split VRF Bomba de Calor	Multi-Split VRF Recuperador de Calor
Circuitos de Refrigerante	1 Compartilhado por todas as unidades internas	1 Compartilhado por todas as unidades internas
Compressores	1 ou mais de Velocidade Variável, ou com alternância, resultando em 3 ou mais passos de capacidade	1 ou mais de Velocidade Variável, ou com alternância, resultando em 3 ou mais passos de capacidade
Unidades Internas		
Quantidade	Maior do que uma unidade, até cerca de 60	
Operação	Individual Zonas e temperaturas	Individual Zonas e temperaturas
Quantidade	1 ou múltiplas com um numero de modelo específico	1 ou mais
Passos de Controle	3 ou mais	3 ou mais
Unidades Externas		
Modo de Operação	Resfriamento / Aquecimento	Resfriamento / Aquecimento / Recuperação de Calor
Trocador de Calor	Um ou mais circuitos compartilhados de refrigerante	Um ou mais circuitos compartilhados de refrigerante

Algumas unidades VRF possuem a capacidade de trabalhar com uma parcela de ar externo, entretanto insuflar ar externo diretamente nas salas e então condicionar-lo nas unidades VRF não é recomendado, pois problemas associados à umidade podem surgir, como condensação do vapor de água dentro do ambiente e até mesmo uma quantidade de condensado superior ao que a unidade interna pode tratar.

Ventiladores recuperadores de calor podem também ser utilizados o que minimiza a carga de resfriamento requerida das unidades internas e ainda auxilia na questão da umidade do ar.

3.5 PRINCIPAIS COMPONENTES DO SISTEMA MULTI-SPLIT VRF

3.5.1 Compressores

Praticamente todos os modelos de equipamentos Multi-Split VRF utilizam compressores Scroll associados a alguma forma de modulação de carga do sistema.

Os dois componentes principais dentro do compressor são: o mecanismo de compressão (conjunto de *scrolls*) e o motor.

Existem três formas de se obter a capacidade de modulação de carga: Utilizando compressores em paralelo (configuração Tandem), utilizando a tecnologia digital Scroll ou a tecnologia Inverter.

Os compressores na configuração Tandem utilizam compressores de capacidade fixa operando de forma a acionar os compressores da unidade de forma sucessiva a fim de atingir a capacidade de refrigeração necessária. Os compressores são interligados por uma linha de equalização de óleo para garantir uma lubrificação adequada. Entretanto esse modelo se assemelha muito ao sistema Split convencional, por utilizar um conjunto compressores de capacidade fixa operando em regime liga/desliga.

Na tecnologia digital Scroll, o conjunto de compressão é modificado, os motores não. A forma que o conjunto de espirais do compressor são operadas confere ao sistema a capacidade de variar o fluxo de refrigerante disponível para refrigeração.

Enquanto o motor opera à uma velocidade fixa o conjunto de *scrolls* são engatados e desengatados periodicamente, gerando períodos de plena carga e carga zero. A combinação destes períodos (Fig. 3.12) gera uma capacidade média que pode ser variada apenas alterando a duração destes períodos.

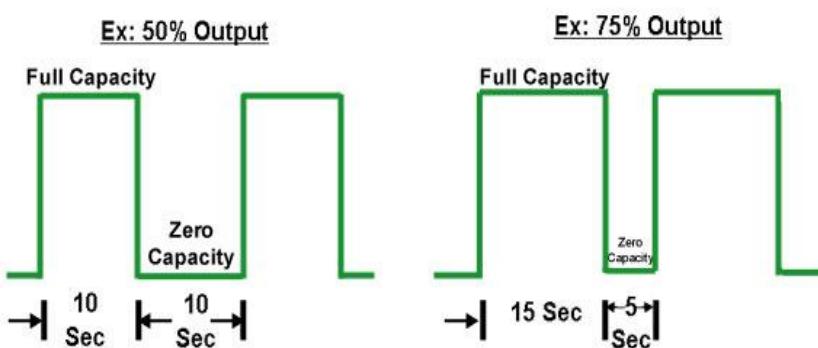


Fig. 3.12 - Tempos de Compressão do Scroll Digital (Emerson, 2010)

O mecanismo que realiza o acoplamento e o desacoplamento do conjunto de *scrolls* é detalhado na figura abaixo (Fig. 3.13). O movimento de subida ou descida de uma das espirais é obtido pela atuação de uma válvula solenóide normalmente fechada que ao receber um sinal de 220/240 V se abre liberando pressão na tubulação que conecta a câmara de modulação à admissão do compressor, aumentando a pressão dentro do conjunto de *scrolls* o suficiente para vencer a força vertical imposta pelo conjunto de molas que mantém as duas espirais unidas.

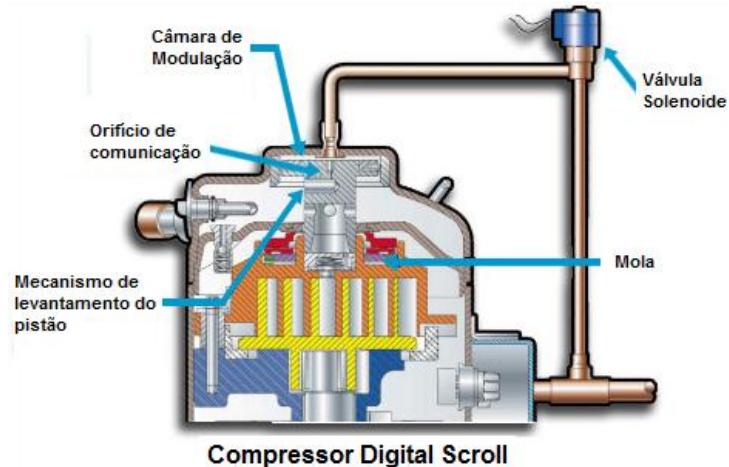


Fig. 3.13 - Sistema de acionamento da Tecnologia Digital Scroll (Emerson, 2010)

A separação do conjunto é pequena, da ordem de um milímetro, mas é suficiente para garantir que não ocorra compressão, ainda que as espirais ainda estejam se movendo à mesma velocidade inicial. Quando é aplicado 0 V na válvula solenóide, ela volta para posição normalmente fechada e o conjunto de espirais volta à posição inicial realizando novamente a compressão. Desta forma qualquer capacidade entre 10% a 100% pode ser fornecida pelo compressor.

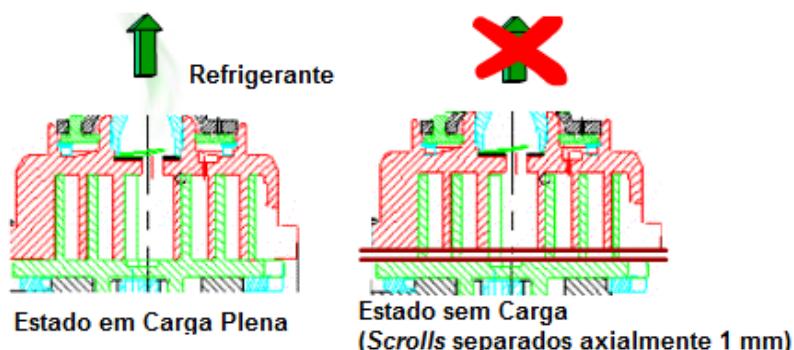


Fig. 3.14 - Estados de acoplamento e desacoplamento das espirais (Emerson, 2010)

A tecnologia inverter utiliza conjuntos de espirais convencionais para o mecanismo de compressão e um motor com velocidade variável através da utilização de um acionador de freqüência variável conhecido como Inverter, ou drive variador de freqüência. Desta forma a capacidade do compressor é variada de acordo com a velocidade que o motor gira o conjunto de *scrolls*, sendo que esta capacidade é definida pela demanda das unidades evaporadoras.

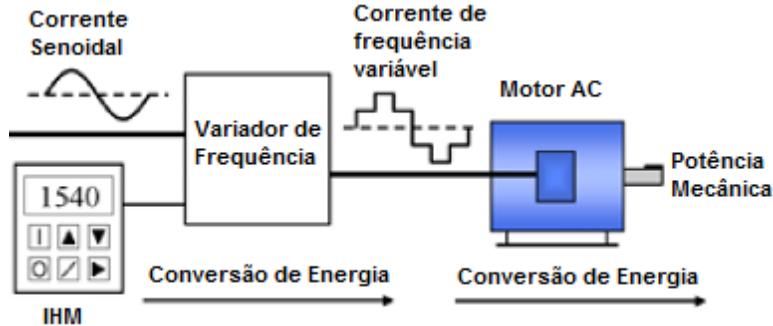


Fig. 3.15 - Motor com acionador de freqüência variável, tecnologia inverter (Emerson, 2010)

O acionador de freqüência variável utiliza um retificador que converte a corrente alternada fornecida pela rede de alimentação em corrente contínua e então utiliza um modulador de largura de pulso (PWM) da corrente contínua para produzir, no acionador, a freqüência de corrente alternada desejada. Esta então é utilizada em um motor de indução ou em um motor sem escovas. Como a velocidade do motor é proporcional à freqüência da corrente elétrica que o alimenta, o motor passa então a operar com diferentes velocidades de rotação.

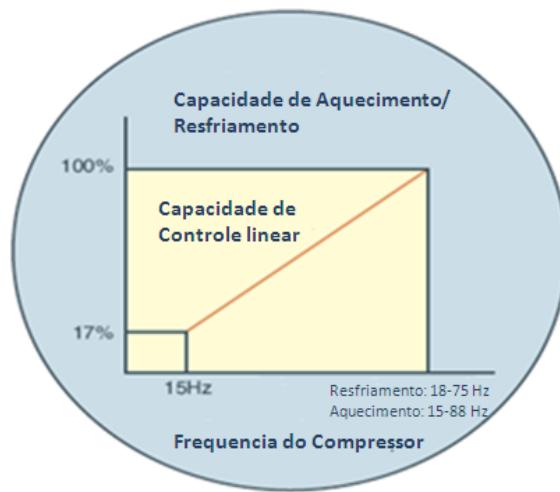


Fig. 3.16 - Curva de Capacidade x Freqüência (compilado de ASHRAE, 2003)

Um microcontrolador é utilizado para ajustar a velocidade de rotação do compressor de acordo com as medições de temperatura dos ambientes internos. Toda esta eletrônica embarcada adiciona custo e complexidade ao sistema. Além disso, cada conversão de energia de corrente alternada para contínua, e novamente para alternada adiciona perdas da ordem de 4 a 6% para cada passo de conversão.

3.5.2 Unidades Internas

As unidades internas do sistema Multi-Split VRF, são semelhantes ao sistema Split convencional, possuindo serpentina, ventilador, válvula de expansão e placa eletrônica. Porém para os sistemas VRF as válvulas de expansão utilizadas são eletrônicas como descrito no tópico 3.4.5. Além disso, a placa

eletrônica possui maior complexidade para se integrar ao sistema de automação que permite a comunicação com os controladores centrais, sistemas supervisórios e unidades externas.

As medições de temperatura nas unidades internas, que determinarão a abertura e fechamento da válvula de expansão eletrônica, vão informar à unidade externa a capacidade de refrigeração necessária que os compressores devem fornecer.

Existem diversos modelos de unidades internas atualmente no mercado. É fundamental que a unidade interna possa se integrar ao design dos ambientes climatizados, mesmo que estas unidades sejam instaladas em um entre-forro e não fiquem aparentes. Dessa forma os diversos modelos podem atender essa característica de design, e, além disso, os diversos modelos também possuem faixas de vazões de ar diferentes e capacidade de vencer pressões estáticas externas diferentes, portanto é importante levar em consideração a faixa de calor sensível dos ambientes condicionados e a perda de pressão que o ventilador dos equipamentos terá que vencer de acordo com cada projeto.

Vale ressaltar, que existem atualmente no mercado sistemas dutados que utilizam a tecnologia inverter ou digital scroll para obter as vantagens da capacidade de modulação de carga, entretanto estes equipamentos não estão sendo considerados no escopo deste estudo. Desta forma as unidades evaporadoras consideradas são aquelas instaladas no ambiente beneficiado, ou no máximo com um trecho curto de dutos como no sistema Multi-Split convencional.

3.5.3 Unidades Externas

Quanto às unidades externas (Fig. 3.17 e Fig. 3.18), existem atualmente tanto unidades refrigeradas à ar, quanto à água. As unidades resfriadas à água podem ser do tipo de circuito fechado ou aberto.

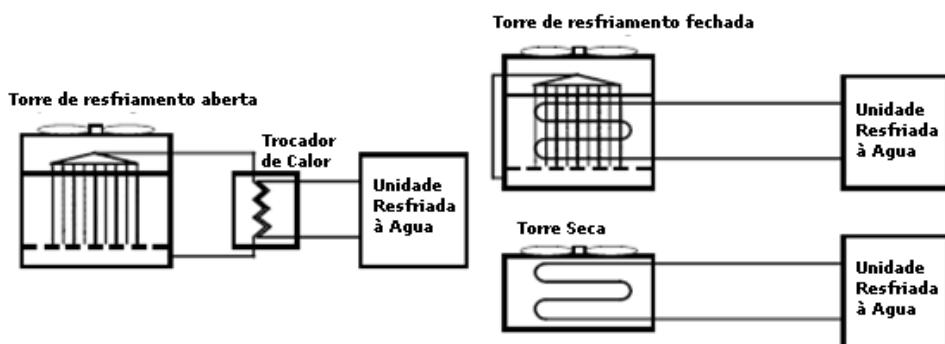


Fig. 3.17 - Configuração de circuito fechado (Rob Kuhlman, 2005)

Configuração do circuito fechado: Nesta configuração um fluido (geralmente água) é utilizado como intermediário entre a unidade externa e o ar, desta forma para a unidade externa a água atua como uma fonte ou rejeição de calor dependendo do modo de operação do sistema.

Configuração do circuito aberto: A água proveniente de uma fonte como um poço ou um lago pode ser utilizado como fonte ou rejeição de calor, desta forma a água utilizada circula apenas uma vez pelo sistema.

Nas unidades externas resfriadas a ar, o refrigerante troca calor com o ar através da serpentina do condensador localizado geralmente no ambiente externo da edificação.



Fig. 3.18 - Edifício em Dailan, China - 1.753 TR com VRF (Rob Kuhlman, 2005)

3.5.4 Sistemas de Controle e Automação

Cada unidade interna pode ser controlada por um termostato programável ou, no caso de várias unidades atendendo o mesmo ambiente, um mesmo termostato pode controlar todas as unidades. A maioria dos fabricantes de sistemas VRF oferecem a opção de controladores centrais que permitem controlar o sistema como um todo, unidades internas, externas, recuperadores de calor, com integração aos demais sistemas de automação da edificação, integração com software de monitoramento e conexão remota via internet.

Uma rede integrada de operações e comunicação com sensores para monitorar e prever o status de temperatura, pressão, níveis de óleo e refrigerante, velocidade de ventiladores entre outros dados que permitam que o sistema possa se auto-ajustar a fim de operar na condição de maior eficiência possível.

Estes sistemas geralmente utilizam a topologia de rede do tipo estrela com conexão RS232 ou similar, e protocolo do tipo Bacnet® ou LonWorks® para comunicação (Fig. 3.19).

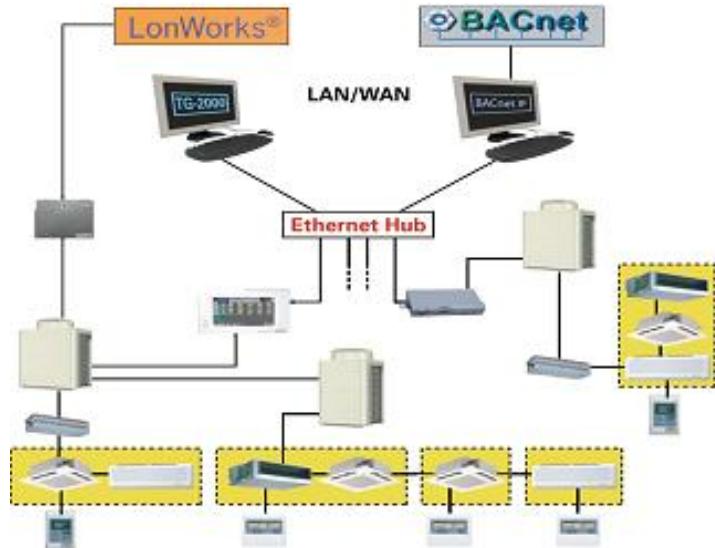


Fig. 3.19 - Sistema de Automação VRF (Mitsubishi, 2010)

3.5.5 Válvula de Expansão

Os sistemas Multi-Split VRF utilizam válvulas de expansão eletrônica, e desta forma este componente pode ser integrado ao sistema de controle, permitindo algumas operações do conjunto que seriam impossíveis caso fossem utilizadas válvulas de expansão termostática, ou orifícios restritores.

O princípio de operação das válvulas de expansão eletrônica (Fig. 3.20) se dá da seguinte forma : Um termistor é instalado na saída do evaporador; Uma mudança na temperatura na saída do evaporador altera a resistência elétrica do termistor; A alteração da resistência elétrica é analisada por um circuito que envia um sinal para o posicionamento da agulha da válvula.

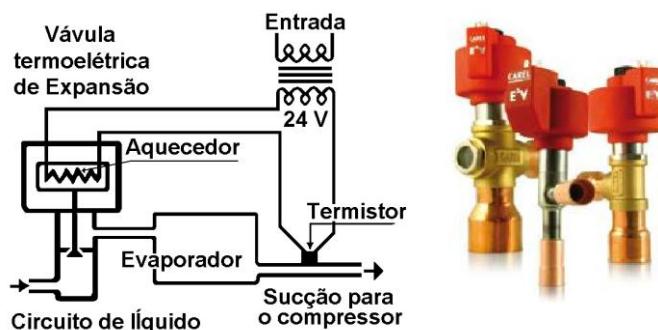


Fig. 3.20 - Válvula de expansão eletrônica (Emerson, 2010)

O fluxo de refrigerante circula através de um orifício modulante com mais de 14 mm de comprimento - contra 1mm da válvula convencional. O mecanismo interno é suspenso e é movimentado com rolamentos: consequentemente o controle é muito preciso, estável e confiável todo o tempo. Alguns modelos podem trabalhar com 30bar de pressão diferencial e 40bar de pressão de sucção.

Comparadas com as válvulas de expansão termostática, as principais vantagens das válvulas eletrônicas são:

Promovem um controle mais preciso da temperatura. Promovem um controle consistente do superaquecimento, mesmo em condições de pressão variável. São capazes de operar com menores pressões de condensação. Isto é especialmente importante quando se tem baixa temperatura ambiente. Podem resultar em economia de energia de 10% (ou mais).

3.5.6 Separadores de Óleo

Um fator importante para sistemas que possuem grandes distâncias de linhas frigoríficas como o Multi-Split VRF, é o arraste de óleo dissolvido no fluido refrigerante. O óleo é fundamental para a lubrificação dos compressores, e em alguns casos promovem a vedação destes, porém parte deste óleo pode migrar para as unidades evaporadoras pela descarga do compressor, e para o caso de grandes distâncias de linha o retorno desse óleo pode ficar comprometido e se acumular nas serpentinas evaporadoras. O acúmulo de óleo nas serpentinas evaporadoras prejudica a troca de calor reduzindo a eficiência do sistema.

Para minimizar a quantidade de óleo migrante para o sistema, são instalados separadores de óleo na descarga do compressor. Um dos modelos disponíveis no mercado é o separador de óleo centrífugo, que se utilizam da força centrífuga gerada pela vazão do fluido refrigerante internamente no separador, e que força o óleo contra as paredes separando-o do fluido refrigerante.

Uma vez separado, o óleo escorre para parte de baixo do separador para um pequeno reservatório, onde uma chave de bôia libera o óleo para o Carter do compressor. Com a pressão do Carter do compressor é menor do que a do reservatório o óleo é bombeado para dentro do Carter.

Uma característica importante do VRF quanto ao manejo do sistema de lubrificação é o Retorno Ativo de Óleo, que consiste na verificação automática e rotineira dos níveis de óleo em cada compressor por parte do sistema de controle e automação das unidades VRF e num comando que faz com que todas as válvulas de expansão se abram e o compressor opere a uma determinada velocidade. Dessa forma o refrigerante percorre o sistema à alta velocidade e o arraste faz com que o óleo retorne para o compressor.

3.6 FLUIDOS REFRIGERANTES

O tópico 2.3.5 explicitou os aspectos e normas associados aos fluidos refrigerantes utilizados nos sistemas de ar condicionado, além disso, foram levantadas as características de alguns fluidos refrigerantes.

Os sistemas VRF possuem componentes do sistema (evaporadoras e linhas frigoríficas) localizados em ambientes normalmente ocupados, e dessa forma as questões associadas à toxicidade se tornam ainda mais relevantes do que em sistemas de expansão indireta. As concentrações máximas de um determinado fluido refrigerante podem ser facilmente atingidas em ambientes. Além disso, a

deteção de vazamentos e medidas para exaustão deste fluido que vazou se tornam mais difíceis, pois não é fácil prever e até mesmo identificar onde ocorrem vazamentos quando o comprimento de linhas frigoríficas é extenso.

Historicamente os sistemas VRF utilizaram o R22 como os sistemas split convencionais, entretanto a partir das pressões geradas para redução do uso de fluidos refrigerantes com ODP maior do que zero, o R407c e logo em seguida o R410a passaram a ser comumente utilizados. Atualmente a maioria dos sistemas VRF utiliza como gás refrigerante o R410a.

Por fim vale ressaltar que este fluido refrigerante opera com pressões de trabalho cerca de 60% maiores do que no caso do R22, desta forma, questões associadas a vazamentos tornam-se mais críticas, pois em intervalos de tempo iguais o volume de refrigerante que vaza é maior.

3.7 EFICIENCIA ENERGÉTICA

Como foi demonstrado no tópico sobre o valor da modularidade de carga, o principal fator de eficiência energética nos sistemas VRF é a capacidade de atender cargas parciais variando a capacidade dos compressores. Desta forma os sistemas VRF apresentam vantagens de desempenho sobre os demais sistemas, principalmente quando o perfil de utilização é predominantemente de cargas parciais.

Recentemente a AHRI lançou a padronização para classificação de desempenho dos sistemas Multi-Split VRF a Standard 1230-2010, nela estão estabelecidas todas as condições de testes para a determinação da eficiência energética destes sistemas. Por ter sido lançada em agosto de 2010 e recebido algumas modificações em fevereiro de 2011, provavelmente a maioria dos fabricantes destes sistemas apresentam classificações ou desatualizadas, ou segundo seus próprios métodos de classificação.

É comum observar sistemas com COP em torno de 3,5, porém este valor varia muito de fabricante para fabricante, e ainda mesmo dentro de diversos modelos de um mesmo fabricante. Basicamente o elemento que mais consome energia do sistema é a unidade condensadora, entretanto os demais componentes têm impacto sobre a eficiência do sistema com um todo. Além disso, a condição de eficiência do sistema é altamente dependente de cargas parciais, e da configuração final do sistema instalado, o que torna a classificação energética destes sistemas um desafio. É necessário, portanto atentar para a Standard 1230-201 da AHRI.

3.8 DIVERSIDADE

Um aspecto relevante do sistema VRF é a diversidade de capacidade entre unidade condensadora e evaporadora. Esta característica é devido a não simultaneidade das cargas de todos os ambientes, mas que no somatório se aproximam da capacidade máxima de resfriamento que a condensadora pode

fornecer. Esta diversidade deve ser cuidadosamente estudada pelo projetista, pois este pode escolher desde 70% a 130% de capacidade de unidades internas em relação à externa, porém caso todas as unidades internas demandem a carga de pico, a unidade externa fornecerá o limite de sua capacidade e o setpoint não será atingido.

Esta é uma característica que também confere ao sistema VRF um bom desempenho em cargas parciais.

3.9 A RELAÇÃO DO MERCADO COM O VRF

Os sistemas dutados e Multi-Split freqüentemente são considerados como sistemas de linha de fabrica competindo com os tradicionais produtos unitários, entretanto alguns fabricantes classificam seus sistemas VRF como sistemas de engenharia que são como alternativas aos tradicionais sistemas aplicados em campo como chillers.

No Estados Unidos as vendas de todos os sistemas sem dutos, Mini-Split e VRF estava em torno de 250.000 unidades em 2007, menos de 10.000 destas unidades são VRF. No Japão, onde o conceito do VRF foi desenvolvido, e em outras partes da Ásia, as vendas de sistemas VRF ocupam uma fatia muito maior.

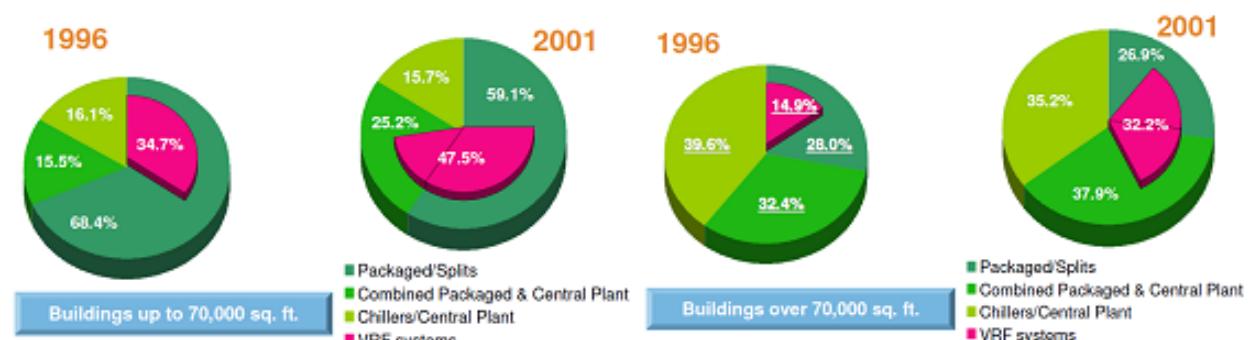


Fig. 3.21 - Desenvolvimento do mercado de VRF no Japão (Smith, 2006)

Segundo Smith, L. 2006 cerca de 50% das edificações com até 6.500 m² de área climatizada alguns no Japão forma utilizados sistemas VRF, e para edificações maiores cerca de 33% dos sistemas utilizados eram VRF. Na Europa, onde muitas das edificações existentes não possuíam ar condicionado, as oportunidades de crescimento deste modelo são grandes e a cada ano a participação no mercado tem aumentado.

Durante o ano fiscal de 2003, um dos principais fabricantes de VRF vendeu ao total 85.500 unidades em todo o mundo, sendo 69% na Ásia (46.8 no Japão e 22.2% na China), 21.9% na Europa, 6.3 % na Oceania e apenas 2.8% no resto do mundo.

Os sistemas sem dutos apareceram no mercado norte americano por volta de 1980, entretanto a penetração nesse mercado foi mínima. A falta de uma infra-estrutura de suporte ao produto e a pouca

familiaridade do mercado com esta tecnologia não permitiu que as vendas avançassesem muito. Além disso, as questões do protocolo de Montreal em relação à depleção da camada de ozônio dificultaram o desenvolvimento deste produto no mercado americano, pois são sistemas que tipicamente utilizam uma carga elevada de fluido refrigerante.

A partir do momento que os desenvolvimentos dos fluidos refrigerantes não agressivos à camada de ozônio começaram a serem utilizados, os avanços no controle de carga de gás, automação e as novas tecnologias de compressores inverter transformaram a tecnologia, os fabricantes asiáticos voltaram a penetrar no mercado Norte Americano, seja de forma individual ou com parcerias com os fabricantes sediados nos Estados Unidos com o intuito de promover esta tecnologia.

Uma evidencia da aplicabilidade desta tecnologia nos Estados Unidos, foi a instalação de um sistema Multi-Split VRF dos tipos Bomba Calor e Recuperador de Calor na renovação da sede da ASHRAE em Atlanta, Georgia. (Johnson, 2007).

No Brasil a revista ABRAVA ressalta uma tendência de mercado em busca de eficiência energética: A estimativa do DN de Ar Condicionado Residencial aponta para um forte crescimento dos equipamentos com velocidade variável com até cinco toneladas de refrigeração que, atualmente representam 8% do mercado e que, até 2012, deverão atingir 15% de participação, contra 85% dos equipamentos de velocidade fixa.

Segundo o entrevistado pela revista, Murakami, presidente do DN de Ar condicionado Residencial, este crescimento é puxado pela eficiência energética, argumenta Murakami, "mesmo os equipamentos de velocidade fixa estão com boa eficiência, e um elemento que está sendo extremamente importante é a atuação do PROCEL, que classifica estes equipamentos, sendo que muitos contam atualmente com a classificação A, a máxima em eficiência energética.

4. METODOLOGIA DA ANÁLISE

Este capítulo apresenta a metodologia utilizada para comparação entre sistemas de água gelada e sistemas com fluxo variável de refrigerante apresentando também a metodologia de cálculo do software utilizado nas simulações.

4.1. METODOLOGIA PROPOSTA

A metodologia de analise para a comparação dos sistemas VRF e de água gelada consiste em utilizar os aspectos característicos relevantes de cada sistema e, por meio de uma analise econômico-energética pretende-se definir qual a aplicação mais adequada a cada tipo de sistema.

Dessa forma é necessário o levantamento dos principais aspectos, dentro de uma análise econômica, que foram apresentados na caracterização dos sistemas e outros, que são relevantes, porém não facilmente mensuráveis economicamente. Os demais aspectos que não puderem ser traduzidos em termos econômicos de forma palpável serão tratados a parte e se possível outra forma de compará-los será utilizada.

Para a analise econômico-energética será utilizado o software *TraceTM700* que será descrito na seção 4.2. A utilização desta ferramenta será posterior à tradução dos aspectos de cada sistema em termos monetários, e dessa forma pretende-se alimentar o software com os dados que caracterizam o perfil climático, desempenho e programação dos sistemas, além do perfil de utilização da edificação. Após esta caracterização e os primeiros resultados obtidos pretende-se variar os aspectos mais relevantes da edificação como zoneamento, número de andares, perfil de utilização, orientação, entre outros.

Os aspectos a serem analisados e comparados serão:

- Influência dos diferentes perfis climáticos no consumo;
- Influência de diferentes cargas térmica no consumo;
- Porcentagem consumida pelas partes dos sistemas;
- Influência de diferentes laioutes;
- Perda de carga nas linhas e a correção de capacidade;
- Conforto humano;
- Capacidades de resfriamento, aquecimento e umidificação;

- Distribuição de ar nos sistemas;
- Qualidade do ar interior e conformidade com normas relacionadas;
- Filtragem;
- Renovação de ar;
- Manejo de fluidos refrigerantes nos sistemas;
- Vida útil dos sistemas;
- Confiabilidade;
- Operação por parte do usuário;
- Capacidade e expansão dos sistemas e suas limitações;
- Custos associados;

Através desta metodologia de comparação e análise entre os sistemas cada ponto descrito acima será detalhado, exemplificado, pesado perante as normas que vigoram tenho em vista situações reais e prováveis de aplicação com a finalidade de produzir um quadro comparativo resumo que apontará de forma sucinta os pontos comparados.

4.2. TRACETM700

O Trace é um programa de cálculo de carga térmica e análise energética e econômica desenvolvido pelo grupo *C.D.S. (Customer Direct Software)*, da empresa Trane Company, fornecedora de sistemas e serviços, que compreendendo os desafios de projetos eficientes e de baixo custo para soluções em sistemas de HVAC desenvolveu este software. Este software não é livre, sendo necessário a aquisição de uma licença para utilização. Sua interface é amigável, sendo de fácil interação. A entrada de dados é feita através do *ProjectNavigator*, sendo está uma das três formas de visualização do programa.

O software TRACETM700 (Fig. 4.1) oferece a expertise Trane através de práticas aceitas pela indústria, décadas de experiência de aplicações e suporte de classe mundial, permitindo o cálculo de carga térmica para todo o sistema, além da definição de soluções de climatização e a possibilidade de análises econômico-energéticas, que comparam a energia e o impacto econômico da construção em relação às alternativas propostas, tendo como base as características arquitetônicas, os sistemas de climatização utilizados, materiais empregados na construção, programação, controles, programação de funcionamento e opções econômicas de funcionamento.

No Trace é possível inserir e alterar detalhes da construção e mudar o modelo de edificação a qualquer momento durante o projeto do sistema de climatização. Também é possível fazer a

modelagem do sistema com varias opções de equipamentos, sendo possível analisar o custo energético, *payback* do investimento, taxa interna de retorno (TIR), ou seja, o tempo de retorno de investimento de cada modelo, auxiliando pela escolha da solução mais viável e a análise do custo de vida através do Life Cycle Cost (LCC), que integra a versão completa do software.



Fig. 4.1 - TRACETMFamily, família de softwares para cálculo de carga térmica e análise econômico-energética

O programa possui uma extensa biblioteca de dados, permitindo uma ampla funcionalidade de modelagem, sendo possível a escolha entre mais de 50 sistemas considerando o lado do ar, economizadores, configurações avançadas de plantas de água gelada, sistemas VRF e UFAD, sistemas dedicados para captação de ar externo, estratégias de controle otimizado, cargas internas típicas para pessoas e equipamentos, vários perfis de ocupação, programação (*schedule*) de funcionamento, agendamentos, sendo também integrado com a ASHRAE Standard 90.1, possuindo uma variedade de arquivos climáticos com mais de 400 localidades por todo o mundo, incluindo Brasília, materiais empregados, de acordo com ASHRAE 62.1-2010 *Ventilation Rate Procedure*.

Este software é integrado com a ASHRAE Standard 90.1 estando em conformidade com o Apêndice G da ASHRAE 90.1-2007, *Performance Rating Method*, para a análise de acordo com *Leadership in Energy & Environmental Design* (LEED), sendo também o primeiro software aprovado pela Receita Federal Americana, recebendo o certificado com relação à poupança de energia (EPAct). Além disto, é testado em conformidade com a norma ANSI / ASHRAE Standard 140-2007.

4.3. MÉTODOLOGIA DE CÁLULO DE CARGA TERMICA UTILIZADA PELO TRACE

Os métodos mais comuns de cálculo da carga térmica de edifícios são os métodos dos fatores de resposta térmica e os métodos que utilizam funções de transferência para a condução (CTF – *Conduction Transfer Functions*). Pode-se dizer que o método da CTF recomendado pela ASHRAE é a

ferramenta mais moderna disponível atualmente para a análise térmica hora a hora de edifícios. Este método é particularmente bem adaptável para o uso com computadores, uma vez que é possível descrever o ganho interno de calor através das paredes utilizando poucos coeficientes e com boa precisão. Baseado no conceito de balanço de calor, o método CTF é também conhecido por método das funções de transferência, TFM (*Transfer Function Method*). Ele foi introduzido primeiramente em 1972 no *ASHRAE Handbook of Fundamentals*. Este método baseado em cálculos computacionais se dá em duas etapas, inicialmente determinando o ganho de calor de todas as fontes e depois convertendo este ganho de calor em carga térmica.

Além do método CTF, existem outros dois métodos que também se baseiam no balanço de calor: o método CLTD/SCL/CLF e o método TETD/TA. O primeiro é uma simplificação do método CTF e apareceu em 1977 no *ASHRAE Handbook of Fundamentals* já o segundo parte de uma simplificação das técnicas de balanço de calor e apareceu na edição de 1967 da mesma obra.

No Trace é possível selecionarmos o método de cálculo de carga térmica a ser utilizado, podendo-se utilizar tanto o método CLTD/CLF quanto o TETD/TA, porém o Trace não utiliza dados tabelados para o método CLTD/CLF como normalmente é feito ao se utilizar este método. Normalmente o método CLTD/CLF é utilizado para cálculos manuais, utilizando casos construtivos tabelados. No Trace, o método CLTD/CLF é chamado de CLTD-CLF ASHRAE TFM e sua realização baseia-se no equacionamento utilizado para gerar as tabelas deste método, ou seja, quando o programa refere-se ao método CLTD/CLF ele quer dizer que utilizou o método TFM para gerar os dados e depois utilizou estes dados para aplicar a metodologia CLTD/CLF.

A vantagem disto é que o problema que se tem em cair num caso fora das tabelas padrões do método CLTD/CLF quando se utiliza esta metodologia é superado ao utilizarem-se as equações TFM. Outra vantagem que se tem ao utilizar as equações TFM para gerar os dados para o método CLTD/CLF é que desta forma tem-se um meio de exercer um controle individual sobre aspectos de transmitância térmica, armazenamento térmico, e/ou resposta térmica das massas que compõem o edifício.

O método possível de ser utilizado no programa é o TETD/TA e este apresenta alguns problemas, uma vez que não existem dados publicados a respeito de quantas horas são necessárias para fazer a média temporal da porção radiante do ganho de calor. Normalmente o método TFM (método exato das CLTD/CLF) utilizado pelo Trace calcula cargas térmicas até 30% menores (principalmente cargas solares) do que aquelas calculadas pelo método TETD sem média temporal (instantânea).

Existem seis opções de metodologia de cálculo de carga térmica no Trace. Na opção TETD-TA1 faz-se inicialmente o cálculo do ganho de calor baseado nas funções de transferência; a carga térmica do recinto é então calculada utilizando o método da média temporal (TA – Time Averaging) já a opção CLTD-CLF (ASHRAE TFM) utiliza as funções de transferência para cálculo tanto do ganho de calor quanto da carga térmica.

Na opção TETD-TA2 o ganho de calor é baseado no método aproximado de TETD's, o qual utiliza fatores lambda e delta para descreverem características de amplitude e atraso para uma parede ou telhado particular; o cálculo da carga térmica finaliza-se com a técnica da média temporal. Como esta opção é menos exata do que a TETD-TA1, recomenda-se que a opção TETD-TA2 seja utilizada apenas para fins de comparação, apesar de que esta simplificação faz dela uma opção mais rápida na sua fase de cálculo de carga térmica.

A quarta alternativa de cálculo é a TETD-PO, a qual também realiza o cálculo do ganho de calor através do método aproximado das TETD's, mas para a finalização do cálculo da carga térmica utilizam-se os fatores ponderadores Post Office RMRG, que foram anteriormente utilizados na versão original do Trace.

A alternativa RP359 é baseada no projeto de pesquisa 359 da ASHRAE; o ganho de calor é baseado no método das funções de transferência, enquanto que a carga térmica é calculada com base nos coeficientes de transferência para cada recinto (fatores ponderadores) gerados para combinações específicas de componentes de edifícios. Este método utiliza o mesmo algoritmo do método CLTD-CLF, o que muda são os coeficientes para os recintos utilizados para o cálculo da carga térmica.

Na última opção, CEC-DOE2, o método de cálculo de carga térmica duplica os fatores ponderadores pré-calculados (PWF – Precalculated Weighting Factors) do programa de análise energética DOE2.1c onde os cálculos são baseados nos fatores da ASHRAE para construções leves, médias e pesadas.

Em nosso caso de estudo será utilizado o método CLTD-CLF ASHRAE TFM para o cálculo de carga térmica, pois esta opção é mais precisa devido ao fato de utilizar as funções de transferência para cálculo tanto do ganho de calor quanto da carga térmica.

4.4. MÉTODOLOGIA DE CÁLCULO DE DESEMPENHO DOS SISTEMAS

Para uma completa simulação e análise econômico-energética do sistema de climatização o primeiro passo e mais necessário é o conhecimento do desempenho energético dos diversos componentes do sistema, sejam resfriadores, condensadoras, ventiladores, equipamentos para rejeição de calor, entre outros, pois isto nos fornecerá sua resposta em relação à variação das condições externas e internas ao qual será submetido.

Para a elaboração e obtenção do perfil energético, ou curvas de desempenho, os equipamentos de ar condicionado são submetidos a testes em laboratórios para que as condições mínima de desempenho exigido sejam atendidos, como por exemplo, a AHRI Standard 1230 de 2010 (*Standard for Performance Rating of Variable Refrigerant Flow Multi-Split Air-Conditioning and Heat Pump Equipment*), que diz respeito a avaliação de desempenho de sistemas multi-split com variação no fluxo

de refrigerante (VRF), e a AHRI Standard 550 590 de 2003 (*Standard for Performance Rating Of Water Chilling Packages Using The Vapor Compression Cycle*), que diz respeito a avaliação de desempenho de sistemas de água gelada que utilizam ciclos de compressão à vapor. Para isto opera-se o equipamento em condições específicas como indicado na figura abaixo (Fig. 4.2), que diz respeito às condições do teste padrão de operação para avaliação energética das unidades internas e externas para sistemas VRF de capacidades superiores a 19 kW.

Table 8. Operating Conditions for Standard Rating and Performance Operating Tests for Systems $\geq 65,000 \text{ Btu/h}$ [19,000 W]									
TEST			INDOOR SECTION		OUTDOOR SECTION				
			Air Entering		Air Entering				Water ⁴
			Dry-Bulb °F [°C]	Wet-Bulb °F [°C]	Air Cooled Dry-Bulb °F [°C]	Evaporative Dry-Bulb °F [°C]	Wet-Bulb °F [°C]	IN °F [°C]	OUT °F [°C]
COOLING	Standard Rating Conditions Cooling ³	80.0 [26.7]	67.0 [19.4]	95.0 [35.0]	75.0 ¹ [23.9]	95.0 [35.0]	75.0 [23.9]	85.0 [29.4]	95.0 [35.0]
	Low Temperature Operating Cooling ³	67.0 [19.4]	57.0 [13.9]	67.0 [19.4]	57.0 ¹ [13.9]	67.0 [19.4]	57.0 [13.9]	NA	70.0 ² [21.1]
	Maximum Operating Conditions ³	80.0 [26.7]	67.0 [19.4]	115 [46.1]	75.0 ¹ [23.9]	100 [37.8]	80.0 ⁴ [26.7]	90.0 ² [32.2]	NA
	Part-Load Conditions (IEER) ³	80.0 [26.7]	67.0 [19.4]	Varies with load per Table 11					
	Part-Load Conditions (IPLV) ³	80.0 [26.7]	67.0 [19.4]	80.0 [26.7]	67.0 ¹ [19.4]	80.0 [26.7]	67.0 [26.7]	75.0 ² [23.9]	NA
	Insulation Efficiency ³	80.0 [26.7]	75.0 [23.9]	80.0 [26.7]	75.0 ¹ [23.9]	80.0 [26.7]	75.0 [23.9]	NA	80.0 [26.7]
	Condensate Disposal ³	80.0 [26.7]	75.0 [23.9]	80.0 [26.7]	75.0 ¹ [23.9]	80.0 [26.7]	75.0 [23.9]	NA	80.0 [26.7]
HEATING	Standard Rating Conditions (High Temperature Steady State Heating)	70.0 [21.1]	60.0 [15.6] (max)	47.0 [8.3]	43.0 [6.1]	NA	NA	NA	NA
	Standard Rating Conditions (Low Temperature Steady State Heating)	70.0 [21.1]	60.0 [15.6] (max)	17.0 [-8.3]	15.0 [-9.4]	NA	NA	NA	NA
	Maximum Operating Conditions	80.0 [26.7]	NA	75.0 [23.9]	65.0 [18.3]	NA	NA	NA	NA
NOTES:									
¹ The wet-bulb temperature condition is not required when testing air cooled condensers which do not evaporate condensate except for units with optional outdoor cooling coil.									
² Water flow rate as determined from Standard Rating Conditions Test.									
³ Cooling rating and operating tests are not required for heating only heat pumps.									
⁴ Make-up water temperature shall be 90.0°F [32.0°C].									
⁵ The ratings for water-cooled outdoor sections in this table apply only to air conditioning-only systems.									

Fig. 4.2 - Condições de operação para classificação padrão
e teste de desempenho para sistemas com capacidade
acima de 19 kW (AHRI Standard 1230, 2010)

As condições de operação para determinação do desempenho de unidades resfriadoras de líquido estão descritas figura 4.3, para condições de carga plena, e na figura 4.4 para condições de carga parcial.

Table 1. Standard Rating Conditions					
	Water-Cooled	Evaporatively-Cooled		Air-Cooled	
Condenser Water					
Entering	85.0 °F 29.4 °C				
Flow Rate	3.0 gpm/ton 0.054 L/s per kW				
Condenser Fouling Factor Allowance					
Water-Side	0.00025 h · ft ² · °F/Btu 0.000044 m ² · °C/W				
Air-Side		0.0 ft ² · °F/Btu 0.0 m ² · °C/W	0.0 h · ft ² · °F/Btu 0.0 m ² · °C/W		
Entering Air					
Dry-Bulb				95.0 °F 35.0 °C	
Wet-Bulb		75.0 °F 23.9 °C			
Evaporator Water					
Leaving	44.0 °F 6.7 °C	44.0 °F 6.7 °C	44.0 °F 6.7 °C	44.0 °F 6.7 °C	44.0 °F 6.7 °C
Flow Rate	2.4 gpm/ton 0.043 L/s per kW	2.4 gpm/ton 0.043 L/s per kW	2.4 gpm/ton 0.043 L/s per kW	2.4 gpm/ton 0.043 L/s per kW	2.4 gpm/ton 0.043 L/s per kW
Evaporator Fouling Factor Allowance					
Water-Side	0.0001 h · ft ² · °F/Btu 0.000018 m ² · °C/W	0.0001 h · ft ² · °F/Btu 0.000018 m ² · °C/W	0.0001 h · ft ² · °F/Btu 0.000018 m ² · °C/W	0.0001 h · ft ² · °F/Btu 0.000018 m ² · °C/W	0.0001 h · ft ² · °F/Btu 0.000018 m ² · °C/W
Without Condenser					
Saturated Discharge	105.0 °F 40.6 °C	105.0 °F 40.6 °C	105.0 °F 40.6 °C	125.0 °F 51.7 °C	
Liquid Refrigerant	98.0 °F 36.7 °C	98.0 °F 36.7 °C	98.0 °F 36.7 °C	105.0 °F 40.6 °C	
Barometric Pressure	29.92 in Hg 101.3 kPa	29.92 in Hg 101.3 kPa	29.92 in Hg 101.3 kPa	29.92 in Hg 101.3 kPa	

Fig. 4.3 - Condições padrão de operação para classificação e teste de desempenho de unidades resfriadoras de líquido (AHRI Standard 550/590, 2003)

Comumente os fabricantes fornecem por meio de catálogos as tabelas de capacidade de resfriamento e aquecimento das unidades interna e externa indicando a variação das condições de temperatura e umidade, o que nos permite avaliar o desempenho dos equipamentos em diferentes condições. Nessas tabelas é freqüentemente possível observarmos além da capacidade de resfriamento ou aquecimento, a capacidade de calor sensível e o consumo total nas diferentes temperaturas externa e interna. No caso do VRF, até recentemente não havia classificação segundo a AHRI, e, portanto os dados de desempenho disponíveis para estes equipamentos eram apenas aqueles informados pelos próprios fabricantes. Esta situação está mudando, pois desde a publicação em 2010 da Standard 1230, os fabricantes têm submetido seus equipamentos aos testes de desempenho e novos dados devem ser publicados em 2012. As simulações realizadas neste estudo levaram em consideração, no caso do VRF, os dados de desempenho indicado em catálogo pelos fabricantes.

Table 3. Part-Load Conditions for Rating				
	IPLV		NPLV	
<i>Evaporator (All Types)</i>				
100% load LWT	² 44.0 °F	6.7 °C	² Selected LWT	² Selected LWT
0% load LWT	44.0 °F	6.7 °C	Same as 100% load	Same as 100% load
Flow Rate (gpm)	³ 2.4 gpm/ton	0.043 L/s per kW	³ Selected gpm/ton	³ [L/s per kW]
F.F.A.	0.0001 h · ft ² · °F/Btu	0.000018 m ² · °C/W	As Specified	As Specified
<i>Water-Cooled Condenser</i>				
100% load EWT	² 85.0°F	29.4 °C	² Selected EWT	² Selected EWT
75% load EWT	75.0 °F	23.9 °C	⁴	⁴
50% load EWT	65.0 °F	18.3 °C	⁴	⁴
25% load EWT	65.0 °F	18.3 °C	⁴	⁴
0% load EWT	65.0 °F	18.3 °C	65.0 °F	18.3 °C
Flow rate (gpm) [L/s]	³ 3.0 gpm/ton	0.054 L/s per kW	³ Selected gpm/ton	³ L/s per kW
F.F.A.	0.00025 h · ft ² · °F/Btu	0.000044 m ² · °C/W	As Specified	As Specified
<i>Air-Cooled Condenser (Use Figure 2)</i>				
100% load EDB	95.0 °F	35.0 °C		
75% load EDB	80.0 °F	26.7 °C		
50% load EDB	65.0 °F	18.3 °C		
25% load EDB	55.0 °F	12.8 °C		
0% load EDB	55.0 °F	12.8 °C		
F.F.A.	0.0 h · ft ² · °F/Btu	0.0 m ² · °C/W		
<i>Evaporatively-Cooled Condenser</i>				
100% load EWB	75.0 °F	23.9 °C		
0% load EWB	50.0 °F	10.0 °C		
F.F.A.	0.0 h · ft ² · °F/Btu	0.0 m ² · °C/W		
<i>Air-Cooled Without Condenser</i>				
100% load SDT	125.0 °F	51.7 °C		
0% load SDT	55.0 °F	12.8 °C		
<i>Water and Evaporatively-Cooled Without Condenser</i>				
100% load SDT	105.0 °F	40.6 °C		
0% load SDT	65.0 °F	18.3 °C		

¹ If the unit Manufacturer's recommended minimum temperatures are greater than those specified in Table 3, then those may be used in lieu of the specified temperatures.
² Corrected for Fouling Factor Allowance by using the calculation method described in C6.3
³ The flow rates are to be held constant at full load values for all part-load conditions.
⁴ For part-load entering condenser water temperatures, the temperature should vary linearly from the selected EWT at 100% load to 65.0 °F at 50% loads, and fixed at 65.0°F for 50% to 0% loads.

SDT - saturated discharge temperature
 LWT - leaving water (liquid) temperature
 EWT - entering water (liquid) temperature
 EDB - entering air dry-bulb temperature
 EWB - entering air wet-bulb temperature
 F.F.A. - Fouling Factor Allowance

Fig. 4.4 - Condições padrão de operação em carga parcial para classificação e teste de desempenho de unidades resfriadoras de líquido (AHRI Standard 550/590, 2003)

A partir dos dados de desempenho indicados como o COP, potencia consumida, entre outros, o sistema de climatização pode ser descrito. Existem varias maneiras de descrever o desempenho de um equipamento. No Trace™700 a simulação dos sistemas de climatização acontece por meio das curvas de desempenho que relacionam a energia consumida com o percentual da capacidade máxima de refrigeração fornecida, corrigidas pelas modificações da influencia do ambiente externo.

As curvas de desempenho encontradas no Trace, como ilustra a figura 4.5, representam o percentual do consumo elétrico em função do percentual da carga de resfriamento demandada do equipamento tanto para o resfriamento quanto para o aquecimento. Os valores indicados nas figuras abaixo são meramente ilustrativos. Essas curvas são obtidas por meio de ajuste de curva dos dados

experimentais obtido nos testes padronizados de desempenhos dos equipamentos e posteriormente informado pelos fabricantes.

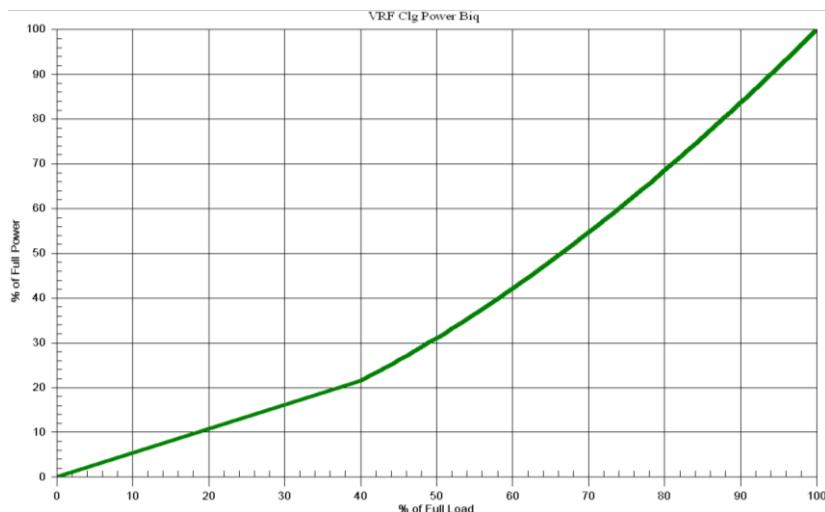


Fig. 4.5 - Potência consumida de uma condensadora VRF
(Baseado na Daikin VRV P R410A, Modelo REYQ144PTJ)

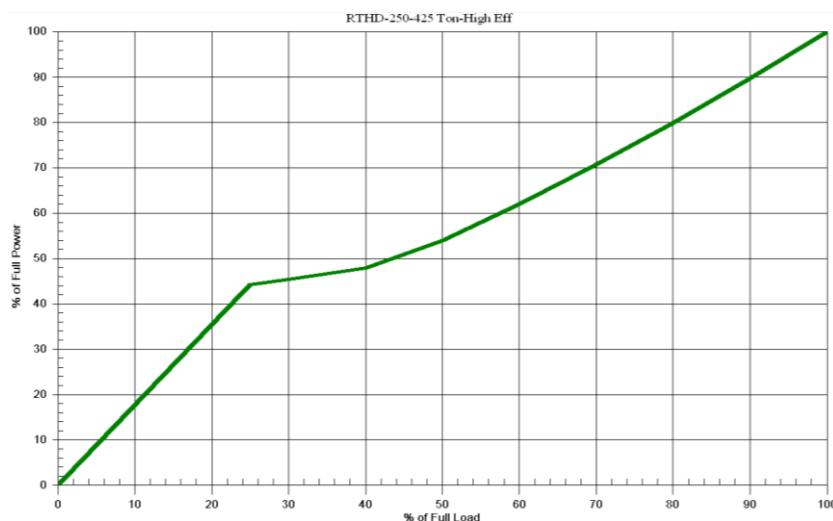


Fig. 4.6 - Potência consumida de um chiller parafuso de até 450 TR
(Baseado na Trane, Modelo RTHD 250-425 Ton High Efficiency)

4.5. INTERFACE PARA SIMULAÇÃO

A partir dos dados do fabricante, é informada ao software a capacidade primária de resfriamento com suas unidades correspondentes para fixar o tamanho da unidade resfriadora de líquido, ou da unidade condensadora que será utilizada para atender a carga térmica de um determinado sistema. Caso esta informação não seja fornecida ao software, a capacidade primária de resfriamento será calculada pela soma das cargas demandadas das serpentinhas do lado do ar.

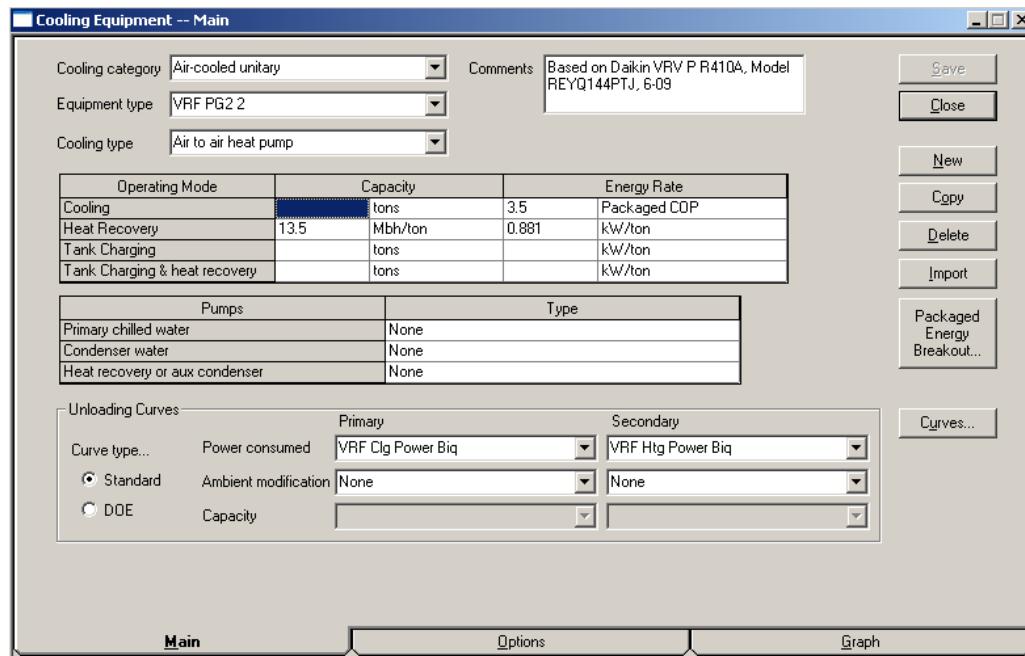


Fig. 4.7 - Biblioteca do Trace 700 para unidades condensadoras e resfriadoras de líquido (TraceTM700, 2011)

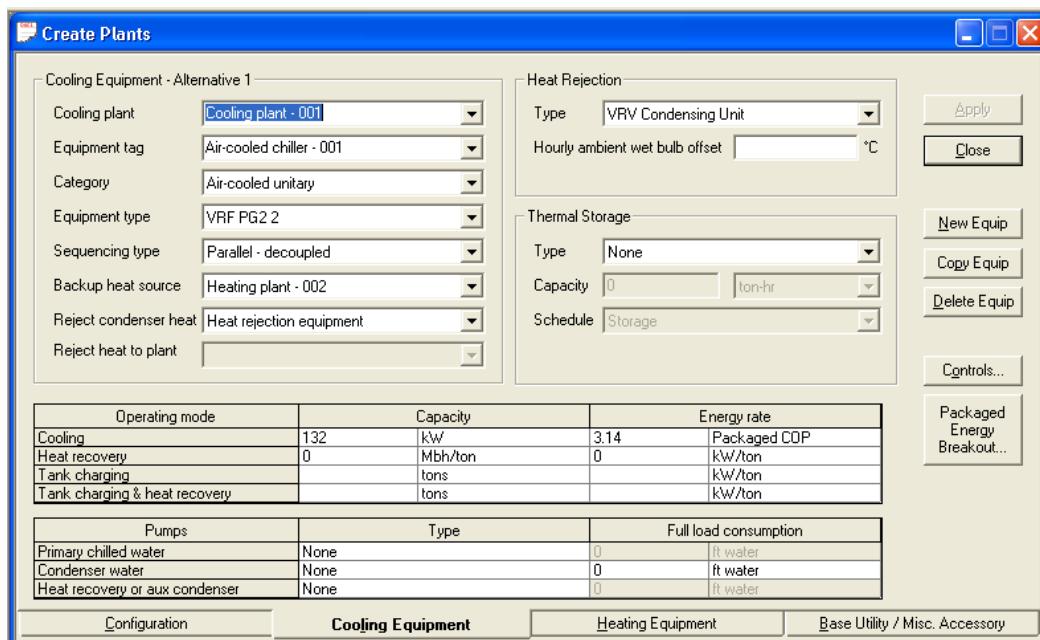


Fig. 4.8 - Campo de seleção da planta de ar condicionado (TraceTM700, 2011)

Podem ser informadas ao Software as características do sistema de bombeamento caso seja aplicável, do sistema de rejeição de calor, além de outras aplicações como termo acumulação, free cooling entre outros.

A partir destas informações o Software computa todos os consumos de energia elétrica, água, combustível ou outro insumo qualquer envolvido na operação do sistema.

4.5.1. Ventiladores da torre de resfriamento e unidades condensadoras

Nesta categoria está incluso o consumo elétrico dos ventiladores das torres, seja de circuito aberto ou fechado, dos condensadores e dos resfriadores de líquido de condensação.

4.5.2. Bombas

Nesta categoria está incluso o consumo elétrico das bombas de água de condensação que resfria o condensador dos chillers, das bombas de água gelada e de qualquer outra bomba de sistemas auxiliares.

4.5.3. Outros Acessórios da planta de resfriamento

Nesta categoria está incluso o consumo elétrico de todos os diversos acessórios associados ao equipamento de resfriamento (controles, degelo, aquecimento, etc.) de acordo com o que foi definido no campo de acessórios diversos.

4.5.4. Compressores

Nesta categoria está incluso o consumo de energia do compressor requerido para atender as cargas de resfriamento demandadas pelas serpentine de resfriamento da planta em questão, e qualquer carga de resfriamento de processo demandada do equipamento.

Além do consumo típico de um compressor conforme tratado anteriormente, também pode ser incluso o consumo de energia de bombas de calor ar-ar, ar-agua ou que utilize outra fonte de calor, quando operando no modo de resfriamento, e o consumo de energia de qualquer chiller de absorção independentemente da fonte de energia associada,

O Trane 700 utiliza as curvas de descarregamento que descrevem o comportamento do equipamento em cargas parciais. Conforme descrito anteriormente estas curvas vão indicar o percentual do consumo elétrico total que o compressor está utilizando para a demanda de resfriamento momentânea. Essa curva sensibiliza o consumo elétrico do sistema às variações de carga térmica dos ambientes internos, entretanto, para a elaboração destas curvas é assumida temperatura de condensação constante, de forma que para modelar a influência do ambiente externo diretamente no equipamento de refrigeração através da temperatura de condensação ou da água de condensação que vem da torre de resfriamento, é necessária a utilização de um fator de correção determinado por uma segunda curva experimental denominada de modificação primária de ambiente.

O Software utiliza a curva de modificação devido ao ambiente, que pode ser informada a partir de uma curva de redução percentual de desempenho do compressor de acordo com uma diferença de temperatura no condensador da temperatura de projeto, ou através de uma curva polinomial que descreva o comportamento do equipamento segundo um levantamento experimental. A curva de modificação de ambiente modifica o consumo de energia depois que a curva de descarregamento foi utilizada para determinar o consumo elétrico nas condições de projeto.

O Trace, em sua versão 6.2, pode utilizar um ajuste de curva biquadrático para descrever o desempenho dos equipamentos, ajuste este que pode permitir maior precisão. O ajuste biquadrático, como mostrado na equação (4.1) relaciona duas variáveis em uma única curva para a determinação do desempenho. Este método é muito útil para descrever resfriadores à água e a ar, sistemas unitários e bombas de calor fora das condições de projeto. Como dito anteriormente o Trace utiliza duas curvas individuais para descrever o equipamento: a curva de energia descarregamento, e a curva de modificação ou alívio do ambiente. Uma terceira curva pode ser utilizada para descrever a variação das condições de projeto tanto para o condensador, indicando as variações das temperaturas externas, como para o evaporador, indicando as variações da temperatura dos ambientes internos ou de algum fluido secundário.

Normalmente a curva de potência dos equipamentos é geralmente expressa por um ajuste de curva quadrático, como mostrado na equação (4.2).

$$z = a + bx + cx^2 + dy^2 + fxy \quad (4.1)$$

Onde,

z – potência consumida ou modificação do ambiente;

a, f – coeficientes para descrição da curva;

x – valor associado ao evaporador (Tabela 1);

y – valor associado ao condensador (Tabela 1),

$$z = a + bx + cx^2 \quad (4.2)$$

onde,

z – potência consumida;

a, c – coeficientes para descrição da curva;

x – fração da carga total.

Tab. 4.1 - Parâmetros do ajuste biquadrático (TraceTM700, 2011)

Categoría	Temperatura do Evaporador (x)	Temperatura do Condensador (y)
Chiller a Ar	Saída de água gelada	Entrada no condensador (TBS)
Unitário a Ar	Entrada no evaporador (TBU)	Entrada no condensador (TBS)
Bomba de Calor	Entrada no evaporador (TBS)	Entrada no condensador (TBS)
Bomba de água quente	Entrada no evaporador (TBU)	Entrada de água no condensador
Unitário a Água	Entrada no evaporador (TBU)	Entrada de água no condensador
Chiller a Água	Saída de água gelada	Entrada de água no condensador

A figura 4.9 ilustra a entrada de dados para um ajuste biquadrático.

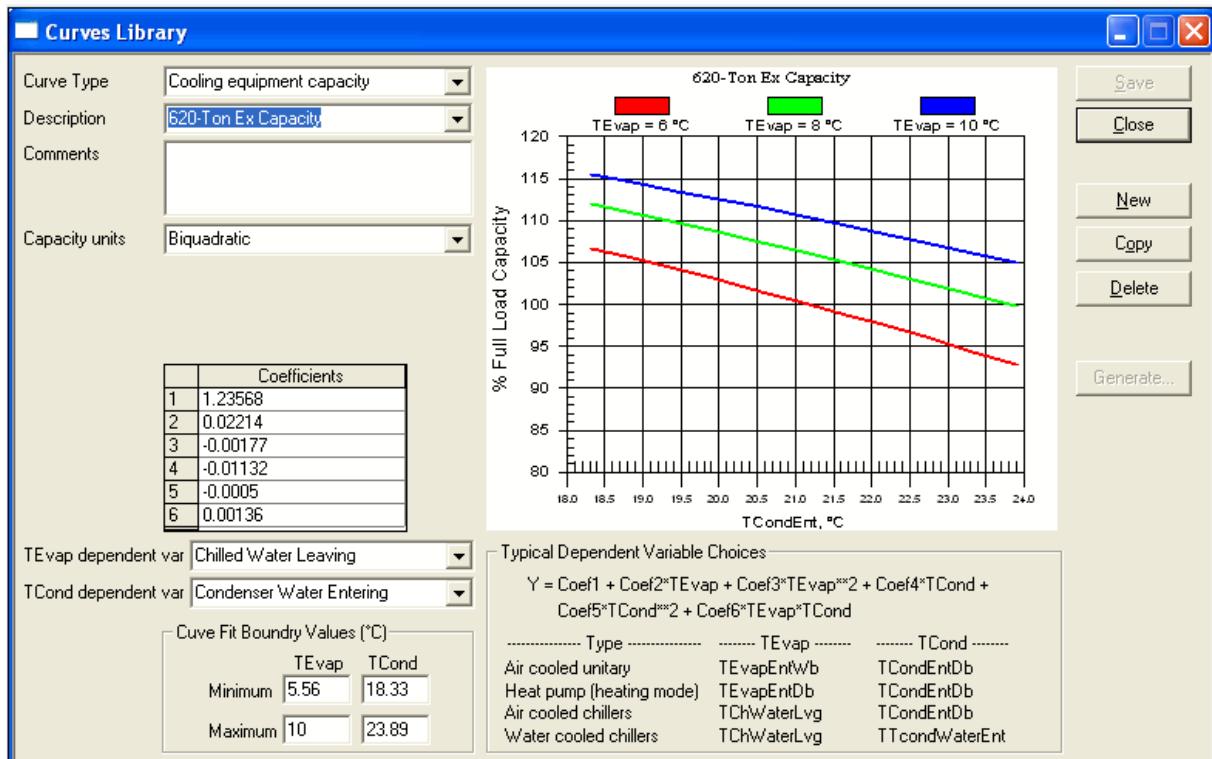


Fig. 4.9 - Tela do Trace para a curva de capacidade com ajuste biquadrático (TraceTM700, 2011)

4.5.5. Ventiladores das unidades de tratamento de ar

O modelo do sistema de tratamento e distribuição de ar inicia com a caracterização do sistema de distribuição de ar a partir da base de dados da biblioteca do Trace 700. Basicamente esta seleção pré-determina uma série de fatores e habilitam algumas opções associados a escolha do sistema que caracterizam da forma mais próxima possível da realidade. Para este estudo foram utilizados sistemas VRF, Fancoil e VAV.

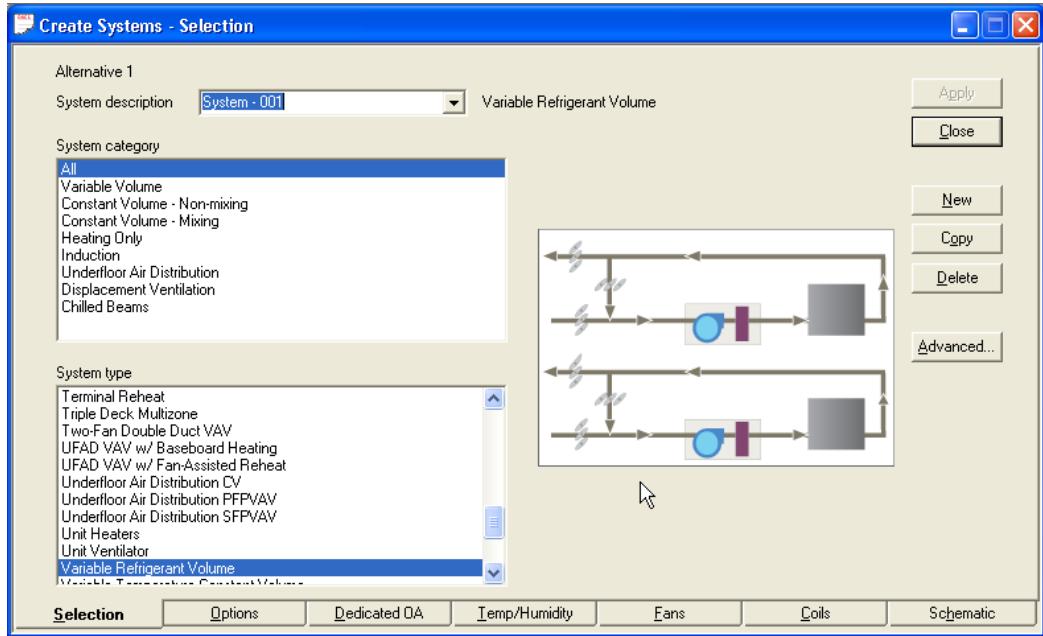


Fig. 4.10 - Tela para seleção da configuração dos equipamentos do lado do ar (TraceTM700, 2011)

Um fator importante neste estudo é a questão da individualização do controle da operação que as evaporadoras e as caixas VAV permitem aos ocupantes dos ambientes beneficiados. Uma segunda caracterização necessária no software para estes sistemas é a atribuição de zona entre o sistema e as salas climatizadas, desta forma o programa entende a modulação de carga e distribuição de ar em subsistemas ou zonas, como caixas VAV e evaporadoras individuais por sala.

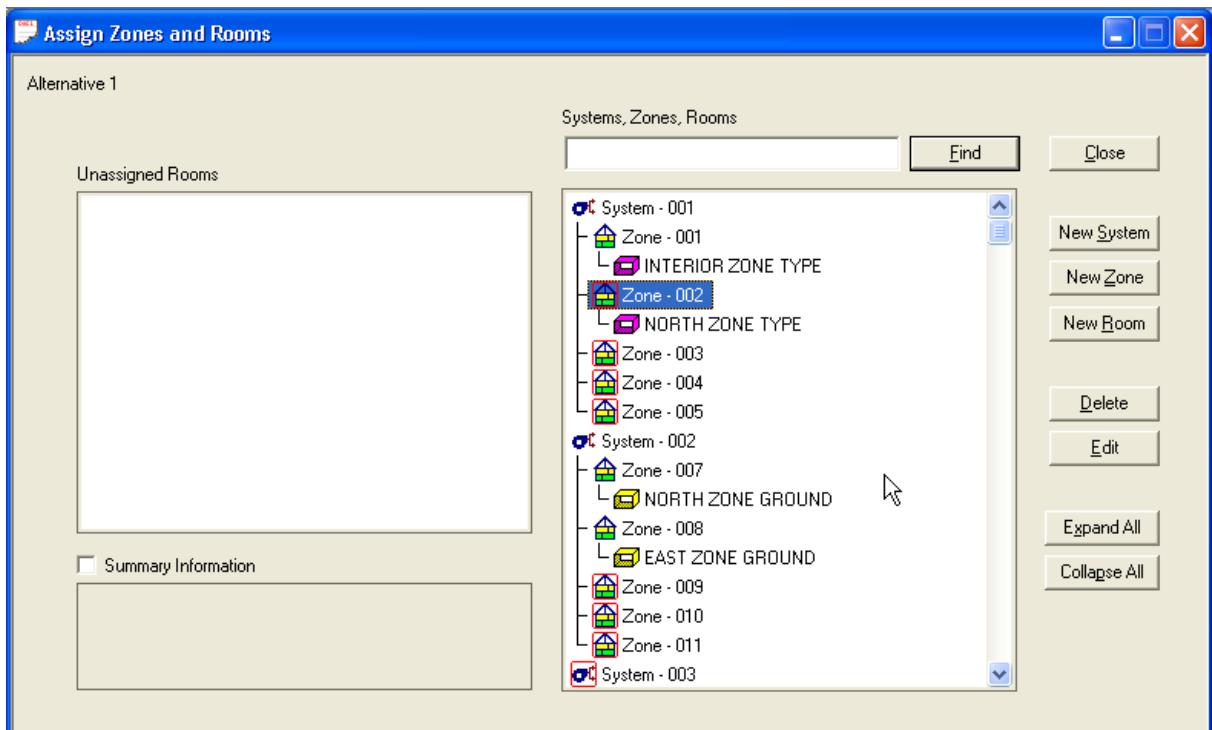


Fig. 4.11 - Tela de distribuição dos ambientes em zonas e sistema do lado do ar (TraceTM700, 2011)

Para o cálculo das serpentinhas e ventiladores que farão o tratamento do ar dos ambientes beneficiados. Na etapa da simulação da edificação para cálculo da carga térmica, as vazões de ar são determinadas e a partir da curva de desempenho do ventilador figura 4.12, a potência consumida é determinada para diversos valores de vazão de ar, no caso de ventiladores com variador de frequência, ou a potência total consumida para ventiladores de vazão constante.

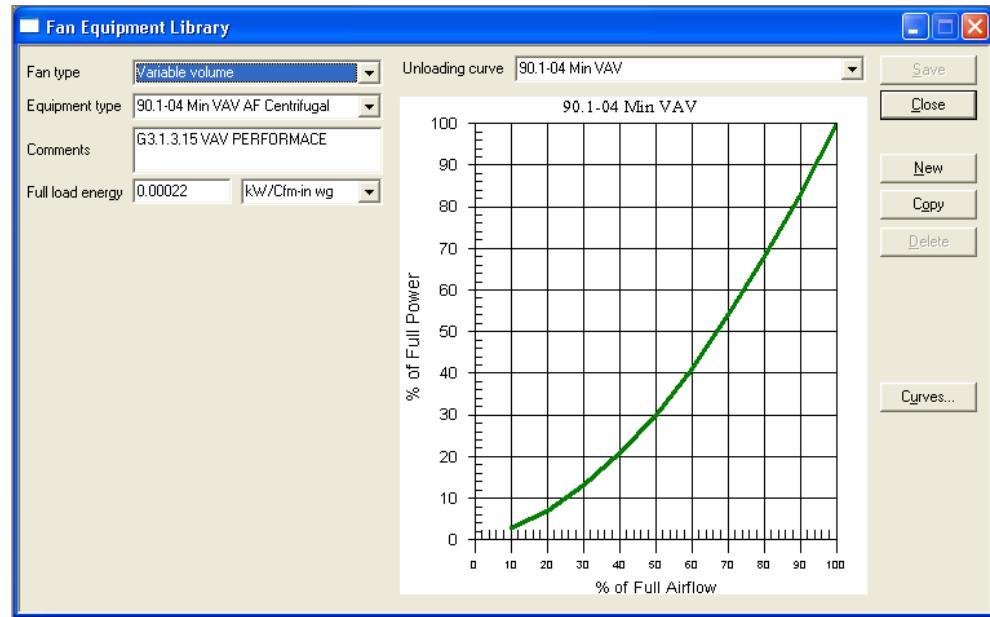


Fig. 4.12 - Curva de performance dos ventiladores das unidades de tratamento de ar (TraceTM700, 2011)

É necessário ainda informar ao software a potência de ventiladores por sistema. A figura X.X mostra o campo em que é informado ao software todos os dados referente ao consumo elétrico e a pressão estática disponível de todos os ventiladores utilizados neste sistema. É possível ainda determinar a forma como os ventiladores irão desligar ou ligar, seja de acordo com as cargas de resfriamento para atingir o setpoint, restrito aos horários de ocupação ou outros modos.

Neste campo é possível sobrescrever os valores padrões para carga plena da biblioteca do Trace 700, que este software utiliza baseado na pressão estática do ventilador e as vazões horárias.

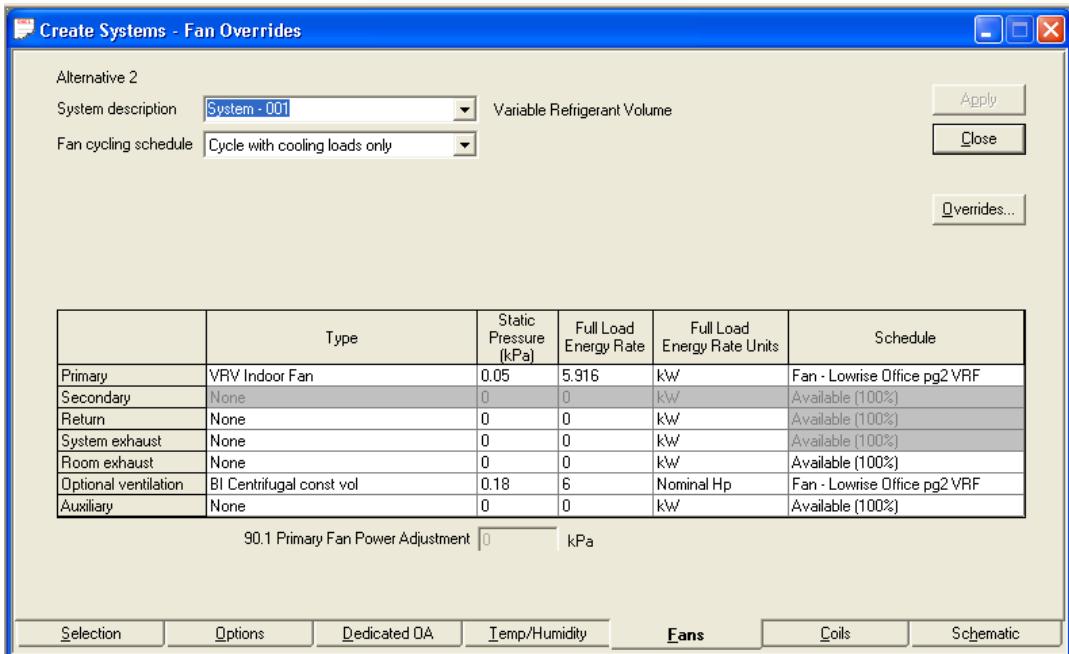


Fig. 4.13 - Campo de seleção de potencia e pressão estática dos ventiladores das unidades de tratamento de ar (Trace™700, 2011)

Caso estes valores não sejam fornecidos, o Trace calcula a carga plena dos ventiladores a partir da equação (4.3)

$$DSKWfn = (DSCAPfn \times SPDsn \times FLRATEfn) \left(\frac{BLDEFFfn}{100} \right) \times \left(\frac{MTREFFfn}{100} \right) \quad (4.3)$$

Onde:

DSKWfn - Consumo de projeto a carga plena (calculado ou informado pelo usuário);

DSCAPfn - Tamanho do ventilador (obtido da fase simulação de carga);

SPDsn - Pressão estática de projeto (informada pelo usuário);

FLRATEfn - Consumo à carga plena do ventilador (a partir da curva de desempenho da biblioteca);

BLDEFFfn - Eficiência mecânica do ventilador;

MTREFFfn - Eficiência do motor do ventilador;

A pressão estática informada deve ser aquela para a vazão de ar estimada de projeto. A pressão estática é utilizada para calcular a quantidade de calor gerado pelo ventilador.

O Trace modela três tipos de ventiladores: Volume variável de ar, volume constante dependente da pressão estática e volume constante para descarga livre. Em cada caso o consumo elétrico é relacionado com o desempenho à carga parcial X:

$$X = \frac{FANCFMt}{DSCAPfn} \quad (4.4)$$

Onde:

DSCAPfn - Tamanho do ventilador (obtido da fase simulação de carga);

FANCFMt - Vazão de ar requerida do ventilador para aquele momento (obtida da simulação do sistema);

Ainda relacionado ao sistema de ventilação e tratamento do ar, podem ser definidas uma série de estratégias de otimização do sistema a fim de aumentar a eficiência energética. As principais estratégias utilizadas neste estudo foram: Parada e partida ótimas, recuperadores de calor, purga noturna e *economizer*.

A estratégia de parada e partida ótimas consiste em partir o sistema horas antes da utilização efetiva da edificação para vencer a inércia térmica de forma mais suave e, portanto consumindo menos energia, e parar o sistema de ar condicionado um pouco antes do fim da utilização da edificação por parte dos usuários utilizando a inércia do sistema para atender a carga térmica das ultimas horas do dia de operação da edificação.

As estratégias de purga noturna e *economizer* consistem em utilizar o ar externo para atender a carga térmica da edificação quando as condições externas permitirem este tipo de operação. A purga noturna beneficia o sistema para climas em que a temperatura externa é baixa a noite e utilizando a massa da própria edificação para armazenar carga de resfriamento.

Por fim recuperadores de calor podem ser utilizados para aproveitar a baixa temperatura do ar de exaustão para pré-condicionar o ar de renovação.

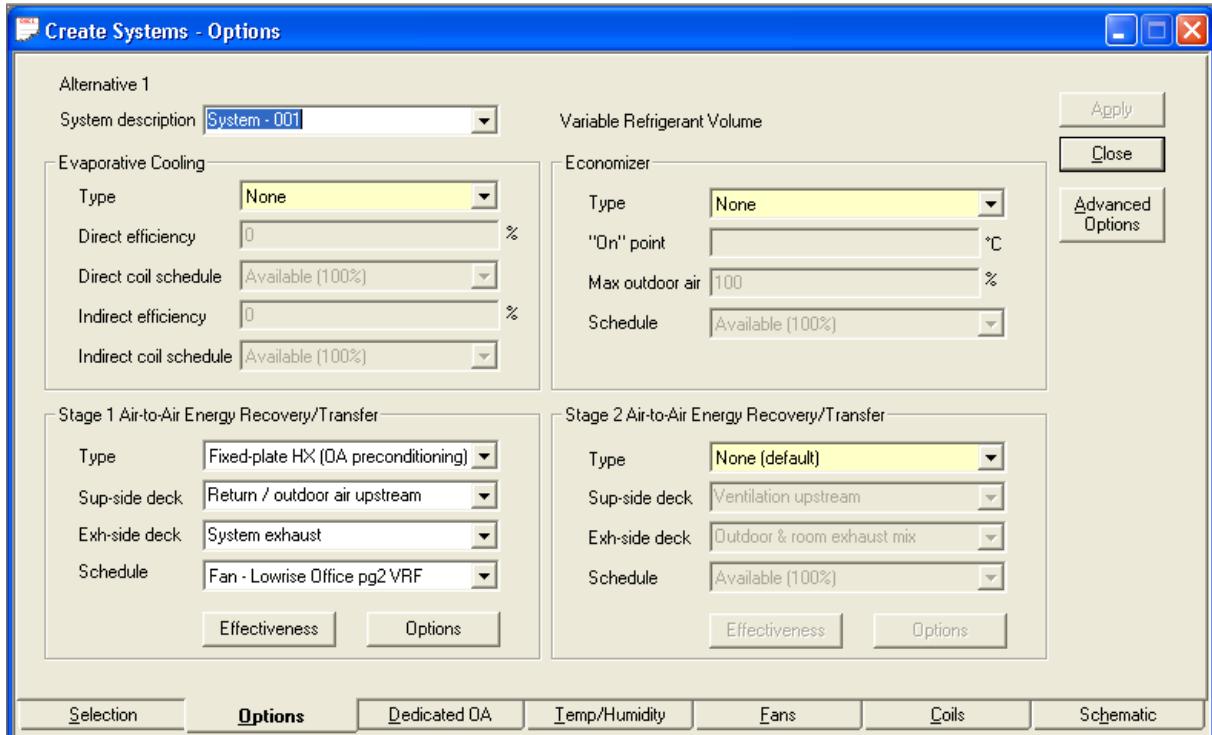


Fig. 4.14 - Tela de seleção de estratégias de economia do sistema (Trace™700, 2011)

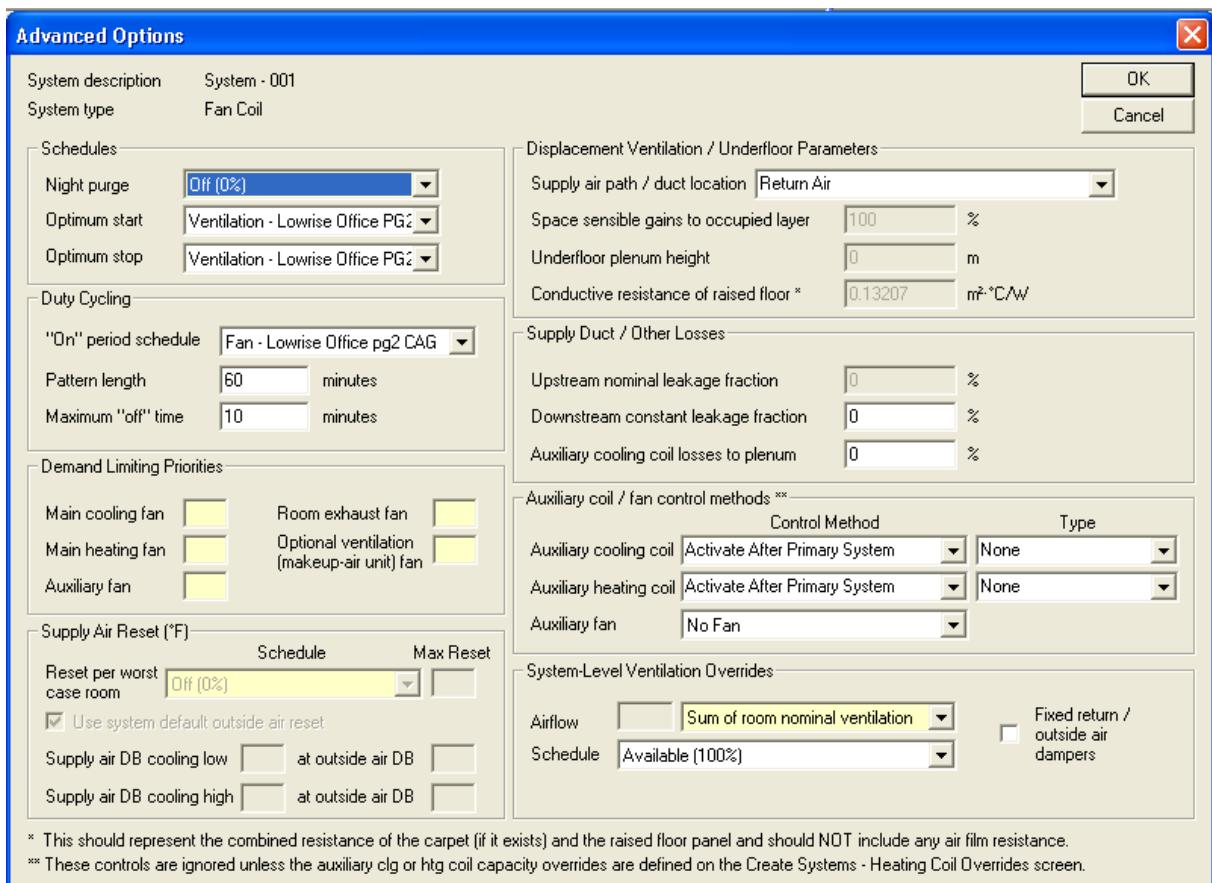


Fig. 4.15 - Tela de seleção de estratégias de controle de operação do sistema (Trace™700, 2011)

Algumas estratégias não são comumente aplicadas a alguns dos sistemas analisados neste estudo. Para o sistema VRF apenas recuperadores de calor foram aplicados. Para sistemas FPFA, ou fancoils, todas estas estratégias foram aplicadas, por este sistema ser mais centralizado, estratégias como parada ou partida ótimas fazem mais sentido do que em sistemas VRF. Além disso, foi determinado um período de ciclagem dos fancoils determinando o tempo de liga-desliga que eles vão operar para atender a carga térmica. Em sistemas VAV estas estratégias foram aplicadas estas mesmas estratégias a exceção da ciclagem dos fancoils haja vista que as caixas VAV e o variador de freqüência dos motores dos ventiladores cumprem este papel.

Ainda no campo de sistemas de ventilação deve-se informar se existe algum sistema de ventilação opcional como sistemas de ventilação de renovação de ar. Nesta etapa, apenas os horários de operação destes ventiladores são definidos. O Trace utiliza a lógica de calculo descrita anteriormente para a vazão de ar de renovação calculada a partir dos requisitos informados pelo usuário na parte de projeto e determina o consumo energético.

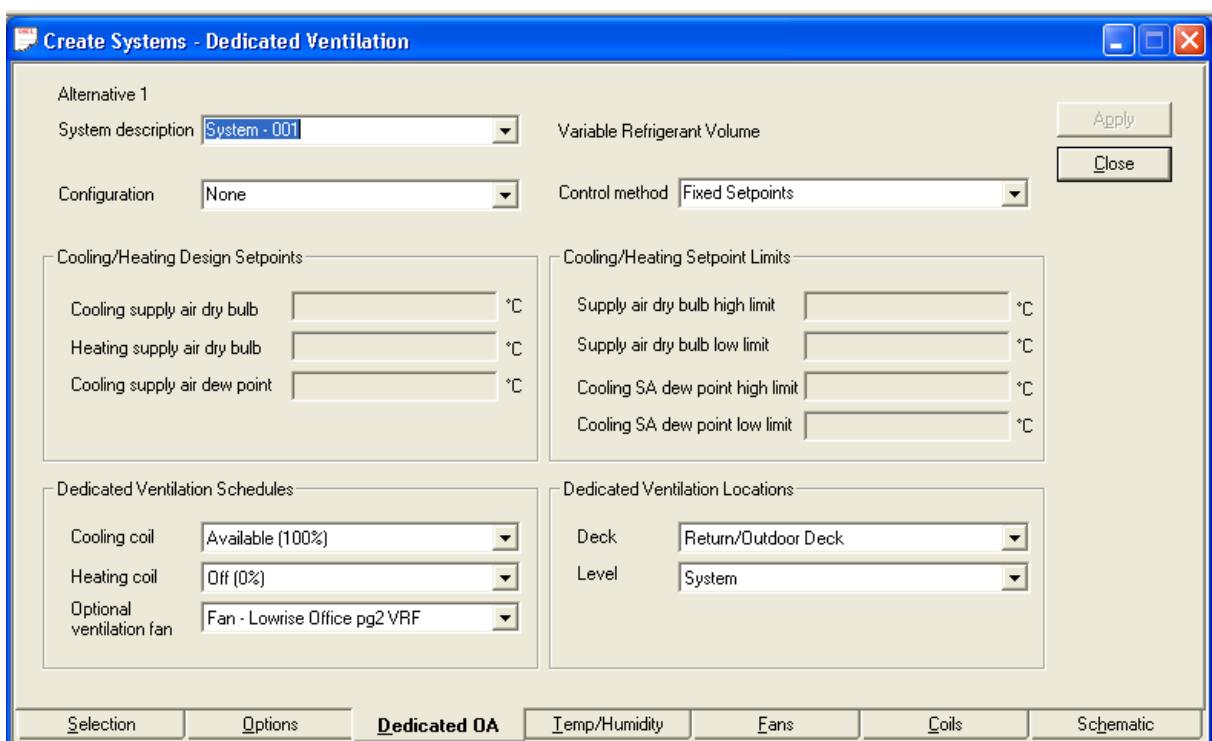


Fig. 4.16 - Seleção de ventiladores opcionais para renovação de ar (TraceTM700, 2011)

4.5.6. Ventiladores da torre de resfriamento e unidades condensadoras

Nesta categoria está incluso o consumo elétrico dos ventiladores das torres, seja de circuito aberto ou fechado, dos condensadores e dos resfriadores de líquido de condensação.

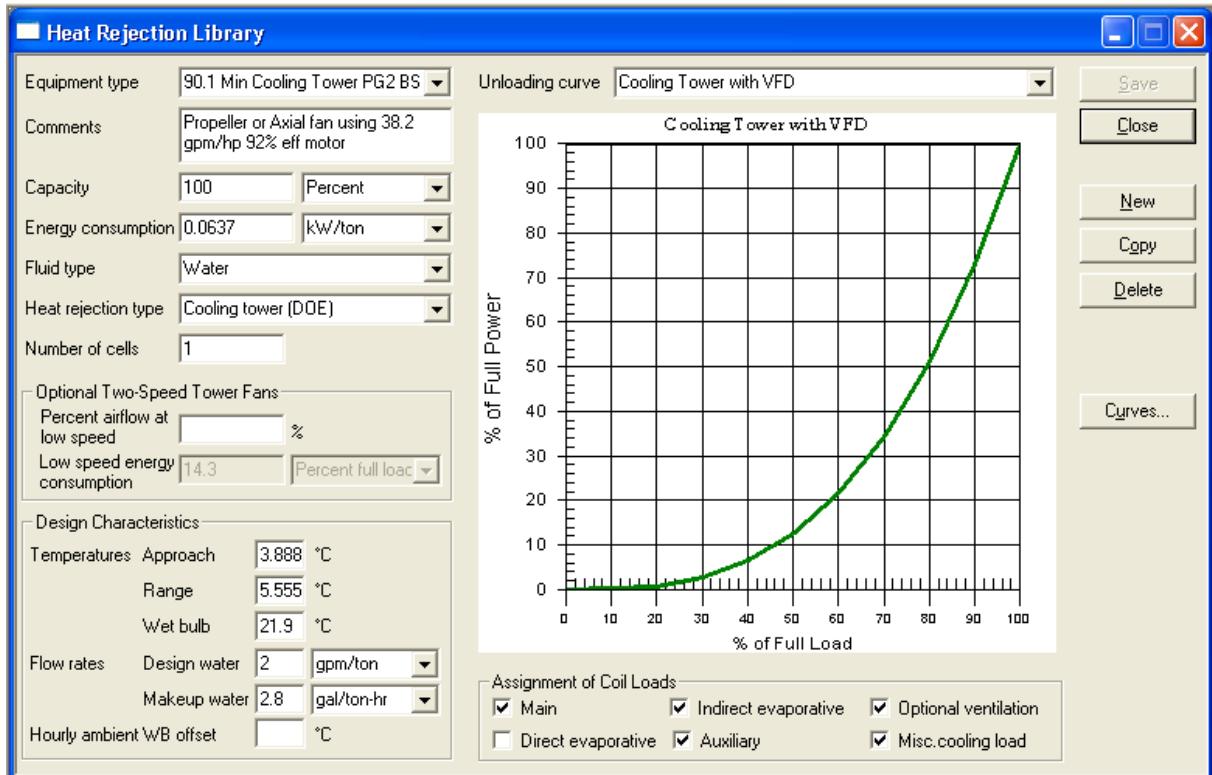


Fig. 4.17 - Curva e dados de desempenho das torres de resfriamento (TraceTM700, 2011)

A capacidade da torre utilizada pelo Trace é determinada pelo cálculo de calor a ser rejeitado de todas as unidades resfriadoras de líquido, ou por um valor fixado pelo usuário. No caso deste estudo utilizou-se o cálculo automático do programa para atender a taxa de rejeição de calor necessária.

A diferenciação de torre de resfriamento para unidades condensadoras como as utilizadas pelo sistema VRF se dá a partir do momento que o fluido a ser resfriado é informado. Água no caso das torres de resfriamento e fluido refrigerante no caso das unidades condensadoras. Para as torres de resfriamento é necessário informar a quantidade de água de reposição que esta torre consome bem como a temperatura de bulbo úmido do ambiente em que esta será aplicada. As temperaturas utilizadas neste estudo foram obtidas a partir da NBR 16401, parte 1, conforme a figura 4.18.

DF	Brasília			Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Periodo	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s		
				15,87S	47,93W	1061m	89,21	82/01		26,9	34,2	1,4	7,0	2,7		
Mês>Qt	Resfriamento e desumidificação			Baixa umidade						Mês>Fr	Aquec.			Umidificação		
	Out	Freq. anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc		Jun	TBS	TPO	w	TBSc	
	0,4%	32,1	18,0	21,9	26,7	20,8	17,6	23,3			99,6%	9,8	3,0	5,3	24,9	
	ΔTmd	1%	31,1	18,3	21,5	26,4	20,2	16,9	22,6		99%	11,0	4,7	6,0	23,7	
	11,3	2%	30,2	18,6	21,1	26,1	20,0	16,7	22,4							
MT	Cuiabá			Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Periodo	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s		
				15,65S	56,10W	182m	99,16	82/01		31,3	N/D	N/D	N/D	N/D		
	Mês>Qt	Resfriamento e desumidificação			Baixa umidade						Mês>Fr	Aquec.			Umidificação	
	Out	Freq. anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	TBS	TPO	w	TBSc		
	0,4%	38,0	23,4	28,4	32,1	27,6	24,1	29,9		99,6%	12,8	7,2	6,4	18,6		
	ΔTmd	1%	36,9	23,5	27,7	31,2	27,0	23,2	29,5	99%	14,8	9,1	7,3	21,9		
	10,4	2%	36,0	23,7	27,0	30,3	26,2	22,1	28,7							
RJ	Rio de Janeiro			Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Periodo	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s		
				Santos Dumont	22,90S	43,17W	3m	101,29	84/01	N/D	N/D	N/D	N/D	N/D		
	Mês>Qt	Resfriamento e desumidificação			Baixa umidade						Mês>Fr	Aquec.			Umidificação	
	Fev	Freq. anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	TBS	TPO	w	TBSc		
	0,4%	34,0	25,2	26,6	30,8	25,3	20,4	29,1		99,6%	16,1	11,8	8,6	19,5		
	ΔTmd	1%	32,7	25,0	26,2	30,3	25,0	20,1	28,9	99%	17,0	12,9	9,3	19,5		
	6,1	2%	31,8	24,9	25,8	29,9	24,6	19,6	28,4							
SP	São Paulo			Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Periodo	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s		
				Congonhas	23,62S	46,65W	803m	92,04	82/01	28,2	34,3	0,9	5,8	2,5		
	Mês>Qt	Resfriamento e desumidificação			Baixa umidade						Mês>Fr	Aquec.			Umidificação	
	Fev	Freq. anual	TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Jul	TBS	TPO	w	TBSc		
	0,4%	32,0	20,3	23,2	27,8	22,1	18,5	25,3		99,6%	8,8	3,9	5,5	18,4		
	ΔTmd	1%	31,0	20,4	22,6	27,1	21,2	17,5	24,3	99%	10,0	5,8	6,3	17,4		
	8,3	2%	30,0	20,4	22,1	26,7	21,0	17,2	24,0							

Fig. 4.18 - Tabela de dados informativos para projeto das cidades brasileiras
(NBR 16401 Parte 1 – Projeto de Instalações)

De forma semelhante ao calculo da potencia elétrica consumida dos ventiladores do lado do ar, a curva de desempenho que relaciona a carga demandada com a potência consumida. Esta ultima é calculada da seguinte forma:

$$DSCAP_{CT} = CAPVAL_{CT} * CAPFAC_{CT} \quad (4.5)$$

$$FLKW_{CT} = FLRVAL_{CT} * FLRFAC_{CT} \quad (4.6)$$

Onde:

CAPFACCT - Fator de conversão de capacidade de rejeição de calor da torre;

CAPVALCT - Valor de conversão da capacidade de rejeição de calor que pode ser definida pelo usuário ou calculada a partir da demanda do chiller;

DSCAPCT - Capacidade de rejeição de calor ta torre (kW);

FLKWCT - Demanda a carga plena da torre (kW);

FLRFACCT- Fator de conversão da taxa de energia consumida;

FLRVALCT- Taxa de consumo de energia, que pode ser definida pelo usuário ou calculada a partir da demanda do chiller;

Deve ser informada a aproximação da temperatura que a água de condensação irá deixar a torre em relação à temperatura de bulbo úmido do ambiente. Este valor é importante para o calculo da performance da torre.

$$\text{DELTA } T_{app,dsn} = TWATER_{lg,sn} * OAWB_{dsn} \quad (4.7)$$

Onde,

DELTATapp,dsn - Aproximação da temperatura de projeto da torre para a vazão de projeto ($^{\circ}\text{C}$);

TWATERlvg,dsn - Temperatura de projeto da água ao sair da torre ($^{\circ}\text{C}$);

OAWBdsn - Temperatura de bulbo umido para projeto da torre ($^{\circ}\text{C}$);

O último dado a ser informado em relação as torres é a taxa de reposição de água por capacidade de rejeição de calor. O valor utilizado neste estudo é de 2.8 galões por tonelada de refrigeração-hora.

Os dados técnicos dos equipamentos utilizados nas simulações são explicitados nos anexos XVI.

4.6. SIMULAÇÕES COMPARATIVAS PARA OS SISTEMAS VRF

Para o inicio das simulações é proposto realizar as simulações feitas por Zhou et al. (2006) através do software Trace700 com o intuito de comparar os resultados obtidos na simulação de sistemas VRF. Pretende-se verificar o desempenho de sistemas VRF com set-points diferentes em perfis climáticos variados para um edifício teórico com as seguintes características:

Uma edificação dividida em 6 zonas térmica conforme a figura 4.19, dentre as quais as zonas 1 a 4 possuem área condicionada de $66,67 \text{ m}^2$ e as demais zonas possuem área condicionada de 100 m^2 . O pé direito (altura de piso a piso) é de 4 metros.

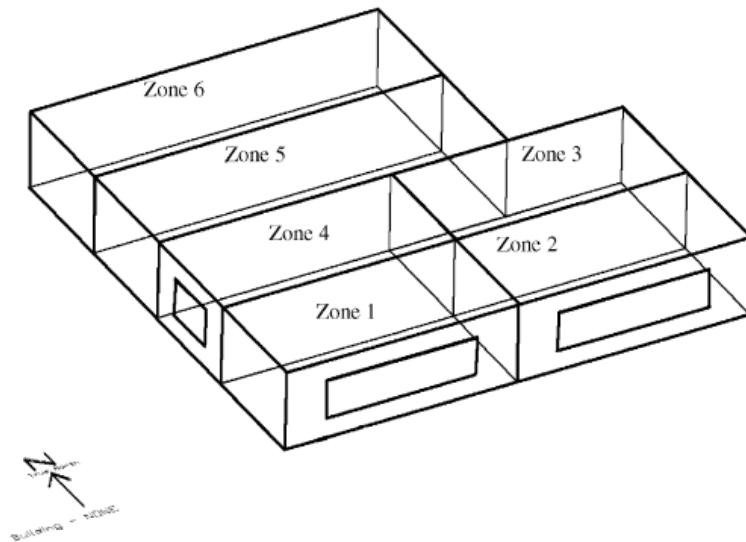


Fig. 4.19 - Ambiente para simulação comparativa (Zhou et al., 2006)

As seis zonas são divididas em dois grupos. O grupo 1 consiste nas zonas 1 a 3 e o grupo 2 nas zonas 4 a 6. Cada grupo é servido por uma unidade externa (condensadora) de VRF com capacidade nominal de 28,0 kW, denominadas VRF-1 e VRF-2. A carga de resfriamento em cada zona térmica é atendida por um única unidade interna (evaporadora) de capacidade nominal de 11,2 kW. Os ganhos

internos de carga térmica são devido à ocupação, iluminação e equipamentos elétricos de escritório. Quatro ocupantes estão em cada zona em horário comercial (08hs às 18hs), com uma iluminação de 1400 W instalada, 2160 W de equipamentos elétricos para as zonas 1 a 4 e 3240 W para as zonas 5 e 6.

Esta simulação inicial tem como objetivo apenas a orientação para as demais simulações com sistemas VRF e a obtenção da variação do consumo de energia com os diferentes perfis climáticos, nas quais efetivamente serão comparados os sistemas de água gelada e VRF.

4.7. SIMULAÇÃO COMPARATIVA PARA O CASO DE ESTUDO

Após a etapa de simulação comparativa para orientação dos sistemas VRF, serão realizadas simulações para comparação entre diferentes soluções para a climatização de conforto de uma edificação padrão utilizada como estudo de caso.

Os sistemas a serem comparados que atenderão a carga térmica em cada etapa serão simulados de forma que toda a edificação seja climatizada por apenas um modelo seja água gelada ou VRF. Para água gelada cada solução a ser simulada utilizará uma central de água gelada composta por um resfriador com compressores parafuso com condensação à água até 450 TR e resfriadores com compressores centrífugos com condensação à água acima de 450 TR, ambos atendendo toda a edificação em estudo, e, além disso, utilizar-se-á variadores de freqüência no circuito de bombeamento primário. Para o sistema VRF a ser simulado utilizar-se-á um sistema com condensação a ar de dois tubos no qual todo o sistema operará inteiramente em ciclo frio ou como bomba de calor. Cada ambiente será atendido por um sistema VRF exclusivo.

Para o lado do ar utilizar-se-á como primeira alternativa para a água gelada fancoils com renovação de ar denominado por Zhou, et al. (2006) de FPFA (*Fancoil Plus Fresh Air*) e como segunda alternativa VAVs (*Variable Air Volume*) com variadores de frequência no ventilador do fancoil central. Em relação ao lado do ar para o sistema VRF serão utilizadas evaporadoras cassette responsáveis por atenderem a demanda de carga térmica necessária de cada ambiente. Dessa forma pretende-se cobrir uma faixa grande de soluções permitindo uma comparação mais diversificada dos sistemas.

A comparação destes sistemas será realizada para a melhor forma de aplicação para cada um. Isto se deve pelo fato dos sistemas não serem tecnicamente equivalentes e sim soluções de climatização distintas. Dessa forma serão comparados equipamentos com as melhores eficiências encontradas atualmente no mercado. Serão utilizadas as mesmas estratégias de economia de energia para todos os casos, desde que aplicável. As unidades resfriadores de líquido contarão com variadores de freqüência para o motor do compressor a fim de termos níveis de resposta semelhante em carga parcial para o VRF e água gelada. As torres de resfriamento aplicadas serão de acordo com o padrão da ASHRAE

90.1, e possuirão ventiladores com variador de freqüência para otimizar o consumo. Dessa forma, como a base de comparação não é igualitária serão comparados os melhores cenários possíveis para as duas tecnologias.

Esta simulação comparativa entre os sistemas propostos será realizada em 3 partes ou casos de estudo:

A **primeira parte ou primeiro estudo de caso** consistirá na análise do sistema VRF utilizando a edificação padrão para estudo de caso proposta por Zhou et al. (2006), descrita na figura 68. Nesta parte serão utilizados os mesmos perfis climáticos, de utilização, características construtivas e forma de aplicação dos sistemas HVAC (*Heating, Ventilation and Air Conditioning*) utilizadas por Zhou et al. (2006). Serão ainda simulados diversos perfis climáticos para compreensão da resposta do sistema nessas condições.

A **segunda parte ou segundo estudo de caso** consistirá em realizar modificações no perfil climático, utilizando-se as características da edificação A proposta por Zhou et al. (2006) e descrita posteriormente.

A **terceira parte ou terceiro estudo de caso** consistirá em modificar o modelo padrão utilizado primeiramente no estudo de caso. Nesta parte não serão mais utilizados os dados do estudo realizado por Zhou, et al (2006), pretende-se com isso verificar as possíveis influências da variação do layout da edificação, áreas climatizadas maiores e diferentes perfis de utilização. Nesta etapa utilizar-se-á uma edificação 2A com o dobro da área proposta por Zhou et al. (2006) e em seguida uma edificação B com dimensões distintas, e maior porcentagem de fachadas envidraçadas e diferentes perfis de utilização, com o intuito de se assimilar a edificações públicas comuns no Distrito Federal, como por exemplo a Câmara Legislativa e o Superior Tribunal de Justiça.

Foram simuladas cinco formas de utilização para a edificação B, nestas formas de utilização foram variados os horários e densidade de ocupação, além da densidade de equipamentos. O primeiro consiste em uma aplicação típica de escritórios com utilização em horários comerciais, o segundo uma ocupação ininterrupta da edificação, porém com um alto fator de carga sensível como num datacenter, para o terceiro foi utilizado um perfil de ocupação continua ao longo do dia, com uma ocupação ligeiramente menor à noite, como em um hospital, para a quarta foi simulado uma ocupação basicamente noturna da edificação como em hotéis e por fim foi simulado um edifício com densidade elevada de ocupação por pessoas ao longo do horário comercial como em shoppings center.

Em cada etapa serão analisados os aspectos relacionados à eficiência energética dos sistemas em cargas parciais e plena, consumo energético de seus componentes, o comportamento dos sistemas à variação dos perfis climáticos e aumento da carga de resfriamento necessária para garantir condições de conforto térmico, e com a variação desses parâmetros pretende-se levantar gráficos que auxiliem na análise paramétrica proposta no objetivo deste estudo.

As tabelas (4.2) e (4.3) ilustram as características da edificação modelo adotada como caso de estudo por Zhou et al. (2006) e a tabela 4.4, 4.5 e 4.6 ilustram as características das edificações 2A e B propostas na terceira parte da metodologia proposta.

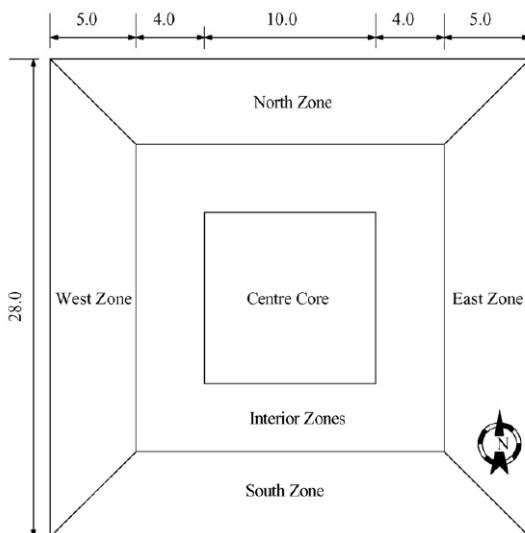


Fig. 4.20 - Modelo de edificação padrão para comparação dos sistemas (Zhou et al., 2006)

Tab. 4.2 - Características da edificação adotada como estudo de caso proposta por Zhou (Zhou et al., 2006)

Itens	Descrição
Localização	Xangai, China
Tipo de edifício e numero de andares	Prédio de escritórios de 5, 10, 20 e 30 andares
Área climatizada	784 m ²
Área de piso e pé direito	28 m x 28 m / 3,5 metros de pé direito
Janelas e sombreamento	Vidros planos Low-e double. Altura das Janelas = 1.5 m; Altura do Limiar da Janela = 0.80 m; WWR = 30%. Não há sombreamento.
Horário de utilização	100 % em dias úteis das 07:00 as 17:00, e 0% para os demais dias
Densidade de ocupação	5 m ² por pessoa (perímetro e zona interior), 25m ² por pessoa (núcleo)
Densidade de iluminação	25 W/m ² (perímetro e zona interior), 15 W/m ² (núcleo)
Carga devido a equipamentos	20 W/m ² (perímetro e zona interior), 0 W/m ² (núcleo)
Temperatura de Setpoint	25,0 °C
Infiltração	0,1 trocas de ar por hora para cada zona
Ventilação	4,0 m ³ /(m ² h) (perímetro e zona interior). 0,6 m ³ /(m ² h)(núcleo)
Período da simulação	1 Junho a 31 de agosto, verão típico em Xangai
Sistemas HVAC (com mesma capacidade de refrigeração)	VRF, Fancoil com renovação de ar (FPFA) e VAV sem reaquecimento
Tipos de Chillers	Parafuso com condensação à água
COP nominal das unidades	Chiller parafuso para VAV e FPFA: 4,6 ; VRF: 3,02
Ventiladores e Bombas	Variadores de frequência nas bombas do circuito primário dos sistemas FPFA e VAV, e nos ventiladores do sistema VAV.

Tab. 4.3 - Características construtivas da edificação padrão (Zhou et al, 2006)

Camadas (exterior para interior)	Espessura (mm)	Condutividade (W/m.K)	Densidade (kg/m ³)	Calor Específico (J/kg.K)
Parede exterior				
Concreto	150	1.13	2000	1000
Poliestireno XPS	20	0.034	35	1400
Gap de Ar		Resistência térmica $R = 0.018 \text{ m}^2.\text{K}/\text{m}^2$		
Gesso	15	0.25	2800	896
Parede interior				
Gesso leve	13	0.16	600	1000
Concreto	100	1.13	2000	1000
Gesso leve	13	0.16	600	1000
Piso / Teto				
Concreto	150	1.13	2000	1000
Gap de Ar		Resistência térmica $R = 0.018 \text{ m}^2.\text{K}/\text{m}^2$		
Gesso	10	0.16	950	840
Ardósia	10	2	2700	753

Tab. 4.4 - Características da edificação com o dobro da área proposta como segundo modelo para estudo de caso.

Itens	Descrição
Localização (Cidades Simuladas)	Brasília, DF – São Paulo, SP - Cuiabá, MT – Rio de Janeiro, RJ – Xangai, China
Tipo de edifício e numero de andares	Prédio de escritórios de 5, 10, 20 e 30 andares
Área climatizada	1568 m ²
Área de piso e pé direito	39,59 m x 39,59 m / 3,5 metros de pé direito
Janelas e sombreamento	Vidros planos Low-e double. Altura das Janelas = 1.5 m; Altura do Limiar da Janela = 0.80 m; WWR = 30%. Não há sombreamento.
Horário de utilização	100 % em dias úteis das 07:00 as 18:00, e 0% para os demais dias
Densidade de ocupação	5 m ² por pessoa (perímetro e zona interior), 25m ² por pessoa (núcleo)
Densidade de iluminação	25 W/m ² (perímetro e zona interior), 15 W/m ² (núcleo)
Carga devido a equipamentos	20 W/m ² (perímetro e zona interior), 0 W/m ² (núcleo)
Temperatura de Setpoint	25,0 °C
Infiltração	0,1 trocas de ar por hora para cada zona
Ventilação	4,0 m ³ /(m ² h) (perímetro e zona interior). 0,6 m ³ /(m ² h)(núcleo)
Período da simulação	1 Janeiro a 31 de Dezembro
Sistemas HVAC (com mesma capacidade de refrigeração)	VRF, Fancoil com renovação de ar (FPFA) e VAV sem reaquecimento
Tipos de Chillers	Parafuso com condensação à água
COP nominal das unidades	Chiller parafuso para VAV e FPFA: 5.80 para 5 andares, 6.78 para 10 e 20 andares e 7.40 para 30 andares ; VRF: 3.07 para 5 andares e 3.02 para os demais
Ventiladores e Bombas	Variadores de freqüência nas bombas do circuito primário dos sistemas FPFA e VAV, e nos ventiladores do sistema VAV.

Tab. 4.5 - Características da edificação B proposta como terceiro modelo para estudo de caso

Itens	Descrição
Localização (Cidades Simuladas)	Brasília, DF
Tipo de edifício e numero de andares	Escritório – CPD – Hospital – Hotel - Shopping
Área climatizada	7500 m ²
Área de piso e pé direito	150 m x 50 m / 3,5 metros de pé direito
Janelas e sombreamento	Vidros planos Low-e double. Janelas ocupam 100% das faixadas norte e sul. Não há sombreamento.
Horário de utilização	Tabela 6
Densidade de ocupação	Tabela 6
Densidade de iluminação	Tabela 6
Carga devido a equipamentos	Tabela 6
Temperatura de Setpoint	25,0 °C
Infiltração	1 trocas de ar por hora para cada zona
Ventilação	6,5 ft ³ /(pessoa) de acordo com a ASHRAE Std 62.1
Período da simulação	1 Janeiro a 31 de Dezembro
Sistemas HVAC (com mesma capacidade de refrigeração)	VRF, Fancoil com renovação de ar (FPFA) e VAV sem reaquecimento
Tipos de Chillers	Centrífugo com condensação à água
COP nominal das unidades	Chiller parafuso para VAV e FPFA: 6.90; VRF: 3.02
Ventiladores e Bombas	Variadores de freqüência nas bombas do circuito primário dos sistemas FPFA e VAV, e nos ventiladores do sistema VAV.

Tab. 4.6 - Tipos de utilização da edificação B proposta como terceiro modelo para estudo de caso

Itens	Descrição
CPD	
Horário de utilização	100 % em todos os dias da semana para os equipamentos
Densidade de ocupação	Carga devido à ocupação humana foi desprezada
Densidade de iluminação	20 W/m ² (todas as zonas)
Carga devido a equipamentos	200 W/m ² (todas as zonas)
HOSPITAL	
Horário de utilização	80 % em dias úteis 24 horas, e 80% da meia noite à 10 da manhã e após as 4 da tarde, 100% das 10 da manhã às 4 da tarde para os demais dias
Densidade de ocupação	8 W/m ² (todas as zonas)
Densidade de iluminação	20 W/m ² (todas as zonas)
Carga devido a equipamentos	5 W/m ² (todas as zonas)
ESCRITÓRIO	
Horário de utilização	100 % em dias úteis das 07:00 as 18:00, e 0% para os demais dias
Densidade de ocupação	10 m ² por pessoa (zona exterior), 15m ² por pessoa (zona interior)
Densidade de iluminação	16 W/m ² (todas as zonas)
Carga devido a equipamentos	20 m ² por pessoa (zona exterior), 10m ² por pessoa (zona interior)
HOTEL	
Horário de utilização	<u>Dias úteis:</u> De 00:00 às 08:00 – 80%, de 08:00 às 09:00 - 70%, de 09:00 às 16:00 -40%, das 16:00 às 17:00 - 50% e das 17:00 à 24:00 – 80% <u>Finais de semana:</u> De 00:00 às 09:00 – 70%, de 09:00 às 10:00 - 50%, de 10:00 às 16:00 - 30%, das 16:00 às 17:00 - 50% e das 17:00 à 24:00 – 70%
Densidade de ocupação	10 W/m ² (todas as zonas)
Densidade de iluminação	9 W/m ² (todas as zonas)
Carga devido a equipamentos	5 W/m ² (todas as zonas)
SHOPPING	
Horário de utilização	De 00:00 às 08:00 – 0%, de 08:00 às 11:00 - 30%, de 11:00 às 17:00 -70%, das 17:00 às 21:00 - 50% e das 21:00 à 24:00 – 10%
Densidade de ocupação	5 W/m ² (todas as zonas)
Densidade de iluminação	17 W/m ² (todas as zonas)
Carga devido a equipamentos	5W/m ² (todas as zonas), considerando 20W/m ² para o andar da praça de alimentação

5. RESULTADOS

Este capítulo apresenta os resultados obtidos na simulação computacional dos sistemas utilizando o TraceTM700

5.1. RESULTADOS DA SIMULAÇÃO COMPARATIVA PARA OS SISTEMAS VRF

Conforme foi proposto na metodologia para orientação da simulação do sistema VRF através das simulações feitas por Zhou, et al. (2006) utilizando-se o software Trace700 verificou-se o desempenho desse sistema para o edifício descrito por Zhou, et al (2006).

Foi utilizado o mesmo sistema VRF utilizado por Zhou, et al. (2006) da Daikin modelo REYQ144PJT com 28 kW de capacidade total e COP de 3.5 kW/kW, conforme catálogo do fabricante. Além disto, utilizou-se o mesmo perfil climático de Xangai, o qual possui o dia de projeto em Agosto às 16 horas, em uma simulação de ano reduzido.

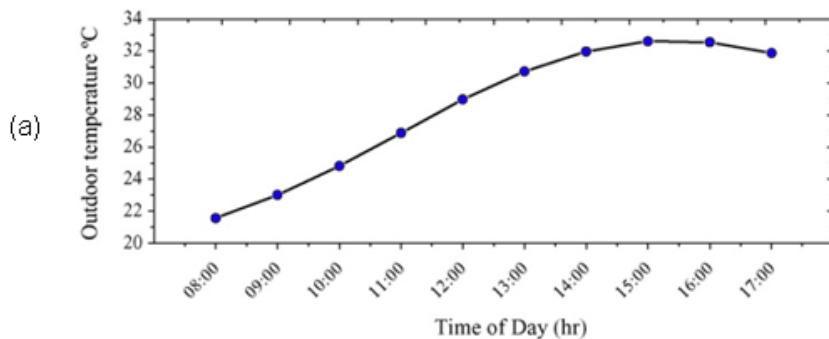


Fig. 5.1 - Perfil de temperatura no dia típico de projeto segundo (Zhou et al., 2006)

A figura 5.1 ilustra primeiramente a temperatura externa ao longo das horas do dia de projeto em Xangai, na qual se observa o pico de temperatura de aproximadamente 32,5 °C às 16 horas. Logo abaixo a figura 5.2 ilustra a curva de DEMANDA para cada set point do ambiente interno ao decorrer das horas do dia de projeto para a simulação realizada por Zhou. Segundo este resultado observou-se o menor consumo de energia ao diminuirmos o setpoint, fato este justificado pelo aumento da carga térmica à medida que o setpoint é decrescido, ocasionando principalmente por parte do compressor de uma maior potência demanda.

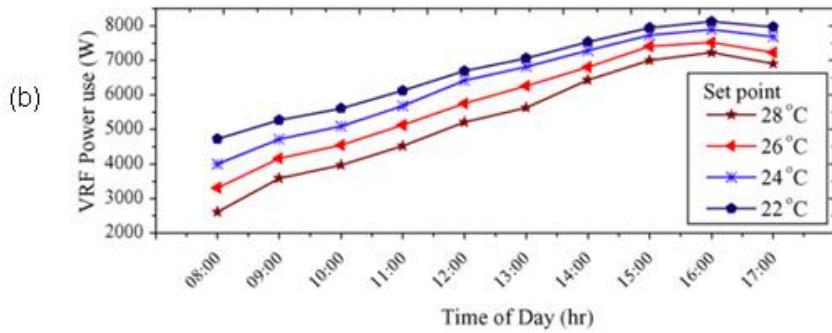


Fig. 5.2 - Curva de demanda elétrica das unidades VRF para diferentes setpoints segundo (Zhou et al., 2006)

Entretanto ao realizarmos a simulação deste sistema no Trace 700 simulação encontramos a curva de consumo ilustrada na figura 70.

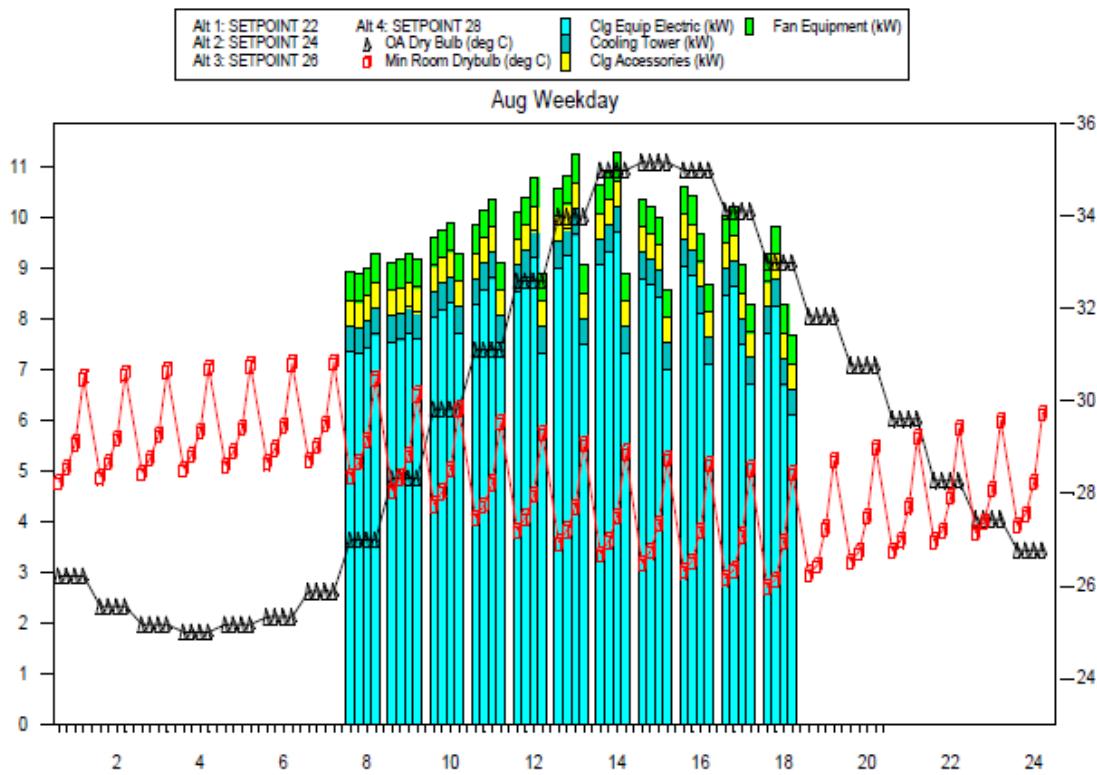


Fig. 5.3 - Curva de demanda elétrica do sistema VRF para diferentes setpoints, perfil de temperatura externa e variação da temperatura interna dos ambientes climatizados (Trace™700, 2011)

Ao analisarmos a figura 5.3, observamos que a tendência de demanda elétrica é inversa ao resultado apresentado por Zhou. Pouco pode ser afirmar acerca das considerações detalhadas da simulação realizada por Zhou utilizando o Energyplus, principalmente por não ter sido possível o contato com o autor do artigo para investigar estes detalhes, entretanto pode-se analisar os aspectos referentes à simulação pelo trace 700 par compreender a origem desta diferença.

O que foi observado nas simulações utilizando o Trace 700 é que para os meses de verão, a demanda energética dos equipamentos VRF é maior quanto maior for o setpoint. Isto se dá devido à

forma que o Trace 700 realiza o calculo para a capacidade da serpentina de resfriamento. Quando o setpoint é aumentado, a capacidade da serpentina é reduzida, entretanto para as altas cargas de verão a mesma serpentina obriga o compressor a operar em sua faixa de maior capacidade, induzindo uma demanda de energia maior.

O mesmo fenômeno não foi observado para o setpoint de 28 °C, pois a esta temperatura muito próxima à temperatura do ambiente externo implica que o equipamento opera em faixas menores de carga parcial. Caso isolamento térmico da edificação seja elevado, e as cargas internas altas, o equipamento será obrigado a operar em faixas de capacidades maiores, e assim repetindo o fenômeno observado para os outros valores de setpoint.

Este balanço entre a seleção da serpentina de acordo com a demanda de resfriamento, a faixa de capacidade de operação do compressor e a variação da temperatura externa geram um perfil de consumo específico para cada perfil climático. O mesmo não ocorreria caso a mesma serpentina de resfriamento fosse utilizada para cada setpoint, e dessa forma a diferença de demanda seria determinada pela faixa de operação do compressor somente.

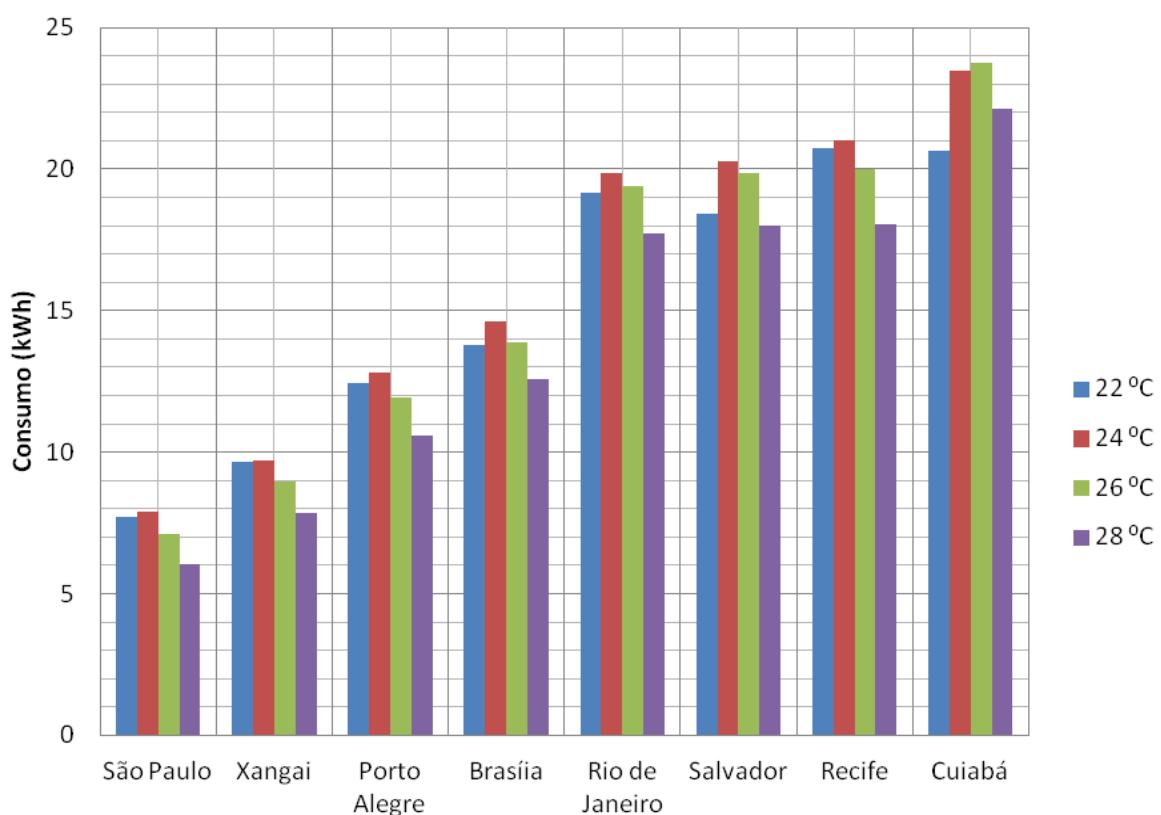


Fig. 5.4 - Consumo elétrico para o sistema VRF simulado no Trace 700 para diferentes setpoints

A figura 5.4, apresenta o resultado da simulação comparativa entre perfis climáticos diferentes e o consumo elétrico do sistema VRF para diferentes setpoints. A tendência apresentada por Zhou é observada para os primeiros perfis, entretanto para os demais que apresentam cargas elevadas para o

período de verão o efeito da seleção da serpentina de acordo se torna mais expressivo, e o consumo para setpoints menores se torna menor.

5.2. RESULTADOS DA SIMULAÇÃO COMPARATIVA PARA O CASO DE ESTUDO

Os sistemas simulados foram selecionados para o atendimento da carga térmica conforme pré-projeto de sistema de ar condicionado elaborado para tipo cada edificação e perfil climático. Simulação para ano reduzido.

5.2.1. Influência dos diferentes perfis climáticos no consumo

Para a simulação dos sistemas VRF, FPFA e VAV, adotou-se para a primeira etapa da simulação uma edificação com as características construtivas descritas por Zhou et al. (2006) de mesma área por pavimento (Edificação A - 784 m²/pavimento), conforme a tabela 4.2, porém para a segunda etapa da simulação variou-se a quantidade de pavimentos entre 5, 10, 20 e 30 andares para que fosse possível observar a variação do consumo com a variação carga térmica da edificação e, por consequência, o aumento da capacidade total dos sistemas de ar condicionado exigidos para garantirem condições de conforto térmico.

Ainda na segunda etapa da simulação, para uma análise e percepção das mudanças no consumo de energia dos sistemas em diferentes perfis climáticos, verificou-se o desempenho dos mesmos em diferentes cidades como Brasília - BSB, Cuiabá - CGB, Rio de Janeiro - RJ, Xangai – SHG, e São Paulo – SP.

A importância em verificarmos o desempenho de cada sistema para diferentes perfis climáticos deve-se ao fato deste servir como guia para avaliação de futuras instalações e projetos, bem como identificar os locais de maior favorecimento e desfavorecimento para a aplicação de sistemas VRF, FPFA e VAV.

A caracterização do perfil climático para cada cidade foi obtida através dos arquivos climáticos da própria biblioteca do Trace. A figura 5.5 ilustra a temperatura externa média para cada mês do ano para as diferentes cidades simuladas.

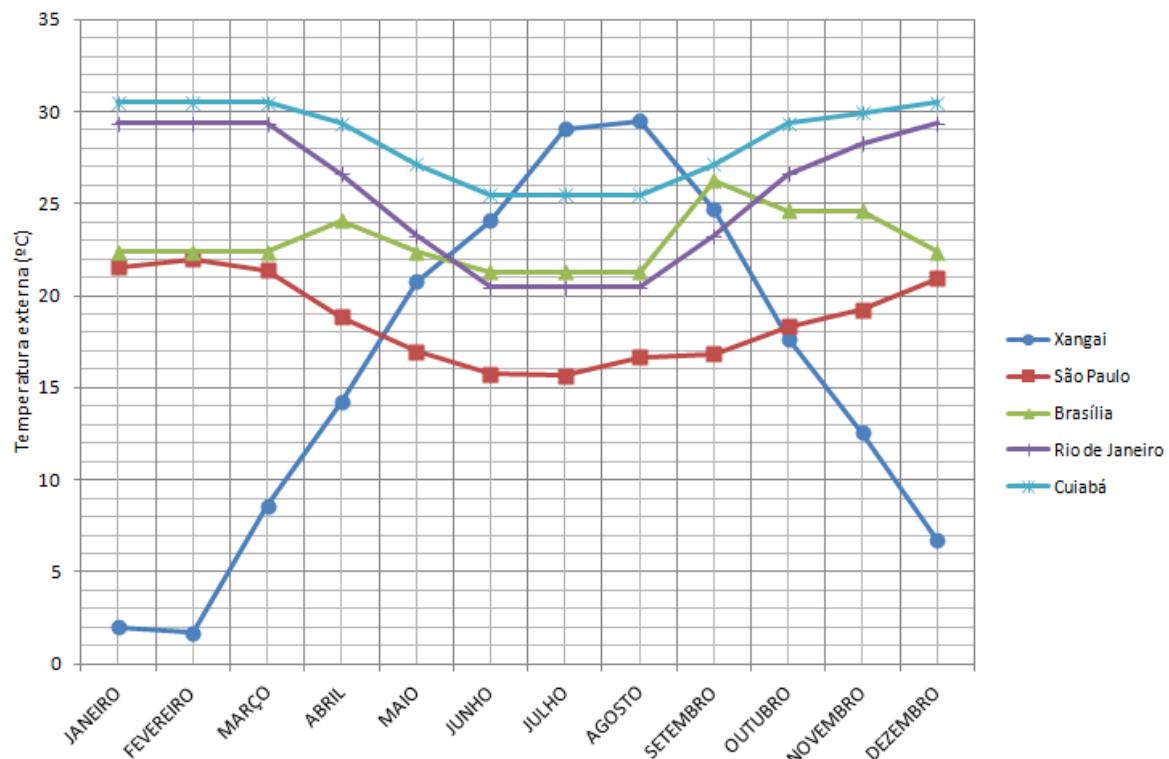


Fig. 5.5 - Temperatura Externa (°C) ao longo dos meses do ano

A figura 5.6 ilustra o consumo energético do sistema VRF em kWh para as diferentes cidades simuladas. Percebe-se que em cidades mais quentes com elevada temperatura de bulbo seco (TBS), como Cuiabá e Rio de Janeiro o consumo é mais elevado em comparação com as cidades de clima mais frio e ameno como São Paulo e Xangai, cidade mais fria entre as analisadas com clima bem diferenciado pelo fato de possuir um inverno chegando a 2 °C e aproximadamente 30 °C no verão.

Além disto, as estratégias de controle associado ao VRF como os recuperadores de calor, que utilizam o ar de exaustão para refrigerar o ar de renovação, contribuem para o decréscimo do consumo energético,

A ordem de consumo para sistemas VRF é SP < SHG < BSB < RJ < CGB, da cidade de menor consumo para a de maior consumo, respectivamente.

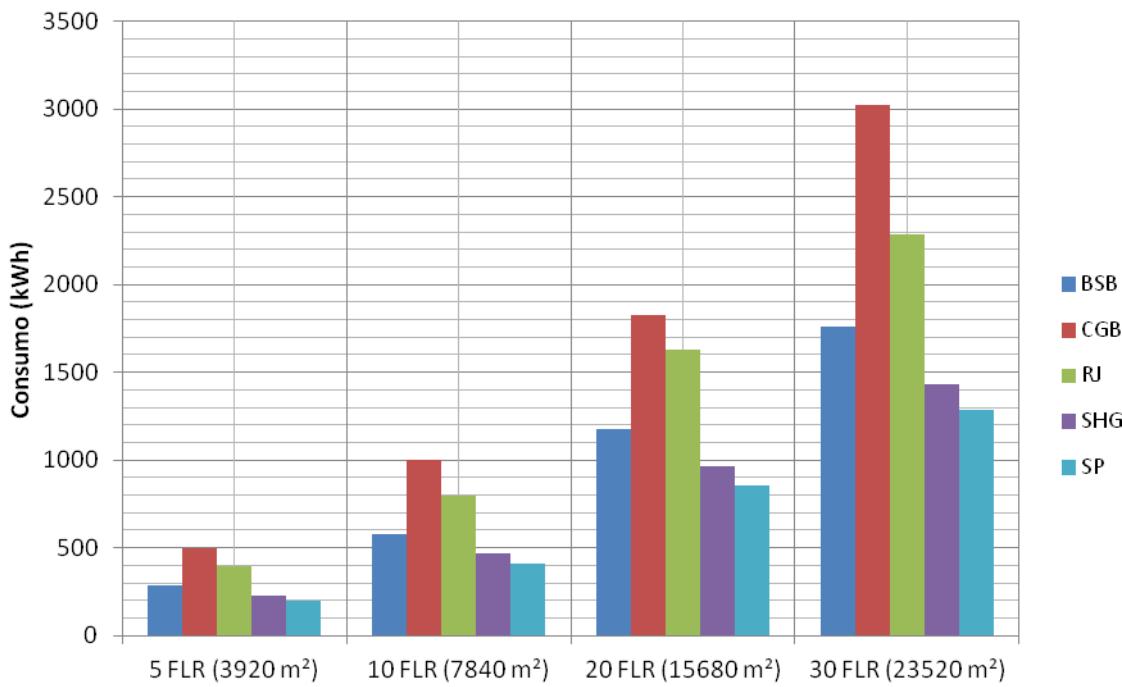


Fig. 5.6 - Consumo do VRF em relação as cidades simuladas

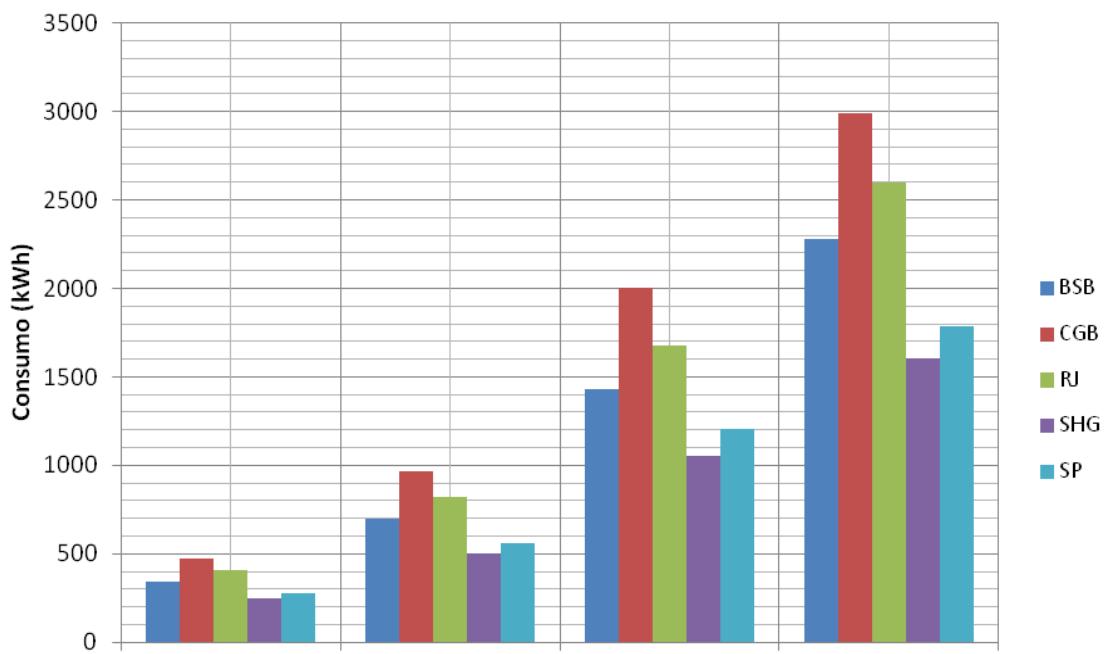


Fig. 5.7 - Consumo do FPFA em relação as cidades simuladas

As figuras 5.6 e 5.7 ilustram o consumo energético dos sistemas FPFA e VAV, respectivamente, em Wh para as diferentes cidades simuladas. Percebe-se novamente que em cidades mais quentes como Cuiabá e Rio de Janeiro o consumo é mais elevado em comparação com as cidades de clima mais frio e ameno como São Paulo e Xangai.

Além disto, as estratégias de controle como parada e partida ótima, ciclagem dos equipamentos, purga noturna, *economizer* e recuperadores de calor associado a cada sistema contribuem com o decréscimo do consumo para os dois sistemas de água gelada, FPFA e VAV.

A ordem de consumo para os sistemas de água gelada é a mesma, SHG < SP < BSB < RJ < CGB, da cidade de menor consumo para a de maior consumo, respectivamente, diferenciando-se da ordem de consumo para os sistemas VRF apenas entre SP e SHG, onde a faixa de carga térmica alcançada com esta simulação chegou a aproximadamente 940 TR.

O anexo II resume os valores de consumo para cada solução em relação ao perfil climático simulado evidenciando também a carga térmica calculada para cada edificação.

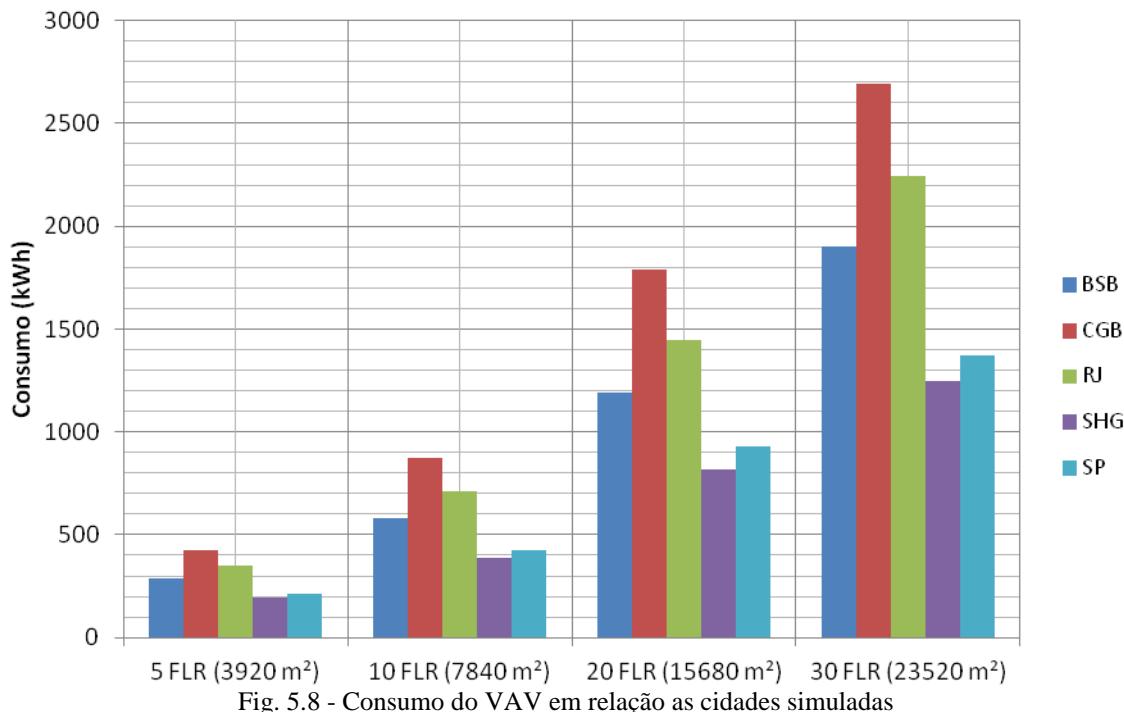


Fig. 5.8 - Consumo do VAV em relação as cidades simuladas

5.2.2. Avaliação do consumo para diferentes perfis climáticos

As figuras 5.9 a 5.12 e 5.14 ilustram as situações de menor e maior consumo entre os sistemas comparados (VRF, FPFA e VRF) considerando o consumo do VRF como padrão para comparação. Através da análise dessa amostragem é possível, estabelecermos as situações onde cada sistema consome mais ou menos em relação à área e carga térmica da edificação para cada perfil climático, tornando-se desta forma norteadora nos primeiros passos para a escolha do sistema a ser utilizado em projetos de ar condicionado.

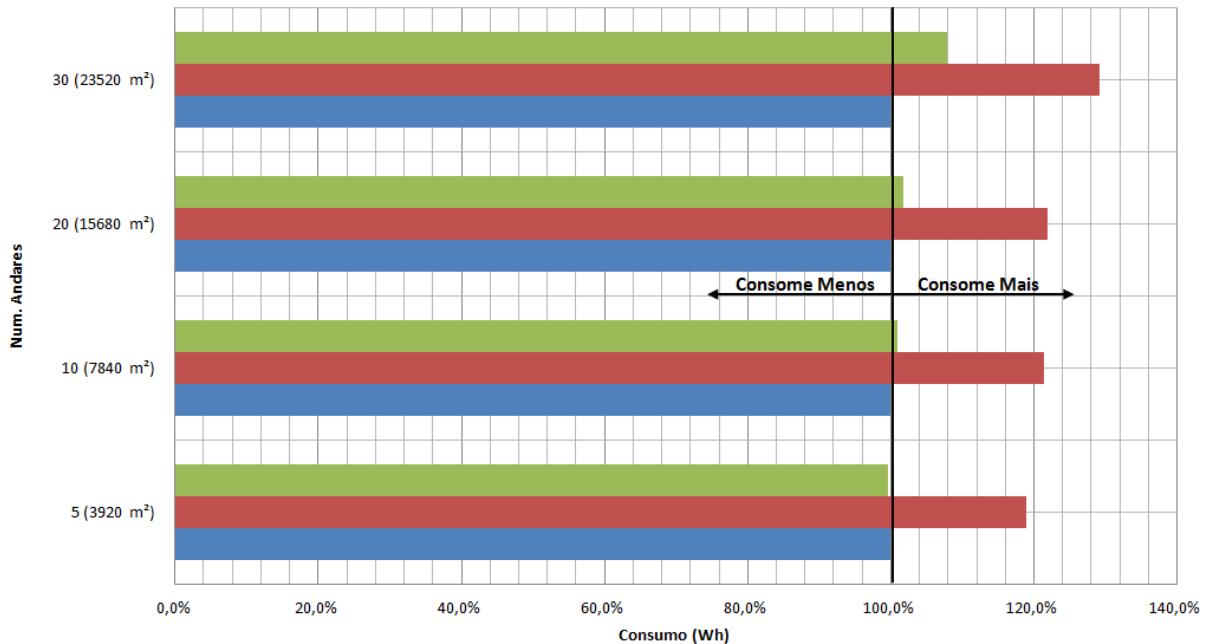


Fig. 5.9 - Consumo das alternativas versus número de andares para Brasília.

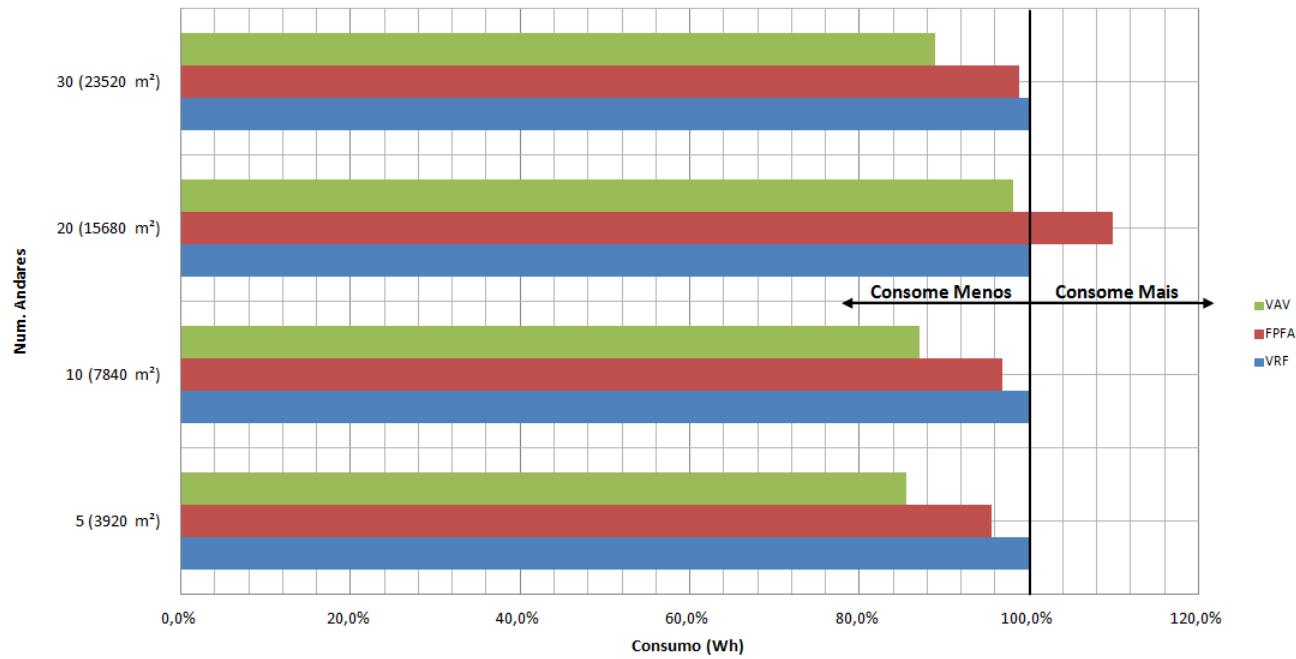


Fig. 5.10 - Consumo das alternativas versus número de andares para Cuiabá.

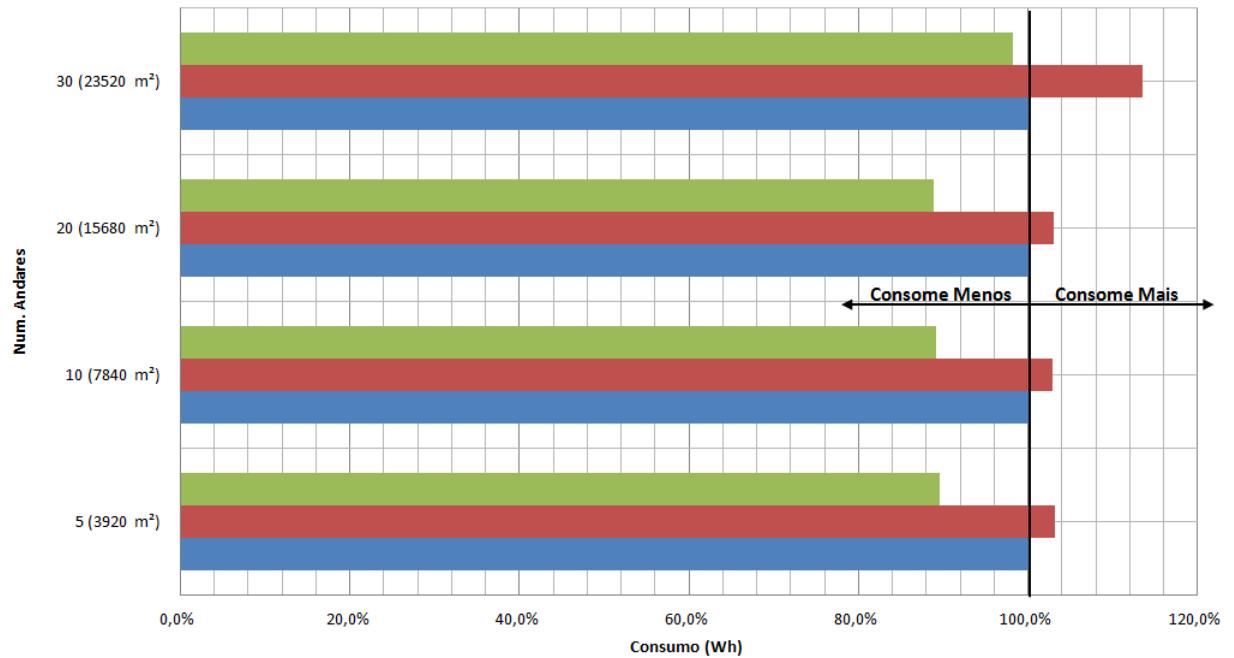


Fig. 5.11 - Consumo das alternativas versus número de andares para Rio de Janeiro.

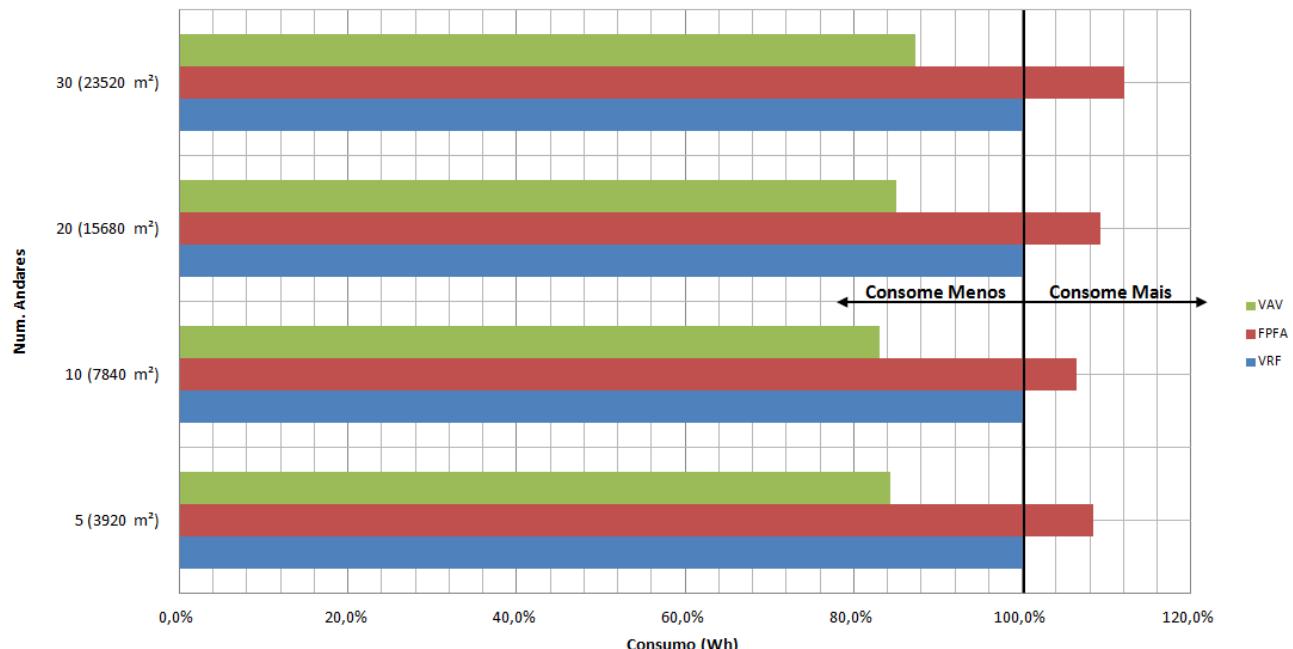


Fig. 5.12 - Consumo das alternativas versus número de andares para Xangai.

Podemos com a figura 5.12 realizar uma comparação com o estudo realizado por Zhou et al. (2006), em que através da figura 5.13 indicada abaixo, demonstra o resultado de suas simulações indicando que o sistema VRF seria cerca de 10% mais econômico do que sistemas VAV.

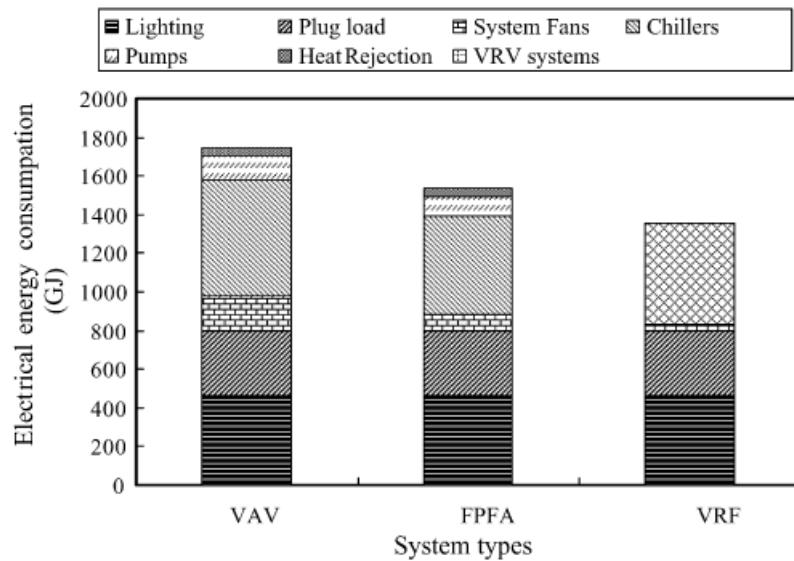


Fig. 5.13 - Gráfico comparativo do consumo dos sistemas segundo Zhou (Zhou et al., 2006)

Para todos os casos indicados na figura 5.139, o sistema VAV é mais eficiente do ponto de vista de consumo elétrico. A diferença entre os dois resultados observados se dá na caracterização das aplicações dos equipamentos em cada simulação. As simulações deste estudo levaram em consideração a perda de carga nas linhas do sistema VRF e também foram aplicadas estratégias de parada e partida ótimas que otimizam o consumo dos sistemas de água gelada e que normalmente não são aplicados em sistemas VRF. Por fim um diferencial marcante está na eficiência dos resfriadores de líquido utilizados no estudo de Zhou et al. que foi de um COP de 4.6 para 5.86 neste estudo utilizando resfriadores de líquido atualmente fornecidos no mercado. A eficiência das unidades condensadoras foi a mesma baseando-se em um catálogo atual do mesmo fabricante indicado por Zhou.

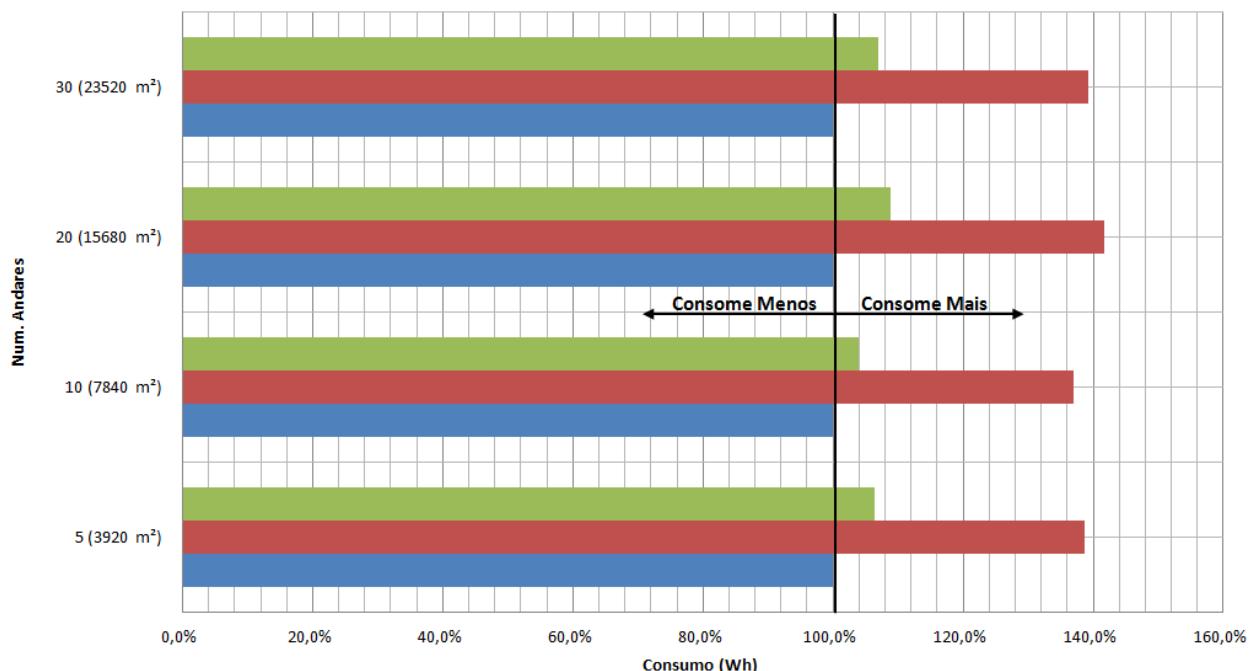


Fig. 5.14 - Consumo das alternativas versus número de andares para São Paulo.

5.2.3. Influência de diferentes cargas térmicas no consumo

Com o objetivo de tornar mais identificável o intervalo de aplicação de cada sistema simulado adotou-se para a terceira etapa da simulação uma edificação com o dobro de área por pavimento (Edificação 2A - 1568 m²/pavimento), com as mesmas características construtivas descritas por Zhou et al. (2006), conforme a tabela 4.4, e também variou-se a quantidade de pavimentos entre 5, 10, 20 e 30 andares para que fosse possível observar a variação do consumo com a variação carga térmica da edificação e, por consequência, o aumento da capacidade total dos sistemas de ar condicionado exigidos para garantirem condições de conforto térmico.

Além disto, ao final da amostragem dos resultados obtidos para o consumo dos sistemas para a edificação 2A pretende-se evidenciar o consumo dos sistemas ao longo de todas as cargas térmicas simuladas, obtendo desta forma o intervalo de aplicação de cada sistema.

A figura 5.15 ilustra o consumo energético do sistema VRF em Wh para as diferentes cidades simuladas para a edificação 2A, conforme descrito anteriormente. Percebe-se novamente que em cidades mais quentes com elevada temperatura de bulbo seco (TBS), como Cuiabá e Rio de Janeiro o consumo é mais elevado em comparação com as cidades de clima mais frio como São Paulo e Xangai.

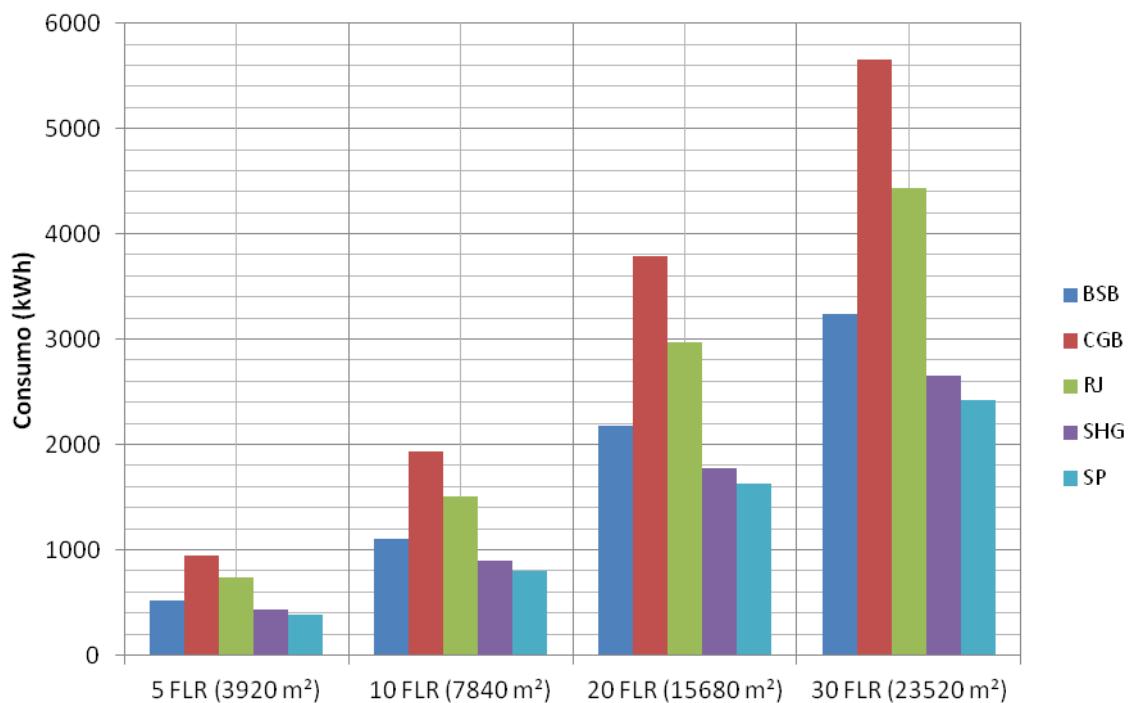


Fig. 5.15 - Consumo do VRF em relação às cidades simuladas para área dobrada

As estratégias de controle associado ao VRF como os recuperadores de calor, contribuem da mesma forma para o decréscimo do consumo energético resultando na mesma ordem de consumo.

A ordem de consumo para o sistema VRF para a simulação de área dobrada é SP < SHG < BSB < RJ < CGB, da cidade de menor consumo para a de maior consumo, respectivamente.

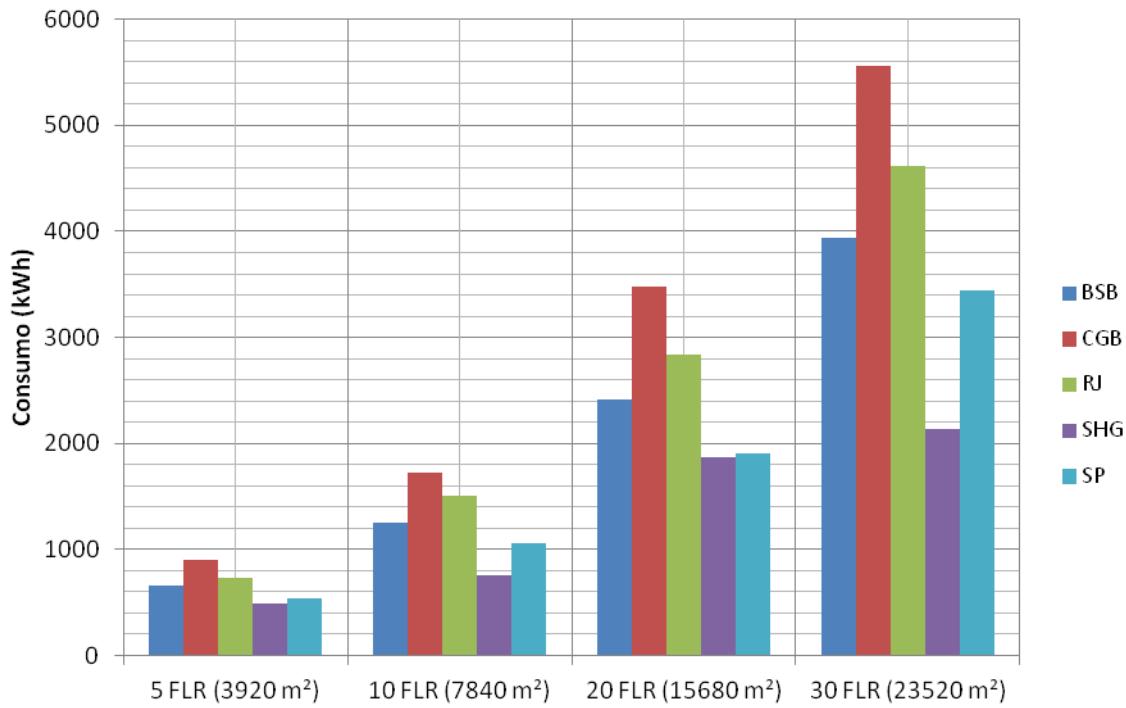


Fig. 5.16 - Consumo do FPFA em relação às cidades simuladas para área dobrada

Como já esperado, as figuras 5.16 e 5.17 ilustram o consumo energético dos sistemas FPFA e VAV, respectivamente, em Wh para as diferentes cidades simuladas nos quais se percebe novamente que em cidades mais quentes como Cuiabá e Rio de Janeiro o consumo é mais elevado em comparação com as cidades de clima mais frio como São Paulo e Xangai.

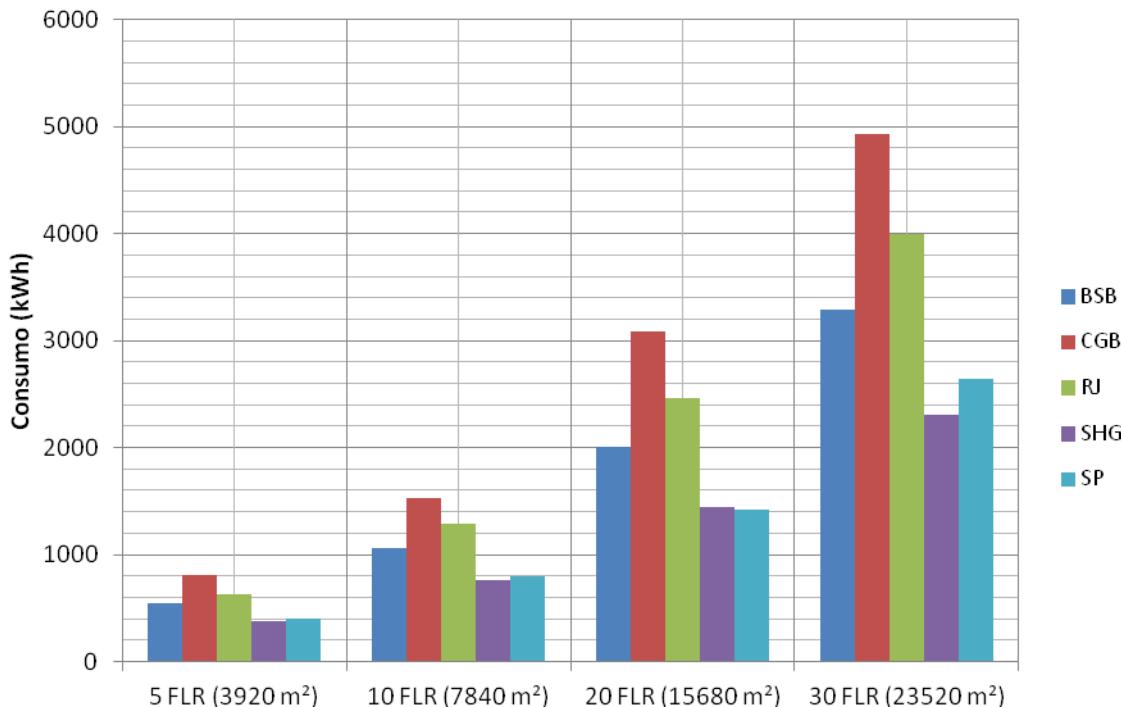


Fig. 5.17 - Consumo do VAV em relação às cidades simuladas para área dobrada

As estratégias de controle contribuem da mesma forma para o decréscimo do consumo para os dois sistemas de água gelada, FPFA e VAV.

A ordem de consumo para os sistemas de água gelada permanece a mesma, SHG < SP < BSB < RJ < CGB, da cidade de menor consumo para a de maior consumo, respectivamente, porém a faixa de carga térmica alcançada com esta simulação alcançou 1733 TR.

O anexo III resume os valores de consumo para cada solução em relação ao perfil climático simulado evidenciando também a carga térmica calculada para cada edificação.

5.2.4. Avaliação do consumo para diferentes cargas térmicas em perfis climáticos variados

As figuras 5.18 a 5.22 ilustram as situações de menor e maior consumo entre os sistemas comparados (VRF, FPFA e VAV) considerando o consumo do VRF como padrão para comparação. Esta análise é de suma importância, pois através desta amostragem é possível estabelecermos as situações onde cada sistema consome mais ou menos em relação à área e carga térmica da edificação para cada perfil climático, tornando-se desta forma norteadora nos primeiros passos para a escolha do sistema a ser utilizado em projetos de ar condicionado.

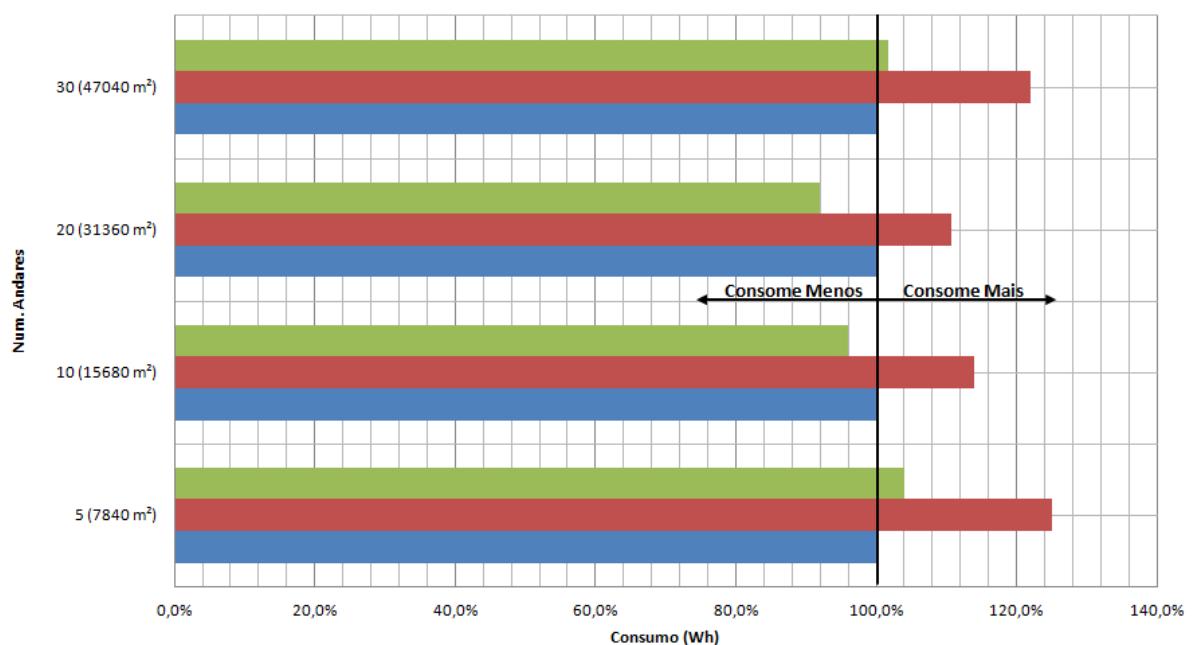


Fig. 5.18 - Consumo das alternativas versus número de andares em Brasília para área dobrada.

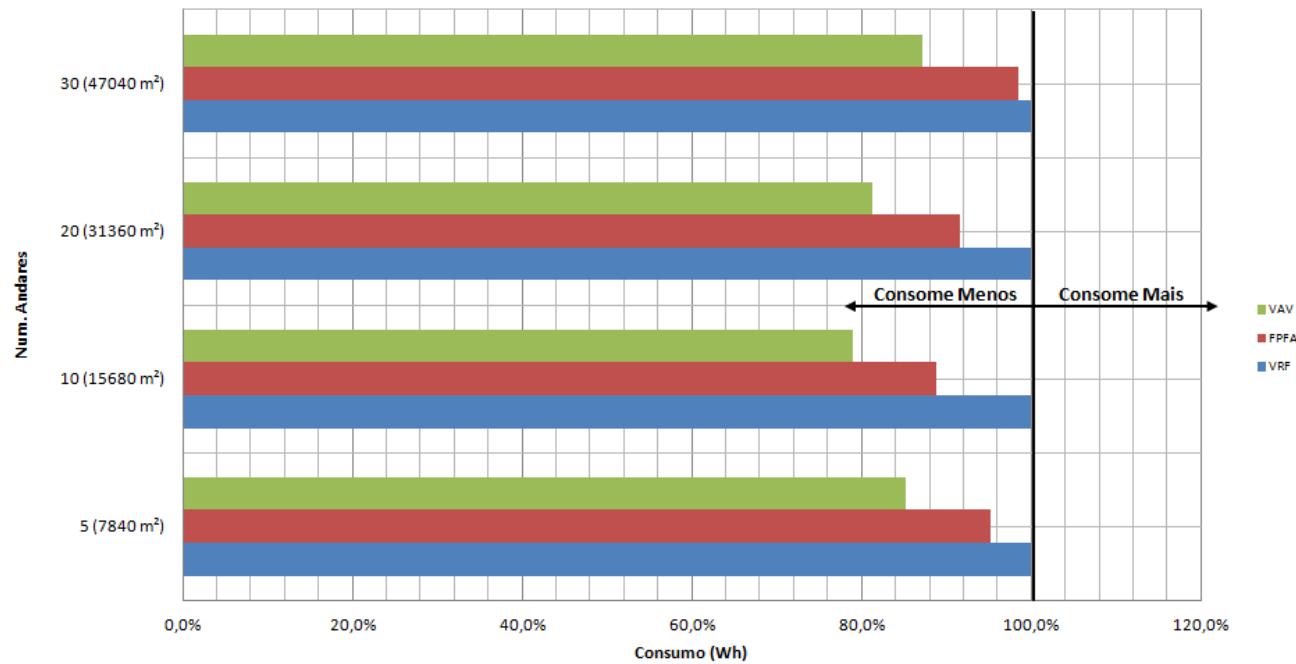


Fig. 5.19 - Consumo das alternativas versus número de andares em Cuiabá para área dobrada.

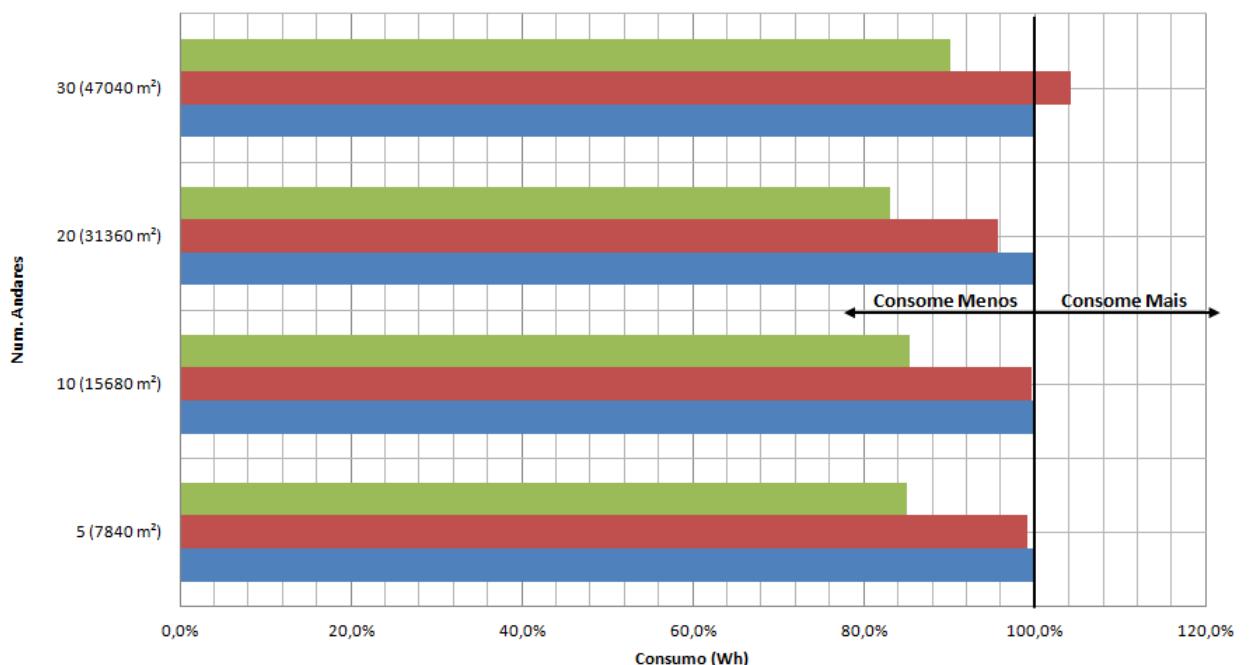


Fig. 5.20 - Consumo das alternativas versus número de andares em Rio de Janeiro para área dobrada.

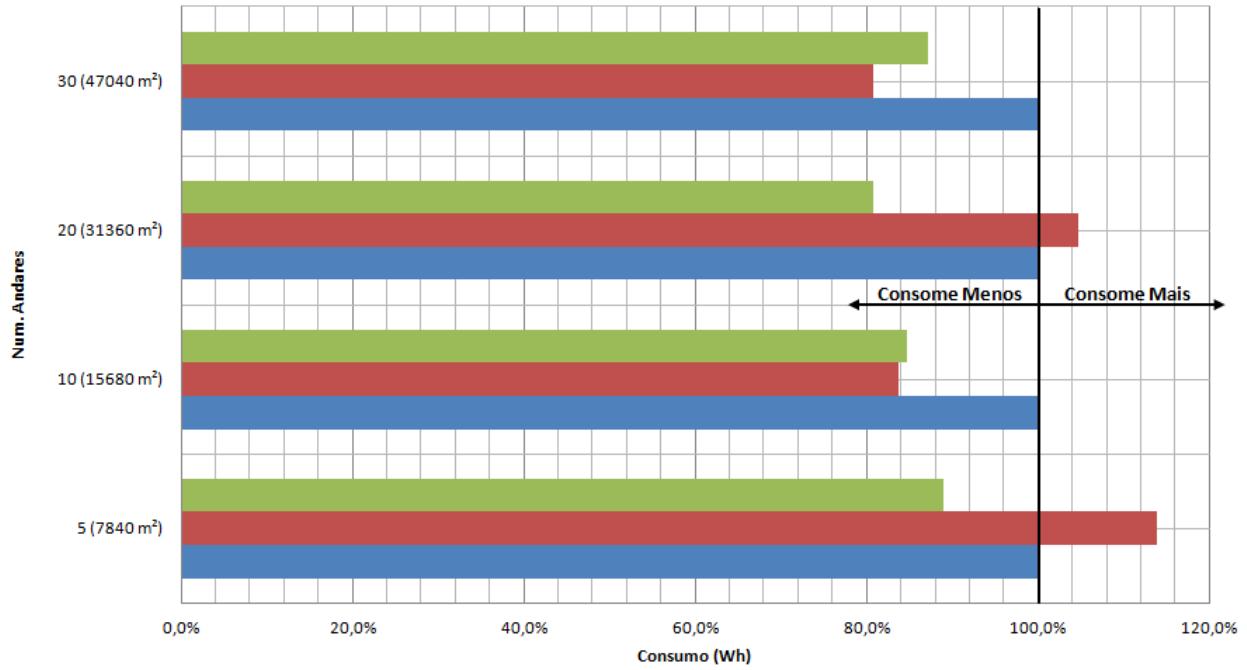


Fig. 5.21 - Consumo das alternativas versus número de andares em Xangai para área dobrada.

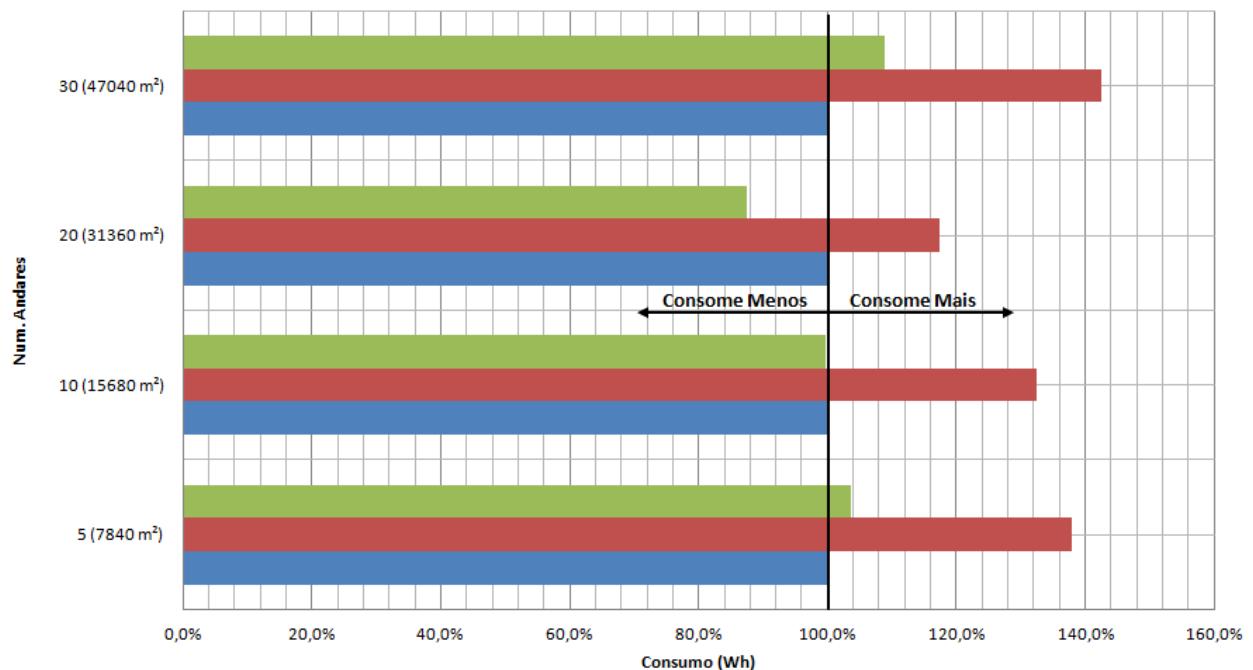


Fig. 5.22 - Consumo das alternativas versus número de andares em São Paulo para área dobrada.

5.3. PONDERAÇÕES EM RELAÇÃO À ÁREA DE PISO

Um ponto importante a ser ressaltado e aplicável a todos os perfis climáticos diz respeito a alguns fatores não amostrados nos resultados gráficos como a quantidade de unidades condensadoras do sistema VRF, que torna a área de piso utilizada por este sistema maior em relação à VAV ou FPFA, a quantidade de pontos propensos a falhas como as conexões soldáveis, a extensa metragem das tubulações frigoríficas que exigirá pavimentos intermediários em edificações de muitos pavimentos

específicos para alocação das unidades condensadoras e a alta carga de refrigerante nas linhas, fatores estes que foram tratados de forma qualitativa no capítulo 6 e que podem ser traduzidos em aumento do consumo energético para o sistema VRF.

Em relação à área de piso (A_p) as tabelas 5.2 e 5.3 ilustram a diferença média características entre sistemas VRF compostos por um conjunto de condensadoras compostas por 2 ou mais condensadoras, e uma central de água gelada composta por resfriador, torre de resfriamento e um conjunto de 6 moto-bombas, sendo 3 bombas de água gelada e 3 bombas de água de condensação.

Um importante fato a ser relatado diz respeito ao crescimento da área de piso necessária para a instalação do sistema VRF ao crescemos em relação à capacidade instalada. Em Brasília, por exemplo, para uma edificação de 20 andares (15680 m^2) utiliza-se uma área de piso para os equipamentos da CAG como bombas, torres de resfriamento e chiller de aproximadamente 60 m^2 , não sendo computadas tubulações, enquanto que para o sistema VRF são necessários 13 conjuntos RXYQ54P de 147 kW cada, possuindo uma diversidade média de 20%, ocupa uma área de piso de aproximadamente 100 m^2 .

Tab. 5.1 - Dimensões média de uma CAG

Componentes	Chillers	Torres	Bombas
Altura (m)	2,0	6,0	0,5
Comprimento (m)	2,8	5,0	1,0
Largura (m)	0,9	4,0	1,0
Quantidade	1,0	2,0	6,0
Área de Piso (m^2)	2,5	20,0	1,0
Ap Total (m^2)	48,52		

Tab. 5.2 - Dimensões média de um conjunto de condensadoras VRF

Condensadora	RXYQ12P	RXYQ16PA	RXYQ18PA
Altura (m)	1,7	1,7	1,7
Comprimento (m)	1,2	1,5	1,5
Largura (m)	1,0	1,0	1,0
Área de Piso (m^2)	1,2	1,5	1,5
Conjuntos	RXYQ48P 1x12+2x18 (132 kW)	RXYQ52P 1x16+2x18 (143 kW)	RXYQ54P 3x18 (147 kW)
Ap conj. (m^2)	5,72	6,04	6,04

O anexo XI ilustra a comparação entre áreas de piso para os sistemas VRF e CAG conforme a carga térmica cresce para a cidade de Brasília.

Analizando os resultados obtidos e amostrados no anexo XI juntamente com sua respectiva resposta gráfica (Fig. 5.23) evidenciamos que para carga térmica pequena de até aproximadamente 240 TR os sistemas VRF ocupam menor área de piso comparado a água gelada, porém ao crescemos a carga térmica a área de piso necessária pelo VRF passa a desfavorecê-lo.

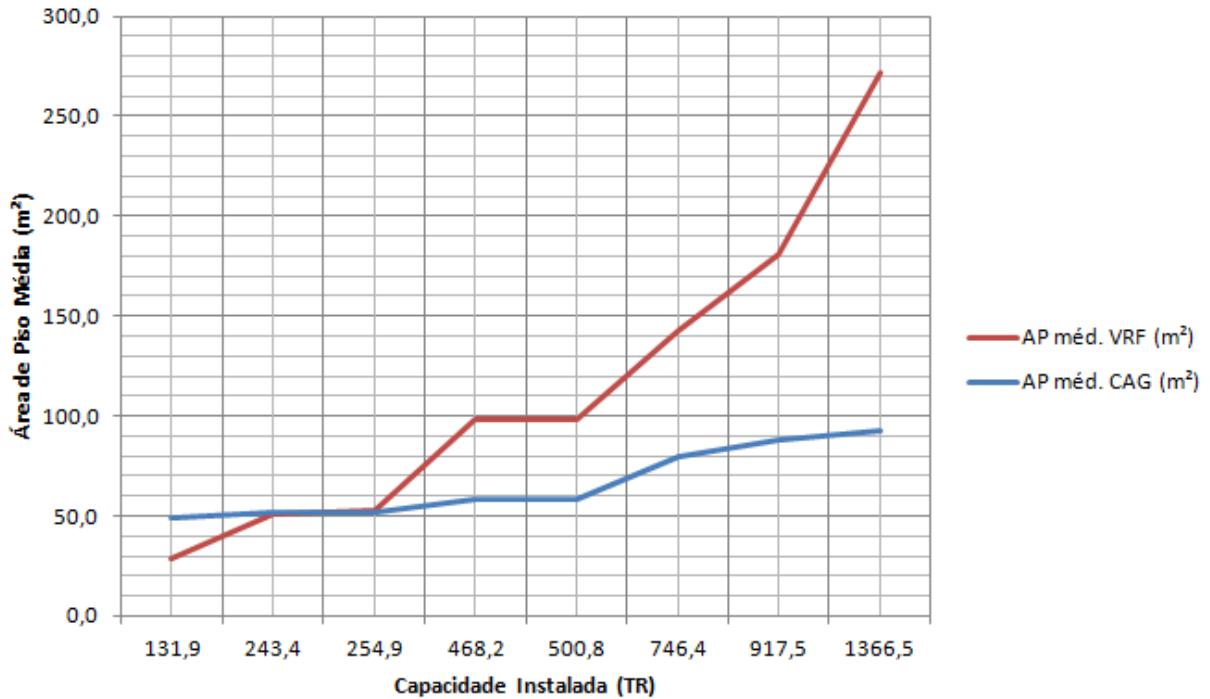


Fig. 5.23 - Área de piso média versus capacidade instalada

5.4. AVALIAÇÃO GERAL DO CONSUMO ENERGÉTICO DOS SISTEMAS

Nesta etapa o conjunto de resultados obtido após as simulações das edificações A, proposta por Zhou et al. (2006), e 2A, com as mesmas características construtiva da edificação A, porém com o dobro da área por pavimento, serão comparadas e ordenadas em relação a capacidade térmica instalada para cada perfil climático com o intuito de verificar padrões e intervalos típicos de aplicação de cada sistema.

As figuras 5.25 a 5.28 ilustram de forma resumida para cada perfil climático o desempenho dos sistemas para todas as áreas simuladas e, consequentemente, cargas térmicas instaladas.

Os anexos V e VI resumem de forma ordenada os valores de consumo conforme se aumenta a área total climatizada e, consequente, se aumentado a carga térmica da instalação para cada perfil climático simulado.

5.4.1. Consumo x Capacidade Instalada – Brasília

Em Brasília (Fig. 5.24), capital da República Federativa do Brasil, a 4ª cidade mais populosa do Brasil com 2,5 milhões de habitantes (Fonte: IBGE 2011), possuindo o 2º maior PIB *per capita* do Brasil, de clima tropical de altitude com um verão úmido e chuvoso e um inverno seco e relativamente frio e temperatura externa anual média de 22 °C, os sistemas VRF e VAV caminham lado a lado quanto ao consumo até meados de 360 TR instalados, enquanto o sistema FPFA consome mais em

todas as situações, quando comparado com os demais. A partir de 360 TR, aproximadamente, as estratégias de controle, a não limitação do comprimento das tubulações e as unidades resfriadores cada vez mais eficientes começam a tornar o VAV mais vantajoso do ponto de vista do consumo energético, apesar da oscilação freqüente entre VAV e VRF no gráfico.

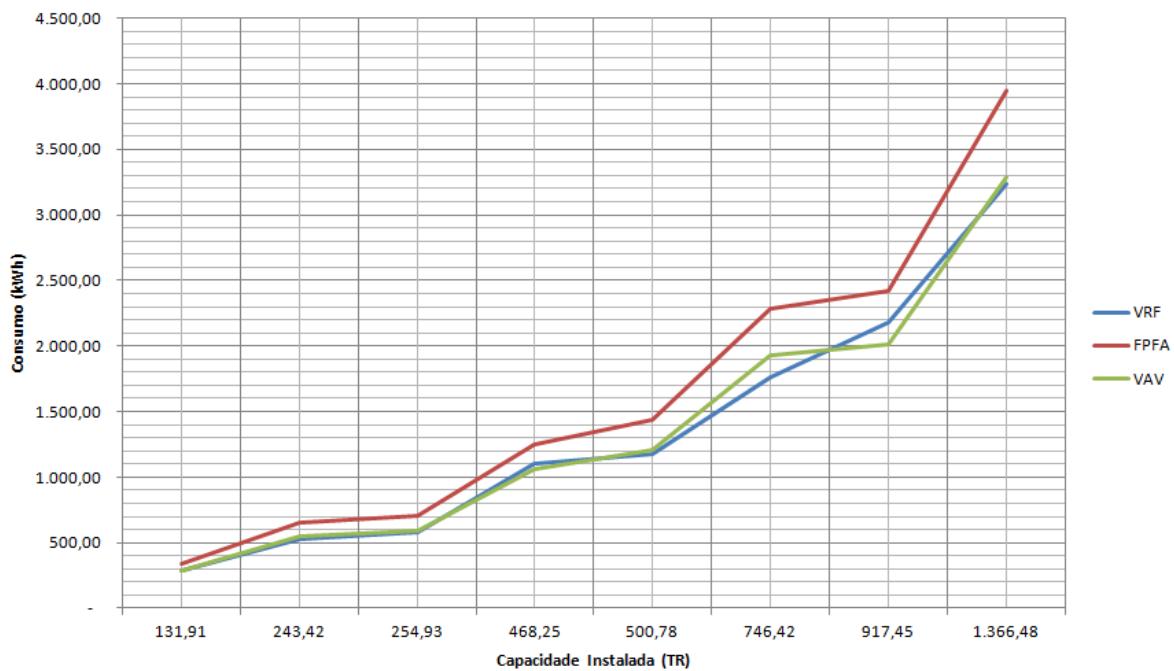


Fig. 5.14 – Consumo por alternativa versus capacidade instalada para Brasília.

Como dito no item 5.3 a alguns fatores não amostrados nos resultados gráficos como a quantidade de unidades condensadoras do sistema VRF, a quantidade de conexões soldáveis, a extensa metragem das tubulações frigorígenas e a alta carga de refrigerante nas linhas, podem ser traduzidos em aumento do consumo energético tornam o VRF uma solução desaconselhável para cargas a partir deste ponto.

5.4.2. Consumo x Capacidade Instalada – Cuiabá

Em Cuiabá (Fig. 5.25), cidade mais populosa do Mato Grosso, com cerca de 1 milhão de habitantes (Fonte: IBGE 2011), de clima tropical e úmido típico de um forte calor, apesar de a temperatura no outono e inverno poder baixar esporadicamente até 10 °C, de temperatura externa média em torno de 29 °C, os sistemas VRF e FPFA caminham praticamente lado a lado até 320 TR enquanto que o sistema VAV caracteriza-se como o de menor consumo para todas as capacidades simuladas, fato este decorrente de um perfil climático caracterizado por altas temperaturas externas, o que acarreta dificuldades na rejeição de calor por parte das unidades condensadoras VRF.

A partir de 240 TR, aproximadamente, podemos dizer que o uso de sistemas VRF em comparação com VAV torna-se ainda mais desaconselhável devido ao alto consumo energético por parte do VRF, caracterizando o VAV mais vantajoso em todos os demais pontos comparados neste perfil.

Conforme explicado no item 5.3 o consumo do VRF para capacidades acima de 240 TR teriam acréscimo de consumo.

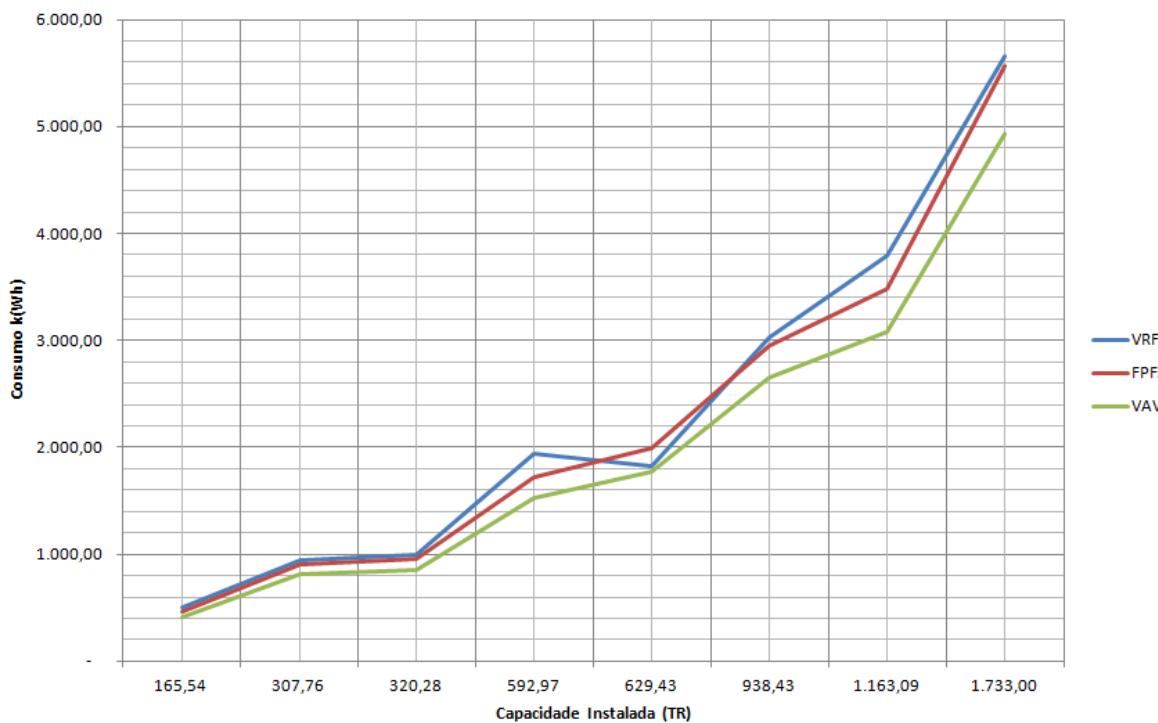


Fig. 5.25 - Consumo por alternativa versus capacidade instalada para Cuiabá.

5.4.3. Consumo x Capacidade Instalada – Rio de Janeiro

No Rio de Janeiro (Fig 5.26), a segunda maior metrópole do Brasil, situada no litoral a sudeste do país, um dos principais centros econômicos, culturais e financeiros do país, sendo conhecida por seus diversos ícones culturais, com cerca de 6,4 milhões de habitantes, de clima tropical atlântico tipicamente quente e úmido, com temperatura externa média ao longo do ano de 26 °C, os sistemas VRF e FPFA caminham praticamente lado a lado até 580 TR enquanto que o sistema VAV caracteriza-se como o de menor consumo durante todas as capacidades simuladas.

Um ponto importante a ser salientado para climas úmidos e litorâneos diz respeito a propensa corrosão dos equipamentos, principalmente na parte de eletrônica embarcada e os trocadores de calor das condensadoras do sistema VRF. Da mesma forma que os trocadores de calor podem passar por um processo de proteção anti-corrosão a eletrônica embarcada nesses sistemas também pode ser protegida, fato este que agregaria maior custo e riscos de falha no controle desses sistemas.

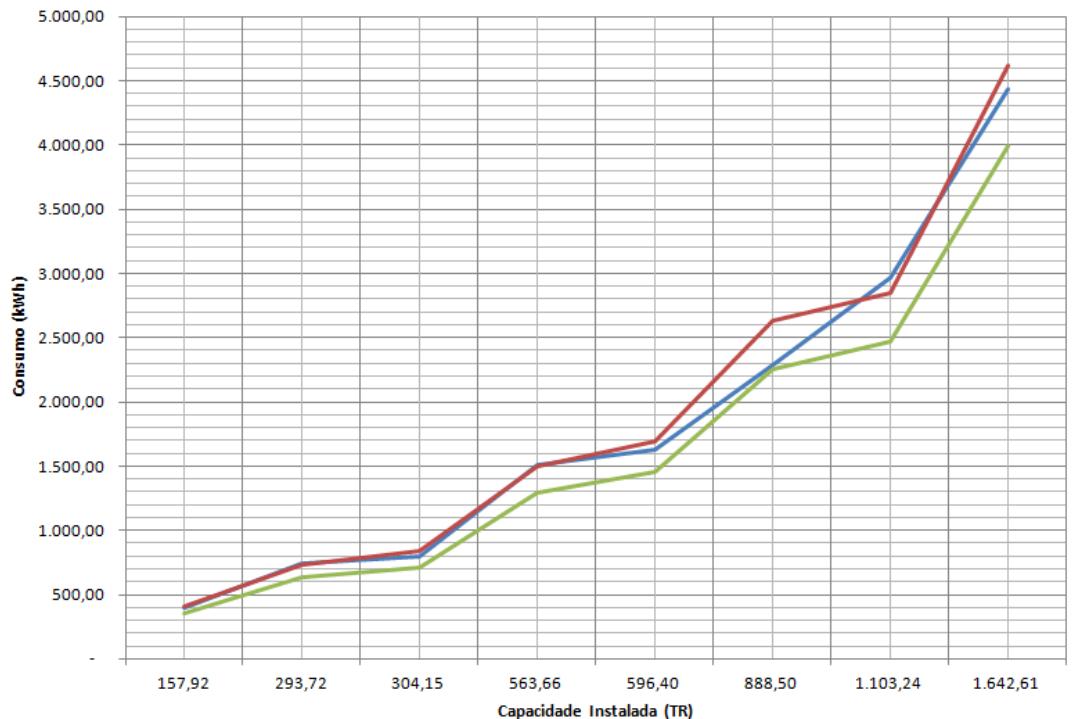


Fig. 5.3 - Consumo por alternativa versus capacidade instalada para Rio de Janeiro.

5.4.4. Consumo x Capacidade Instalada – Xangai

Para o Xangai (Fig. 5.27), a maior cidade da República Popular da China, uma das maiores áreas populacionais do mundo com cerca de 20 milhões de habitantes, localizada na costa central da China Oriental, de clima subtropical úmido e com grandes variações de temperaturas ao longo do ano chegando a 2 °C no inverno e 30 °C no verão, o sistema VAV mostra-se como mais vantajoso, devido principalmente as temperaturas externas mais frias que favorecem as estratégias de otimização como *economizers* e purga noturna que se aproveitam da baixa temperatura externa para climatização, o que garante redução no consumo dos aparelhos de ar condicionado.

Com este resultado é interessante notar que o perfil climático em questão é de uma região aonde o VRF se originou e se desenvolve fortemente. Diversos estudos realizados nesta região apontam o VRF como uma solução de eficiência energética, entretanto os resultados obtidos neste estudo indicam que isto não ocorre para qualquer tipo de aplicação mesmo dentro do perfil climático de Xangai. Em algumas aplicações o sistema VRF pode gerar vantagem comparativa, entretanto de acordo com a Fig. 5.27 a partir de aplicações acima de 280 TR os sistemas VAV são continuamente mais eficientes em relação ao aumento da carga térmica.

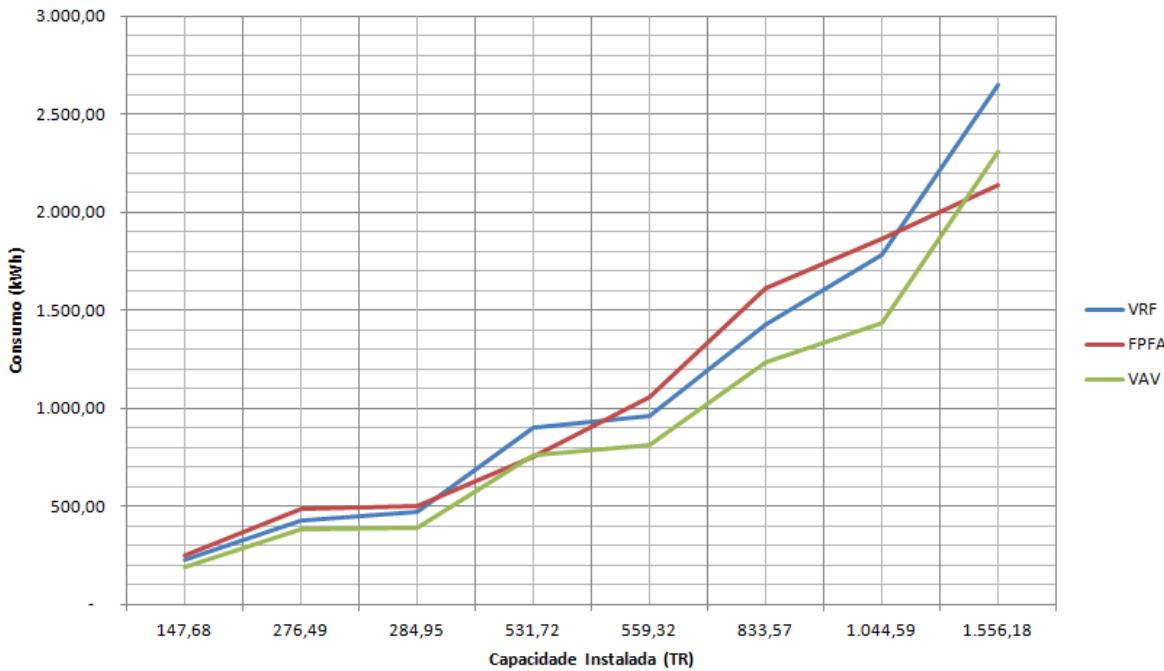


Fig. 5.4 - Consumo por alternativa versus capacidade instalada para Xangai.

5.4.5. Consumo x Capacidade Instalada – São Paulo

Para São Paulo (fig. 5.28), principal centro financeiro, corporativo e mercantil da América Latina, tida também como uma das cidades mais populosa do mundo com 11,4 milhões de habitantes (IBGE 2011), de clima subtropical quente e úmido, com temperatura externa média ao longo do ano de 19 °C, os sistemas VRF e VAV caminham lado a lado até 530 TR enquanto que o sistema FPFA caracteriza-se como o de maior consumo durante todas as capacidades simuladas.

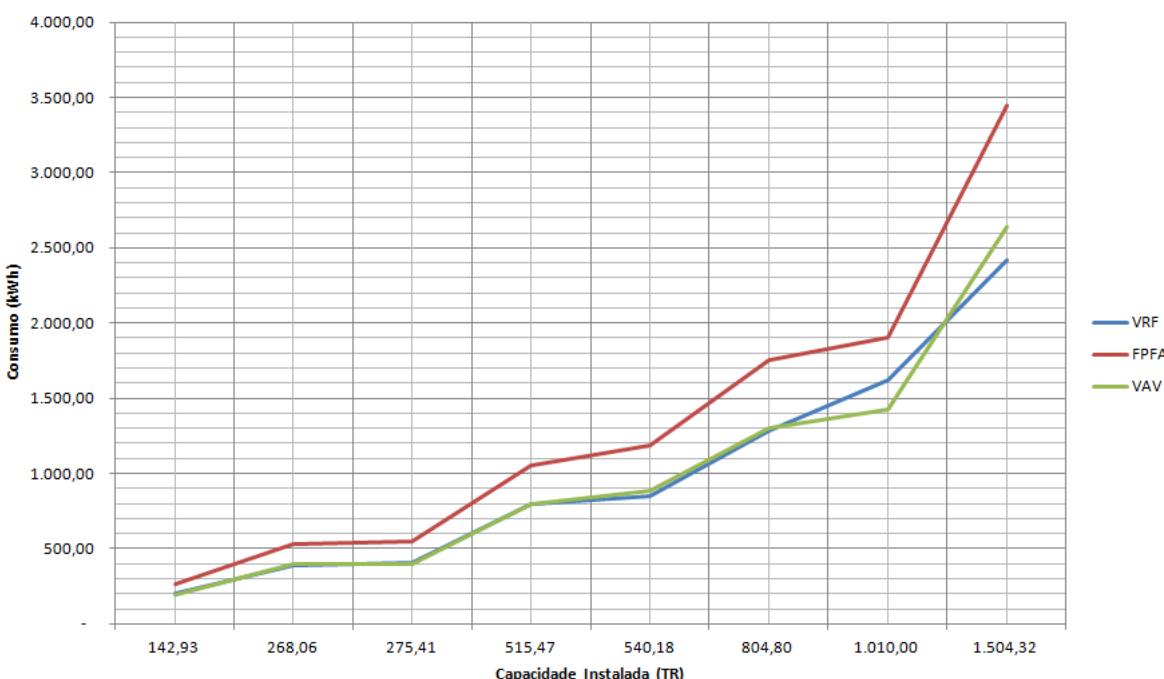


Fig 5.5 - Consumo por alternativa versus capacidade instalada para São Paulo.

A partir de 530 TR os sistemas VAV passam a consumir menos que o VRF, caracterizando o sistema VRF para aplicações de pequeno e médio porte apenas apesar de seu elevado investimento inicial, fato este amplamente encontrado na cidade de São Paulo atualmente.

5.5. PORCENTAGENS CONSUMIDAS PELAS PARTES DOS SISTEMAS

Outro ponto importante de se observar na escolha entre uma instalação de água gelada em relação a um sistema VRF é a porcentagem consumida pelas partes do sistema (Fig. 5.29), como por exemplo, compressores, bombas, torres, ventiladores, em relação ao consumo total da alternativa adotada.

Pela análise dos sistemas de água gelada percebe-se o crescimento da participação do conjunto de bombas em relação ao consumo total do sistema com o crescimento da capacidade instalada, fato este decorrente do aumento das alturas manométricas necessárias para o fornecimento de água gelada aos fancoils.

Enquanto isto, o consumo dos resfriadores e ventiladores em relação ao consumo total do sistema descesssem. Para os resfriadores isto ocorre devido principalmente ao fato da eficiência ser cada vez maior para resfriadores de grandes capacidades. Um bom exemplo percebermos o aumento da eficiência nos resfriadores seria compararmos chillers parafuso de 180 TR que possuem eficiência em carga parcial de 0,719 kW/TR (COP de 4,9) enquanto chillers centrífugos de 550 TR com variadores de freqüência possuem eficiência em carga parcial de 0,461 kW/TR (COP de 7,6).

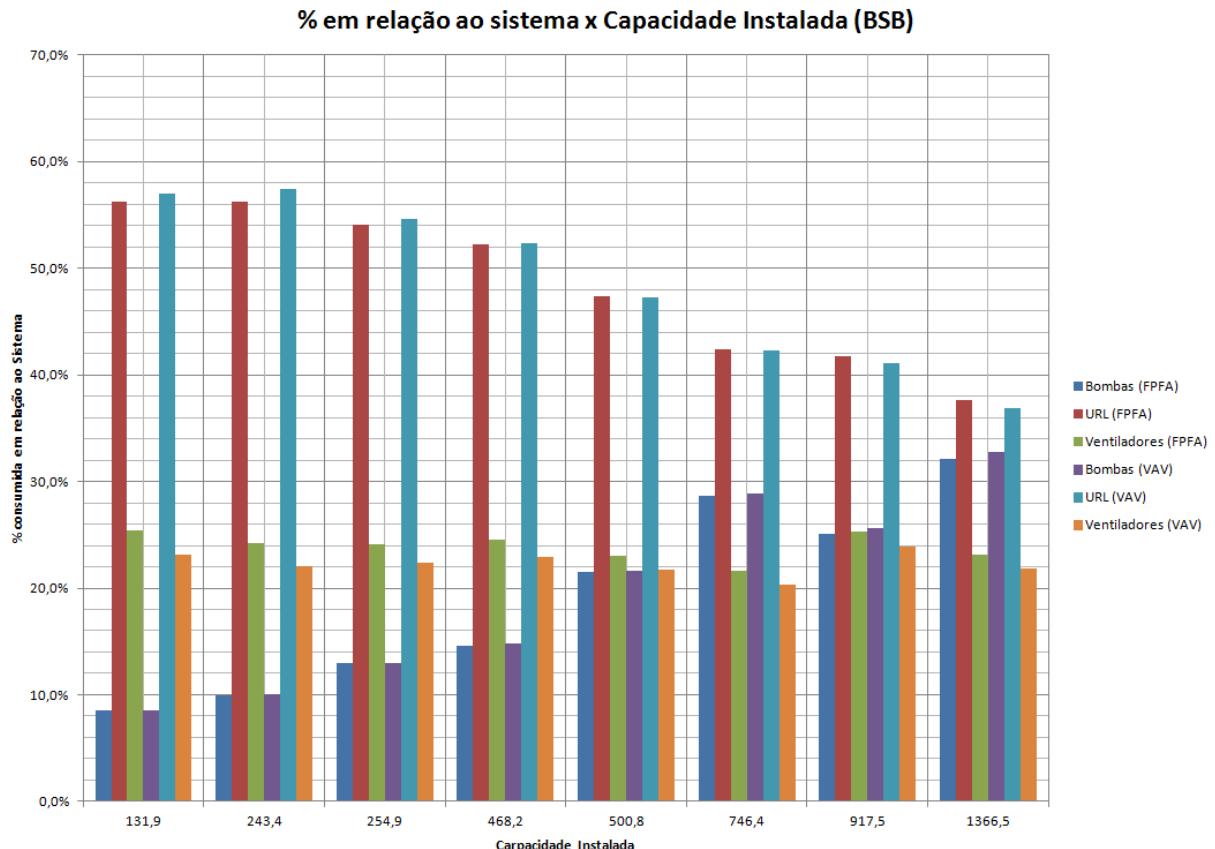


Fig. 5.69 – Porcentagem consumida pelas partes dos sistemas em relação ao total consumido por cada sistema

5.6. INFLUÊNCIA DE DIFERENTES LAYOUTS E PERFIS DE UTILIZAÇÃO

Na ultima etapa de simulações foi analisada a influencia do perfil de utilização de uma edificação, na questão da eficiência energética do sistema de ar condicionado aplicado.

Foram simuladas as edificações com perfis de utilização de acordo com a tabela 12, e obteve-se o Fig. 5.30 que resume os resultados para essa simulação.

Observa-se que o mesmo padrão de consumo elétrico identificado nas primeiras simulações está presente nestas ultimas simulações. O sistema VAV foi o que apresentou menor consumo elétrico sendo seguido pelo sistema VRF e por fim FPFA. Este padrão se repetiu entre os perfis de utilização simulados para este novo layout. Sendo assim, concluímos que se as estratégias de controle forem aplicadas de forma a se adequar ao perfil de utilização da edificação, os benefícios de economia energética serão observados para outros diversos tipos de utilização.

Nota-se que para o perfil denominado CPD, o consumo do sistema VRF chega a ser 3 a 4 vezes acima do padrão. Existem 3 razoes para este fenômeno: primeiro o alto fator de carga sensível simulado exigem altas vazões dos ventiladores, e para o caso das unidades VRF, que são limitadas neste quesito, é necessário um alto numero de unidades evaporadoras. Segundo a carga térmica simulada para esta edificação ficou em torno de 2.866 TR, e conforme será explicado nos tópicos do

próximo capítulo sistemas VRF possuem uma série de desvantagens para aplicações de grande porte, e algumas delas se traduzem em baixa eficiência energética. Por fim o numero de unidades condensadoras elevado indica que grande parte delas irá operar em cargas plenas durante boa parte do tempo, reduzindo a eficiência para este tipo de aplicação.

Por fim foi levantado o custo médio dos equipamentos para este layout e seus tipos de utilização. Foi observado que para estes sistemas de grande porte o custo inicial do sistema VRF seria muito superior a dos sistemas FPFA ou VAV. Isto concorda com os valores médios verificados no mercado que indicam que sistemas de médio a grande porte que utilizam VRF tem seu custo elevado acima de sistemas de água gelada.

Tabela 1 – Valor agregado médio para a aquisição dos sistemas

Utilização	VRF	FPFA	VAV
Escritórios	R\$ 2.660.430,60	R\$ 1.530.654,60	R\$ 1.646.326,60
CPD	R\$ 7.828.655,40	R\$ 4.071.524,20	R\$ 4.320.236,20
Hospital	R\$ 2.846.253,60	R\$ 1.547.941,00	R\$ 1.663.613,00
Hotéis	R\$ 2.179.629,00	R\$ 1.238.618,45	R\$ 1.337.660,45
Shopping Center	R\$ 3.173.025,60	R\$ 1.795.209,60	R\$ 1.881.685,60

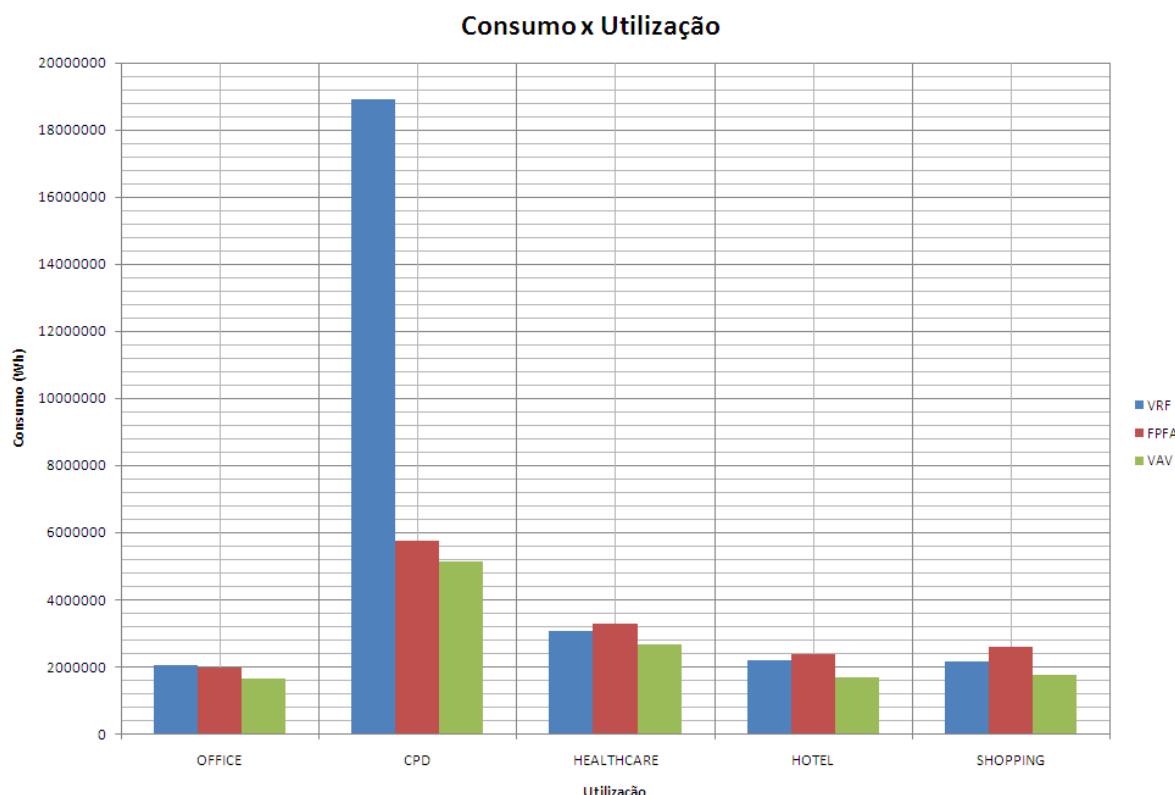


Fig 5.7 - Consumo por tipo de utilização para cada tipo de sistema

6. COMPARAÇÃO QUALITATIVA

Este capítulo apresenta a comparação qualitativa dos pontos abordados pela simulação computacional e aspectos relacionados aos sistemas de ar condicionado abordados neste estudo.

6.1. PERDA DE CARGA NAS LINHAS E A CORREÇÃO DE CAPACIDADE

O comprimento das linhas frigoríficas utilizadas numa instalação de VRF é uma fator que deve ser levado em consideração, pois este influencia diretamente a capacidade de resfriamento do sistema devido ao atrito do escoamento do fluido refrigerante com as paredes da tubulação. O resultado deste atrito pode ser observado como uma redução da pressão do fluido na unidade evaporadora, e consequentemente uma redução percentual da capacidade de resfriamento.

Os fabricantes normalmente fornecem juntamente com a capacidade de suas condensadoras, tabelas que indicam o fator de correção de capacidade (Fig. 6.1). Estas tabelas são resultado de curvas experimentais que relacionam o desnível máximo entre unidade externa e interna e o comprimento equivalente total da tubulação resultando assim no fator de correção.

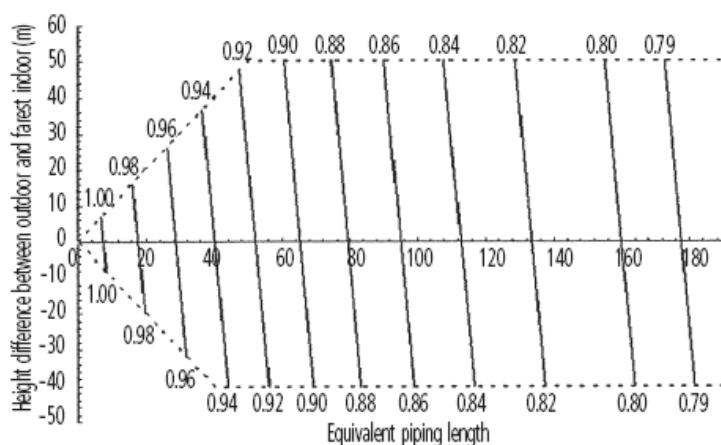


Fig. 6.1 - Curva de correção de capacidade (Daikin, 2010)

Grande parte das simulações computacionais encontradas na literatura não leva em consideração esta perda de carga de carga, que para sistemas de pequeno porte (até 20 metros) reduz a capacidade do sistema em apenas 2% a 3%. Entretanto para distâncias maiores de linha o efeito da perda de carga impõe ao sistema uma redução da capacidade que pode chegar ate 20% da capacidade de refrigeração da unidade condensadora. Comparativamente, sistemas de água gelada também são penalizados em relação à eficiência energética devido à necessidade de utilização de bombas com potencias maiores. Neste estudo foi observado que a redução da eficiência global do sistema de água gelada devido ao

aumento da potencia das bombas é inferior à redução da eficiência das unidades condensadoras devido ao aumento da distancia das linhas. Este fenômeno observado indica que sistemas VRF, em aplicações que exijam grandes distâncias de linhas, apresentam baixa eficiência energética, e que aliado ao elevado custo de uma instalação deste porte, devido à utilização de tubulação de cobre, tornam este sistema uma escolha indevida do ponto de vista econômico.

Uma solução para o VRF seria a subdivisão dos sistemas e se possível a realocação das unidades condensadoras para um local próximo das evaporadoras a fim de reduzir a distancia de linha. Entretanto essa estratégia implica num aumento do numero de condensadoras e no numero de componentes sujeitos à falha, e leva uma das principais fontes de ruído para próximo dos usuários da edificação.

No caso do sistema de água gelada, foi observado que a participação do sistema de bombeamento em relação ao consumo elétrico total do sistema de ar condicionado aumenta conforme a capacidade de refrigeração aumenta. Entretanto como o bombeamento do fluido que troca calor com o ar, no caso do sistema de água gelada é um sistema distinto do dispositivo responsável pela compressão do gás refrigerante (o que não ocorre com o VRF), é possível estabelecer estratégias de redução de consumo elétrico deste sistema.

Uma aplicação deste tipo é filosofia de projeto Earthwise®, utilizada pela Trane, que consiste em aumentar o diferencial de temperatura da água gelada e de condensação, permitindo vazões de projeto menores e sistemas de bombeamento menores. Este aumento do diferencial de temperatura reduz a eficiência do chiller, entretanto os equipamentos utilizados atualmente no mercado apresentam alta eficiência energética, o que reduz a participação do consumo elétrico deste equipamento em relação ao total da instalação do ar condicionado, tornando a participação do sistema de bombeamento mais significativo.

Portanto sistemas de água gelada respondem melhor ao quesito distancia da unidade condensadora ou resfriadora de líquido da unidade de tratamento de ar nos ambientes beneficiados.

6.2. CONFORTO TÉRMICO

6.2.1. Considerações sobre conforto térmico

O conforto humano é um assunto complexo que relaciona diversos fatores ligados ao meio físico além dos aspectos fisiológicos, tais como estresse térmico, reação ao frio, ao calor, termo-regulação entre outros.

Em linhas gerais, o conforto térmico é obtido por trocas térmicas que dependem de vários fatores, ambientais ou pessoais, governados por processos físicos como convecção, radiação, evaporação e condução. O conforto térmico humano e sua resposta fisiológica ao estresse térmico dependem da

produção de calor metabólico, do nível de fatores ambientais como a velocidade do vento, temperatura do ar, umidade relativa e temperatura média radiante, e do tipo de vestimenta que o indivíduo estiver utilizando. O efeito conjugado dos mesmos é que definirá o grau de conforto ou desconforto térmico sentido pelas pessoas. Desta forma, os parâmetros mais importantes do conforto térmico subdividem-se em duas classes:

Individuais: metabolismo e vestuário;

Ambientais: temperatura, umidade e velocidade do ar, além da temperatura média radiante;

Os primeiros estudos a cerca do conforto térmico datam do início do século passado. Esses estudos tinham o objetivo principal de avaliar de que maneira as condições de conforto térmico afetavam o rendimento do trabalho. As condições de conforto térmico são função da atividade desenvolvida pelo indivíduo, da sua vestimenta e das variáveis ambientais que proporcionam as trocas de calor entre o corpo e o ambiente. Assim, os índices de conforto térmico procuram englobar, em um único parâmetro, diversas variáveis.

A norma ISO 7730 considera que um espaço apresenta condições de conforto térmico quando não mais do que 10% dos seus ocupantes se sintam desconfortáveis. A quantificação da percentagem de desconforto foi feita através de estudos feitos por FANGER na Dinamarca em câmaras climatizadas que envolveram 1300 pessoas. Estes estudos permitiram estabelecer uma relação entre o resultado do balanço energético do corpo e a tendência de insatisfação, designada por PPD (*Predicted Percentage of Dissatisfied*). A PPD é determinada com base no valor de PMV (*Predicted Mean Vote*) que é uma escala quantitativa da sensação de calor e de frio.

A escala sétima da ASHRAE, ou escala dos sete pontos, utilizada nos estudos de FANGER, é utilizada até hoje para determinação real das sensações térmicas das pessoas é representada na figura abaixo (Fig. 6.2).

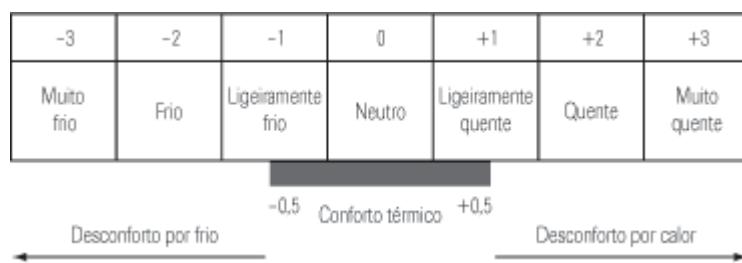


Fig. 6.2 - PMV desenvolvido por Fanger (Luiz C. M. Junior, 2003)

O conforto térmico no interior das edificações depende de aspectos como insolação, ventos dominantes e características do entorno, além do posicionamento do edifício no lote, tipo de fachada, espessura de paredes, dimensão das aberturas e materiais empregados.

O sistema de ar condicionado é um recurso complementar e extremamente necessário hoje em dia que, quando bem planejado, ajuda a garantir o bem-estar e as condições de conforto térmico.

Segundo Simon Levy, consultor técnico da Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento (ABRAVA), o ideal é que o sistema de refrigeração seja desenvolvido juntamente com o projeto da edificação, independentemente de seu porte. Dessa forma é possível adotar opções mais eficientes, reduzir interferências com outros sistemas, prever necessidades elétricas e escolher equipamentos que garantam a melhor relação custo/benefício para cada empreendimento.

Se o projeto de arquitetura for desenvolvido previamente, dificilmente o projeto de ar condicionado poderá contemplar todos esses aspectos. Isso implica a necessidade de adaptação às condições impostas, o que nem sempre garante bons resultados. Além disso, o projetista prevê os recursos adequados para renovação e filtragem do ar, além de dar tratamento diferenciado a ambientes que apresentam demandas especiais, como hospitais, teatros, salas de reuniões ou CPDs.

“O arquiteto precisa do respaldo da engenharia para alcançar as melhores soluções e os menores custos”, afirma Levy.

É importante destacar que qualquer relação entre a capacidade do sistema e a área a ser atendida serve exclusivamente como referência inicial, uma vez que a especificação correta depende da configuração física do espaço e de sua carga térmica, dado que varia em função da incidência solar e do calor gerado por pessoas e equipamentos.

O engenheiro Carlos Kayano, diretor da Thermoplan, empresa de projetos e consultoria, chama a atenção para a importância de ouvir o autor do projeto de ar condicionado em duas situações. A primeira é na ocupação do espaço em prédios novos. “Geralmente os projetos são feitos considerando pavimentos abertos, portanto, precisa haver adaptações em acordo com a distribuição de salas fechadas e divisórias, para que o zoneamento do ar leve em conta as variadas cargas térmicas”, diz.

O mesmo vale sempre que forem realizadas mudanças de layout em escritórios, uma vez que a remoção e a colocação de divisórias, mesmo que pequenas, interferem no funcionamento do sistema. “O profissional redistribuirá as bocas de saída de ar e fará adaptações para atender à nova ocupação e evitar a formação de bolsões quentes ou frios”, ele detalha.

6.2.2. Resfriamento, aquecimento, umidificação

Tanto as unidades evaporadoras nos sistemas VRF quanto as unidades de tratamento de ar utilizadas por sistemas de água gelada o controle de temperatura é preciso, seja para o resfriamento ou para o aquecimento, fatos esses devido aos sensores de temperatura interligados a esses sistemas.

Em sistemas de expansão indireta a utilização de unidades de tratamento de ar devidamente projetadas permite o controle da temperatura e umidade relativa do ar de forma apurada, sendo possível sua aplicação em CPDs, por exemplo, aplicação esta que exige controle preciso de temperatura e umidade.

Devido ao seu limitado controle de umidade os sistemas VRF atendem parcialmente as condições de conforto térmico, pois apenas desumidificam o ar ambiente devido à condensação do vapor de água nas serpentinhas de resfriamento nas unidades evaporadoras. Ao longo do tempo a concentração de CO₂ e a inexistência de sistemas dedicados para a renovação de ar geram desconforto térmico no ambiente condicionado, prejudicando-o com relação ao conforto térmico.

6.2.3.Distribuição de ar

Em relação à distribuição de ar nos ambientes sistemas VRF são limitados, exceto evaporadas do tipo embutido que possibilitam uma melhor distribuição por dutos e difusores bem localizados. A mistura do ar insuflado com o ar ambiente é insuficiente para atender às recomendações de variação de temperatura do ar dentro espaço ocupado, isso sem levar em consideração que o ar de renovação insuflado diretamente no ambiente torna essa mistura de ar menos eficiente do que no caso de sistemas de água gelada, em que a mistura do ar de renovação pode ser feita nas unidades de tratamento de ar de forma mais eficiente.

Para sistemas de água gelada a distribuição de ar dos fancoils pode ser feira diretamente ou por meio de dutos e difusores bem distribuídos enquanto que a renovação de ar é feita diretamente na unidade por meio de uma caixa de mistura ou pelo retorno diretamente na casa de máquinas.

6.2.4.Qualidade do ar interior

Há uma preocupação mundial cada vez maior com a qualidade do ar de interiores principalmente em ambientes climatizados, além de uma ampla e crescente utilização de sistemas de ar condicionado. Tais sistemas correlacionam-se com a qualidade de vida dos usuários dos edifícios, já que interferem diretamente com as condições de conforto, no bem-estar, na produtividade e no absenteísmo ao trabalho.

Portanto, a manutenção da qualidade do ar no interior dos ambientes destaca-se como mais um ponto de comparação entre sistemas de expansão direta do tipo VRF e sistemas de expansão indireta que utilizam fancoils para lado do ar.

6.2.5.Filtragem

Os filtros possuem uma importante função de manutenção da qualidade do ar interior ao lado dos sistemas empregado para ventilação e renovação de ar. Existem diferentes tipos de filtros, que variam quanto ao seu grau de eficiência/desempenho, ou seja, a capacidade de remover partículas cada vez menores. A remoção de partículas torna-se mais difícil à medida que diminui o tamanho destas. A maior parte dos filtros usados para captação de partículas microscópicas sejam elas sólidas ou líquidas,

consistem de fibras de vários materiais dispostos de forma que a maior parte dos espaços entre elas seja menor do que o diâmetro da partícula a ser filtrada.

Os filtros utilizados em ar condicionados são usados para obter um determinado grau de limpeza, obedecendo a determinadas exigências estabelecidas em especificações e normas.

Cada campo de aplicação de filtragem requer um tipo específico de filtro e o que diferencia cada um destes tipos é sua eficiência na limpeza do ar. Além disto, outros fatores básicos são essenciais para a utilização de uma classe de filtragem adequada, tais como: perda de pressão introduzida no sistema, capacidade de acumulação do particulado presente, compatibilidade de dimensões, espaço, requisitos para manutenção e custos iniciais e operacionais são importantes, mas, sem dúvida nenhuma, os requisitos de eficiência, perda de pressão e capacidade de acumulação do particulado definem o elemento filtrante a ser utilizado.

6.2.6. Eficiência e classificação de meios filtrantes

A eficiência do elemento filtrante é expressa em percentagem e define o grau de separação dos contaminantes do ar e também é sempre necessário especificar o teste utilizado para aferir sua eficiência.

Filtros grossos e finos								
NBR 16401-3:2008 EN779		ASHRAE 52.1		ANSI / ASHRAE 52.2				
Classe	Eficiência média - partículas 0,4μ	Eficiência Gravimétrica média	Eficiência Colorimétrica média	Classe	Eficiência média em função da faixa de partículas			
					MERV	E 1 0,3 ~ 1,0 μ	E 2 1,0 ~ 3,0 μ	E 3 3,0 ~ 10,0 μ
G-1	< 65 %	< 20 %	< 20 %	1	----	----	----	< 20 %
G-2	65 ~ 70 %	< 20 %	< 20 %	2	----	----	----	< 20 %
	70 ~ 75 %	< 20 %	< 20 %	3	----	----	----	< 20 %
G-3	75 ~ 80 %	< 20 %	< 20 %	4	----	----	----	< 20 %
	80 ~ 85 %	< 20 %	< 20 %	5	----	----	----	20 ~ 35 %
G-4	85 ~ 90 %	< 20 %	< 20 %	6	----	----	----	35 ~ 50 %
	> 90 %	25 ~ 30 %	25 ~ 30 %	7	----	----	----	50 ~ 70 %
G-5	> 90 %	30 ~ 35 %	30 ~ 35 %	8	----	----	----	> 70 %
	> 90 %	40 ~ 45 %	40 ~ 45 %	9	----	< 50 %	< 50 %	> 85 %
F-5	40 ~ 60 %	> 95 %	50 ~ 55 %	10	----	50 ~ 65 %	50 ~ 65 %	> 85 %
F-6	60 ~ 80 %	> 95 %	60 ~ 65 %	11	----	65 ~ 80 %	65 ~ 80 %	> 85 %
F-7	80 ~ 90 %	> 98 %	80 ~ 90 %	12	----	> 80 %	> 80 %	> 90 %
F-8	90 ~ 95 %	> 98 %	90 ~ 95 %	13	< 75 %	> 90 %	> 90 %	> 90 %
F-9	> 95 %	----	> 95 %	14	75 ~ 85 %	> 90 %	> 90 %	> 90 %
				15	85 ~ 95 %	> 90 %	> 90 %	> 90 %

Filtros HEPA e ULPA										
Tipo	NBR 7276:2005		EN1822			ANSI / ASHRAE 52.2				
	Classe	Eficiência DOP - 0,3 μ	Classe	Eficiência Global MPPS	Eficiência Local MPPS	Classe	Eficiência média em função da faixa:			
HEPA							MERV	E 1 0,3 ~ 1,0 μ	E 2 1,0 ~ 3,0 μ	
A - 1	85 ~ 97,9 %	E - 10	≥ 85 %	----	16	> 95 %	> 95 %	> 95 %		
A - 2	98 ~ 99,97 %	E - 11	≥ 95 %	----	----	----	----	----		
A - 3	> 99,97 %	E - 12	≥ 99,5 %	----	----	----	----	----		
	----	H - 13	≥ 99,95 %	99,75 %	----	----	----	----		
	ULPA		----	H - 14	≥ 99,995 %	99,975 %	----	----	----	----
			----	U - 15	≥ 99,9995 %	99,9975 %	----	----	----	----
			----	U - 16	≥ 99,99995 %	99,99975 %	----	----	----	----
			----	U - 17	≥ 99,999995 %	99,9999 %	----	----	----	----

Fig. 6.3 - Resumo de classificação de filtros grosso, fino e absoluto. (Trane, 2008)

A figura 6.3 mostra a classificação de filtros de ar conforme diversas normas e regulamentações brasileiras e estrangeiras para os variados testes para aferição.

Uma vez decidido o meio filtrante a ser utilizado, de acordo com a eficiência desejada, seja ele grosso, fina ou absoluta, segue-se escolhendo o modelo do filtro que tenha a área efetiva de filtragem adequada à vazão de ar necessária e, portanto, com capacidade de acumulação de particulado e perda de pressão compatível com o sistema. Essa perda de pressão é medida através de manômetro diferencial de pressão, onde são acompanhados os valores iniciais e finais dados pelo fabricante do filtro, de tal maneira que o elemento filtrante seja trocado dentro do prazo certo, evitando uma troca prematura, antes da saturação do filtro, ou uma troca tardia, quando o filtro estiver rompido.

Em relação à classificação dos filtros de ar podemos classificá-los de acordo com sua construção além de sua classificação quanto à eficiência. Quanto à sua construção, temos os filtros com meio filtrante fixo, onde a perda de pressão aumenta permanentemente, assim como a carga de particulado. Uma vez saturados, os filtros deverão ser trocados ou lavados no caso de filtros metálicos permanentes. Nessa classificação, enquadrados os filtros grossos multibolsas ou planos, finos de construção rígida ou multibolsas e filtros absolutos HEPA (*High-Efficiency Particulate Air*) e ULPA (*Ultra-low Penetration Air*).

Os filtros de renovação automática são também chamados de filtros dinâmicos e neles são introduzidos meios filtrantes dinâmicos limpos em forma contínua, o que faz com que se mantenha constante o fluxo de ar e queda de pressão.

6.2.7. Conformidade com normas relacionadas à qualidade do ar interior

A classificação de filtros de ar quanto ao seu desempenho já vem sendo elaborada há muito tempo em países desenvolvidos onde o volume de utilização sempre foi muito expressivo. Com o objetivo de criar métodos seletivos capazes de avaliar todas as características técnicas dos filtros, foram preparadas normas para teste de filtros, fornecendo subsídios aos usuários no momento de dimensionar e adquirir os sistemas de filtragem.

Os países mais avançados tecnologicamente foram os que trilharam esse caminho. No Brasil, a ABNT adotou normas americanas ASHRAE Standard 52 de 1976 para filtros grossos e finos e a norma Militar Standard MS-282 para filtros absolutos. A ASHRAE Standard 52 define 3 classes de filtragem: classe A - filtros contra poeira grossa, porém de baixa eficiência para partículas inferiores a 5 micrões, geralmente feitos de arames metálicos, fibra de vidro, fibras sintéticas, etc; classe B - filtragem de partículas acima de 1 micrôn, possuindo eficiência considerável na faixa submicrônica, especialmente quando carregados; classe C - filtros que permitem menos de 10% de penetração em testes padronizados. Os filtros dessa categoria, que apresentam penetração inferior a 0,002% são às

vezes denominados "absolutos" e usualmente são protegidos por um pré-filtro da classe B, que capta a poeira mais grossa.

Na maioria dos países não existe uma única norma que trate as três classes de filtros como eles são conhecidos no Brasil.

A antiga norma brasileira NBR-6401 (Ar Condicionado de Conforto) classificava os filtros em três classes: filtro grosso (prefixo G) de G0 a G3, avaliado por teste gravimétrico, conforme ASHRAE STANDARD 52 de 1976; filtro fino (prefixo F) de F1 a F3, avaliado por teste colorimétrico, conforme ASHRAE STANDARD 52 de 1976 e filtro absoluto (prefixo A) de A1 a A3, avaliados por teste fotométrico, conforme Militar Standard MS-282.

A atual norma brasileira NBR 16401-1 classifica os filtros grossos e finos em sistema alfanumérico baseada na norma européia EN 779 (Tab. 6.1), sendo que os filtros absolutos ficaram fora desta norma.

Tab. 6.1 - Classificação de filtros de partículas segundo EN 779-2002 (NBR 16401 Parte 3, 2011)

Tipo de filtros	Classe	Eficiência gravimétrica média Eg (%)	Eficiência média para partículas de 0,4µm Ef (%)
Grossos	G 1	50 ≤ Eg < 65	---
	G 2	65 ≤ Eg < 80	---
	G 3	80 ≤ Eg < 90	---
	G 4	90 ≤ Eg	---
Finos	F 5	---	40 ≤ Ef < 60
	F 6	---	60 ≤ Ef < 80
	F 7	---	80 ≤ Ef < 90
	F 8	---	90 ≤ Ef < 95
	F 9	---	95 ≤ Ef

Os filtros são amplamente utilizados e tão comuns que, às vezes, são tratados descuidadamente e passam a representar um valor significativo nos gastos das empresas, em função dos reparos dos equipamentos danificados pela falta de critério na aquisição ou falta de conhecimento do pessoal de manutenção. Com esses fatos em mente, pode-se entender facilmente porque sérios cuidados devem ser tomados na escolha de filtros para usos específicos e a falta que estes podem fazer.

A classe de filtragem normalmente empregada pelos sistemas de expansão direta do tipo split e VRF são compostos por filtros antibacterianos laváveis em fibra sintética em sua maioria, dito pelos fabricantes de alta eficiência e substituíveis em até 1 ano de utilização. Segundo a classificação informada por eles as unidades Hi-Wall e Piso-Teto possuem classe de filtragem limitada a G0, segundo o padrão ABNT, e para algumas unidades especiais do tipo Embutir e Cassete emprega-se classes de filtragem até MERV 5, segundo ANSI/ASHRAE 52.2, o que corresponderia a classe G3 segundo ABNT, não sendo aplicáveis filtros finos e absolutos, apenas filtragem do tipo grossa. Este fato inviabiliza a utilização de sistemas split e VRF em aplicações como laboratórios farmacêutico, centros de tratamento intensivo em hospitais, salas de envase e demais aplicações onde se exige estanqueidade ou tratamento específico do ar para se evitar contaminantes.

Alguns fatos importantes a serem ressaltado dizem respeito ao não atendimento da exigência mínima de filtragem por parte do VRF.

- A norma ANSI/ASHRAE 52.2-199 no item 5.9 que fala sobre a remoção de material particulado “Os filtros ou sistemas de purificação do ar para materiais particulados deverão possuir um eficiência mínima reportada (MERV) de não menos que 6”;
- A norma ABNT NBR 16401 recomenda a aplicação de filtros de ar de classe mínima G3 para aplicações mais simples como as residenciais;
- A regulamentação da Anvisa RE-09/2003 item 3.5 descreve que para ambientes públicos e coletivos com ar condicionado deve-se assegurar o grau de pureza do ar no ambiente condicionado, a unidade central de tratamento de ar deverá ter uma filtragem mínima de classe G3.

Para os sistemas de expansão indireta que utilizam para o lado do ar fancoils, como nos casos de estudo simulados (FPFA e VAV) não há limitação para a classe de filtragem a ser aplicada em instalações devidamente projetadas nem a necessidade de sistemas dedicados, sendo necessários apenas os módulos adicionais como caixas de mistura que conduziram o ar ao meio filtrante adequado, sendo possível até mesmo a instalação dos filtros nos dutos de ar.

A tabela abaixo (Tab. 6.2) ilustra a classe mínima de filtragem exigida segundo a norma ABNT NBR 16401.

Tab. 6. 2 - Classe mínima de filtragem (ABNT NBR 16401, 2011)

Aplicação típica	Classe
Supermercado, <i>mall</i> de centros comerciais, agencias bancárias e de correios, lojas comerciais e de serviços	G4
Escritórios, sala de reunião, CPD, sala de digitação, <i>call center</i> , consultórios.	F5
Aeroporto – saguão, salas de embarque.	F5
Aeroporto - torre de controle	G3 + F6
Biblioteca, museu – áreas do público.	F5
Biblioteca, museu – exposição e depósito de obras sensíveis.	G3 + F8
Hotéis 3 estrelas ou mais – apartamentos, lobby, salas de estar, salões de convenções	F5
Hotéis - outros, motéis - apartamentos.	G4
Teatro, cinema, auditório, locais de culto, sala de aula.	F5
Lanchonete, cafeteria	G4
Restaurante, bar, salão de coquetel, discoteca, danceteria, salão de festas, salão de jogos.	F5
Ginásio (áreas do público), fitness center, boliche, jogos eletrônicos.	G4
Centrais telefônicas – sala de comutação	G3 + F6
Residências	G3
Sala de controle – ambiente eletrônico sensível.	G3 + F6
Impressão – litografia, offset,	G3 + F7
Impressão - processamento de filmes	G3 + F8

6.2.8.Renovação de ar

Sistemas de expansão direta como VRF exigem sistemas auxiliares dedicados para a renovação de ar garantindo assim taxas corretas de renovação de ar para condições de conforto térmico. Segundo ABNT NBR 16401 parte 3 itens 6.3.4 e 6.3.5 a exigência mínima para esses sistemas de tomada de ar exterior é G3 ou deve estar em conformidade com a aplicação típica conforme a tabela 6.2 listada anteriormente.

Já para os sistemas de água gelada não há complicações para o lado do ar, pois as tomadas de ar externo podem ser feitas diretamente nos fancoils por meio de caixas de mistura ou através de casas de máquinas onde se localizam as unidades de tratamento de ar.

Tipicamente em sistemas VRF o sistema de renovação de ar insufla o ar diretamente nos ambientes climatizados. Essa aplicação reduz o conforto térmico por gerar diferenciais de temperatura dentro do ambiente climatizado. Pode ser utilizado um sistema de recuperação de energia que aproveite a temperatura do ar de exaustão para o ar de renovação, de forma semelhante ao sistema de água gelada, entretanto um sistema de ventilação dedicado deve ser considerado, o que em muitos casos não é necessário para sistemas de água gelada.

6.3. MANEJO DE FLUIDOS REFRIGERANTES NOS SISTEMAS

A segurança do usuário e das pessoas em contato com o sistema de ar condicionado é um fator importante a ser levado em conta. Em 1991, no Alaska, um acidente devido ao vazamento de aproximadamente 300 kg de CFC-22, envolvendo 3 técnicos responsáveis pela manutenção de uma central de água gelada foi um dos motivos do surgimento, e certamente da força que ganhou nos EUA a norma ANSI/ASHRAE Standard 15-2004 - *Safety Standard for Refrigeration Systems*. Que fala de segurança em ambientes onde há circulação de gases usados em refrigeração. Esta norma infelizmente ainda não tem correspondente no Brasil o que nos gera um grave risco de segurança.

Em Sistemas VRF Comercial acima de 10 TR que utilizam quaisquer dos refrigerantes hoje disponíveis no mercado como R-22, R134a, R-410a ou R-407c, o refrigerante circula em vários ambientes da edificação através das tubulações frigorígenas que ligam as evaporadoras as condensadoras, de forma que cada sala ocupada se torna uma casa de máquinas em potencial, com os mesmos riscos de vazamento e necessidades especiais. Dessa forma seriam necessários em cada sala os mesmos cuidados que se tem em uma casa de máquinas como, por exemplo, a utilização de máscaras, detectores de refrigerantes, ventilação adequada, entre outros.

Para garantir a segurança de todos os ocupantes, é preciso determinar a área ocupada com a possibilidade de ter a maior concentração no caso de um vazamento. Para encontrar essa área, é necessário conhecer a quantidade de refrigerante no sistema e como o refrigerante se distribuirá se houver vazamentos. Para sistemas unitários, a carga total é fornecida como parte dos dados da

unidade. A carga total para sistemas Splits e sistemas VRF é determinada pela soma das cargas do componente fornecida pelo fabricante à quantidade de refrigerante calculado nas linhas que conectam os diversos componentes. A carga da linha pode ser calculada com base no volume das linhas e na densidade do refrigerante, ou usando uma tabela de consulta.

Depois que carga total for determinada o passo seguinte é determinar o volume de diluição. As orientações a seguir são fornecidas para determinar o volume de diluição: “Sempre que um sistema de refrigeração ou uma parte dele estiver localizado dentro de um sistema de duto de distribuição de ar ou em um condicionador de ar ou em um espaço ocupado servido por um sistema de ventilação mecânica, o sistema global de distribuição de ar deve ser analisado para determinar o pior caso de distribuição de vazamento de refrigerante.” (ANSI/ASHRAE Standard15, Seção 7.3.2).

Com o propósito de garantir a segurança dos ocupantes de um determinado local, a Standard 15 limita o volume de refrigerante que accidentalmente pode ser liberado na menor sala de um edifício atendido por um circuito de gás refrigerante de um sistema de ar condicionado. No caso de utilização de blends, uma formula determina a quantidade, mas por conveniência a tabela 6.3 do extraída Manual do Usuário da AHSRAE Standard 34, indica as quantidades limites.

Tab. 6.3 - Dados de Segurança da Tabela 1 da ASHRAE Standard 34-2007

Refrigerante	Grupo de Segurança	RCL Kg/m³	Toxicidade segundo classificação da Standard
R-22 (CHClF ₂)	A1	0.20824	Não
R-134 ^a (CH ₂ FCF ₃)	A1	0.20824	Não
R-407C (Blend)	A1	0.2723139	Não
R410A (Blend)	A1	0.4004616	Não

Por exemplo, para uma sala de 10 m² com pé direito de 3,5 m, a carga máxima de refrigerante R410A num sistema é de 14 Kg.

Vale notar que o manual do usuário da Standard 15 indica: “O conceito é determinar a menor quantidade razoável de refrigerante que poderia vazar em um ambiente ocupado, portanto estabelecendo a a situação mais critica.”

Antes da difusão dos sistemas VRF, pouca preocupação havia em relação a exceder a máxima concentração permitida de gás refrigerante pelos seguintes motivos:

- A maioria das grandes edificações utiliza água gelada nas zonas ocupadas, sem circulação de gás refrigerante por elas;
- O volume dos espaços beneficiados por sistemas dutados era grande suficiente comparando com a carga de refrigerante usada;

- O volume de refrigerante em sistemas atendendo salas de forma individual estava abaixo da limitação da Standard, para a sala em questão.
- Os fabricantes não permitiam longas linhas de tubulação de gás refrigerante para sistemas de pequeno porte.
- Sistemas comerciais e residenciais de ar condicionado e aquecimento são projetadas para utilizarem uma carga específica de gás refrigerante e não para emitir este gás para a atmosfera durante o período normal de operação.
- Entretanto emissões de refrigerante podem ocorrer devido a uma série de fatores (IPCC-2007):
 - Vazamentos associados a falhas de projeto ou má qualidade de produção como vazamentos em válvulas, juntas, tubulação e trocadores de calor representam em média 2 a 5% da carga de refrigerante de fábrica por ano;
 - Vazamentos em conexões de má qualidade em tubulações, realizadas em campo, que podem emitir de 5 a 100% da carga de gás dentro do primeiro ano da instalação. É importante ressaltar que os principais pontos sujeitos à vazamentos são os pontos de solda realizados em campo. O numero de pontos de soldas em uma instalação é proporcional ao comprimento total da linha e do numero de curvas. Dessa forma sistemas que utilizem comprimentos de linha elevados estão mais suscetíveis a vazamentos.
 - Vazamentos acidentais devido a falhas mecânicas ou danos aos componentes do equipamento podem resultar em perdas de até 100% de perda da carga do sistema;
 - Descarte intencional do refrigerante durante manutenção (ou mesmo para expelir o ar do sistema durante a instalação), ou descarte do equipamento (que em muitos países esta pratica ainda é legal). Este tipo de emissão representa de um percentual pequeno a toda carga do sistema.

Para sistemas de ar condicionado que utilizem o ciclo de compressão a vapor que utilize qualquer tipo de refrigerante, existem várias práticas que promovem a conservação do refrigerante, e reduzem as emissões, e principalmente os perigosos vazamentos dentro de ambientes ocupados. As mais significativas são:

- Design e instalações melhoradas para reduzirem vazamentos e consequentemente aumentar a contenção de refrigerante;
- Projeto que minimize a carga de refrigerante no sistema;
- Adoção de boas práticas de instalação, manutenção e reparo de equipamentos, incluindo detectores de vazamentos;

- Recuperação de refrigerante durante manutenção;
- Reciclagem e remanufatura de refrigerante recuperado;
- Recuperação de refrigerante no desmantelamento dos equipamentos;
- Políticas públicas apropriadas para motivarem boas práticas que promovam a conservação de refrigerante.

Apesar dos vazamentos de refrigerantes poderem ocorrer a qualquer momento da vida de um equipamento de refrigeração, ou seja, fabricação, instalação, operação, manutenção ou descarte, é durante o período de operação que se registram as maiores incidências destes vazamentos. Neste caso, a taxa de vazamento pode ser afetada e aumentada por uma série de fatores como: vibrações, diferenças de pressões e temperaturas, falhas em conexões, acidentes durante intervenções e outros.

A previsão anual da quantidade de fluido refrigerante que vaza de um sistema de refrigeração por compressão de vapor, principalmente de sistemas de ar condicionado, é um desafio ainda não vencido pelos pesquisadores. Um ponto de partida para se estabelecer estas previsões pode ser o modelo proposto por Fontanive (2005), nele a pesquisadora apresenta equações para o cálculo da taxa de vazamento de um fluido em geral, de uma tubulação sob pressão para a atmosfera, tanto se o mesmo estiver no estado líquido ou gasoso, conforme Equações 6.1 e 6.2, respectivamente.

$$\Delta M_l = A_h \cdot C_d \cdot \sqrt{2 \cdot \rho_l \cdot (P_i - P_e)} \quad (6.1)$$

$$\Delta M_v = A_h \cdot C_d \cdot \sqrt{2 \cdot P_i \cdot \rho_v \cdot \left(\frac{\gamma}{\gamma-1} \right) \cdot \left[\left(\frac{P_e}{P_i} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_e}{P_i} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right]} \quad (6.2)$$

onde,

ΔM_l Massa de fluido, inicialmente no estado líquido, que vaza de uma de tubulação

ΔM_v Massa de fluido, inicialmente no estado gasoso, que vaza de uma de tubulação

Ah Área de abertura do orifício na tubulação

Cd Coeficiente de descarga

Pi Pressão interna do fluido na tubulação

Pe Pressão externa a tubulação

ρ_l Densidade do fluido no estado líquido

ρ_g Densidade do fluido no estado gasoso

γ Relação entre calores específicos

No caso de equipamentos de ar condicionado, a determinação de uma taxa anual de vazamento de refrigerante é uma tarefa árdua, uma vez que, em um mesmo instante no sistema se encontra fluido no estado líquido, gasoso e saturado, distribuído em dois níveis de pressões distintas e, o orifício por onde o fluido poderia escapar pode estar localizado em qualquer um desses níveis de pressão, bem como poderia assumir inúmeras configurações geométricas. No caso de sistemas VRF o extenso comprimento das linhas implica em uma maior dificuldade de predição ou até mesmo detecção do ponto de vazamento.

Além dos complicadores citados acima, o sistema sofre ainda a influência de vários outros fatores, internos ou externos ao equipamento, principalmente o fator comportamental do usuário ou dos procedimentos de manutenção.

Segundo os dados coletados pelo relatório anual do Programa das Nações Unidas de 2003, as taxas de vazamento de sistemas Split na faixa de capacidade de 10 a 700 kW, está em torno de 4 a 5%, indicando ainda que para sistemas multi-split a probabilidade de vazamentos é ainda maior.

Considerando-se o panorama apresentado sobre a determinação matemática de uma taxa de vazamento anual de fluido refrigerante em um sistema ar condicionado, que considere todos os fatores envolvidos no processo, seria necessário um esforço computacional muito grande para determiná-lo, o que não é o alvo principal deste estudo. Assim, sem prejuízo ao desenvolvimento deste trabalho, foi adotada a taxa de vazamento prevista pelo relatório do UNEP (2003), com um valor médio de 5% ao ano.

Conforme detalhado nos tópicos anteriores deste estudo, sistemas VRF para aplicações de grande porte possuem alta probabilidade de vazamentos, e não é simples garantir a qualidade necessária na instalação a fim de reduzirem estes riscos de vazamento. Como foi indicado, tanto para a questão da área de piso ocupada pelas unidades de refrigeração, quanto para eficiência energética, os sistemas VRF a partir de 200 ou 300 TR, dependendo do perfil climático, apresentam vantagens comparativas inferiores ao sistema de água gelada, e a probabilidade crescente de vazamentos ressalta essa restrição de sistemas de grande porte. Sendo assim, a partir da capacidade instalada necessária para uma edificação podemos afirmar que também por questões de segurança, o sistema VRF não é indicado.

6.4. VIDA ÚTIL DOS SISTEMAS

A figura abaixo (Fig. 6.4) ilustra a vida útil de diversos equipamentos em um sistema HVAC baseado no capítulo 37 da norma ASHRAE Handbook de 2011 (*Chapter 37 - Owning and Operating Costs*).

É claro percebermos que a vida útil de um sistema de ar condicionado está vinculada à vida útil de seus componentes principais e periféricos. Considerando a vida útil de cada sistema representada por seus principais componentes como compressores, bombas, ventiladores, condensadoras, tubulações e eletrônica, por exemplo, e tendo em vista os dados apresentados por Abramson et al. (2005) e Akalin (1978) divulgados na ASHRAE Handbook Fundamentals de 2007 e 2011, sistemas de água gelada com compressores centrífugos possuem vida útil superiores a 24 anos enquanto sistemas de expansão indireta, como o sistema VRF, apresentam vida útil de aproximadamente 15 anos.

Percebe-se que sistemas de água gelada possuem aproximadamente o dobro da vida útil de sistemas de expansão direta do tipo VRF, fato este que agregará futuros investimentos em retrofit das instalações ao fim da vida útil dos sistemas VRF enquanto os sistemas de água gelada estarão em 60% de sua vida útil ainda.

Equipment Item	Median Service Life, Years		Equipment Item	Median Service Life, Years		Equipment Item	Median Service Life, Years	
	Abramson et al. (2005)	Akalin (1978)		Abramson et al. (2005)	Akalin (1978)		Abramson et al. (2005)	Akalin (1978)
Air Conditioners								
Window unit	N/A*	10	Diffusers, grilles, and registers	N/A*	27	Air-cooled	N/A	20
Residential single or split package	N/A*	15	Induction and fan-coil units	N/A*	20	Evaporative	N/A*	20
Commercial through-the-wall	N/A*	15	VAV and double-duct boxes	N/A*	20	Insulation		
Water-cooled package	>24	15	Air washers	N/A*	17	Molded	N/A*	20
Heat pumps								
Residential air-to-air	N/A*	15 ^b	Dampers	N/A*	20	Blanket	N/A*	24
Commercial air-to-air	N/A*	15	Fans	N/A*		Pumps		
Commercial water-to-air	>24	19	Centrifugal	N/A*	25	Base-mounted	N/A*	20
Roof-top air conditioners								
Single-zone	N/A*	15	Axial	N/A*	20	Pipe-mounted	N/A*	10
Multizone	N/A*	15	Propeller	N/A*	15	Sump and well	N/A*	10
Boilers, Hot-Water (Steam)								
Steel water-tube	>22	24 (30)	DX, water, or steam	N/A*	20	Condensate	N/A*	15
Steel fire-tube		25 (25)	Electric	N/A*	15	Reciprocating engines	N/A*	20
Cast iron	N/A*	35 (30)	Heat Exchangers			Steam turbines	N/A*	30
Electric	N/A*	15	Shell-and-tube	N/A*	24	Electric motors	N/A*	18
Burners								
N/A*	21		Reciprocating compressors	N/A*	20	Motor starters	N/A*	17
Furnaces								
Gas- or oil-fired	N/A*	18	Packaged Chillers			Electric transformers	N/A*	30
Unit heaters								
Gas or electric	N/A*	13	Reciprocating	N/A*	20	Controls	N/A*	20
Hot-water or steam	N/A*	20	Centrifugal	>25	23	Pneumatic	N/A*	16
Radiant heaters								
Electric	N/A*	10	Absorption	N/A*	23	Electric	N/A*	15
Hot-water or steam	N/A*	25	Cooling Towers			Hydraulic	N/A*	20
			Galvanized metal	>22	20	Pneumatic	N/A*	10
			Wood	N/A*	20	Self-contained		
			Ceramic	N/A*	34			

*N/A: Not enough data yet in Abramson et al. (2005). Note that data from Akalin (1978) for these categories may be outdated and not statistically relevant. Use these data with caution until enough updated data are accumulated in Abramson et al.

Fig. 6. 4 - Tabela comparativa de tempo de vida útil média para diversos (ASHRAE, 2007)

6.5. CONFIABILIDADE

Por exemplo, uma unidade condensadora VRF de pequeno porte consiste em cerca de 25 principais componentes de refrigeração: 1 compressor, 1 válvula de expansão eletrônica, 3 válvulas solenóides, 1 válvula solenóide para controle da descarga, 1 serpentina de dois circuitos, 1 interruptor de alta pressão, 1 interruptor de baixa pressão, 3 filtros, 4 tubos capilares, 1 sensor de pressão, 2

acumuladores, 1 trocador de calor de refrigerante, 4 termistores, e uma válvula de retenção de refrigerante.

A figura 6.5 mostra o esquemático com os componentes utilizados em uma unidade condensadora típica do sistema VRF, incluindo o sistema eletrônico embarcado.

O sistema VRF é um sistema altamente dependente do sistema de controle embarcado. Este sistema por um lado aumenta a confiabilidade do sistema, pois uma parcela da automação vem montada de fábrica, por outro lado tanto a instalação e configuração indevidas deste sistema e campo, como uma pane por causa de fatores ambientais como umidade ou descargas atmosféricas podem levar a paralisação deste sistema.

O fator ambiental nos sistemas e suas configurações analisadas neste estudo causam maior impacto em sistemas VRF, pois por serem de condensação a ar e, portanto geralmente instalados ao tempo. Caso instalados em regiões de clima úmido a corrosão nas placas eletrônicas podem levar a falha prematura do sistema, como será descrito posteriormente sobre o sistema de controle de sistemas VRF.



Fig. 6.5 - Elementos de uma condensadora VRF (Daikin, 2011)

Por levar em sua concepção um sistema de comunicação das unidades internas e externas que indicam a demanda de carga do sistema e por conta da eletrônica responsável pela modulação de carga dos compressores o sistema VRF é extremamente dependente dessa eletrônica, que em caso de falha leva a paralisação da operação.

No caso de sistemas de água gelada, toda eletrônica referente aos resfriadores de líquido é configurada de fábrica em grande parte dos casos, o que reduz a influencia da instalação em campo aumentando a confiabilidade deste sistema.

Além disso, a modulação de capacidade de unidades resfriadoras de líquido é feita pela leitura da temperatura e/ou vazão de água de forma que o sistema não é dependente de comunicação com as unidades de tratamento de ar, ainda que essa comunicação possa ser feita com a finalidade de otimizar a operação e o consumo de energia elétrica, e dessa forma tornando o sistema mais confiável.

Até este ponto foi analisada a confiabilidade do ponto de vista da continuidade da operação do sistema de ar condicionado, ou seja, a falha em questão era a parada total do sistema, o que pode causar um impacto grande na instalação, principalmente se o tipo de uso do edifício for critico como CPD's, hospitais, laboratórios, etc. Existe ainda a possibilidade de falha do sistema que não implica em parada do sistema, mas que ainda implicam em impactos ou riscos à instalação ou aos usuários.

Como citado anteriormente o risco de vazamentos do sistema VRF, principalmente em ambientes ocupados, reduz a confiabilidade deste sistema do ponto de vista da saúde dos ocupantes da edificação. Deve-se levar em consideração também que estes vazamentos implicam em custos tanto devido a redução de eficiência dos equipamentos gerando gastos com energia, como o custo com a reposição do gás refrigerante que gira em torno de R\$ 70,00 por kg.

O fato de o sistema VRF ser um sistema distribuído, com diversos componentes sujeitos à falhas, ser um sistema altamente dependentes de fatores difíceis de controlar como a instalação e fatores ambientais tornam o sistema VRF analisado menos confiável, sendo o sistema de água gelada mais robusto por ser um sistema concentrado e menos dependentes destes fatores. Ainda que a redundância de resfriadores de líquido seja aplicada, este fator só aumenta a confiabilidade deste sistema, pois apesar de aumentar o numero de componentes suscetíveis a falha, o numero ainda é reduzido levando em consideração toda a instalação, e principalmente em comparação ao sistema VRF.

Vale salientar que todos os aspectos até o momento citados são amplificados pelo fator de escala da aplicação do sistema, de forma que instalações de grande porte implicam para o sistema VRF ainda maior numero de componentes, pontos de solda, e elementos suscetíveis à falha.

6.6. OPERACAO POR PARTE DO USUÁRIO

6.6.1. Controle de temperatura e atendimento individual às zonas

Nesta seção será considerado usuário, tanto os ocupantes dos ambientes beneficiados pelo sistema de ar condicionado, que podem operar de alguma forma partes dos sistemas, quanto os mantenedores e gerenciadores das instalações que podem ser desde um condomínio a um hospital ou diversos outros tipos de edificações sejam elas privadas ou públicas.

Aplicações tradicionais de sistemas de água gelada, em muitos casos não apresentam a característica de individualização do controle de temperatura, principalmente quando uma única

unidade de tratamento de ar atende a diversos ambientes como no caso do sistema FPFA simulado. Neste caso o controle é limitado, muito restrito ao projeto de vazões e balanceamento da rede de dutos.

Para sistemas de água gelada que utilizem caixas de volume de ar variável (VAV), existe a possibilidade de individualização da operação do sistema, de forma que os usuários dos ambientes beneficiados possam controlar a temperatura da sala ajustando um termostato que regula a vazão de ar que é insuflada na mesma.

Quanto a operação da unidade resfriadora de líquido, é requerido em boa parte dos casos uma qualificação técnica maior do mantenedor, principalmente se o sistema possui pouca automação como será descrito mais a frente.

Sistemas VRF possuem unidades internas com controle próprio que permitem o ajuste da temperatura interna. As unidades externas são acionadas automaticamente pelo acionamento das unidades internas, tornando a operação do sistema mais simples o que exige também menor qualificação do mantenedor do sistema.

6.6.2.Automação e controle

Um grande diferencial observado entre estes sistemas, não só na questão do controle por parte do usuário, mas como também em questões de confiabilidade e eficiência energética é a automação integrada ao sistema VRF. Este sistema possui em seu conceito uma automação completamente integrada e fornecida como item de série pelos fabricantes, isto reduz a probabilidade de falhas dos sistemas e auxilia a operação.

Entretanto esta característica não é de forma alguma exclusiva do sistema VRF. Sistemas de controle integrados aos sistemas de água gelada podem gerar os mesmos benefícios, entretanto a possibilidade de aquisição de sistemas sem controles, que em muitos casos é escolhida com a finalidade de reduzir custos, gera dificuldades de operação e reduz a possibilidades de aplicação de estratégias de economia. Sistemas VRF não são fornecidos no mercado sem a automação embarcada e pode-se afirmar que este sistema conseguiria operar satisfatoriamente sem automação.

Os sistemas de controle, entretanto não são capazes de atingir os benefícios prometidos como eficiência energética e simplificação da operação de forma isolada. É de fundamental importância um bom comissionamento, uma operação adequada por um mantenedor capacitado e um bom gerenciamento predial.

Dessa forma é razoável considerar que com a aplicação de automação adequada, tanto sistemas VRF quanto de água gelada possuem o mesmo nível de complexidade de operação por parte do usuário, entretanto a flexibilidade do sistema de água gelada permite que este opere em caso de falha da automação.

6.7. CAPACIDADE DE EXPANSÃO DOS SISTEMAS E SUAS LIMITAÇÕES

Sistemas VRF encontram algumas dificuldades associadas à expansão de sistemas já instalados. Na grande maioria dos casos, a inclusão de unidades evaporadoras, ou mesmo o remanejamento delas para atender um novo layout, implica em uma substituição completa da tubulação de cobre utilizada. Além disso, pode ser necessária a inclusão de novas unidades condensadoras para complementar a capacidade de refrigeração. Existe ainda a limitação de distância de linha que o sistema pode utilizar devido à limitação do compressor. Estes aspectos enrijecem projetos que utilizem sistemas VRF, sendo possível a expansão das linhas desde que previsto em projeto e instalado em campo corretamente.

No caso de sistemas de Água gelada uma maior flexibilidade pode ser encontrada. A expansão de sistemas é mais simples, e em boa parte dos casos não é necessária a substituição da tubulação para acréscimo de unidades internas, o que permite a execução de obras em etapas por exemplo. As distâncias de tubulação são limitadas apenas em relação à seleção da bomba de água ou até no aumento da vazão do resfriador ou em casos mais profundos na substituição dos mesmos, o que permite distâncias de linhas muito superiores ao sistema VRF.

No aspecto de projeto, os sistemas de água gelada possuem maior flexibilidade e uso de estratégias que permitem a expansão de sistemas com menor intervenção na instalação.

7. CONCLUSÕES

Este capítulo apresenta as conclusões deste projeto tendo em vista todos os aspectos abordados e a definição de um quadro resumo entre os sistemas.

Com base nos resultados das simulações e na comparação qualitativa dos dois tipos de soluções de climatização, foi possível estabelecer algumas conclusões (Tab. 7.1).

Em relação ao perfil climático, observou-se que os equipamentos VRF possuem baixo rendimento em regiões que o perfil climático seja caracterizado por temperaturas elevadas, como por exemplo, pode indicar os resultados para Cuiabá e Rio de Janeiro. Isso se deve a dificuldade de rejeição de calor das unidades condensadoras.

No que se refere ao tamanho da instalação ou a carga de refrigeração total a ser fornecida pelo sistema, observou-se que os sistemas VRF apresentam uma série de desvantagens como os quesitos de confiabilidade, probabilidade de vazamentos, área de piso ocupada pelos equipamentos de rejeição de calor e até mesmo perda de carga nas linhas. De forma que, como indicado nos resultados das simulações, a solução melhor indicada para sistemas acima 200 a 300 TR seria o sistema de água gelada. Outros fatores de projeto que não foram considerados neste estudo podem fazer esse valor variar, mas foi observada uma clara tendência favorecendo o sistema de água gelada quando a carga térmica total da instalação é superior a estes valores.

Foi possível perceber através da comparação da parcela de participação dos componentes do sistema de água gelada que conforme a carga térmica aumenta em diferentes instalações, a participação das unidades resfriadoras de líquido diminui enquanto a das bombas aumenta. Isso indica que um projeto que reduza as vazões de água gelada e de condensação resultará em um consumo global menor, mesmo que a eficiência das unidades resfriadoras de líquido reduza um pouco. Esta filosofia de projeto é utilizada no mercado atual, com, por exemplo, a filosofia Earthwise[®] da Trane.

A simulação entre diferentes tipos de utilização para um novo layout apresentou resultados semelhantes em relação à fase de simulações de perfis climáticos, indicando que se a estratégia de controles for aplicada adequadamente em cada perfil de utilização, então resultados muito semelhantes serão encontrados do ponto de vista de consumo energético. O diferencial entre o tipo de utilização está nas exigências de normas específicas, ou mesmo questões de instalação, arquitetura que podem resultar em uma restrição a alguma das soluções de climatização. Um exemplo disso é a restrição de filtragens em hospitais, ou mesmo a disponibilidade de casa de máquinas e ainda a restrição da quantidade de gás refrigerante em um determinado ambiente.

Por fim, considerando os resultados obtidos nas simulações de desempenho dos sistemas VRF e água gelada usando fancoil ou caixas VAV, pode-se afirmar que sistemas VRF são mais adequados para aplicações de pequeno porte, nas quais a eficiência energética deste sistema e capacidade de individualização o torna vantajoso. Observou-se que o limiar para escolha entre estes sistemas está em torno de 200 a 300 TR, de acordo com as simulações realizadas, entretanto vale ressaltar que outros fatores podem alterar este fator como explicado no desenvolvimento deste trabalho.

Tab. 7. 1 - Quadro comparativo entre as soluções simuladas

Sistema	VRF	FPFA	VAV
Área de Piso	Varia com a capacidade instalada	Varia menos com a capacidade instalada	Varia menos com a capacidade instalada
Eficiência (IPLV - kW/TR)	1,16 a 1,01	0,48 a 0,75	0,48 a 0,75
Investimento Inicial	Alto	Médio	Médio
Custo operacional	Alto	Médio	Médio
Nível de ruído	Baixo	Médio	Médio
Vida útil	15 anos, em média	> 25 anos, em média	> 25 anos, em média
Manutenção	Média e especializada	Média e especializada	Média e especializada
Expansão dos sistemas	Difícil	Fácil	Fácil
Operação pelo usuário	Fácil e individualizado	Médio e por pessoas capacitadas operacionalmente	Fácil e individualizado
Grau de Filtragem	G0 como padrão e G4 em casos especiais	Todos os graus de filtragem são aplicáveis	Todos os graus de filtragem são aplicáveis
Estanqueidade (DW 143)	Não atende	Sim	Sim
Renovação de ar (NBR 16401)	Depende de sistemas exclusivos	Feita nas casas de máquinas através de caixas de mistura	Feita nas casas de máquinas através de caixas de mistura
Controle de Umidade	Apenas desumidifica	Sistemas exclusivos de controle de umidade	Sistemas exclusivos de controle de umidade
Vazamentos	Alta probabilidade e alto impacto	Baixa probabilidade e baixo impacto, restrito a CAG	Baixa probabilidade e baixo impacto, restrito a CAG
Compatibilidade com normas	Compatível, com restrições	Compatível com todas as normas	Compatível com todas as normas
Refrigerante no ambiente (ASHRAE Standard 15)	Circula em todas as linhas frigorígenas.	Restrito a CAG	Restrito a CAG
Confiabilidade	Média	Alta	Alta

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

- AFIFY, R., Designing VRF Systems, ASHRAE Journal, Junho 2008.
- AMARNATH, A., BLATT, M. Variable Refrigerant Flow: An Emerging Air Conditioner and Heat Pump Technology, ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings, 2008.
- AMARNATH, K. R., Variable Refrigerant Flow: Demonstration of Efficient Space Conditioning Technology Using Variable Speed Drives
- ANA P. B. PINHEIRO, A escolha do tipo de condensação em sistemas de climatização, Revista Climatização & Refrigeração, Abril 2011.
- ANSI/AHRI STANDARD 1230 with Addendum 1, Performance Rating of Variable Refrigerant Flow (VRF) Multi-Split Air-Conditioning and Heat Pump Equipment, Março 2011.
- ANSI/AHRI STANDARD 550/590, Performance Rating Of Water-Chilling Packages Using The Vapor Compression Cycle, 2003.
- ANTÔNIO J. DINIZ, Compressores, XXII Semana de Engenharia Mecânica, UNESP, Ilha Solteira, 2001.
- ASHRAE. Fundamentals handbook. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2010 .
- AYNUR, T. N., Variable refrigerant flow systems: A review.
- AYNUR, T.N., HWANG, Y., RADERMACHER R., Simulation comparison of VAV and VRF air conditioning systems in an existing building for the cooling season, Energy and Buildings 41 (2009) 1143–1150.
- BAHNFLETH WILLIAM, PEYER ERIC, Energy Use Characteristics of Variable Primary Flow Chilled Water Pumping Systems, Pennsylvania State University, 2004.
- CALM, J. M., DIDION, D. A., 1997, Trade-Offs in Refrigerant Selections: Past, Present, and Future, National Institute of Standards and Technology, Outubro 1997.
- DYER, M., Approaching 20 years of VRF in the UK, Junho 2006.
- ENERGY DESIGN RESOURCES, Chiller Water Plant Design Guide, Dezembro 2009.
- G.HUANG, Y. SUN, S. WANG, Robust Seeler Sequencing Control for Central Chilling Plant, Proceedings of the 7th Asian Control Conference, China, Agosto 2009.
- GOETZLER, W. Variable refrigerant flow systems, ASHRAE Journal 49 (4) (2007) 24–31.
- H. S. SANE, C. HAUGSTETTER AND S. A. BORTOFF, Building HVAC Control Systems - Role of Controls and Optimization, United Technologies Research Center, Proceedings of the 2006 American Control Conference, Minneapolis, Minnesota, USA, Junho 2006.
- H.S.SANE, C. HAUGSTETTER, S. A. BORTOFF, Bulding HVAC Control Systems – Role of Controls and Optimization, United Technologies Research Center, East Hartford, USA, 2006,
- HARRIS BYNUM, ED MERWIN, Variable Flow: A control Engineer´s Perspective, ASHRAE Journal – Janeiro 1999.
- JOHNSON CONTROLS, Economia de energia: vazão variável no primário, Guia de informações técnicas em HVAC-R, Setembro 2006.
- JOHNSON CONTROLS, Variable Primary Flow, York International Presentation, 2005.
- LEE, S., History Lesson: Ductless Has Come a Long Way, ACHR News, April 30, 2007.
- LI, Y. M., WU, J. Y., Energy simulation and analysis of the heat recovery variable refrigerant flow system in winter.
- LUIZ C. M. JUNIOR, Refrigeração, Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Panambi, Janeiro 2003.
- M. DISSASEKERA, Electricity Saving And Cost Reducing Through Seeler System Optimization, Department of Electronics and Telecommunication, University of Moratuwa, Sri Lanka, 2010.
- MARCO A. LOPES, Projeto e Simulação de Resfriadores de Líquido, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo 2007.
- MICK SCHWEDLER, BRENDA BRADLEY, Sistemas de vazão Primário Variável (VPF) Revisado,, The Trane Company, ADM-APN005-PT.
- NAGENGAST, B.A.A, “History of Refrigerants, CFCs: Time of Transition, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)”, 1989.
- NYE, H., Digital Variable Multi A/C Technology Passes Test, Janeiro, 2002.

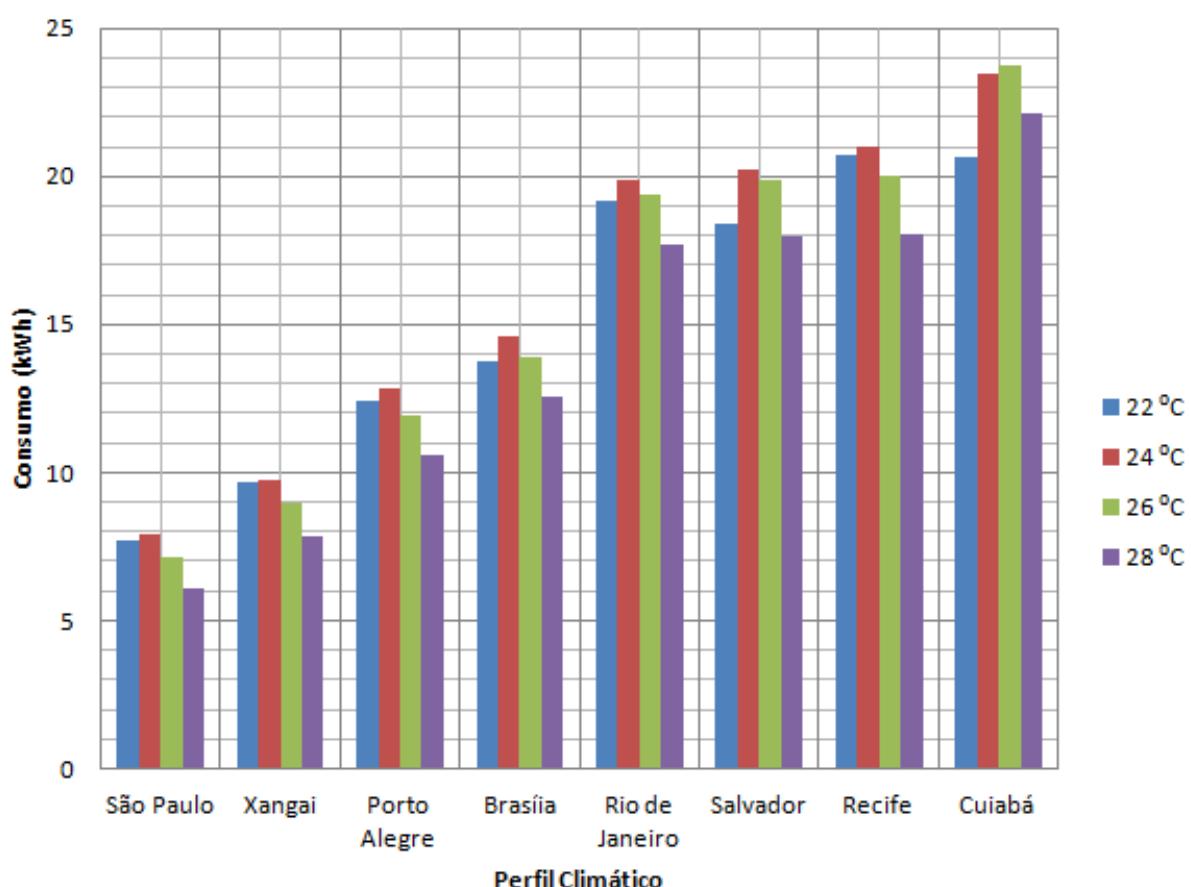
- PASCAL STABAT, DOMINIQUE MARCHIO, Mines paris Tech, Centré Énergétique Et Procédés, Paris, Março 2009.
- PIMENTA J. M. D., “Fluidos Refrigerantes: Desenvolvimento Histórico e Situação Presente”, Revista MERCOFRIO 2006, Editora ASBRAV, Ano VI, N. 27, Porto Alegre, RS, 2006.
- RISHEL JAMES, HVAC Pump Handbook, McGraw-Hill, New York, NY, 1996.
- ROBERT PEJJEAN, MILTON M. BATISTA, A Importância do Balanceamento Hidráulico nas Instalações de HVAC, Revista Climatização & Refrigeração, Dezembro 1997.
- RONALDO ALMEIDA, Sistemas de Volume Variável no Circuito Primário, Revista Climatização & Refrigeração, Agosto 2005.
- SMITH, L., History Lesson: Ductless Has Come a Long Way, Abril 2007.
- SOECKER, W. F. E JONES, J. W., “Refrigeração e Ar Condicionado”, McGraw-Hill, SP, 1985.
- STEVEN T. TAYLOR, Variable Flow: Primary-Only vs. Primary-Secondary Variable Flow Systems, ASHRAE Journal, Fevereiro 2002.
- THE TRANE COMPANY, Projeto e Operação de sistemas de água gelada, 8p, Agosto 2008, CTV-SLB005-PT.
- THOMAS B. P.E, Properly Diagnosing Chiller Life Cycles, Disponível em: <<http://www.facilitiesnet.com>>. Acesso em: 24/06/20111.
- XUQUAN, L., RUIRUI, Z., WEI, S., SONGTAO, H. Simulation Study on the Characteristics of Water Cooled VRF System, International Conference on Computer, Mechatronics, Control and Electronic Engineering, 2010.
- YUNG-CHUNG CHANG, HUNG-CHIU TU, An effective method for reducing power consumption – Optimal Chiller Load Distribution, Departament of Air-conditioning and refrigeration, National Taipei University of Technology, Taipei, Taiwan.
- ZHOU, Y.P., WU, J.Y., WANG, R.Z., SHIOCHI,S., Module Development and Simulation of the Variable Refrigerant Flow Air Conditioning System under Cooling Conditions in Energyplus, HVAC Technologies for Energy Efficiency Vol.IV-1-2, Shenzhen, China, Novembro 2006.

ANEXOS

Anexo I	Consumo Elétrico do setpoint do VRF x perfil climático	135
Anexo II	Comparação de consumo versus sistemas VRF, FPFA e VAV para a edificação A	136
Anexo III	Comparação de consumo versus sistemas VRF, FPFA e VAV para a edificação 2A	146
Anexo IV	Comparação de consumo versus sistemas VRF, FPFA e VAV para diferentes layouts	156
Anexo V	Porcentagem do consumo das partes dos sistemas em relação ao consumo total de cada sistema para a edificação A	157
Anexo VI	Porcentagem do consumo das partes dos sistemas em relação ao consumo total de cada sistema para a edificação 2A	160
Anexo VII	Comparação da porcentagem do consumo das partes dos sistemas em relação ao consumo total de cada sistema entre as edificação A e 2A	163
Anexo VIII	Porcentagem do consumo das partes dos sistemas em relação ao consumo total de cada sistema para a edificação B	164
Anexo IX	Consumo versus capacidade instalada	166
Anexo X	Temperatura externa de bulbo seco para cada perfil climático ao longo do ano	171
Anexo XI	Área de piso versus capacidade instalada	172
Anexo XII	Exports do Trace 700 para simulação dos sistemas da edificação A	173
Anexo XIII	Exports do Trace 700 para simulação dos sistemas da edificação 2A	184
Anexo XIV	Exports do Trace 700 para simulação dos sistemas para diferentes layouts	195
Anexo XV	Exports do Trace 700 para simulação dos setpoints	198
Anexo XVI	Característica Técnica dos equipamentos utilizados para simulação	203

ANEXO I: Consumo Elétrico do setpoint do VRF x perfil climático

Cidade	Setpoint			
	22 °C	24 °C	26 °C	28 °C
São Paulo	7729,0	7893,0	7131,2	6062,5
Xangai	9646,3	9724,2	8968,2	7848,1
Porto Alegre	12433,4	12823,1	11914,9	10605,1
Brasília	13771,2	14627,9	13880,0	12592,3
Rio de Janeiro	19144,5	19860,9	19389,5	17711,4
Salvador	18402,3	20263,2	19853,1	18008,1
Recife	20754,0	21036,2	19999,6	18071,7
Cuiabá	20633,9	23471,1	23752,9	22128,6



ANEXO II: Comparação de consumo versus sistemas VRF, FPFA e VAV para a edificação A

Consumo (Wh)				BRASÍLIA		
Andares	VRF	FPFA	VAV			
5	287.606,65	343.333,31	290.118,51			
10	577.428,05	705.951,33	593.274,76			
20	1.173.891,25	1.435.451,00	1.208.586,72			
30	1.763.209,75	2.286.512,36	1.927.849,91			

Consumo (Wh)					784 m ² /FLR	
Andares	VRF	FPFA	VAV	TR médio	Eff (kW/TR)	Área Total
5 (3920 m ²)	287.606,65	343.333,31	290.118,51	131,91	0,631	3920
	100,0%	119,4%	100,9%			
10 (7840 m ²)	577.428,05	705.951,33	593.274,76	254,93	0,631	7840
	100,0%	122,3%	102,7%			
20 (15680 m ²)	1.173.891,25	1.435.451,00	1.208.586,72	500,78	0,580	15680
	100,0%	122,3%	103,0%			
30 (23520 m ²)	1.763.209,75	2.286.512,36	1.927.849,91	746,42	0,558	23520
	100,0%	129,7%	109,3%			

Consumo (Wh)				CUIABÁ		
Andares	VRF	FPFA	VAV			
5	497.408,03	468.572,29	417.084,91			
10	1.000.380,87	957.318,30	855.377,79			
20	1.825.594,48	1.987.956,17	1.766.432,99			
30	3.029.108,91	2.956.996,56	2.647.489,81			

Consumo (Wh)					784 m ² /FLR	
Andares	VRF	FPFA	VAV	TR médio	Eff (kW/TR)	Área Total
5	497.408,03	468.572,29	417.084,91	165,54	0,719	3920
	100,0%	94,2%	83,9%			
10	1.000.380,87	957.318,30	855.377,79	320,28	0,719	7840
	100,0%	95,7%	85,5%			
20	1.825.594,48	1.987.956,17	1.766.432,99	629,43	0,674	15680
	100,0%	108,9%	96,8%			
30	3.029.108,91	2.956.996,56	2.647.489,81	938,43	0,613	23520
	100,0%	97,6%	87,4%			

Consumo (Wh)				RIO DE JANEIRO		
Andares	VRF	FPFA	VAV			
5	393.207,61	410.078,20	351.967,19			
10	799.156,53	835.650,38	715.091,62			
20	1.630.903,24	1.696.636,04	1.459.159,35			
30	2.287.537,66	2.627.912,10	2.253.000,32			

Consumo (Wh)					784 m ² /FLR	
Andares	VRF	FPFA	VAV	TR	Eff (kW/TR)	Área Total
5	393.207,61	410.078,20	351.967,19	157,92	0,690	3920
	100,0%	104,3%	89,5%			
10	799.156,53	835.650,38	715.091,62	304,15	0,690	7840
	100,0%	104,6%	89,5%			
20	1.630.903,24	1.696.636,04	1.459.159,35	596,40	0,645	15680
	100,0%	104,0%	89,5%			
30	2.287.537,66	2.627.912,10	2.253.000,32	888,50	0,587	23520
	100,0%	114,9%	98,5%			

Consumo (Wh)				SHANGAI	
Andares	VRF	FPFA	VAV		
5	230.400,14	252.278,95	193.947,58		
10	469.446,46	502.355,48	388.495,38		
20	963.452,38	1.060.237,86	815.998,45		
30	1.429.992,79	1.615.658,24	1.237.661,60		

Consumo (Wh)						784 m ² /FLR
Andares	VRF	FPFA	VAV	TR	Eff (kW/TR)	Área Total
5	230.400,14	252.278,95	193.947,58	147,68	0,594	3920
	100,0%	109,5%	84,2%			
10	469.446,46	502.355,48	388.495,38	284,95	0,600	7840
	100,0%	107,0%	82,8%			
20	963.452,38	1.060.237,86	815.998,45	559,32	0,592	15680
	100,0%	110,0%	84,7%			
30	1.429.992,79	1.615.658,24	1.237.661,60	833,57	0,513	23520
	100,0%	113,0%	86,6%			

Consumo (Wh)				SÃO PAULO		
Andares	VRF	FPFA	VAV			
5	198.671,38	263.464,21	194.213,39			
10	409.442,82	545.051,27	397.225,16			
20	851.939,69	1.189.063,42	884.971,28			
30	1.282.583,12	1.749.718,24	1.302.763,93			

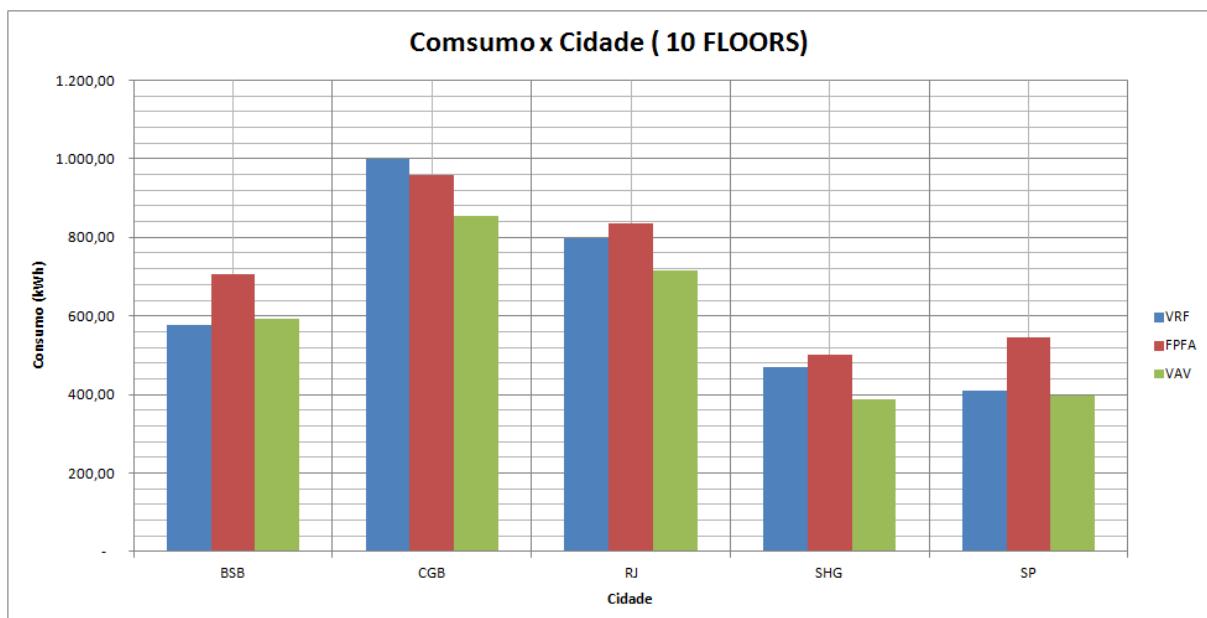
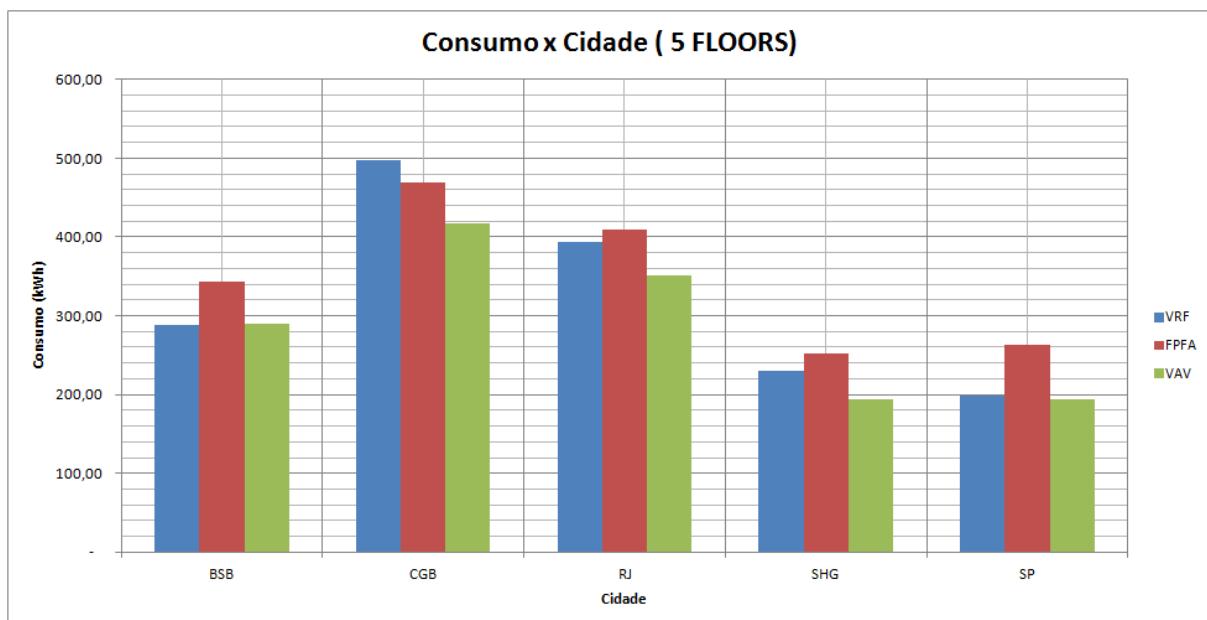
Consumo (Wh)						784 m ² /FLR
Andares	VRF	FPFA	VAV	TR	Eff (kW/TR)	Área Total
5	198.671,38	263.464,21	194.213,39	142,93	0,623	3920
	100,0%	132,6%	97,8%			
10	409.442,82	545.051,27	397.225,16	275,41	0,623	7840
	100,0%	133,1%	97,0%			
20	851.939,69	1.189.063,42	884.971,28	540,18	0,628	15680
	100,0%	139,6%	103,9%			
30	1.282.583,12	1.749.718,24	1.302.763,93	804,80	0,527	23520
	100,0%	136,4%	101,6%			

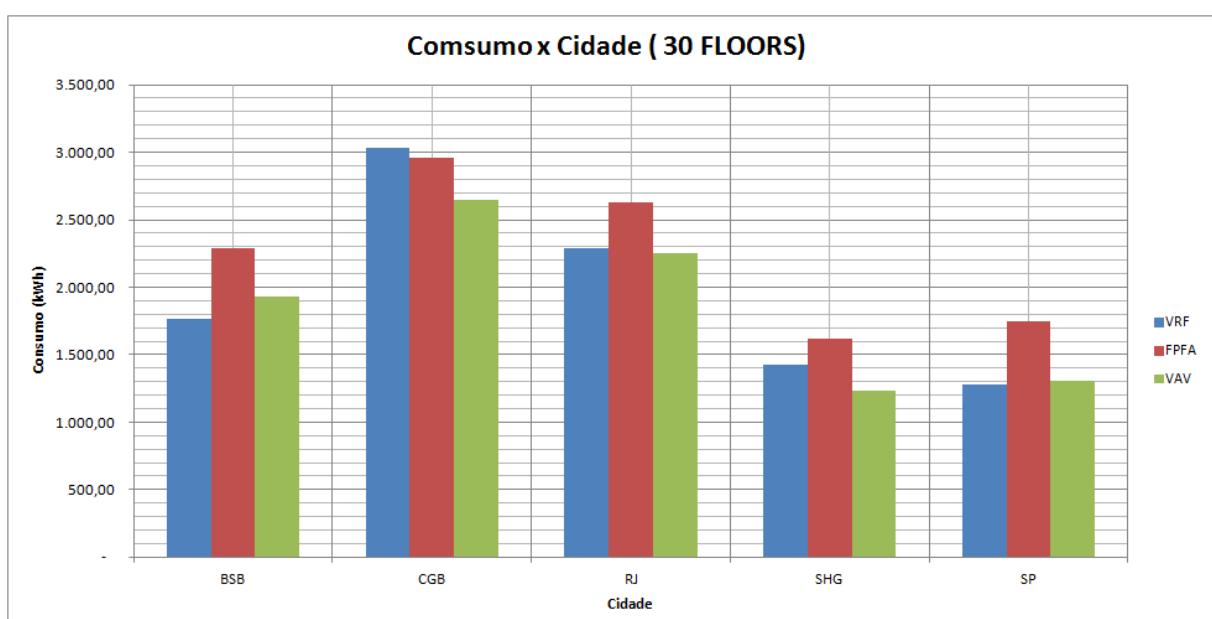
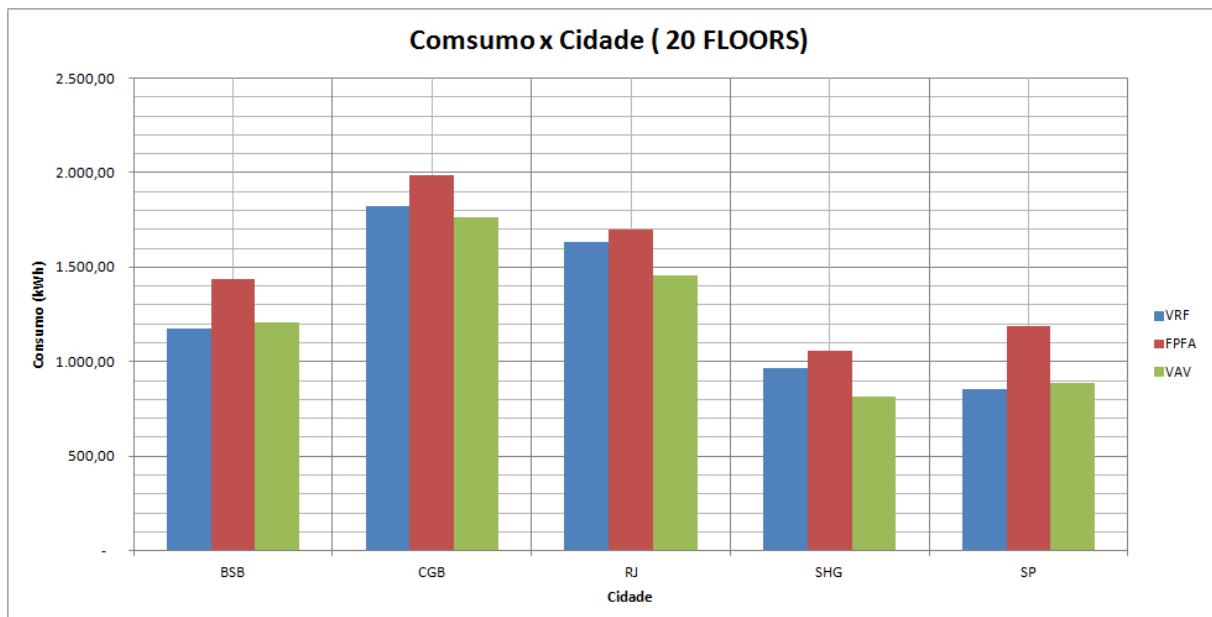
5 FLR				
LOCAL	VRF (Wh)	FPFA (Wh)	VAV (Wh)	TR médio
BSB	287.606,65	343.333,31	290.118,51	131,91
CGB	497.408,03	468.572,29	417.084,91	165,54
RJ	393.207,61	410.078,20	351.967,19	157,92
SHG	230.400,14	252.278,95	193.947,58	147,68
SP	198.671,38	263.464,21	194.213,39	142,93

10 FLR				
LOCAL	VRF (Wh)	FPFA (Wh)	VAV (Wh)	TR médio
BSB	577.428,05	705.951,33	593.274,76	254,93
CGB	1.000.380,87	957.318,30	855.377,79	320,28
RJ	799.156,53	835.650,38	715.091,62	304,15
SHG	469.446,46	502.355,48	388.495,38	284,95
SP	409.442,82	545.051,27	397.225,16	275,41

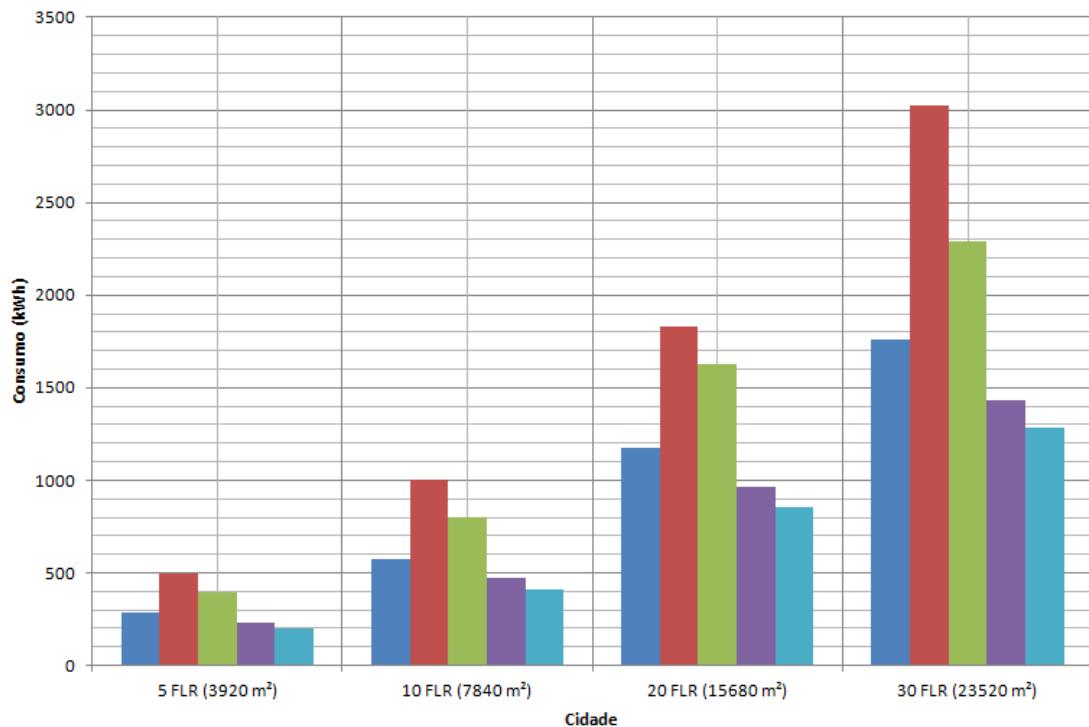
20 FLR				
LOCAL	VRF (Wh)	FPFA (Wh)	VAV (Wh)	TR médio
BSB	1.173.891,25	1.435.451,00	1.208.586,72	500,78
CGB	1.825.594,48	1.987.956,17	1.766.432,99	629,43

RJ	1.630.903,24	1.696.636,04	1.459.159,35	596,40
SHG	963.452,38	1.060.237,86	815.998,45	559,32
SP	851.939,69	1.189.063,42	884.971,28	540,18
30 FLR				
LOCAL	VRF (Wh)	FPFA (Wh)	VAV (Wh)	TR médio
BSB	1.763.209,75	2.286.512,36	1.927.849,91	746,42
CGB	3.029.108,91	2.956.996,56	2.647.489,81	938,43
RJ	2.287.537,66	2.627.912,10	2.253.000,32	888,50
SHG	1.429.992,79	1.615.658,24	1.237.661,60	833,57
SP	1.282.583,12	1.749.718,24	1.302.763,93	804,80

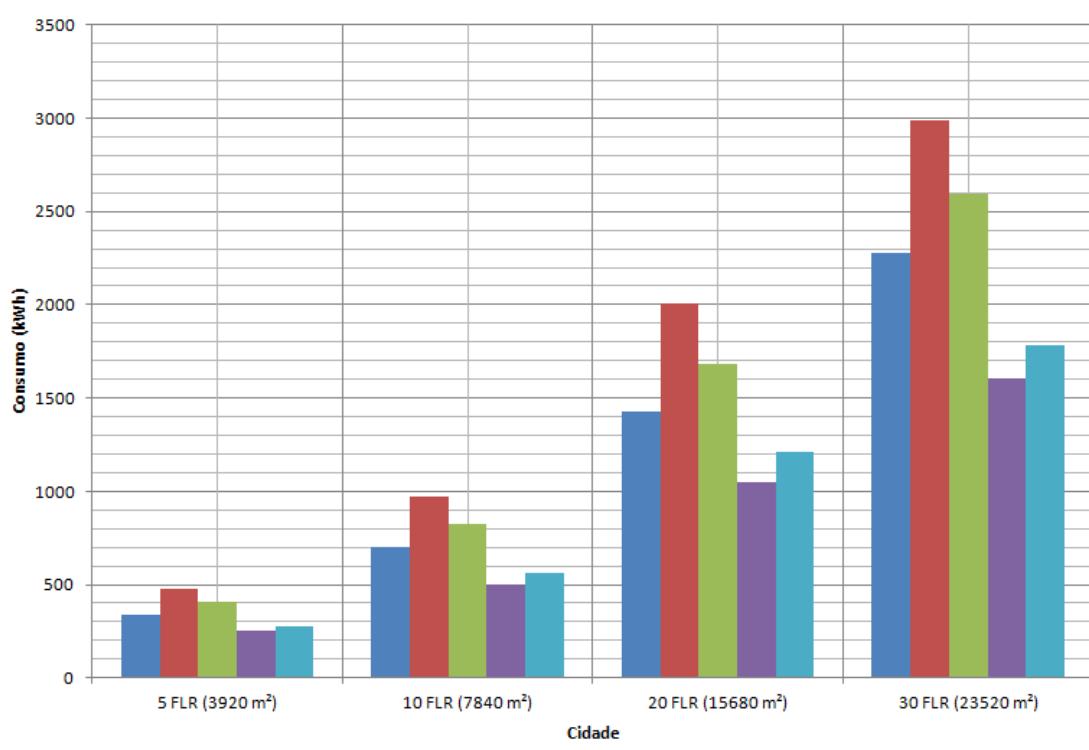


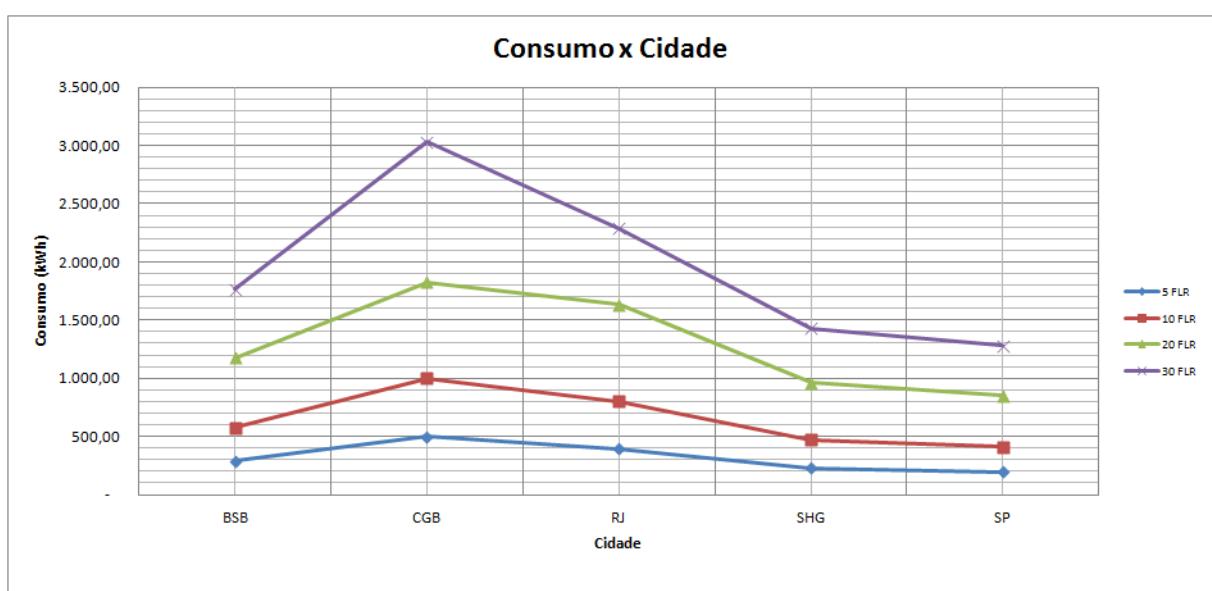
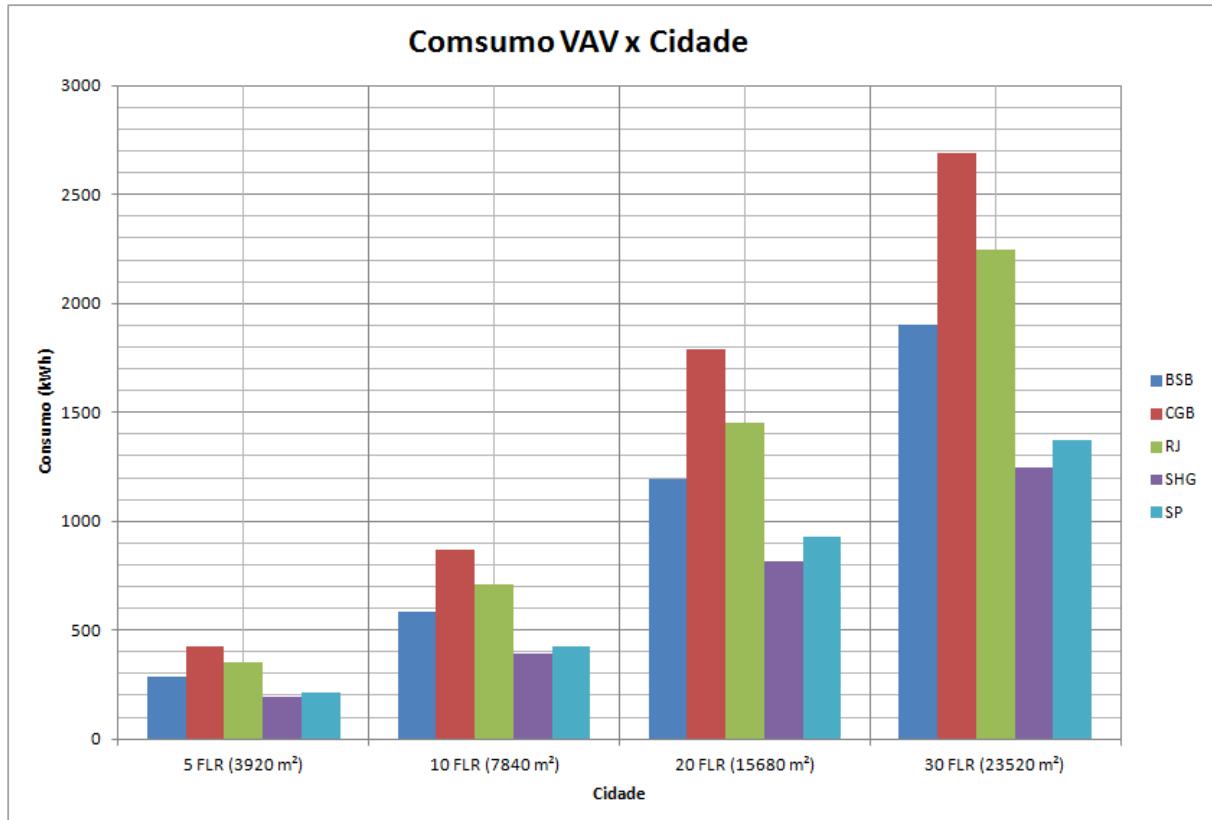


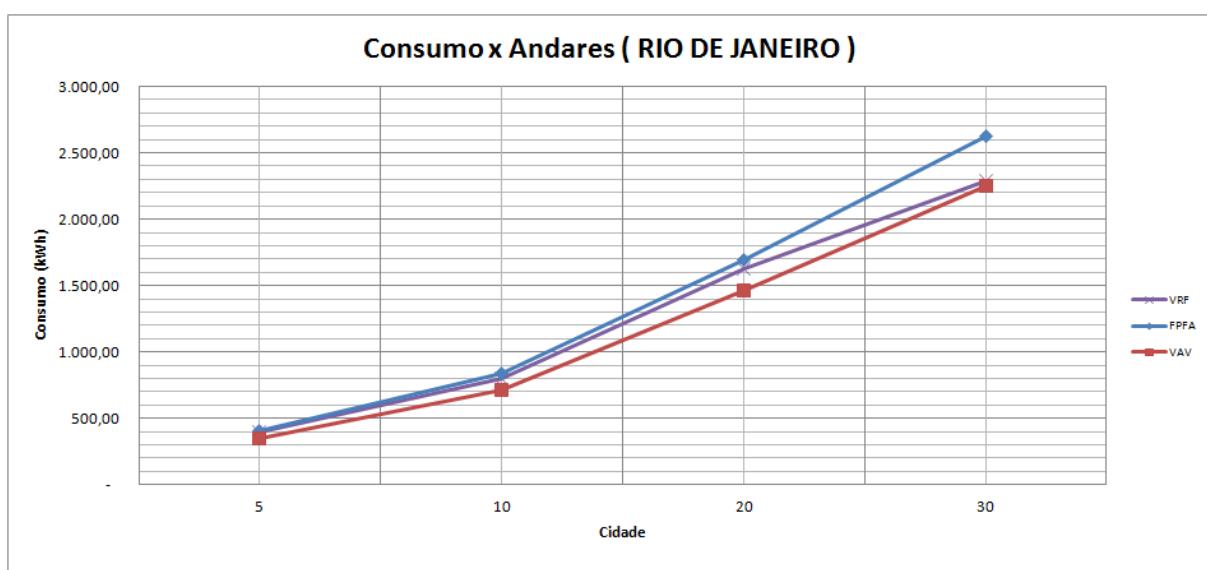
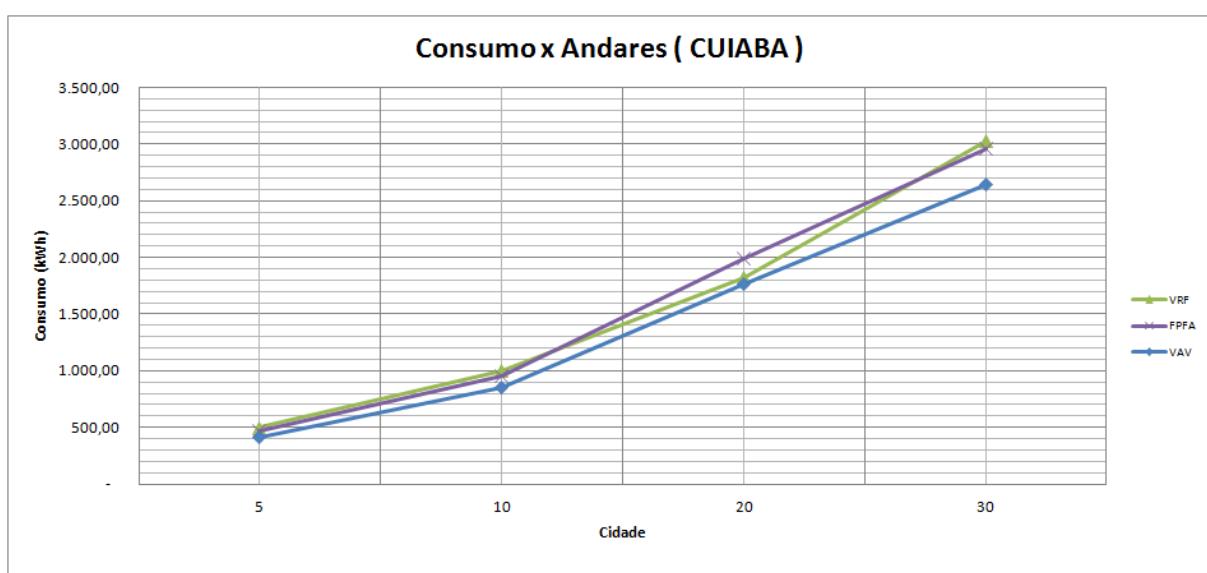
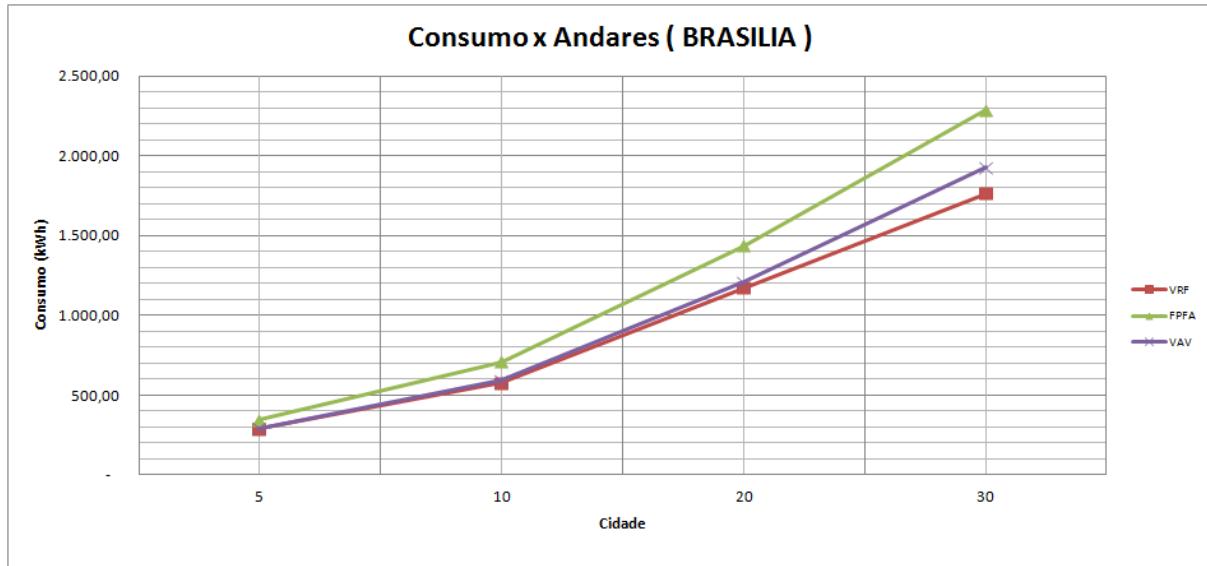
Consumo VRF x Cidade

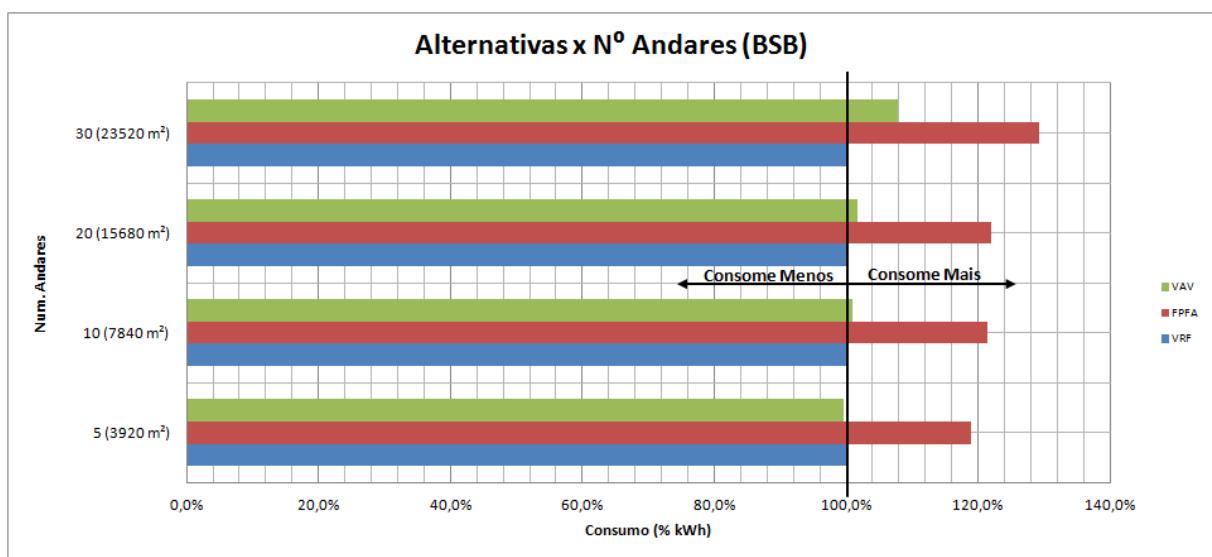
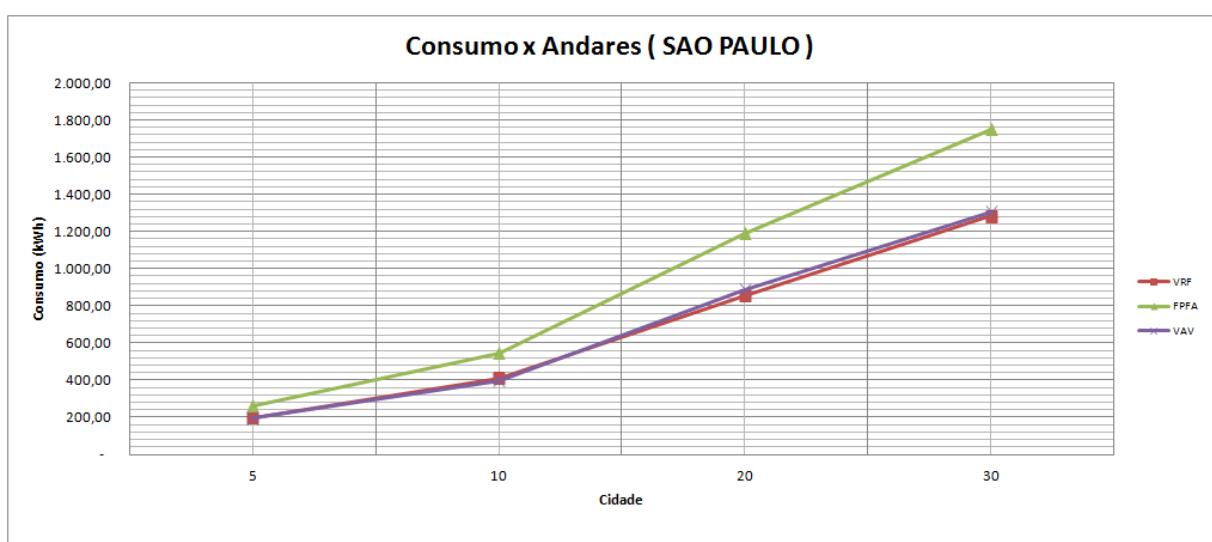
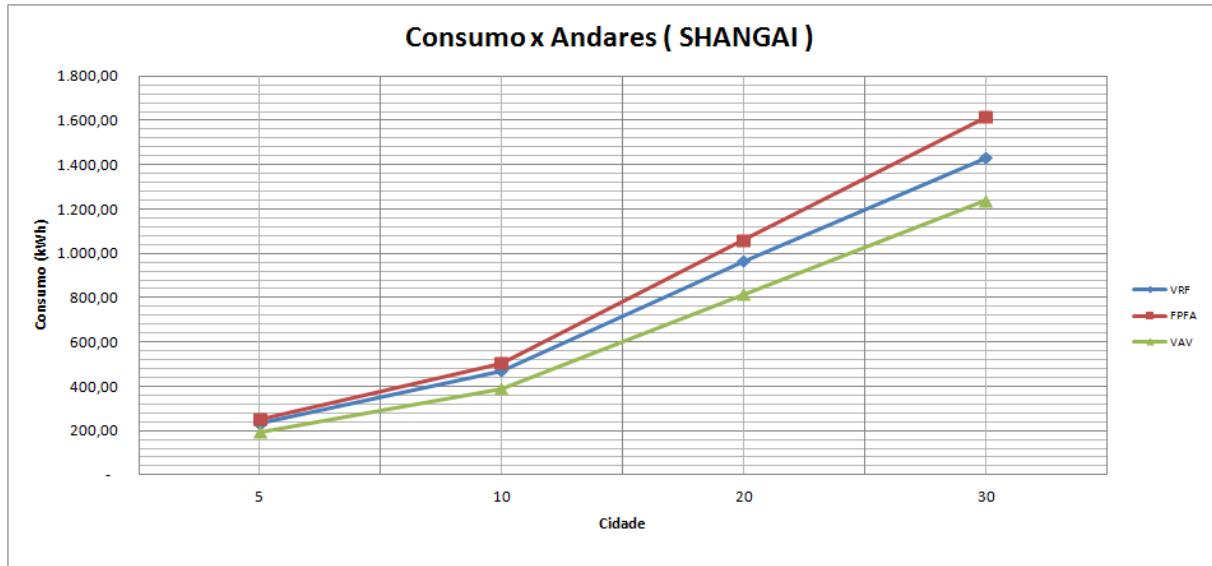


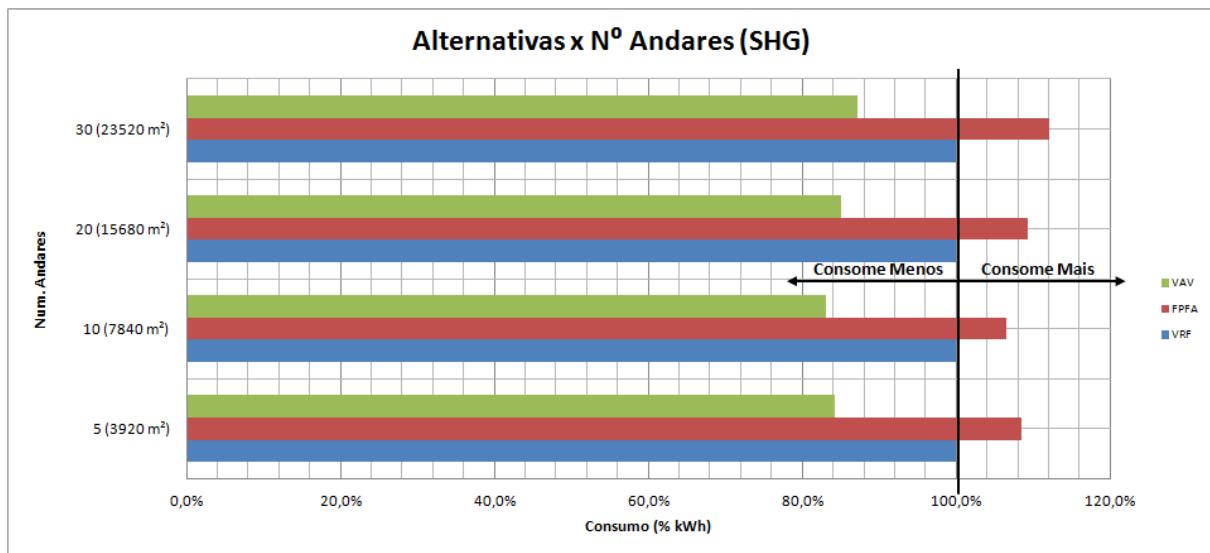
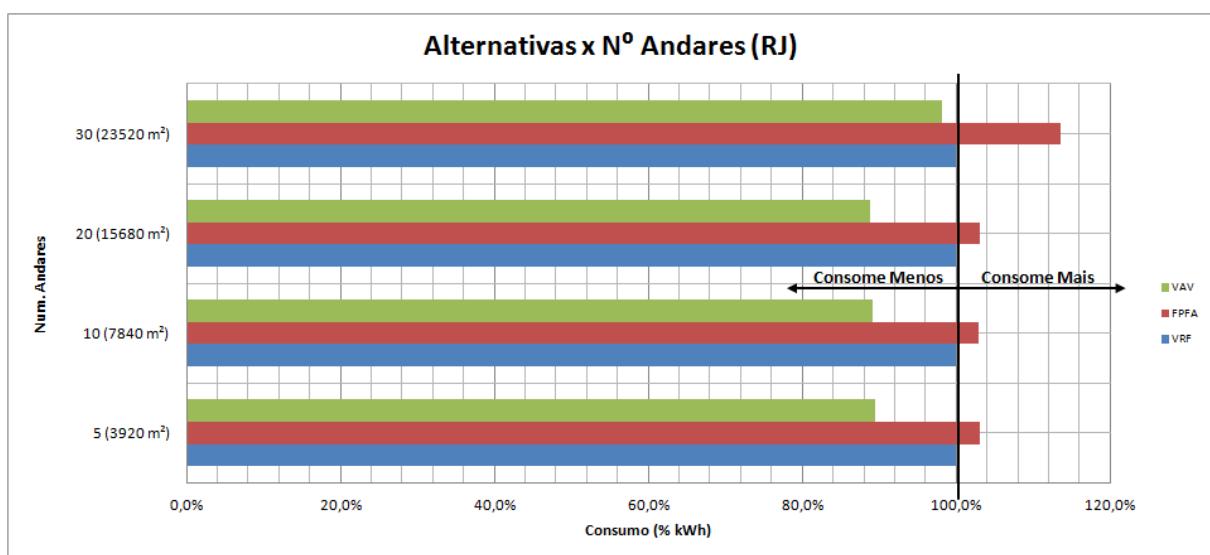
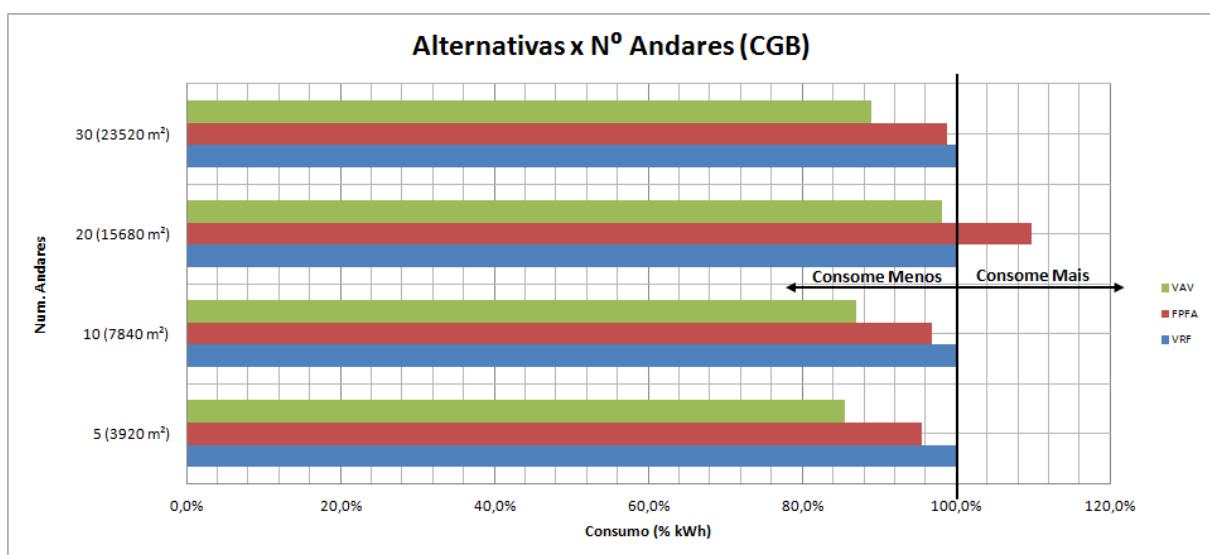
Consumo FPFA x Cidade

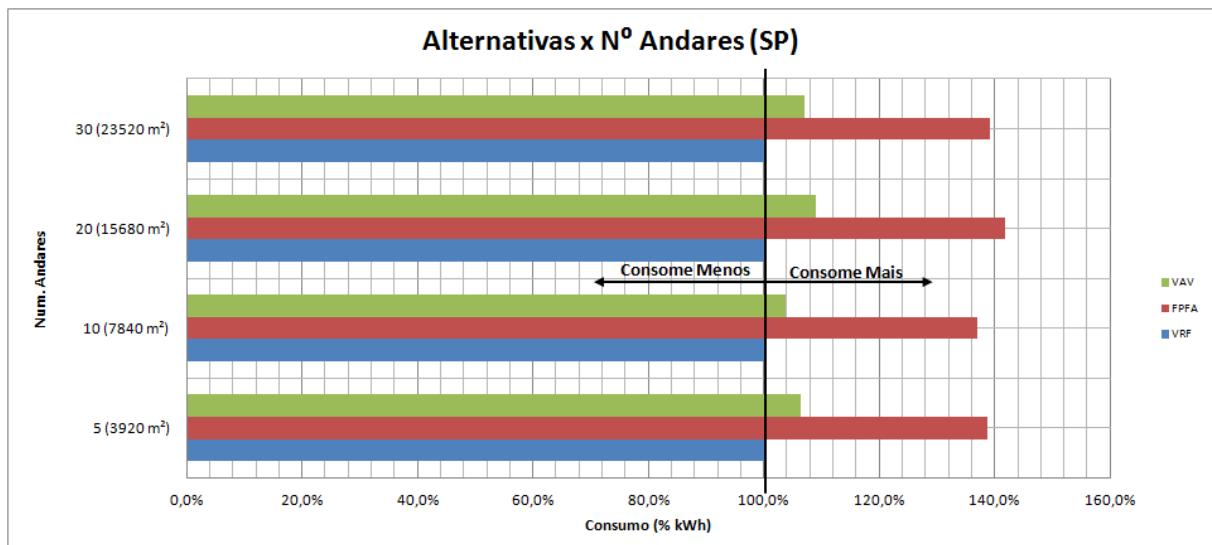












ANEXO III: Comparação de consumo versus sistemas VRF, FPFA e VAV para a edificação 2A

Consumo (Wh)				BRASÍLIA		
Andares	VRF	FPFA	VAV			
5	523.350,03	654.395,10	544.729,48			
10	1.099.784,59	1.253.310,70	1.056.180,01			
20	2.181.921,60	2.415.911,50	2.008.370,97			
30	3.232.790,15	3.943.007,91	3.286.469,27			

Consumo (Wh)				1568 m ² /FLR		
Andares	VRF	FPFA	VAV	TR médio	Eff (kW/TR)	Área Total
5	523.350,03	654.395,10	544.729,48	243,42	0,631	7840
	100,0%	125,0%	104,1%			
10	1.099.784,59	1.253.310,70	1.056.180,01	468,25	0,592	15680
	100,0%	114,0%	96,0%			
20	2.181.921,60	2.415.911,50	2.008.370,97	917,45	0,489	31360
	100,0%	110,7%	92,0%			
30	3.232.790,15	3.943.007,91	3.286.469,27	1366,48	0,485	47040
	100,0%	122,0%	101,7%			

Consumo (Wh)				CUIABÁ		
Andares	VRF	FPFA	VAV			
5	949.174,75	902.968,39	809.167,97			
10	1.934.354,79	1.718.865,59	1.527.283,83			
20	3.792.333,90	3.476.169,32	3.084.614,48			
30	5.652.933,26	5.564.758,95	4.929.520,76			

Consumo (Wh)				1568 m ² /FLR		
Andares	VRF	FPFA	VAV	TR médio	Eff (kW/TR)	Área Total
5	949.174,75	902.968,39	809.167,97	307,76	0,731	7840
	100,0%	95,1%	85,2%			
10	1.934.354,79	1.718.865,59	1.527.283,83	592,97	0,674	15680
	100,0%	88,9%	79,0%			
20	3.792.333,90	3.476.169,32	3.084.614,48	1163,09	0,609	31360
	100,0%	91,7%	81,3%			
30	5.652.933,26	5.564.758,95	4.929.520,76	1733,00	0,585	47040
	100,0%	98,4%	87,2%			

Consumo (Wh)				RIO DE JANEIRO		
Andares	VRF	FPFA	VAV			
5	741.766,98	735.058,56	630.575,63			
10	1.509.854,61	1.503.391,60	1.290.120,39			
20	2.971.774,06	2.843.140,64	2.467.028,24			
30	4.432.891,08	4.619.881,13	3.996.509,01			

Consumo (Wh)				1568 m ² /FLR		
Andares	VRF	FPFA	VAV	TR	Eff (kW/TR)	Área Total
5	741.766,98	735.058,56	630.575,63	293,72	0,696	7840
	100,0%	99,1%	85,0%			
10	1.509.854,61	1.503.391,60	1.290.120,39	563,66	0,699	15680
	100,0%	99,6%	85,4%			
20	2.971.774,06	2.843.140,64	2.467.028,24	1103,24	0,592	31360
	100,0%	95,7%	83,0%			
30	4.432.891,08	4.619.881,13	3.996.509,01	1642,61	0,584	47040
	100,0%	104,2%	90,2%			

Consumo (Wh)				SHANGAI		
Andares	VRF	FPFA	VAV			
5	430.130,75	490.250,47	382.820,87			
10	900.490,05	754.312,90	763.440,20			
20	1.779.740,79	1.864.858,35	1.438.628,99			
30	2.649.193,21	2.138.808,53	2.310.777,16			

Consumo (Wh)						1568 m ² /FLR
Andares	VRF	FPFA	VAV	TR	Eff (kW/TR)	Área Total
5	430.130,75	490.250,47	382.820,87	276,49	0,594	7840
	100,0%	114,0%	89,0%			
10	900.490,05	754.312,90	763.440,20	531,72	0,540	15680
	100,0%	83,8%	84,8%			
20	1.779.740,79	1.864.858,35	1.438.628,99	1044,59	0,461	31360
	100,0%	104,8%	80,8%			
30	2.649.193,21	2.138.808,53	2.310.777,16	1556,18	0,466	47040
	100,0%	80,7%	87,2%			

Consumo (Wh)				SÃO PAULO		
Andares	VRF	FPFA	VAV			
5	387.369,83	534.133,48	401.207,82			
10	798.666,27	1.057.429,64	796.121,08			
20	1.624.065,79	1.907.390,77	1.421.309,33			
30	2.419.330,16	3.448.074,09	2.635.978,83			

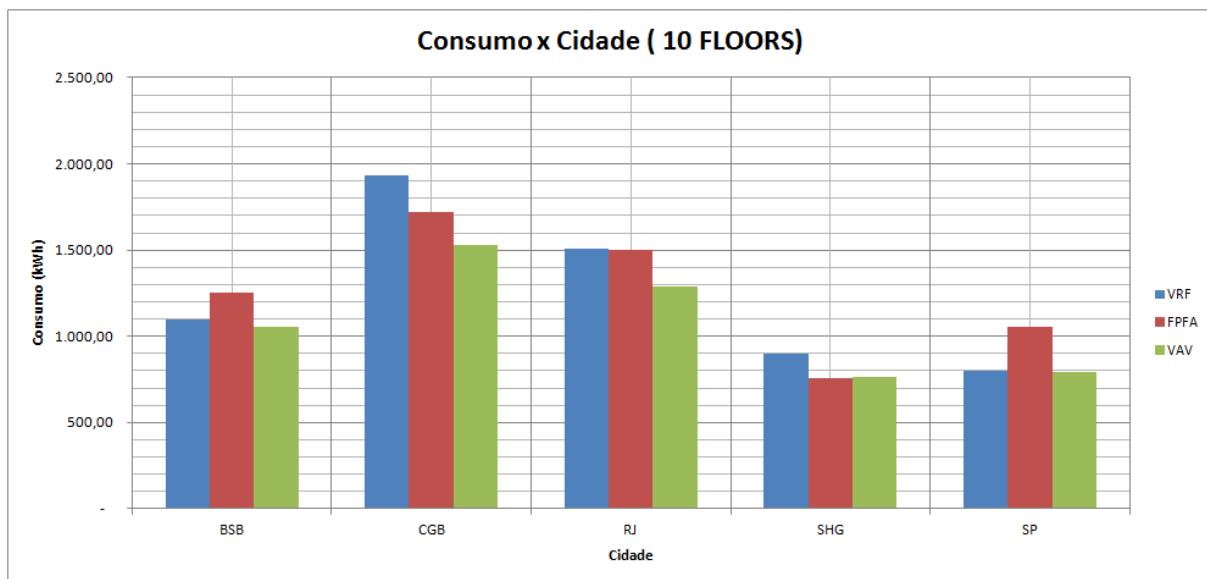
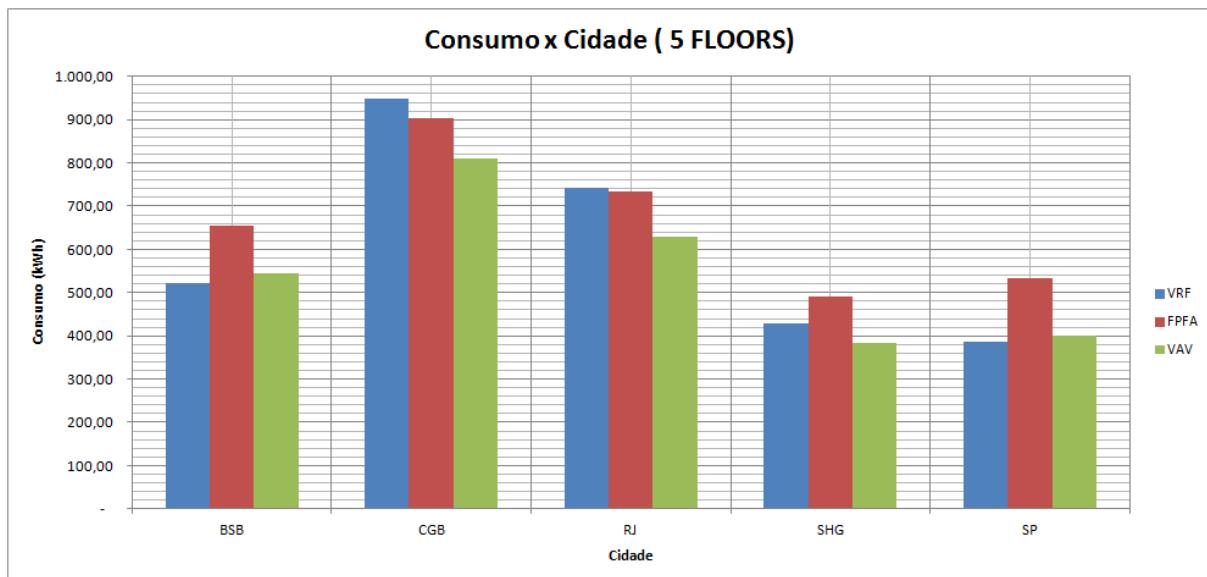
Consumo (Wh)						1568 m ² /FLR
Andares	VRF	FPFA	VAV	TR	Eff (kW/TR)	Área Total
5	387.369,83	534.133,48	401.207,82	268,06	0,656	7840
	100,0%	137,9%	103,6%			
10	798.666,27	1.057.429,64	796.121,08	515,47	0,598	15680
	100,0%	132,4%	99,7%			
20	1.624.065,79	1.907.390,77	1.421.309,33	1010,00	0,514	31360
	100,0%	117,4%	87,5%			
30	2.419.330,16	3.448.074,09	2.635.978,83	1504,32	0,517	47040
	100,0%	142,5%	109,0%			

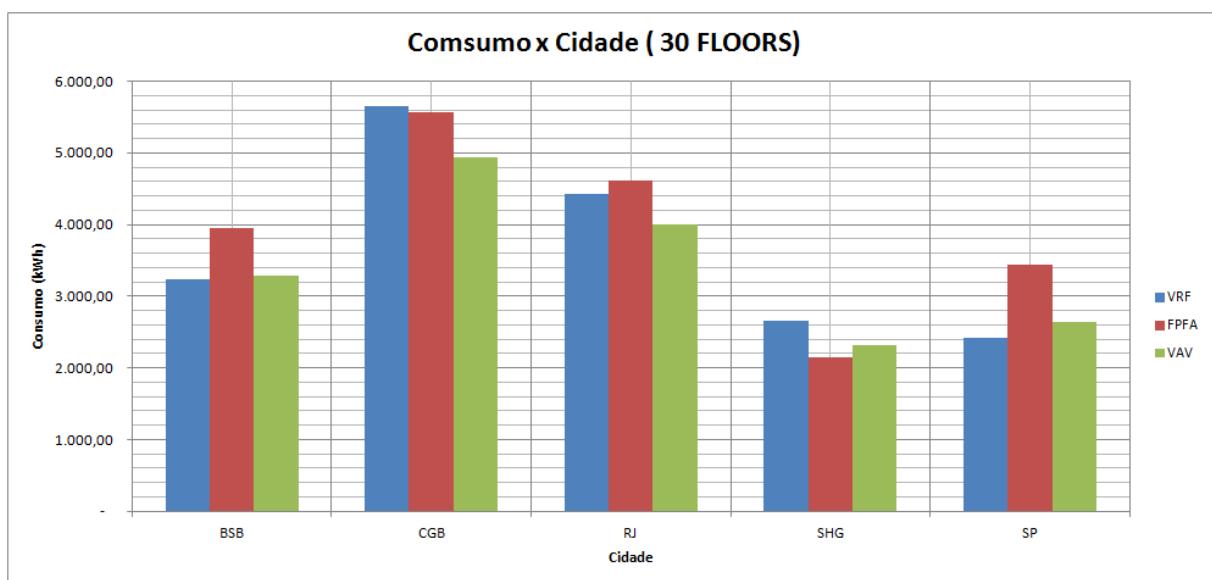
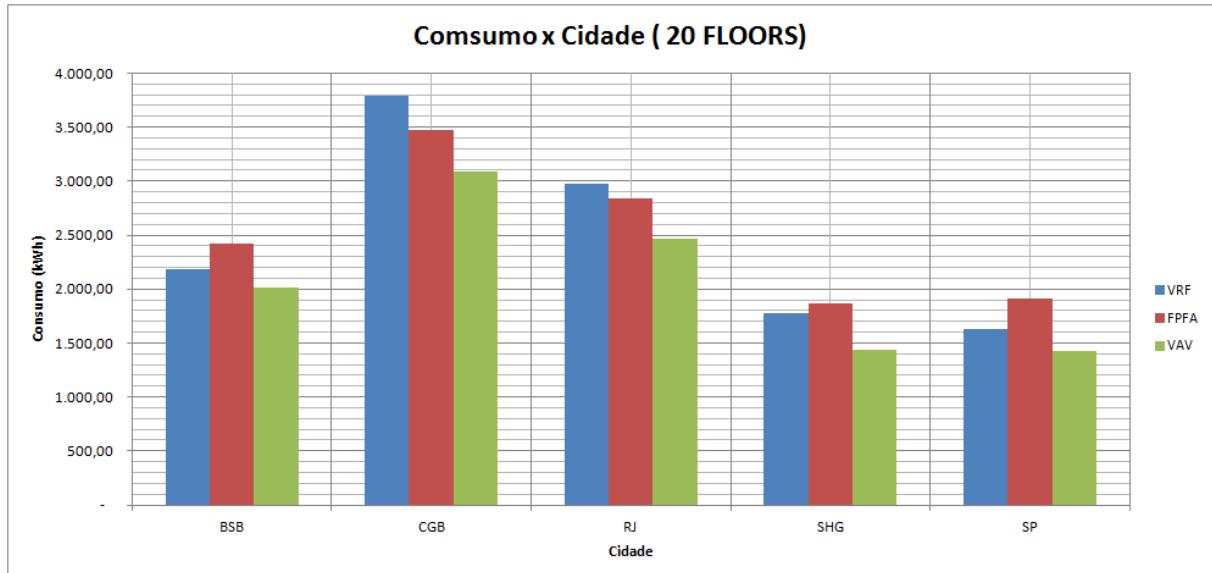
5 FLR				
LOCAL	VRF (Wh)	FPFA (Wh)	VAV (Wh)	TR médio
BSB	523.350,03	654.395,10	544.729,48	243,42
CGB	949.174,75	902.968,39	809.167,97	307,76
RJ	741.766,98	735.058,56	630.575,63	293,72
SHG	430.130,75	490.250,47	382.820,87	276,49
SP	387.369,83	534.133,48	401.207,82	268,06

10 FLR				
LOCAL	VRF (Wh)	FPFA (Wh)	VAV (Wh)	TR médio
BSB	1.099.784,59	1.253.310,70	1.056.180,01	468,25
CGB	1.934.354,79	1.718.865,59	1.527.283,83	592,97
RJ	1.509.854,61	1.503.391,60	1.290.120,39	563,66
SHG	900.490,05	754.312,90	763.440,20	531,72
SP	798.666,27	1.057.429,64	796.121,08	515,47

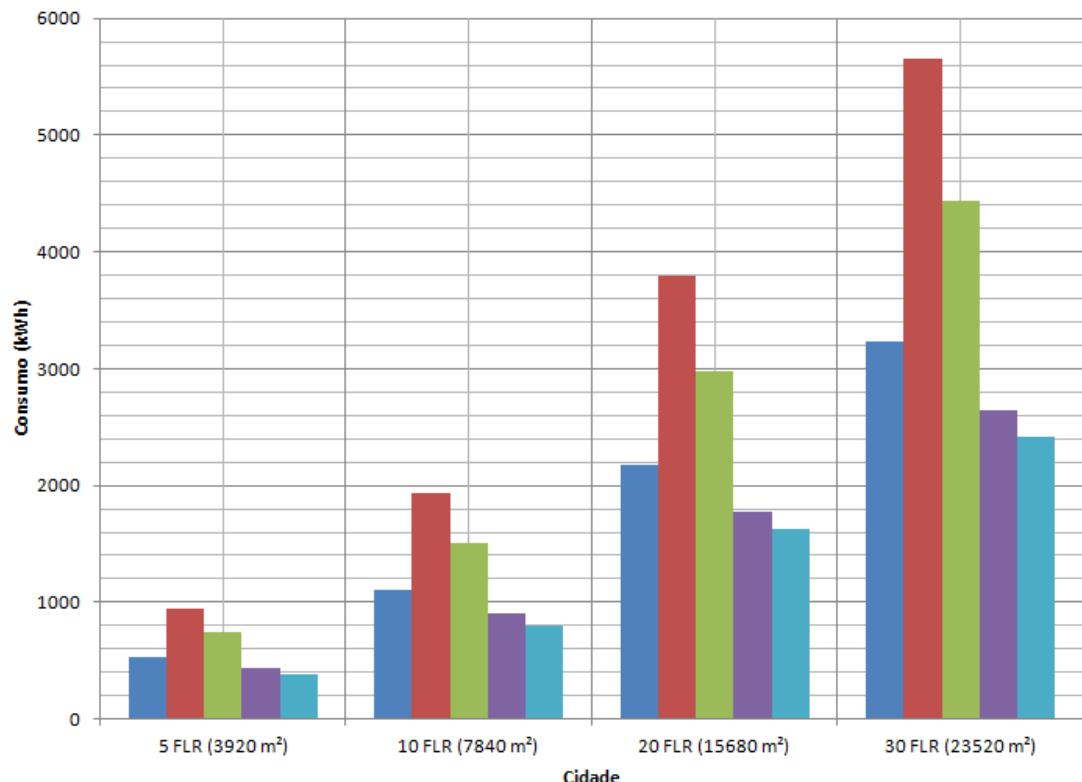
20 FLR				
LOCAL	VRF (Wh)	FPFA (Wh)	VAV (Wh)	TR médio
BSB	2.181.921,60	2.415.911,50	2.008.370,97	917,45
CGB	3.792.333,90	3.476.169,32	3.084.614,48	1163,09

RJ	2.971.774,06	2.843.140,64	2.467.028,24	1103,24
SHG	1.779.740,79	1.864.858,35	1.438.628,99	1044,59
SP	1.624.065,79	1.907.390,77	1.421.309,33	1010,00
30 FLR				
LOCAL				
BSB	3.232.790,15	3.943.007,91	3.286.469,27	1366,48
CGB	5.652.933,26	5.564.758,95	4.929.520,76	1733,00
RJ	4.432.891,08	4.619.881,13	3.996.509,01	1642,61
SHG	2.649.193,21	2.138.808,53	2.310.777,16	1556,18
SP	2.419.330,16	3.448.074,09	2.635.978,83	1504,32

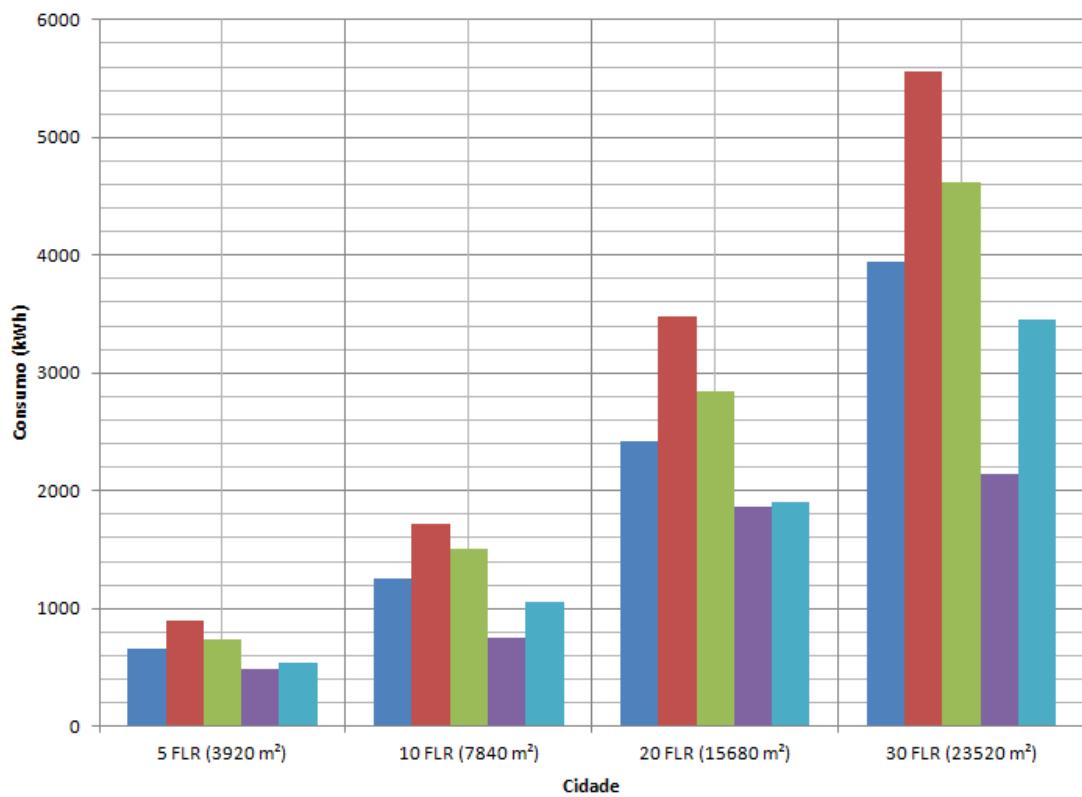




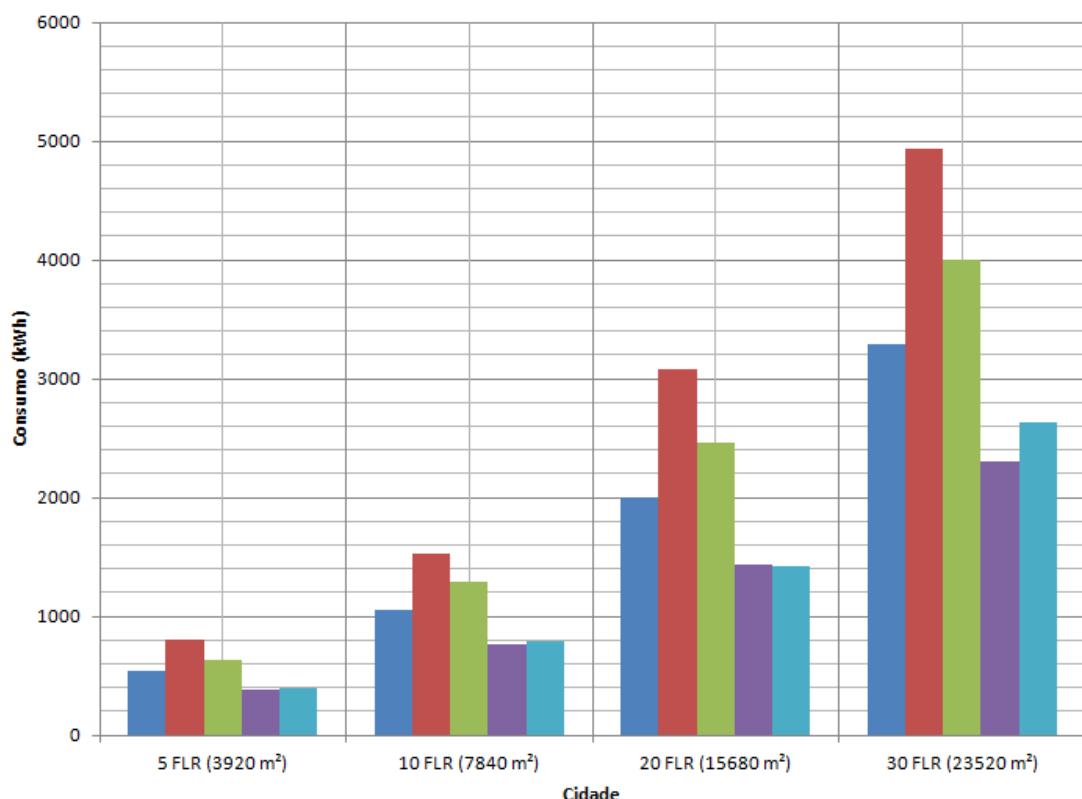
Consumo VRF x Cidade



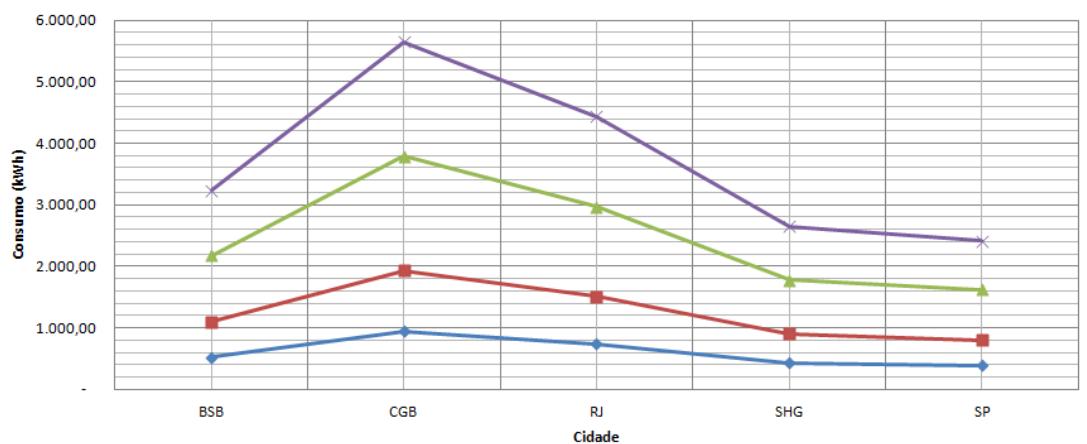
Consumo FPFA x Cidade

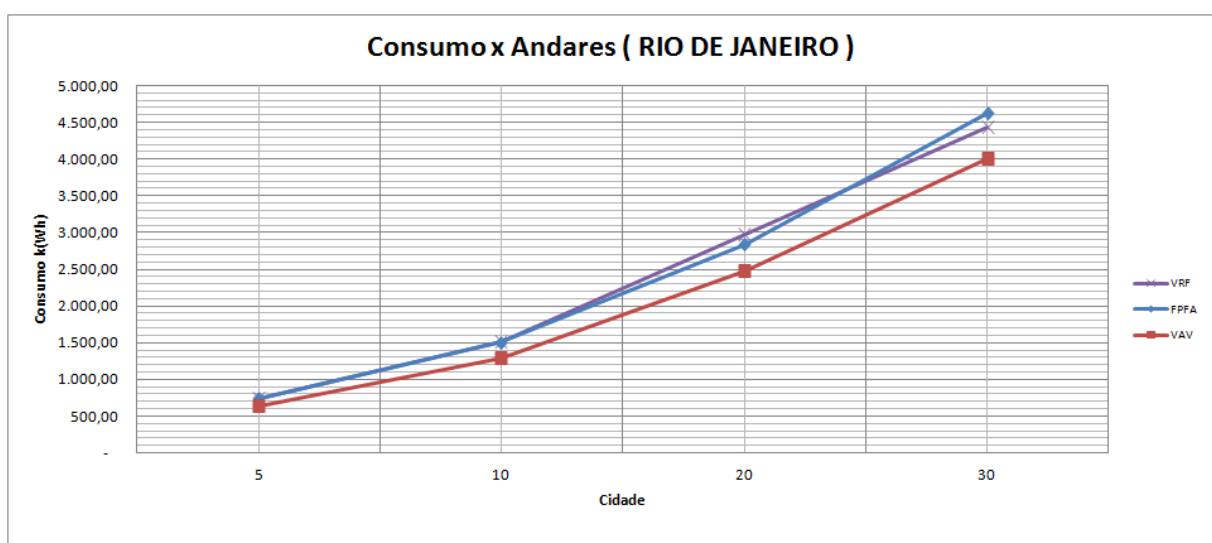
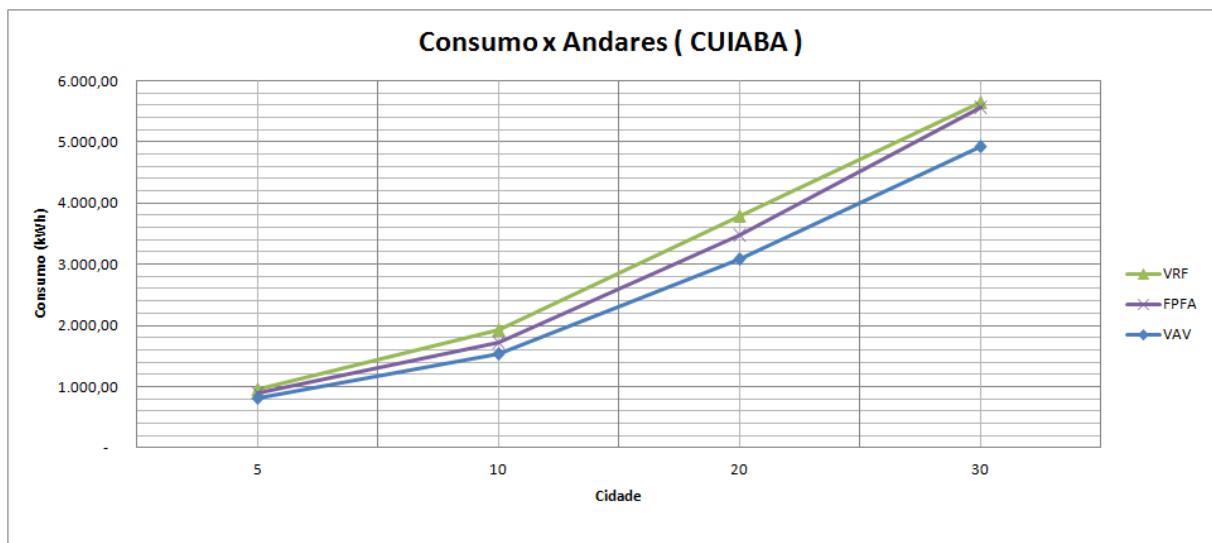
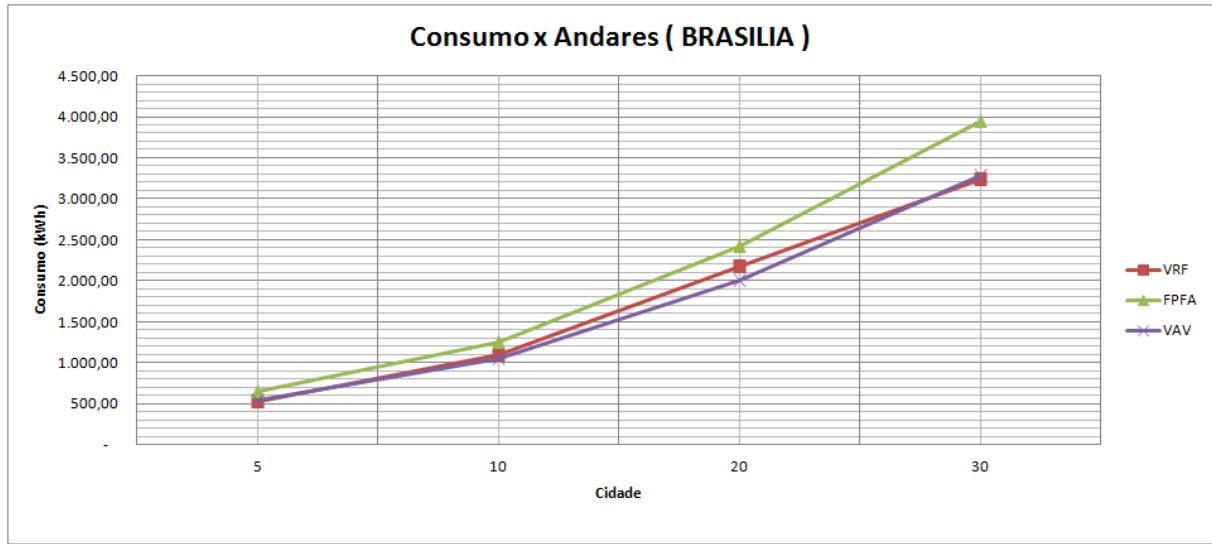


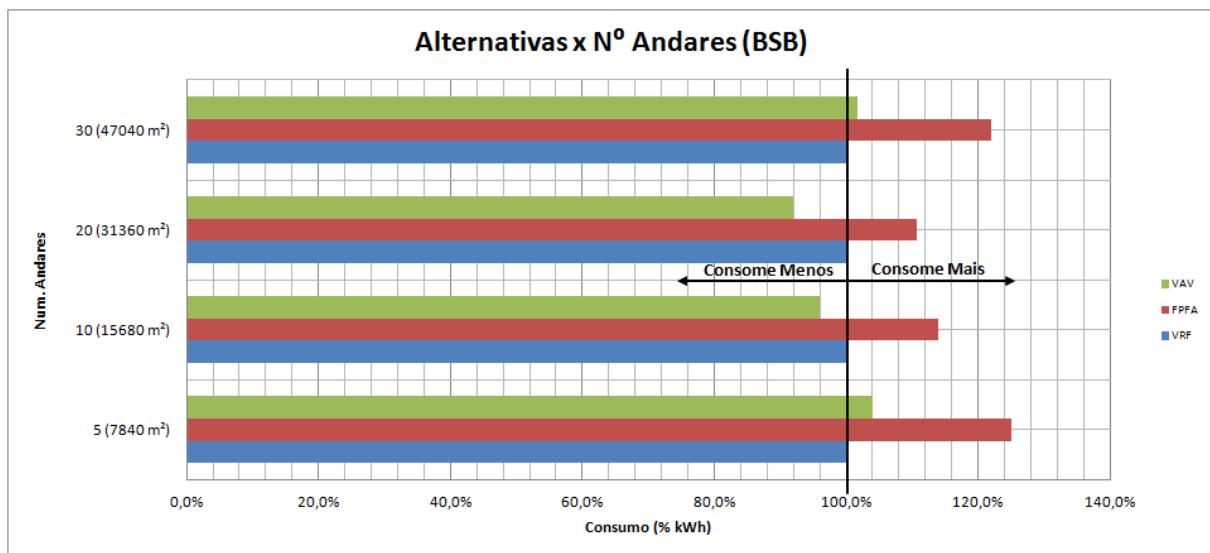
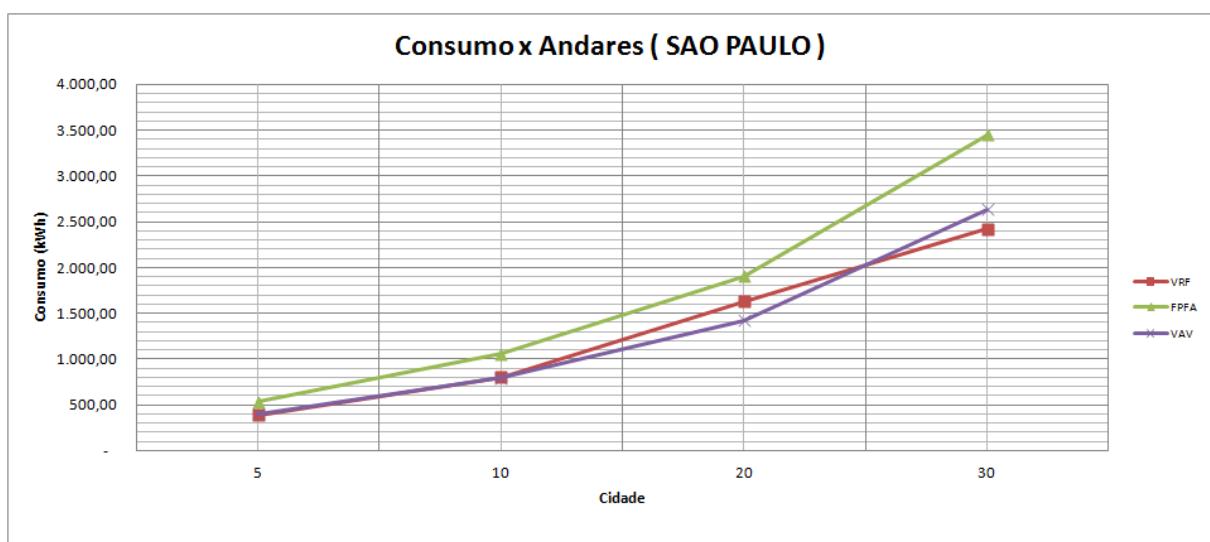
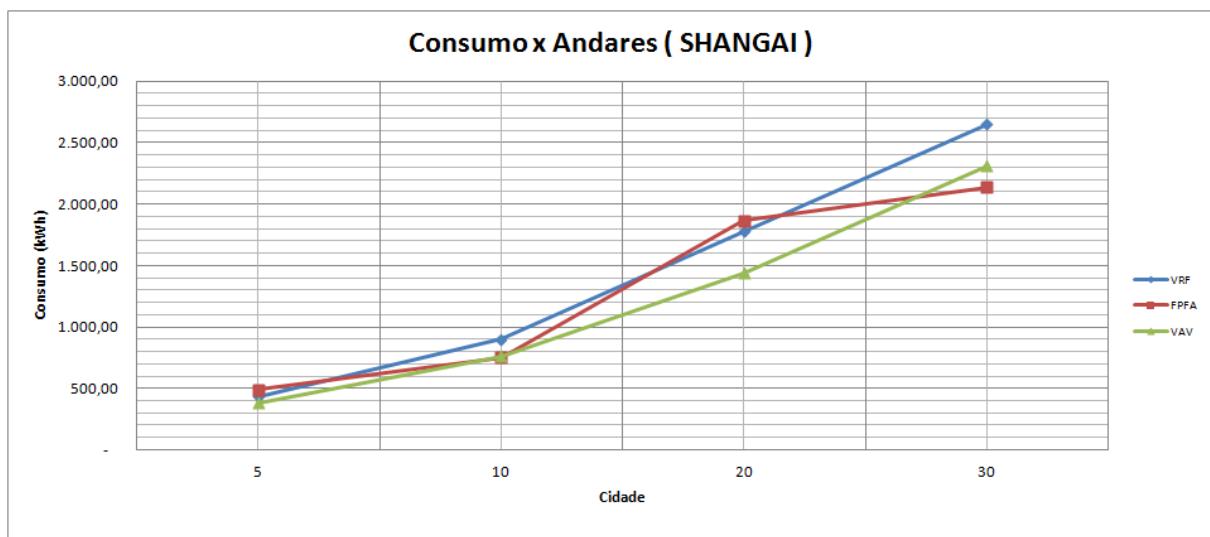
Consumo VAV x Cidade



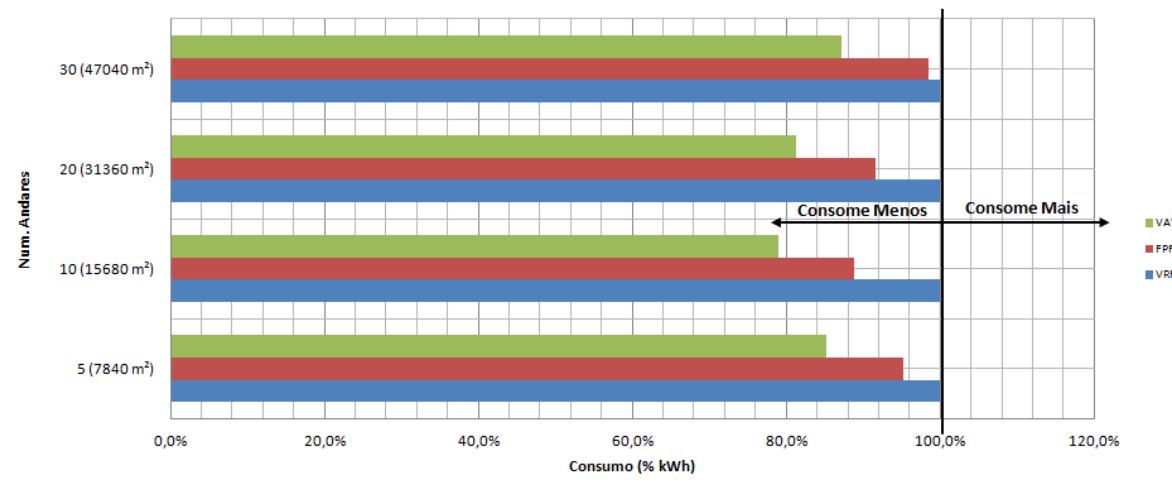
Consumo x Cidade



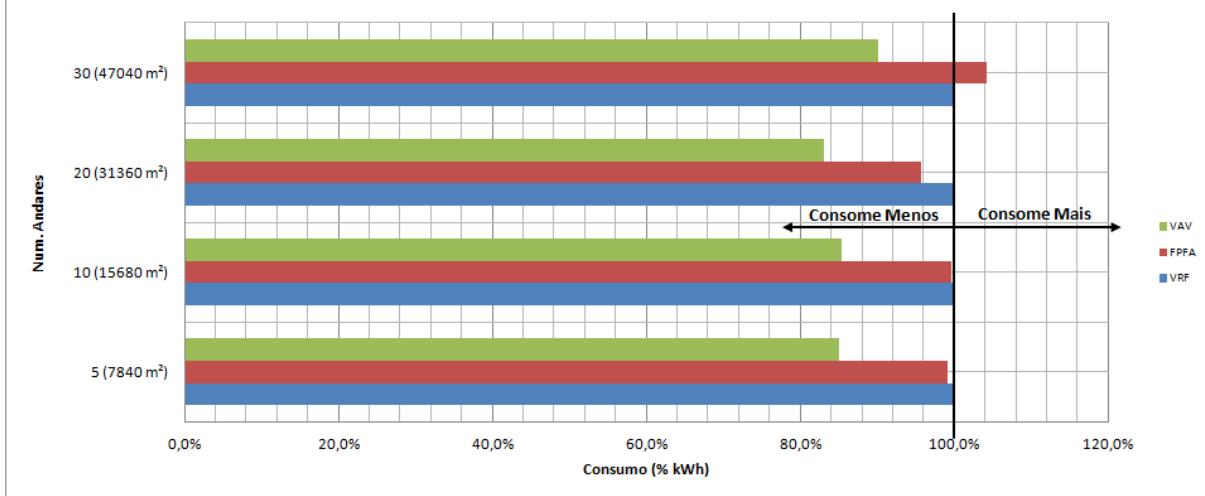




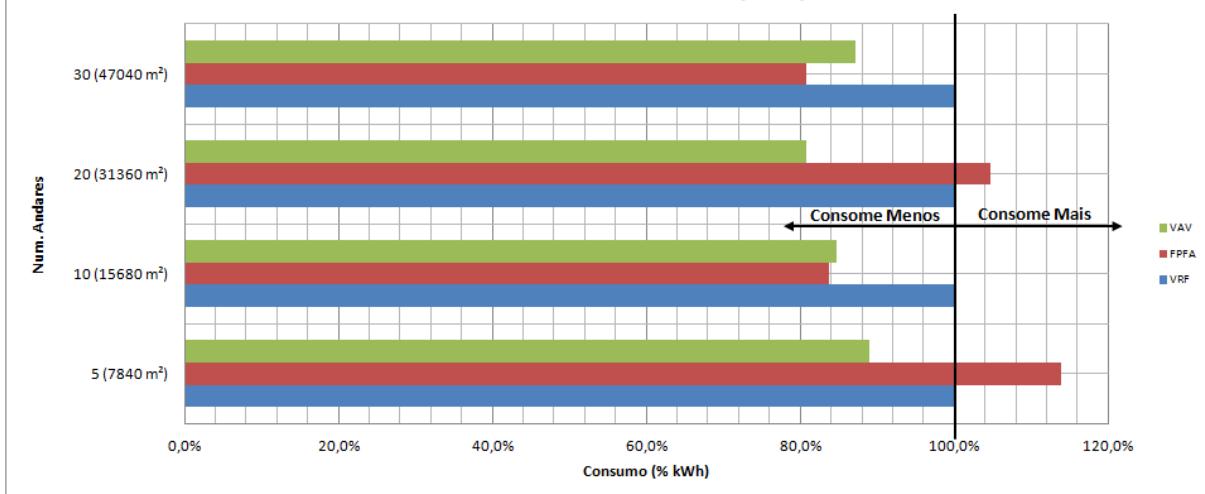
Alternativas x N° Andares (CGB)



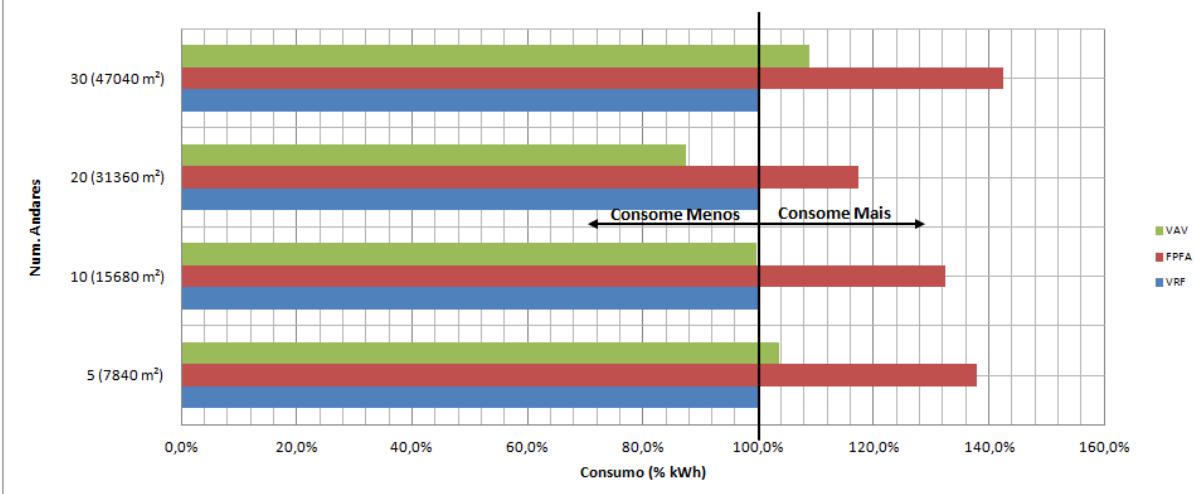
Alternativas x N° Andares (RJ)



Alternativas x N° Andares (SHG)



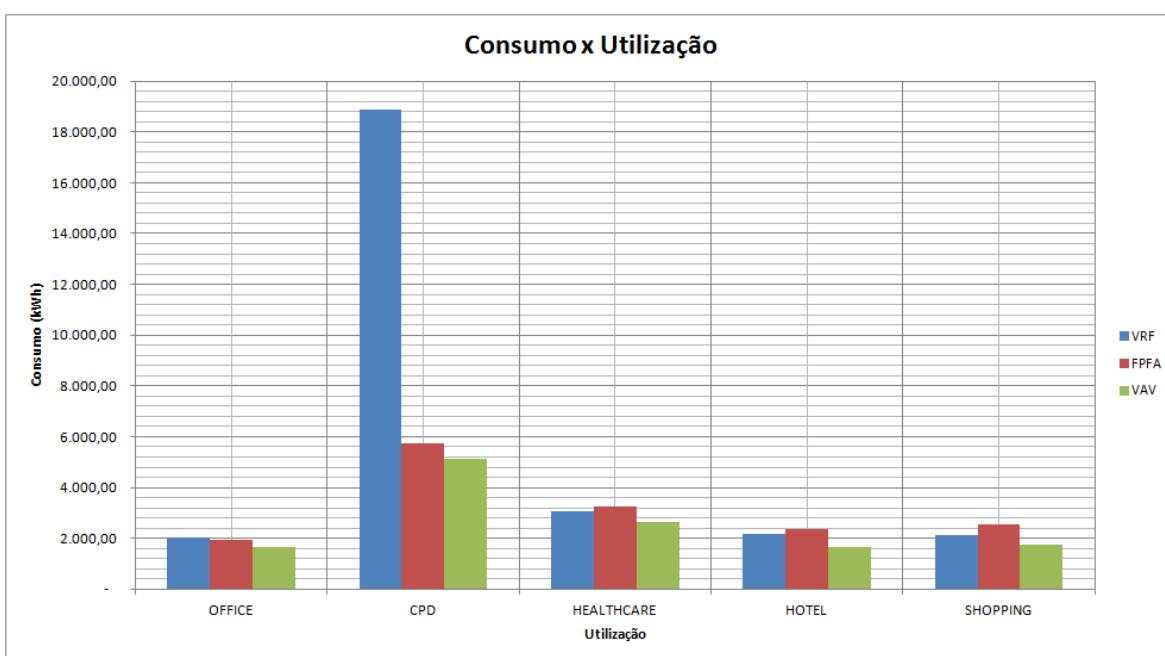
Alternativas x Nº Andares (SP)



ANEXO IV: Comparação de consumo versus sistemas VRF, FPFA e VAV para diferentes laiutes

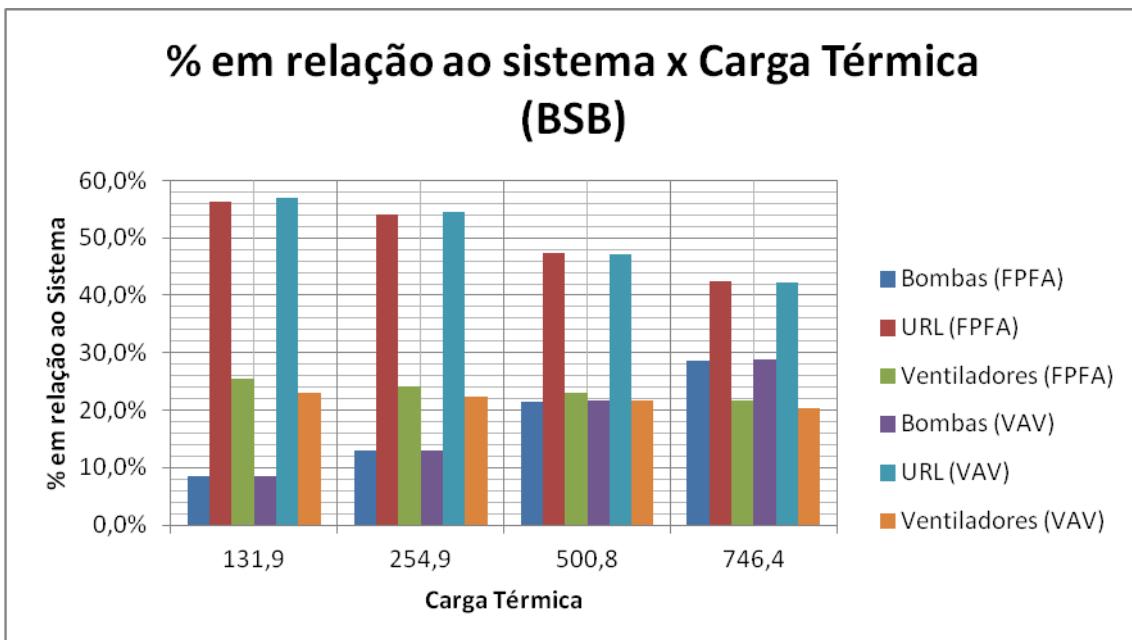
Consumo (Wh)				BRASÍLIA		
Utilização	VRF	FPFA	VAV			
OFFICE	2.032.018,41	1.956.643,51	1.635.211,39			
CPD	18.892.997,36	5.736.191,92	5.135.706,93			
HEALTHCARE	3.059.183,53	3.271.256,95	2.638.224,20			
HOTEL	2.164.049,33	2.363.100,71	1.662.107,45			
SHOPPING	2.136.816,36	2.569.772,40	1.744.205,21			
Consumo (Wh)					7500 m²/FLR	
Andares	VRF	FPFA	VAV	TR médio	Eff (kW/TR)	Área Total
OFFICE	2.032.018,41	1.956.643,51	1.635.211,39	998,48	0,510	37500
	100,0%	96,3%	80,5%			
CPD	18.892.997,36	5.736.191,92	5.135.706,93	2866,92	0,502	37500
	100,0%	30,4%	27,2%			
HEALTHCARE	3.059.183,53	3.271.256,95	2.638.224,20	1003,58	0,508	37500
	100,0%	106,9%	86,2%			
HOTEL	2.164.049,33	2.363.100,71	1.662.107,45	795,89	0,497	37500
	100,0%	109,2%	76,8%			
SHOPPING	2.136.816,36	2.569.772,40	1.744.205,21	1141,18	0,500	37500
	100,0%	120,3%	81,6%			

5 FLR				
Utilização	VRF (Wh)	FPFA (Wh)	VAV (Wh)	TR médio
OFFICE	2032018,41	1956643,51	1635211,39	998,48
CPD	18892997,36	5736191,92	5135706,93	2866,92
HEALTHCARE	3059183,53	3271256,95	2638224,2	1003,58
HOTEL	2164049,33	2363100,71	1662107,45	795,89
SHOPPING	2136816,36	2569772,4	1744205,21	1141,18

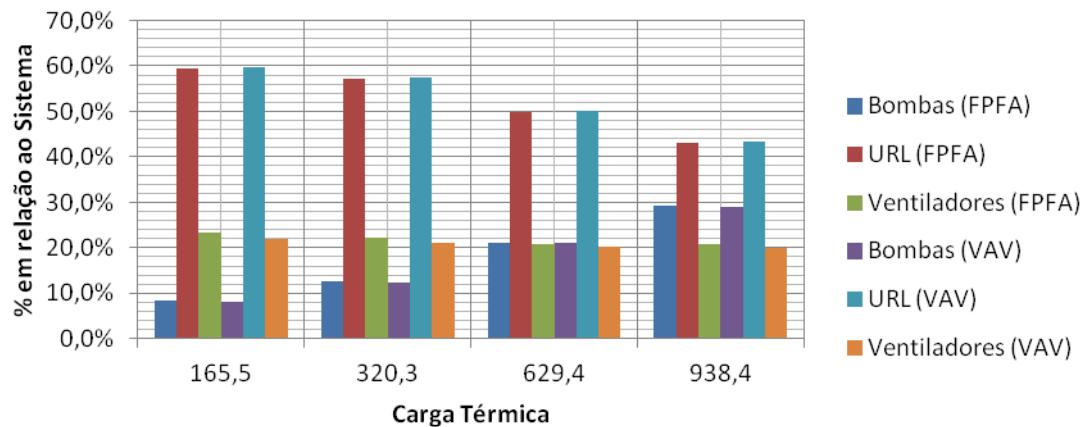


ANEXO V: Porcentagem do consumo das partes dos sistemas em relação ao consumo total de cada sistema para a edificação A

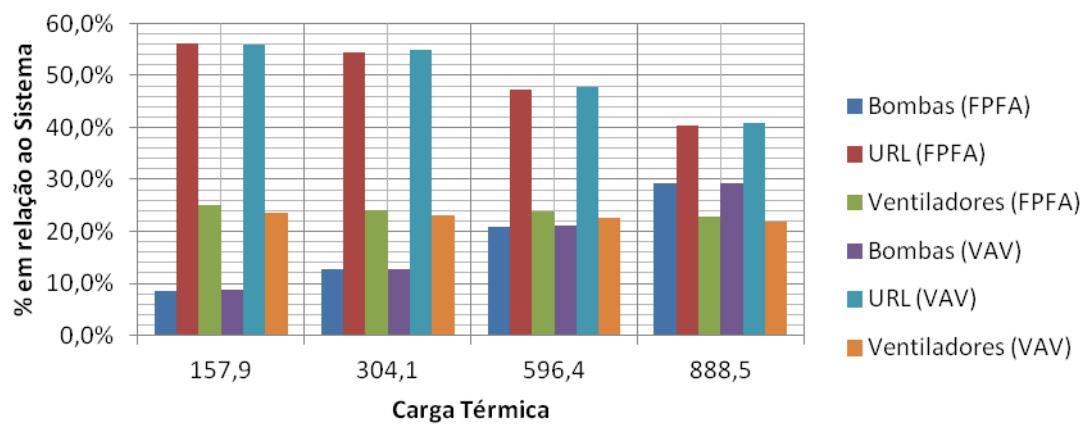
	TR médio																		
	Ventiladores (VAV)																		
	Acessórios (VAV)																		
	Bombas (VAV)																		
	Torres (VAV)																		
	URL (VAV)																		
	Energy Recovery (VAV)																		
	Ventiladores (VAV)																		
	Acessórios (FPFA)																		
	Bombas (FPFA)																		
	Torres (FPFA)																		
	URL (FPFA)																		
	Energy Recovery (VAV)																		
	Ventiladores (VRF)																		
	Acessórios (VRF)																		
	Bombas (VRF)																		
	Torres (VRF)																		
	Condensadora (VRF)																		
	Energy Recovery (VRF)																		
	ANDARES (VRF)																		
5	0,0%	81,4%	8,8%	0,0%	1,8%	8,0%	1,2%	56,3%	8,4%	8,5%	0,1%	25,5%	1,3%	57,0%	10,0%	8,5%	0,1%	23,1%	131,9
10	0,0%	82,6%	8,2%	0,0%	1,5%	7,7%	0,6%	54,1%	8,2%	13,0%	0,1%	24,1%	0,7%	54,6%	9,3%	13,0%	0,1%	22,4%	254,9
20	0,0%	83,5%	7,6%	0,0%	1,4%	7,5%	0,3%	47,4%	7,3%	21,5%	0,4%	23,1%	0,3%	47,2%	8,6%	21,6%	0,5%	21,7%	500,8
30	0,0%	83,8%	7,4%	0,0%	1,4%	7,5%	0,2%	42,4%	6,8%	28,7%	0,2%	21,6%	0,2%	42,3%	8,0%	28,9%	0,3%	20,3%	746,4
Brasília																			
5	0,0%	86,2%	6,4%	0,0%	1,3%	6,0%	0,9%	59,5%	7,9%	8,3%	0,1%	23,3%	1,0%	59,8%	8,9%	8,2%	0,1%	22,0%	165,5
10	0,0%	87,3%	5,9%	0,0%	1,1%	5,7%	0,4%	57,1%	7,8%	12,6%	0,1%	22,1%	0,5%	57,4%	8,5%	12,5%	0,1%	21,1%	320,3
20	0,0%	88,0%	4,8%	0,0%	0,9%	6,3%	0,2%	50,0%	7,6%	21,0%	0,3%	20,9%	0,2%	50,0%	8,3%	21,0%	0,3%	20,1%	629,4
30	0,0%	88,3%	5,4%	0,0%	0,8%	5,4%	0,1%	43,2%	6,6%	29,2%	0,0%	20,9%	0,2%	43,4%	7,4%	29,1%	0,0%	20,0%	938,4
Cuiabá																			
5	0,0%	83,8%	7,3%	0,0%	1,5%	7,4%	1,0%	56,1%	9,1%	8,5%	0,1%	25,2%	1,1%	55,8%	10,7%	8,8%	0,1%	23,5%	157,9
10	0,0%	85,2%	6,4%	0,0%	1,2%	7,1%	0,5%	54,5%	8,1%	12,7%	0,1%	24,1%	0,6%	55,0%	8,7%	12,7%	0,1%	23,0%	304,1
20	0,0%	86,1%	5,9%	0,0%	1,1%	6,9%	0,3%	47,4%	7,2%	21,0%	0,3%	23,8%	0,3%	47,8%	7,8%	21,2%	0,3%	22,5%	596,4
30	0,0%	91,6%	6,3%	0,0%	1,0%	1,1%	0,2%	40,5%	7,2%	29,2%	0,0%	22,9%	0,2%	41,0%	7,8%	29,3%	0,0%	21,8%	888,5
Rio de Janeiro																			
5	0,0%	83,8%	7,3%	0,0%	1,5%	7,4%	1,0%	56,1%	9,1%	8,5%	0,1%	25,2%	1,1%	55,8%	10,7%	8,8%	0,1%	23,5%	157,9
10	0,0%	85,2%	6,4%	0,0%	1,2%	7,1%	0,5%	54,5%	8,1%	12,7%	0,1%	24,1%	0,6%	55,0%	8,7%	12,7%	0,1%	23,0%	304,1
20	0,0%	86,1%	5,9%	0,0%	1,1%	6,9%	0,3%	47,4%	7,2%	21,0%	0,3%	23,8%	0,3%	47,8%	7,8%	21,2%	0,3%	22,5%	596,4
30	0,0%	91,6%	6,3%	0,0%	1,0%	1,1%	0,2%	40,5%	7,2%	29,2%	0,0%	22,9%	0,2%	41,0%	7,8%	29,3%	0,0%	21,8%	888,5
Shangai																			
5	0,0%	79,1%	7,9%	0,0%	1,6%	11,4%	1,5%	47,8%	7,2%	7,5%	0,1%	35,8%	1,8%	53,5%	9,3%	8,5%	0,1%	26,8%	147,7
10	0,0%	79,8%	7,2%	0,0%	1,4%	11,6%	0,8%	45,1%	7,3%	11,7%	0,1%	35,1%	0,9%	50,4%	8,9%	12,9%	0,1%	26,8%	284,9
20	0,0%	80,8%	6,5%	0,0%	1,2%	11,5%	0,4%	41,3%	5,4%	18,9%	0,3%	33,7%	0,4%	45,9%	6,8%	20,9%	0,4%	25,6%	559,3
30	0,0%	80,6%	6,5%	0,0%	1,2%	11,7%	0,2%	33,9%	6,1%	26,5%	0,0%	33,2%	0,3%	37,5%	7,6%	29,4%	0,0%	25,3%	833,6
São Paulo																			
5	0,0%	76,8%	10,2%	0,0%	2,1%	10,9%	1,6%	50,1%	12,1%	9,7%	0,1%	26,4%	1,9%	52,7%	16,3%	11,6%	0,1%	17,3%	142,9
10	0,0%	77,9%	9,5%	0,0%	1,8%	10,8%	0,8%	51,0%	9,4%	13,7%	0,1%	25,0%	0,9%	55,4%	10,8%	15,2%	0,1%	17,5%	275,4
20	0,0%	79,3%	8,7%	0,0%	1,6%	10,5%	0,4%	47,1%	7,7%	21,8%	0,4%	22,6%	0,4%	50,2%	9,3%	23,8%	0,5%	15,8%	540,2
30	0,0%	79,5%	8,5%	0,0%	1,5%	10,5%	0,2%	36,8%	8,2%	31,8%	0,0%	23,0%	0,3%	39,1%	9,8%	34,6%	0,0%	16,2%	804,8



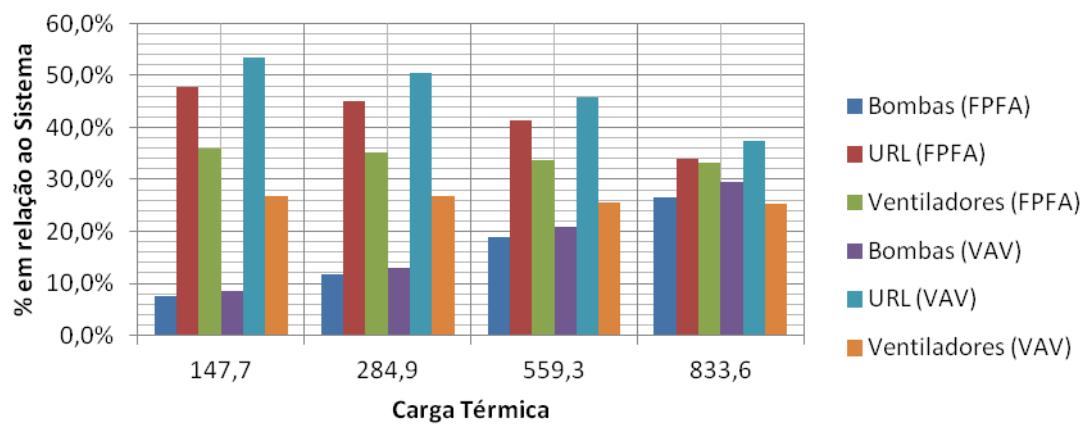
% em relação ao sistema x Carga Térmica (CGB)



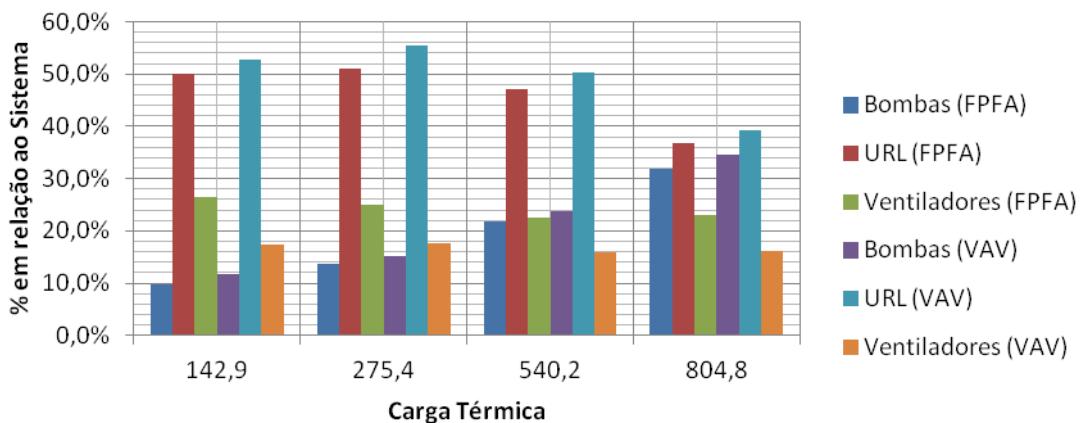
% em relação ao sistema x Carga Térmica (RJ)



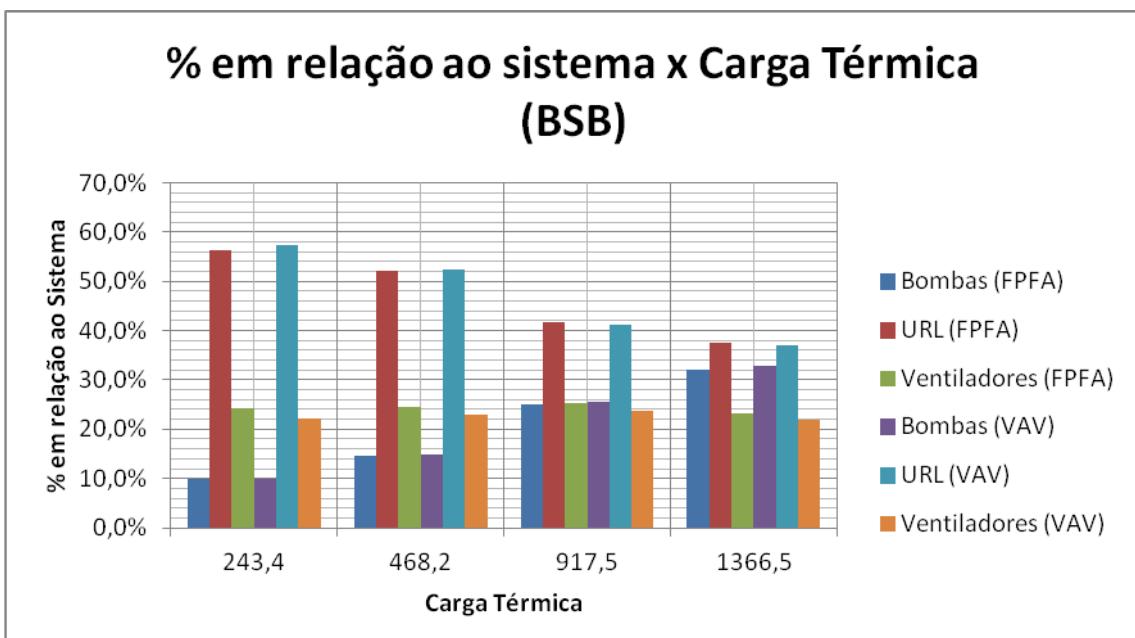
% em relação ao sistema x Carga Térmica (SHG)



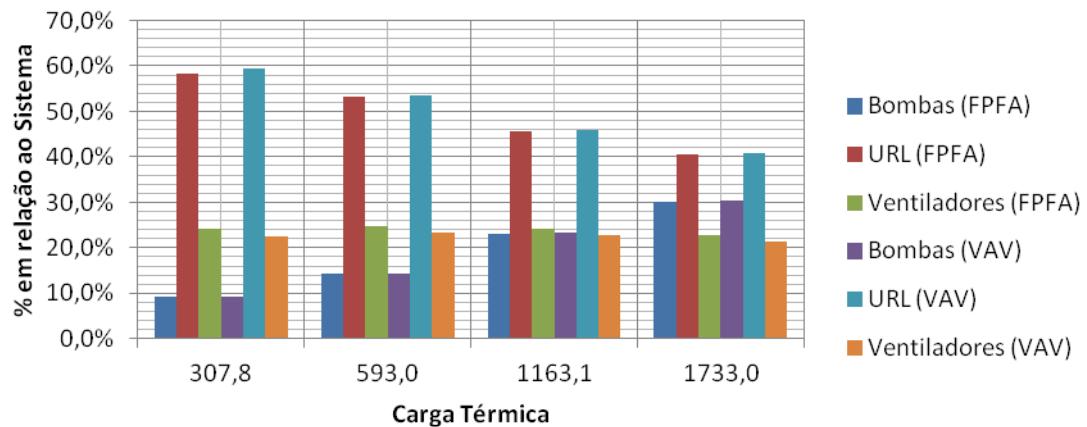
% em relação ao sistema x Carga Térmica (SHG)



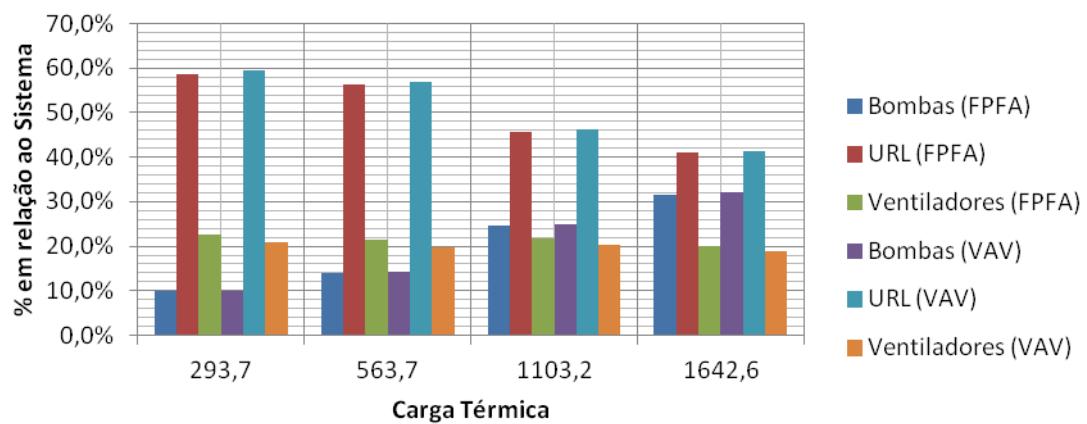
ANEXO VI: Porcentagem do consumo das partes dos sistemas em relação ao consumo total de cada sistema para a edificação 2A



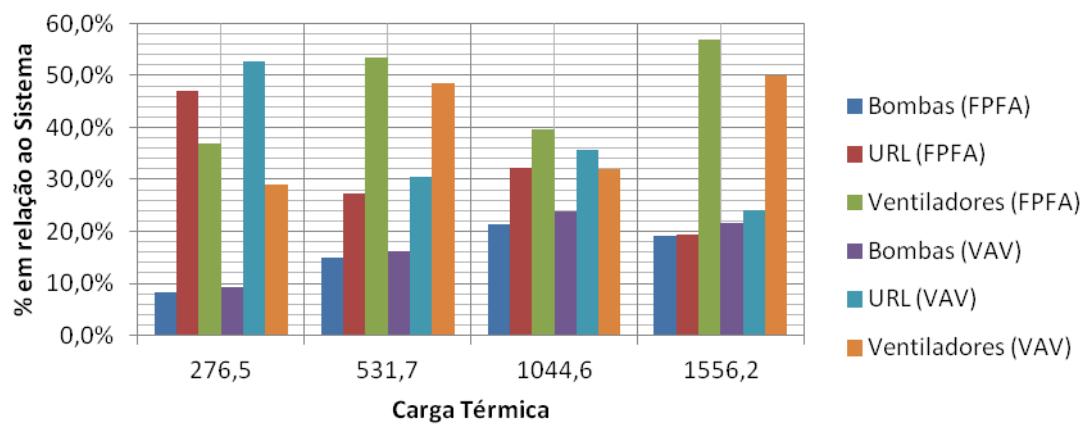
% em relação ao sistema x Carga Térmica (CGB)



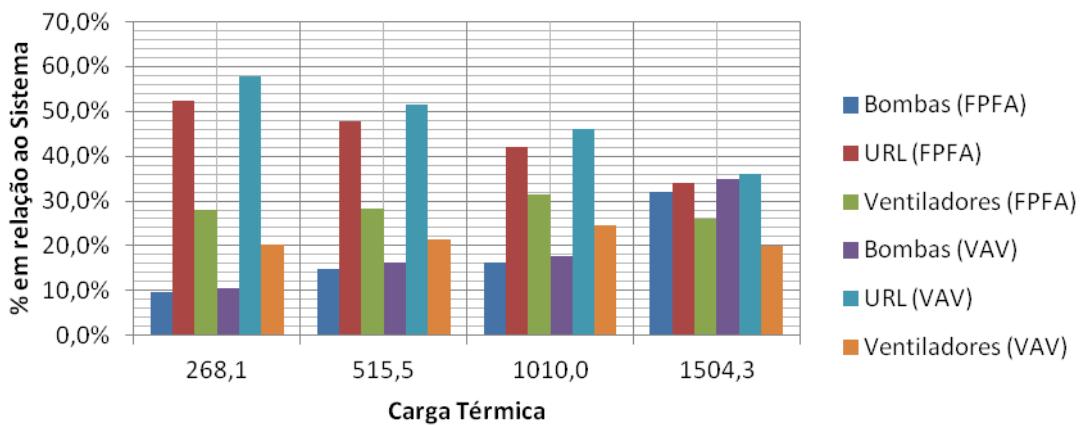
% em relação ao sistema x Carga Térmica (RJ)



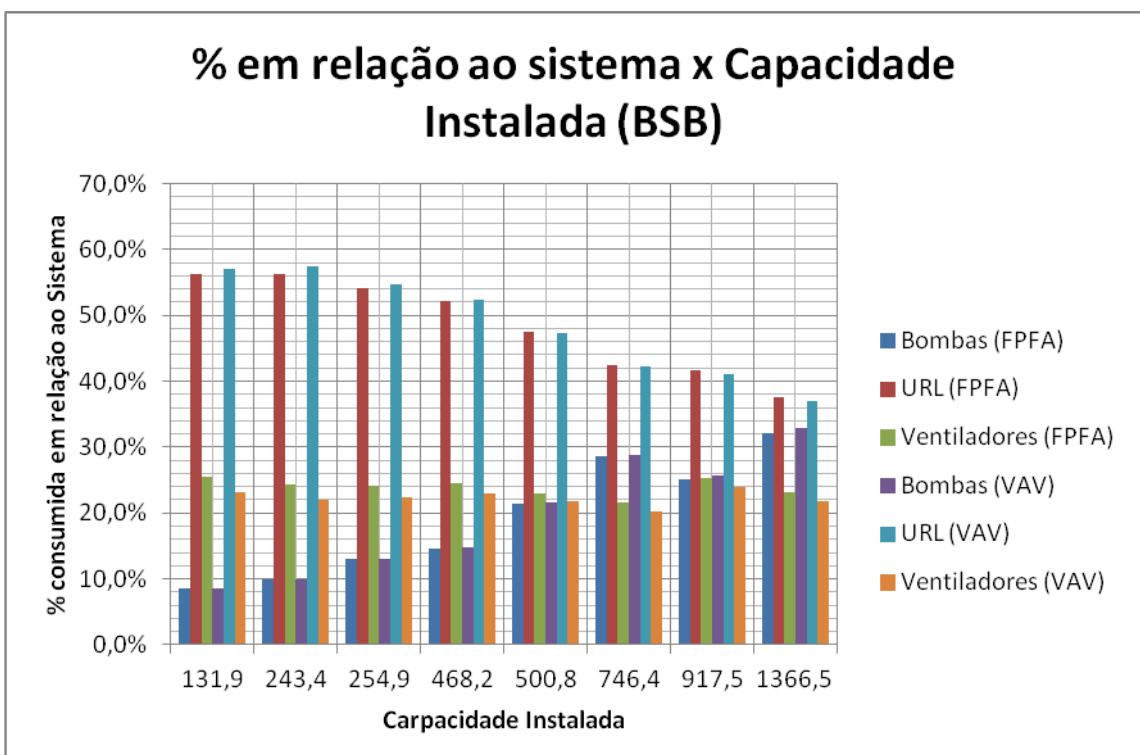
% em relação ao sistema x Carga Térmica (SHG)



% em relação ao sistema x Carga Térmica (SHG)



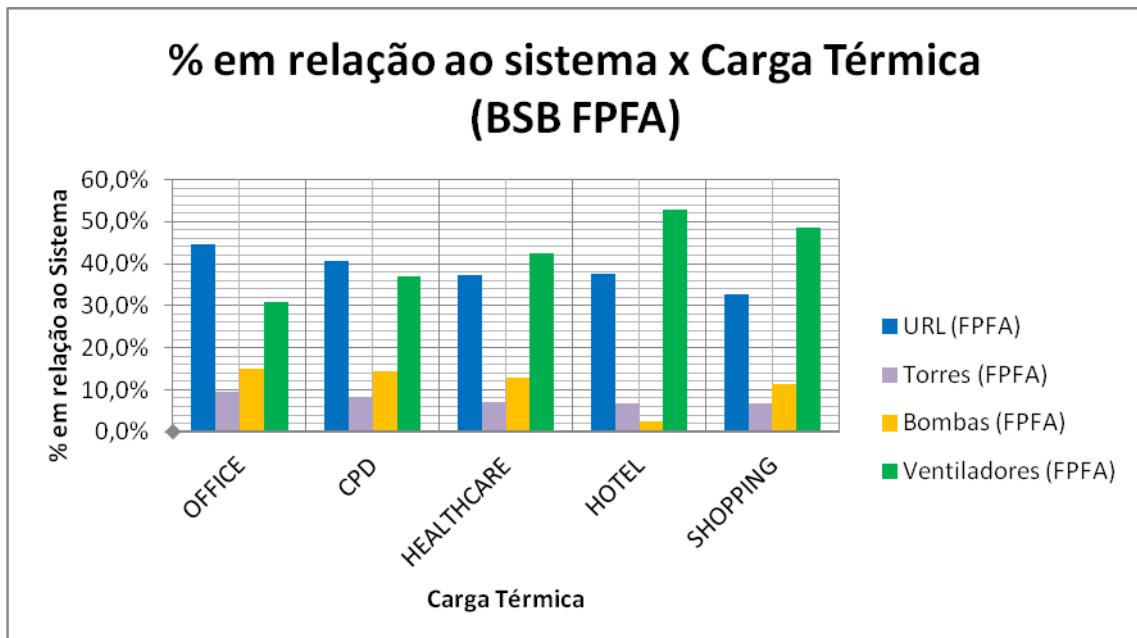
ANEXO VII: Comparação da porcentagem do consumo das partes dos sistemas em relação ao consumo total de cada sistema entre as edificações A e 2A



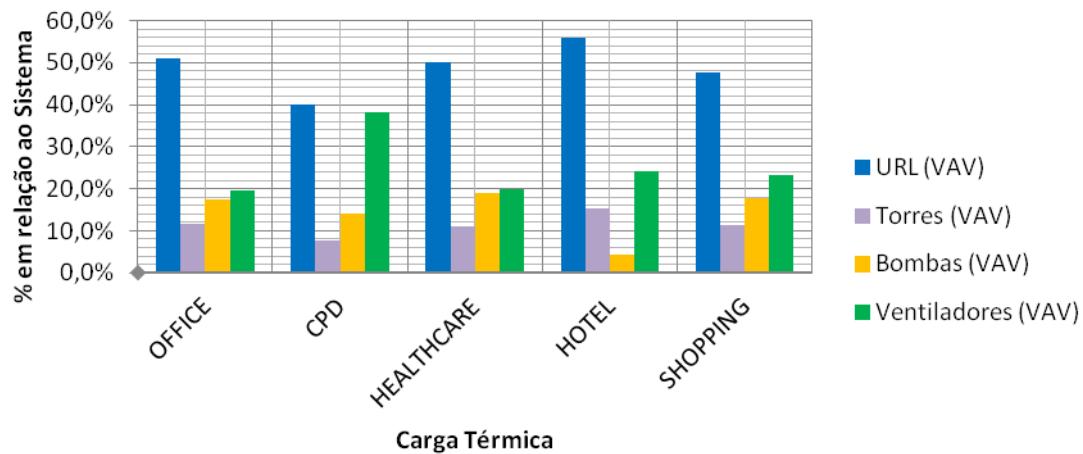
ANEXO VIII: Porcentagem do consumo das partes dos sistemas em relação ao consumo total de cada sistema para a edificação B

	TR médio
Ventiladores (VAV)	
Acessórios (VAV)	
Bombas (VAV)	
Torres (VAV)	
URL (VAV)	
Energy Recovery (VAV)	
Ventiladores (FPFA)	
Acessórios (FPFA)	
Bombas (FPFA)	
Torres (FPFA)	
URL (FPFA)	
Energy Recovery (VAV)	
Ventiladores (VRF)	
Acessórios (VRF)	
Torres (VRF)	
Condensadora (VRF)	
Energy Recovery (VRF)	
ANDARES (VRF)	

Brasília																			
OFFICE	0,0%	84,6%	7,9%	0,0%	1,2%	6,4%	0,2%	44,5%	9,4%	15,0%	0,0%	30,9%	0,2%	51,0%	11,5%	17,6%	0,0%	19,7%	998,5
CPD	0,0%	90,2%	6,5%	0,0%	0,3%	3,0%	0,1%	40,5%	8,2%	14,4%	0,0%	36,8%	0,1%	40,1%	7,7%	14,0%	0,0%	38,1%	2866,9
HEALTHCARE	0,0%	86,8%	6,6%	0,0%	0,9%	5,7%	0,3%	37,2%	7,0%	12,9%	0,0%	42,6%	0,2%	50,0%	11,1%	18,9%	0,0%	19,9%	1003,6
HOTEL	0,0%	86,5%	6,3%	0,0%	1,2%	6,0%	0,4%	37,5%	6,8%	2,4%	0,0%	52,8%	0,3%	56,0%	15,2%	4,4%	0,0%	24,1%	795,9
SHOPPING	0,0%	85,8%	6,7%	0,0%	0,9%	6,6%	0,2%	32,7%	6,9%	11,5%	0,0%	48,7%	0,2%	47,6%	11,3%	17,7%	0,0%	23,2%	1141,2

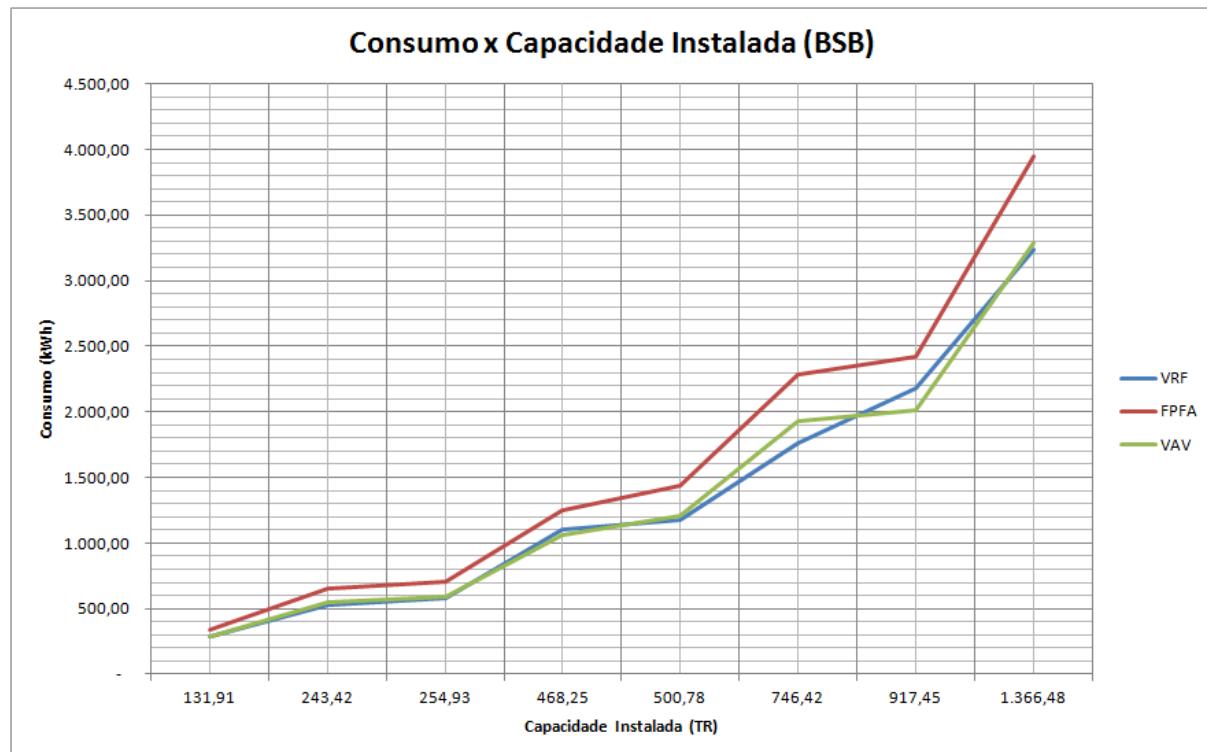


% em relação ao sistema x Carga Térmica (BSB VAV)



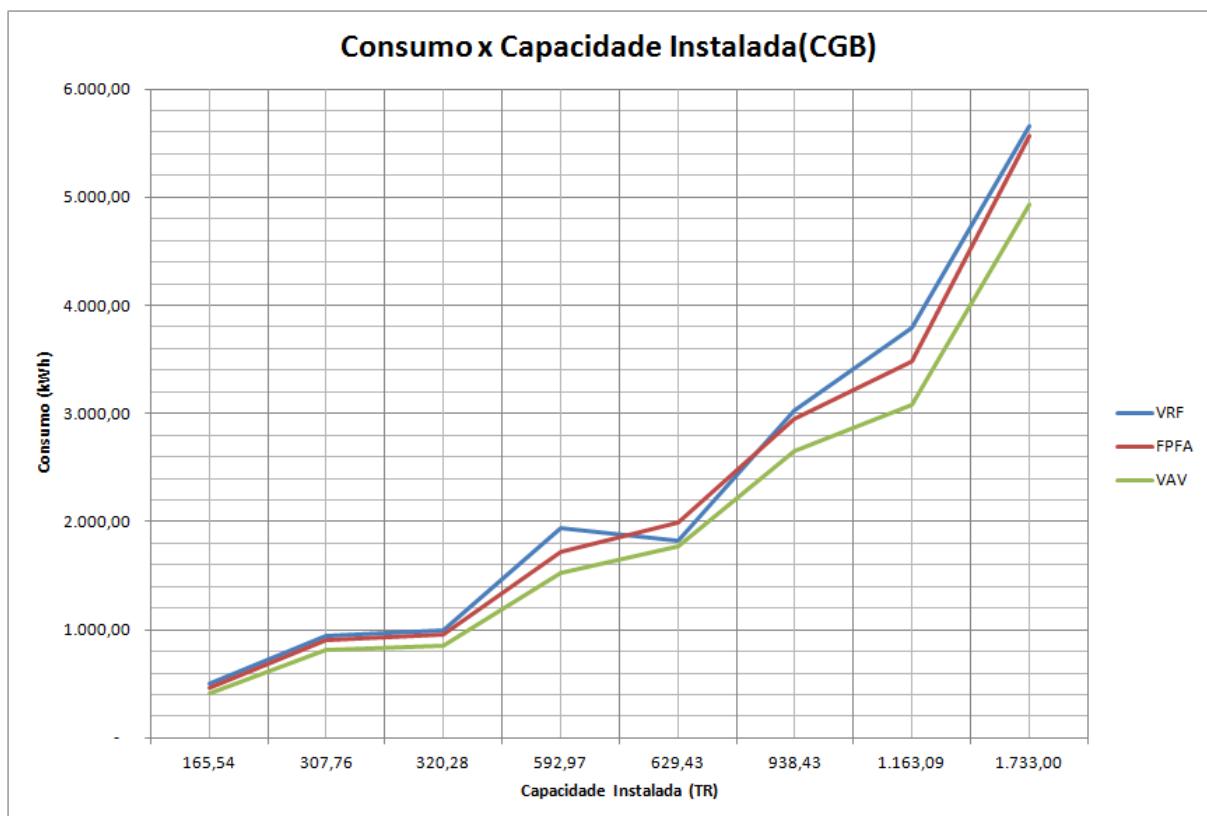
ANEXO IX: Consumo versus capacidade instalada

Brasília						
Consumo						
Andare	VRF	FPFA	VAV	TR médio	Eff (kW/TR)	Área Total
5 FLR A	287.606,65	343.333,31	290.118,51	131,91	0,63	3.920,00
5 FLR 2A	523.350,03	654.395,10	544.729,48	243,42	0,63	7.840,00
10 FLR A	577.428,05	705.951,33	593.274,76	254,93	0,63	7.840,00
10 FLR 2A	1.099.784,59	1.253.310,70	1.056.180,01	468,25	0,59	15.680,00
20 FLR A	1.173.891,25	1.435.451,00	1.208.586,72	500,78	0,58	15.680,00
30 FLR A	1.763.209,75	2.286.512,36	1.927.849,91	746,42	0,56	23.520,00
20 FLR 2A	2.181.921,60	2.415.911,50	2.008.370,97	917,45	0,49	31.360,00
30 FLR 2A	3.232.790,15	3.943.007,91	3.286.469,27	1.366,48	0,49	47.040,00



Cuiabá

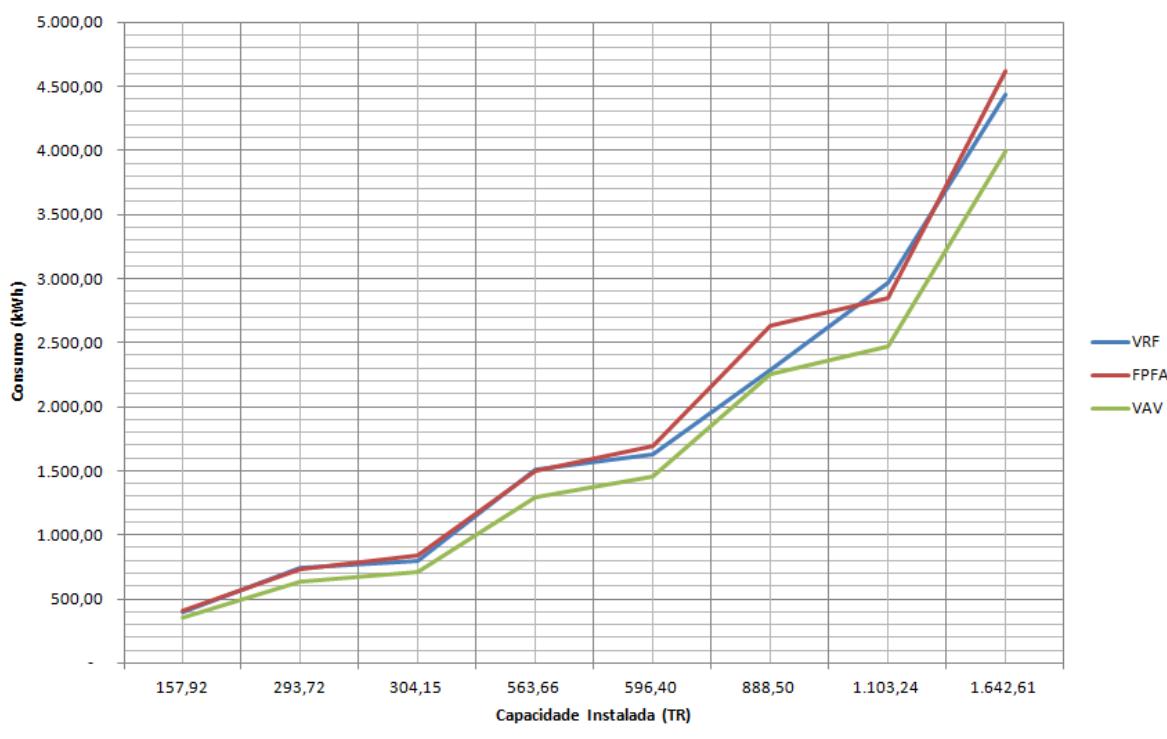
Consumo							
Andares	VRF	FPFA	VAV	TR médio	Eff (kW/TR)	Área Total	
5 FLR A	497.408,03	468.572,29	417.084,91	165,54	0,72	3.920,00	
5 FLR 2A	949.174,75	902.968,39	809.167,97	307,76	0,73	7.840,00	
10 FLR A	1.000.380,87	957.318,30	855.377,79	320,28	0,72	7.840,00	
10 FLR 2A	1.934.354,79	1.718.865,59	1.527.283,83	592,97	0,67	15.680,00	
20 FLR A	1.825.594,48	1.987.956,17	1.766.432,99	629,43	0,67	15.680,00	
30 FLR A	3.029.108,91	2.956.996,56	2.647.489,81	938,43	0,61	23.520,00	
20 FLR 2A	3.792.333,90	3.476.169,32	3.084.614,48	1.163,09	0,61	31.360,00	
30 FLR 2A	5.652.933,26	5.564.758,95	4.929.520,76	1.733,00	0,59	47.040,00	



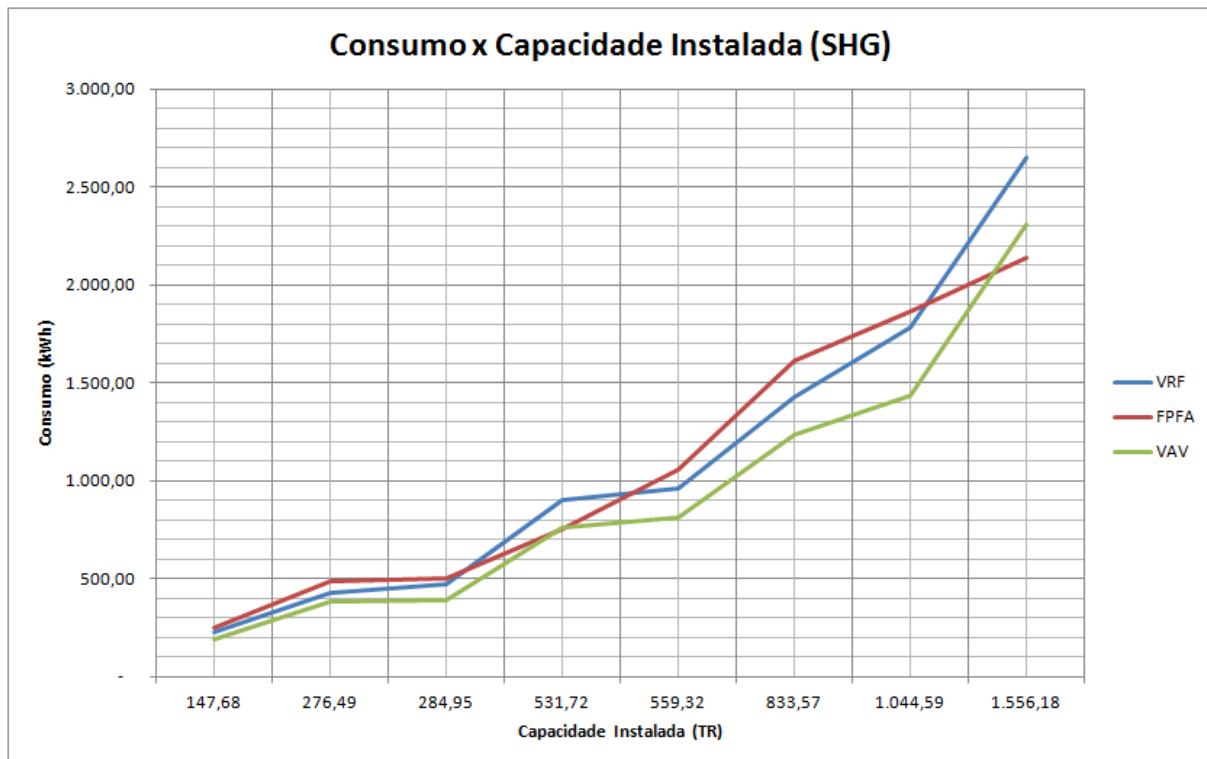
Rio de Janeiro

Consumo							
Andar	VRF	FPFA	VAV	TR méd	Eff (kW/T)	Área Total	
5 FLR A	393.207,61	410.078,20	351.967,19	157,92	0,69	3.920,00	
5 FLR 2A	741.766,98	735.058,56	630.575,63	293,72	0,70	7.840,00	
10 FLR A	799.156,53	835.650,38	715.091,62	304,15	0,69	7.840,00	
10 FLR 2A	1.509.854,61	1.503.391,60	1.290.120,39	563,66	0,70	15.680,00	
20 FLR A	1.630.903,24	1.696.636,04	1.459.159,35	596,40	0,65	15.680,00	
30 FLR A	2.287.537,66	2.627.912,10	2.253.000,32	888,50	0,59	23.520,00	
20 FLR 2A	2.971.774,06	2.843.140,64	2.467.028,24	1.103,24	0,59	31.360,00	
30 FLR 2A	4.432.891,08	4.619.881,13	3.996.509,01	1.642,61	0,58	47.040,00	

Consumo x Capacidade Instalada (RJ)



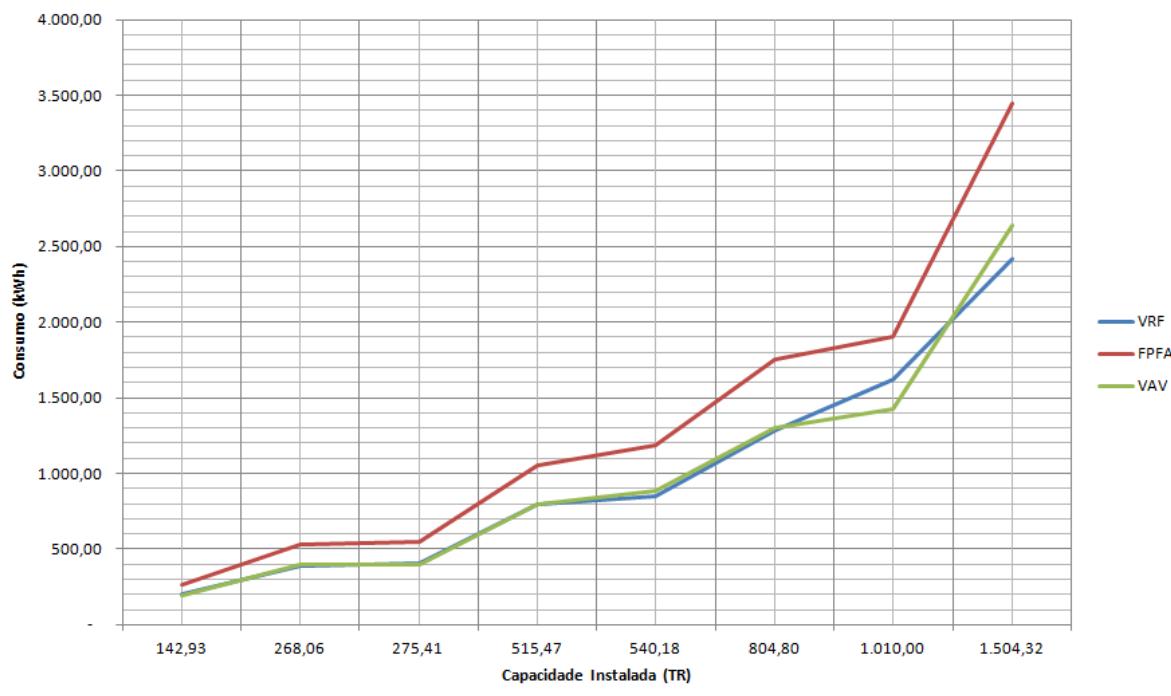
Consumo							784 m ² /FLR
Andar	VRF	FPFA	VAV	TR	Eff (kW/TR)	Área Total	
5 FLR A	230.400,14	252.278,95	193.947,58	147,68	0,59	3.920,00	
5 FLR 2A	430.130,75	490.250,47	382.820,87	276,49	0,59	7.840,00	
10 FLR A	469.446,46	502.355,48	388.495,38	284,95	0,60	7.840,00	
10 FLR 2A	900.490,05	754.312,90	763.440,20	531,72	0,54	15.680,00	
20 FLR A	963.452,38	1.060.237,86	815.998,45	559,32	0,59	15.680,00	
30 FLR A	1.429.992,79	1.615.658,24	1.237.661,60	833,57	0,51	23.520,00	
20 FLR 2A	1.779.740,79	1.864.858,35	1.438.628,99	1.044,59	0,46	31.360,00	
30 FLR 2A	2.649.193,21	2.138.808,53	2.310.777,16	1.556,18	0,47	47.040,00	



São Paulo

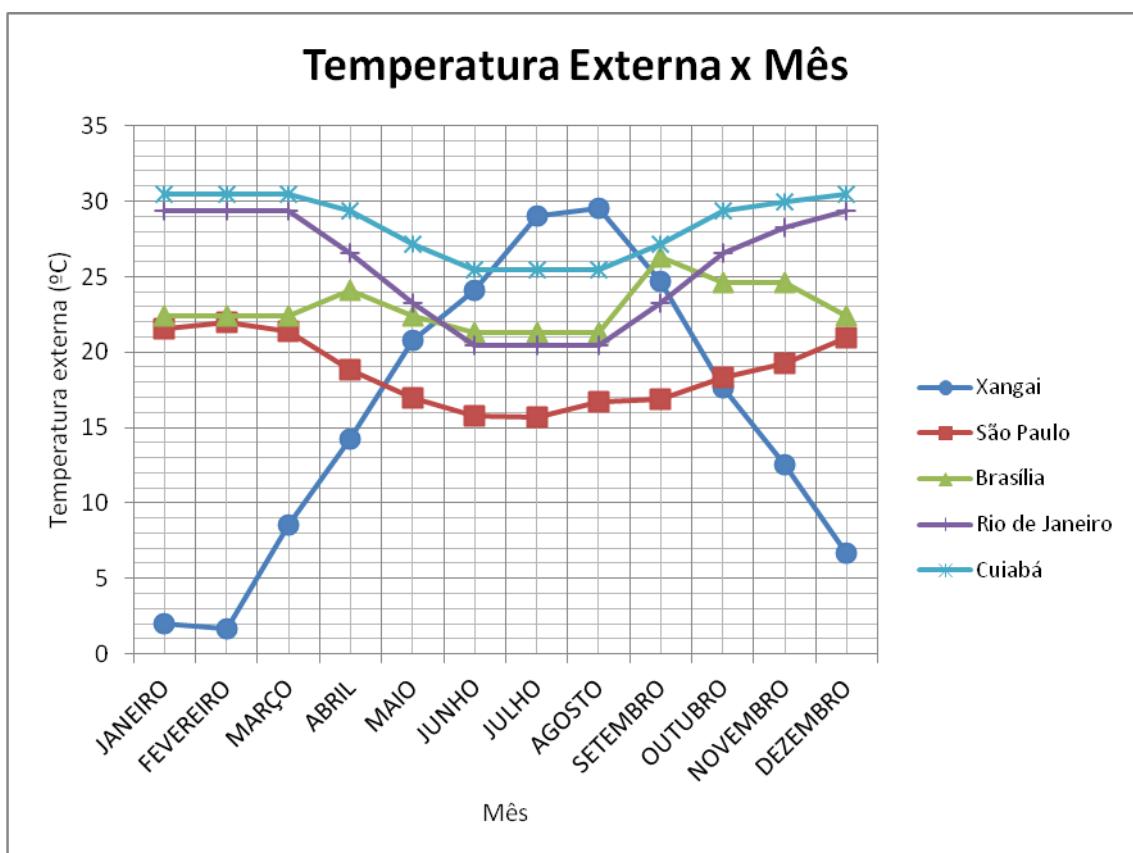
Consumo							
Andar	VRF	FPFA	VAV	TR	Eff (kW/T)	Área Total	
5 FLR A	198.671,38	263.464,21	194.213,39	142,93	0,62	3.920,00	
5 FLR 2A	387.369,83	534.133,48	401.207,82	268,06	0,66	7.840,00	
10 FLR A	409.442,82	545.051,27	397.225,16	275,41	0,62	7.840,00	
10 FLR 2A	798.666,27	1.057.429,64	796.121,08	515,47	0,60	15.680,00	
20 FLR A	851.939,69	1.189.063,42	884.971,28	540,18	0,63	15.680,00	
30 FLR A	1.282.583,12	1.749.718,24	1.302.763,93	804,80	0,53	23.520,00	
20FLR 2A	1.624.065,79	1.907.390,77	1.421.309,33	1.010,00	0,51	31.360,00	
30 FLR 2A	2.419.330,16	3.448.074,09	2.635.978,83	1.504,32	0,52	47.040,00	

Consumo x Capacidade Instalada (SP)



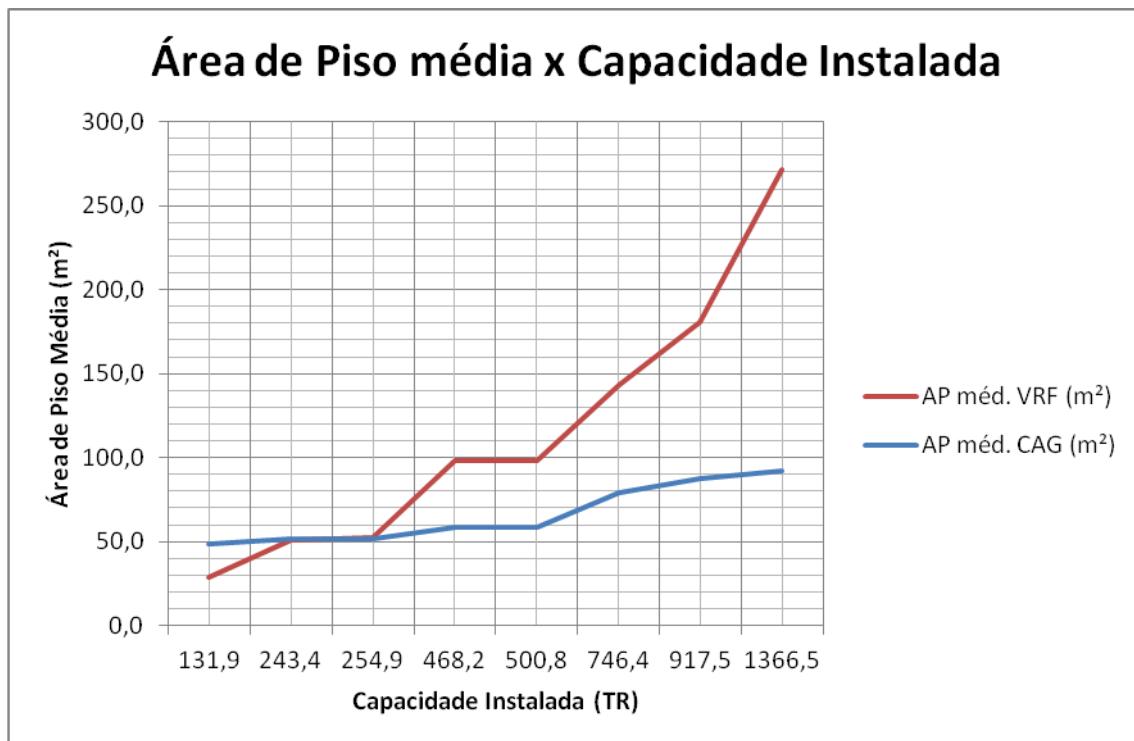
ANEXO X: Temperatura externa de bulbo seco para cada perfil climático ao longo do ano

Temperatura externa de bulbo seco (°C)					
SHG	SP	BSB	RJ	CGB	Mês
2,01	21,57	22,39	29,37	30,48	JANEIRO
1,69	21,99	22,39	29,37	30,48	FEVEREIRO
8,59	21,38	22,39	29,37	30,48	MARÇO
14,22	18,84	24,06	26,59	29,37	ABRIL
20,77	16,96	22,39	23,26	27,15	MAIO
24,07	15,77	21,28	20,48	25,48	JUNHO
29,06	15,67	21,28	20,48	25,48	JULHO
29,51	16,67	21,28	20,48	25,48	AGOSTO
24,69	16,84	26,28	23,26	27,15	SETEMBRO
17,66	18,31	24,61	26,59	29,37	OUTUBRO
12,58	19,24	24,61	28,26	29,93	NOVEMBRO
6,71	20,93	22,39	29,37	30,48	DEZEMBRO
15,96	18,68	22,95	25,57	28,44	Text Med.

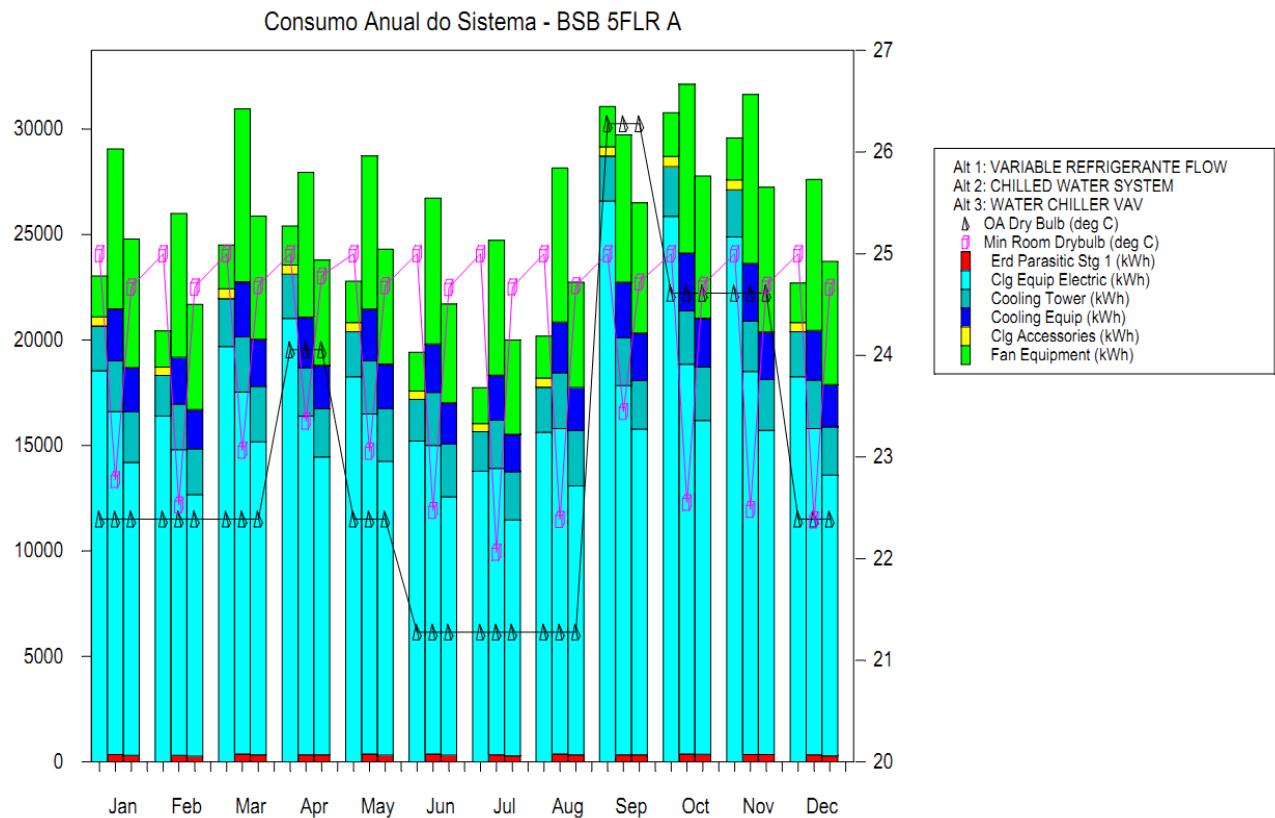


ANEXO XI: Área de piso versus capacidade instalada

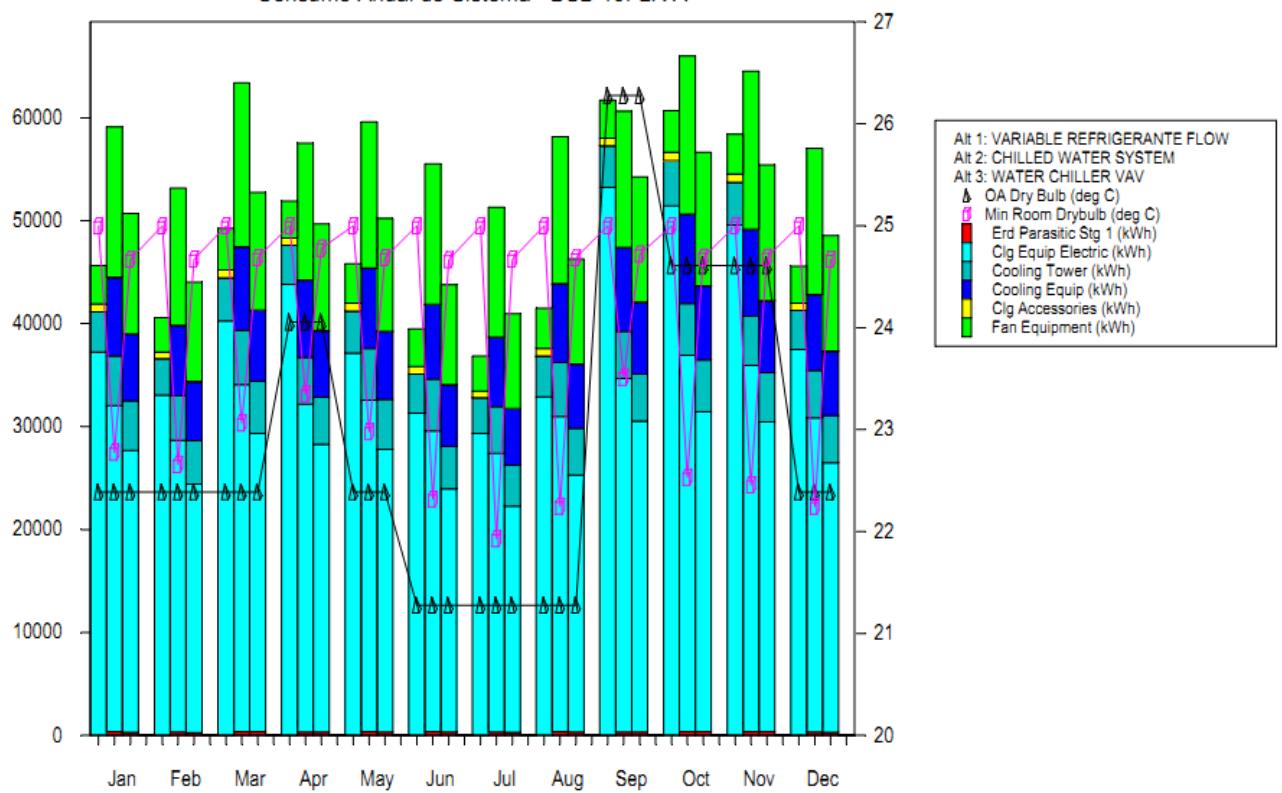
Andares	Área Cond. (m ²)	TR médio	Nº Conjuntos	AP méd. VRF (m ²)	AP méd. CAG (m ²)
5 FLR A	3920	131,9	4	28,9	48,9
5 FLR 2A	7840	243,4	7	50,6	51,8
10 FLR A	7840	254,9	7	52,8	51,8
10 FLR 2A	15680	468,2	13	98,0	58,6
20 FLR A	15680	500,8	13	98,0	58,6
30 FLR A	23520	746,4	19	143,2	79,4
20 FLR 2A	31360	917,5	24	180,9	87,6
30 FLR 2A	47040	1366,5	36	271,3	92,5



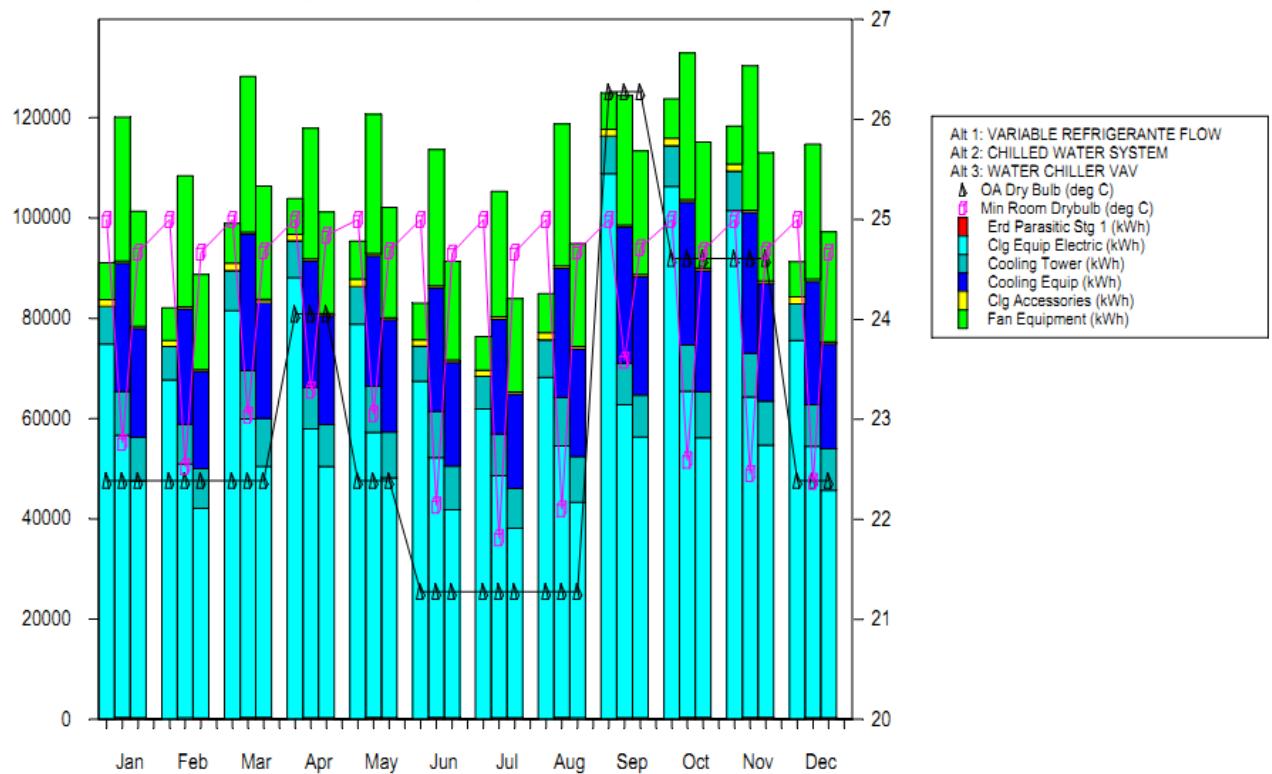
ANEXO XII: Exports do Trace 700 para simulação dos sistemas da edificação A



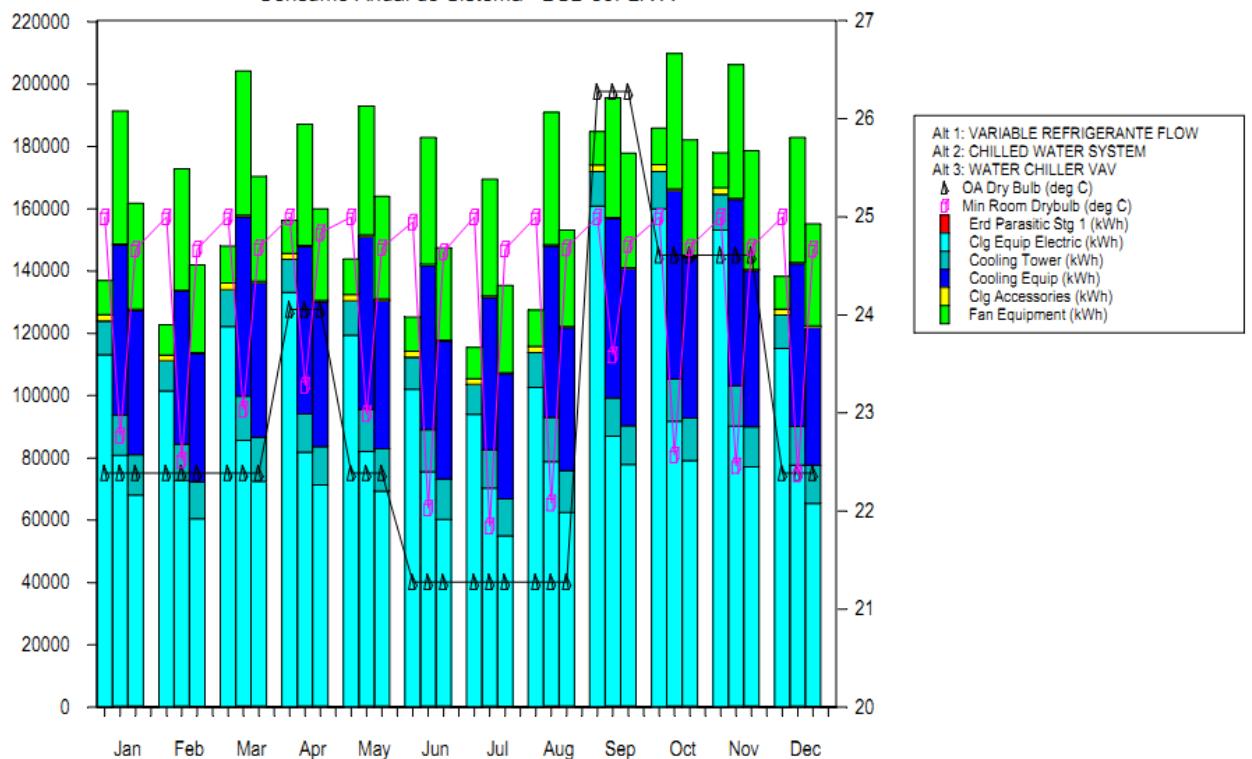
Consumo Anual do Sistema - BSB 10FLR A



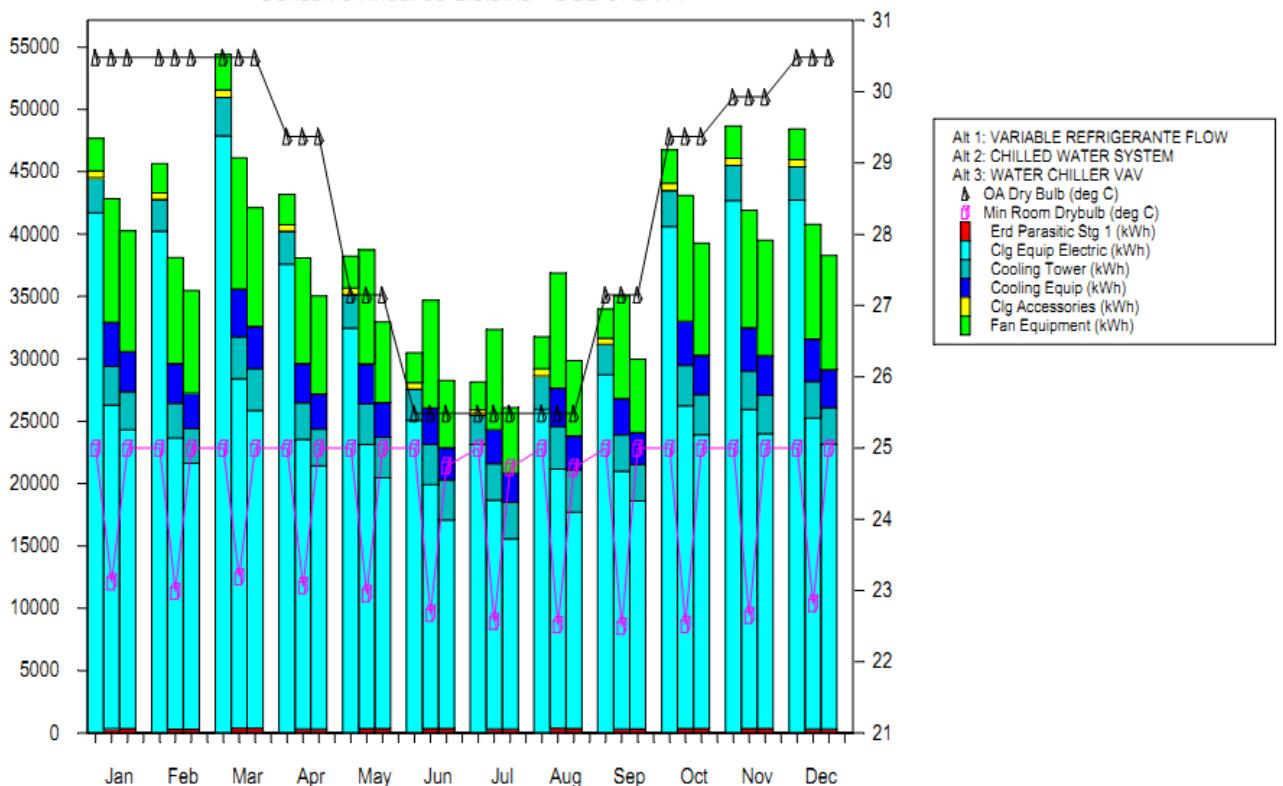
Consumo Anual do Sistema - BSB 20FLR A



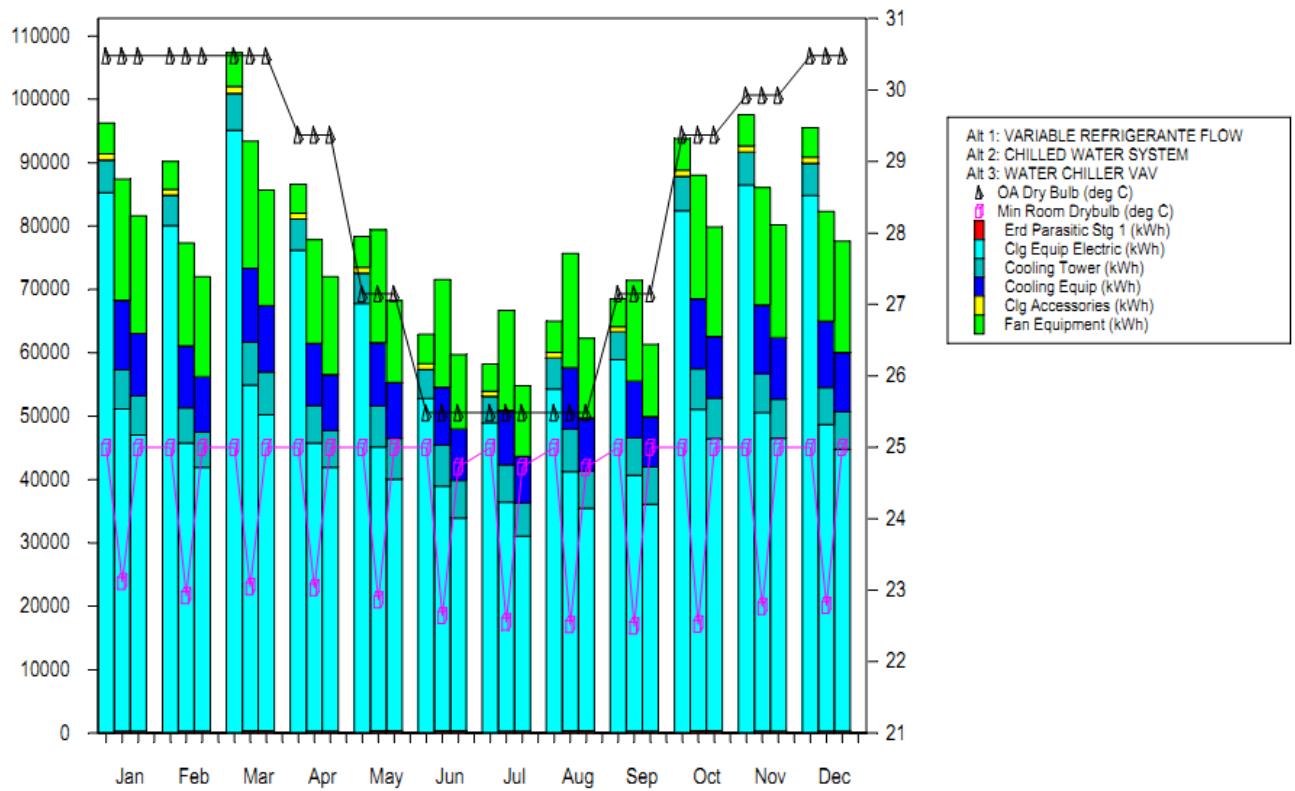
Consumo Anual do Sistema - BSB 30FLR A



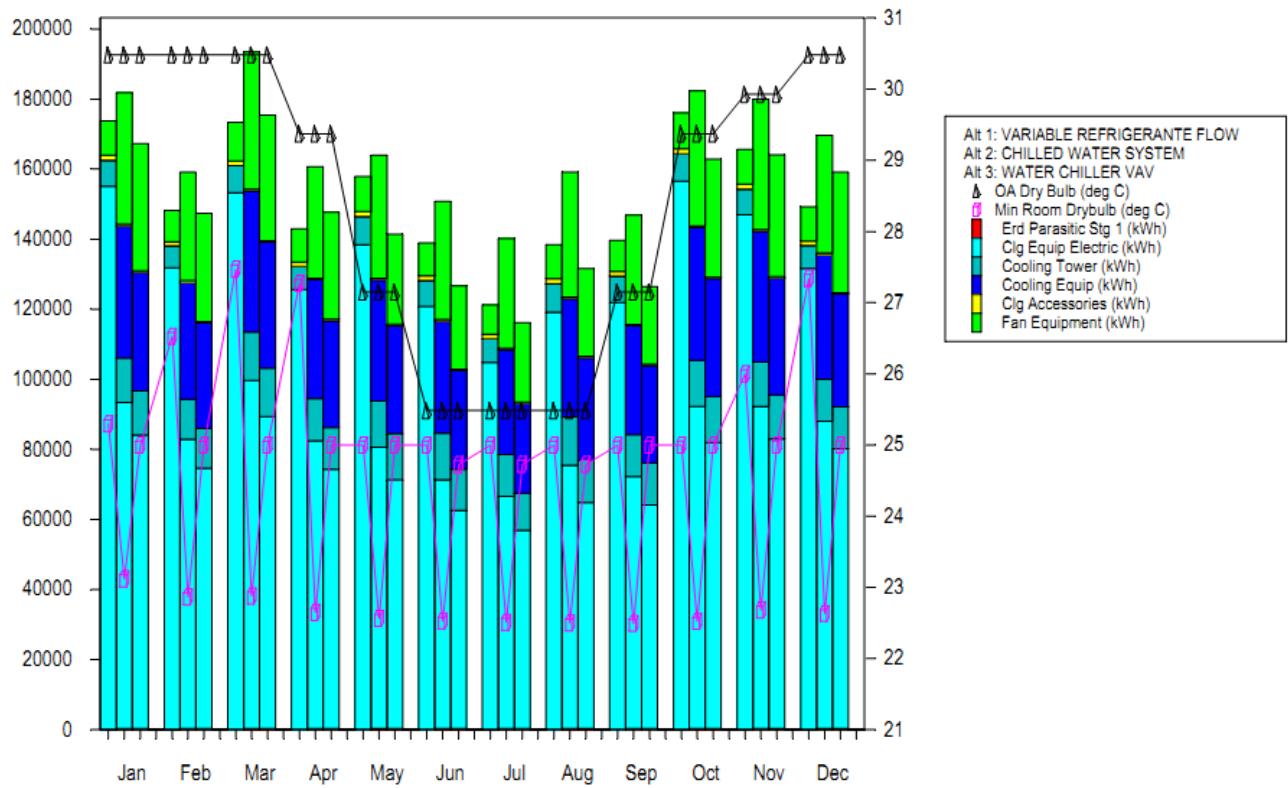
Consumo Anual do Sistema - CGB 5FLR A



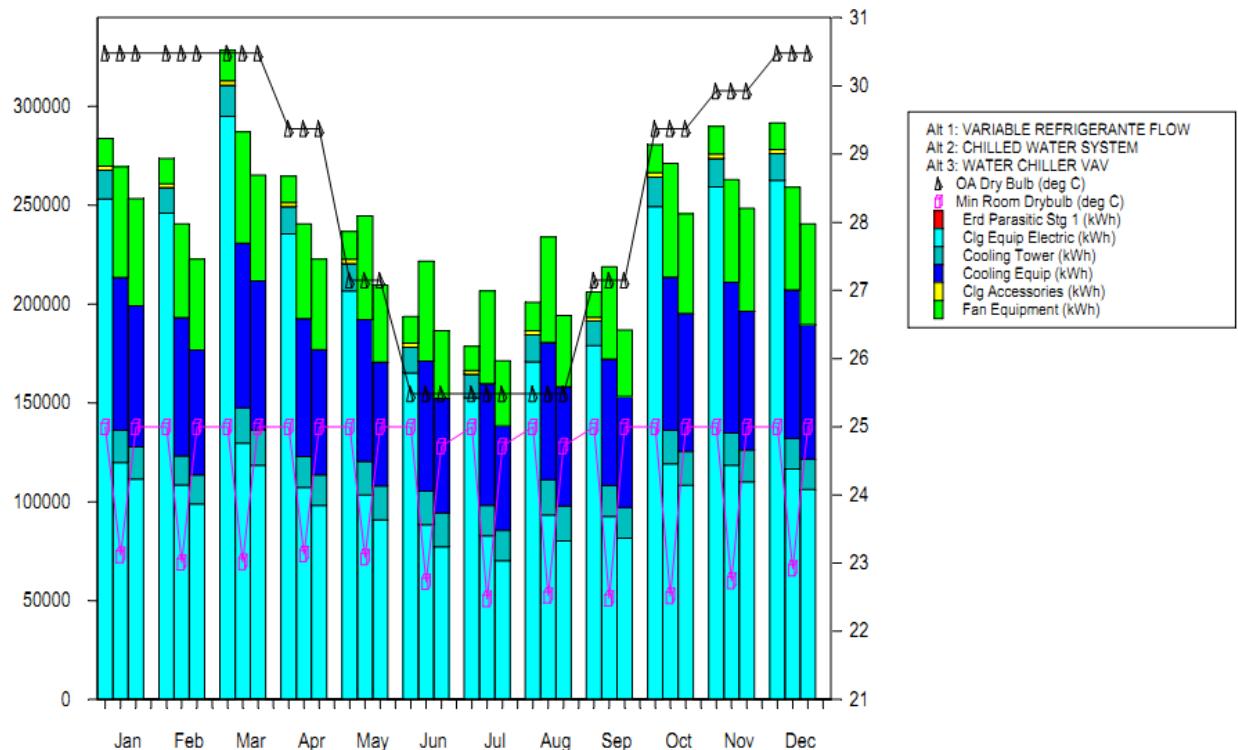
Consumo Anual do Sistema - CGB 10FLR A



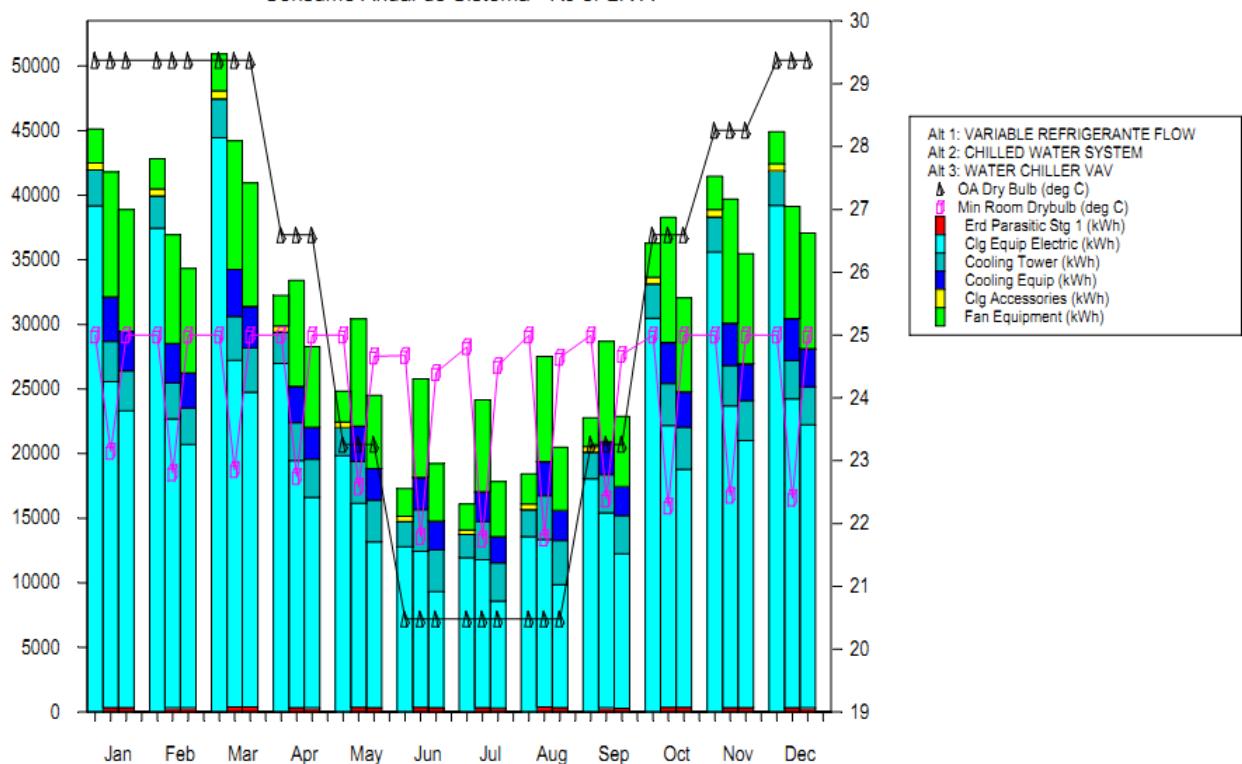
Consumo Anual do Sistema - CGB 20FLR A



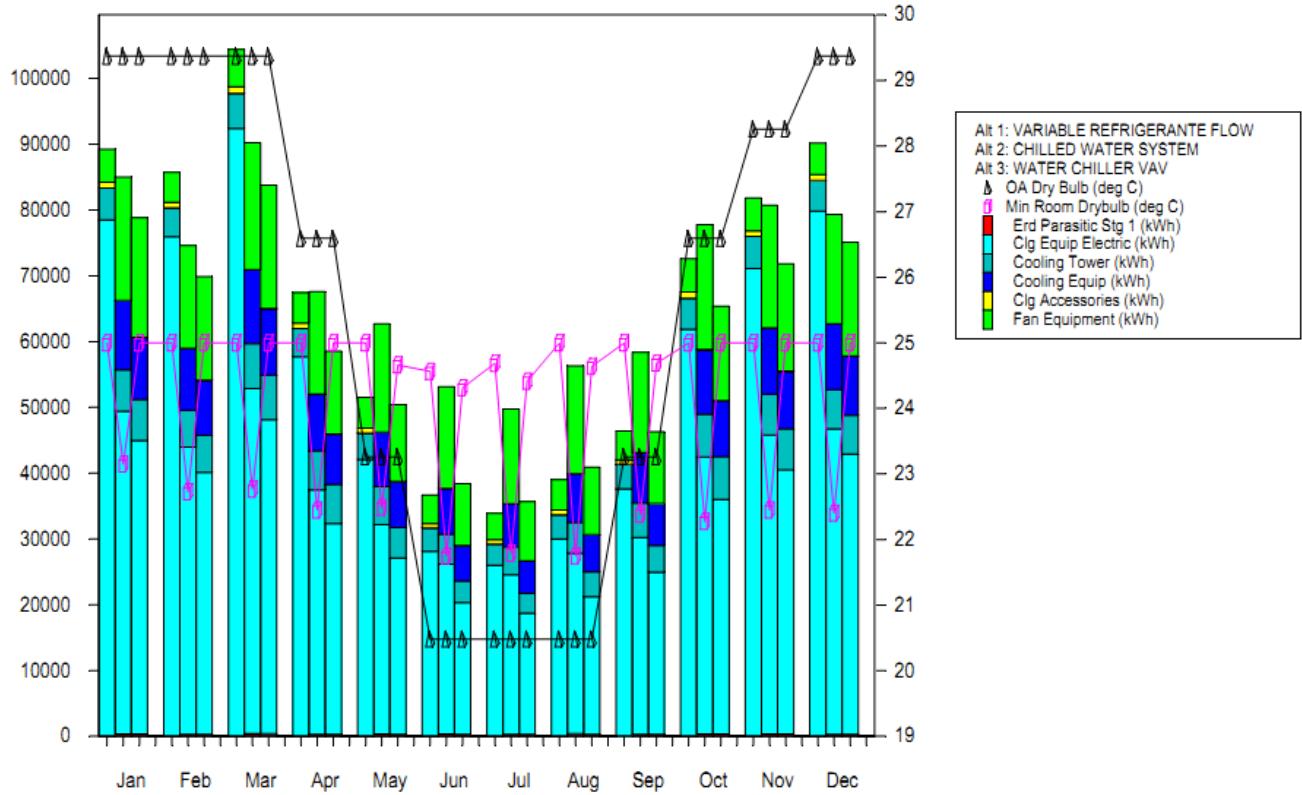
Consumo Anual do Sistema - CGB 30FLR A



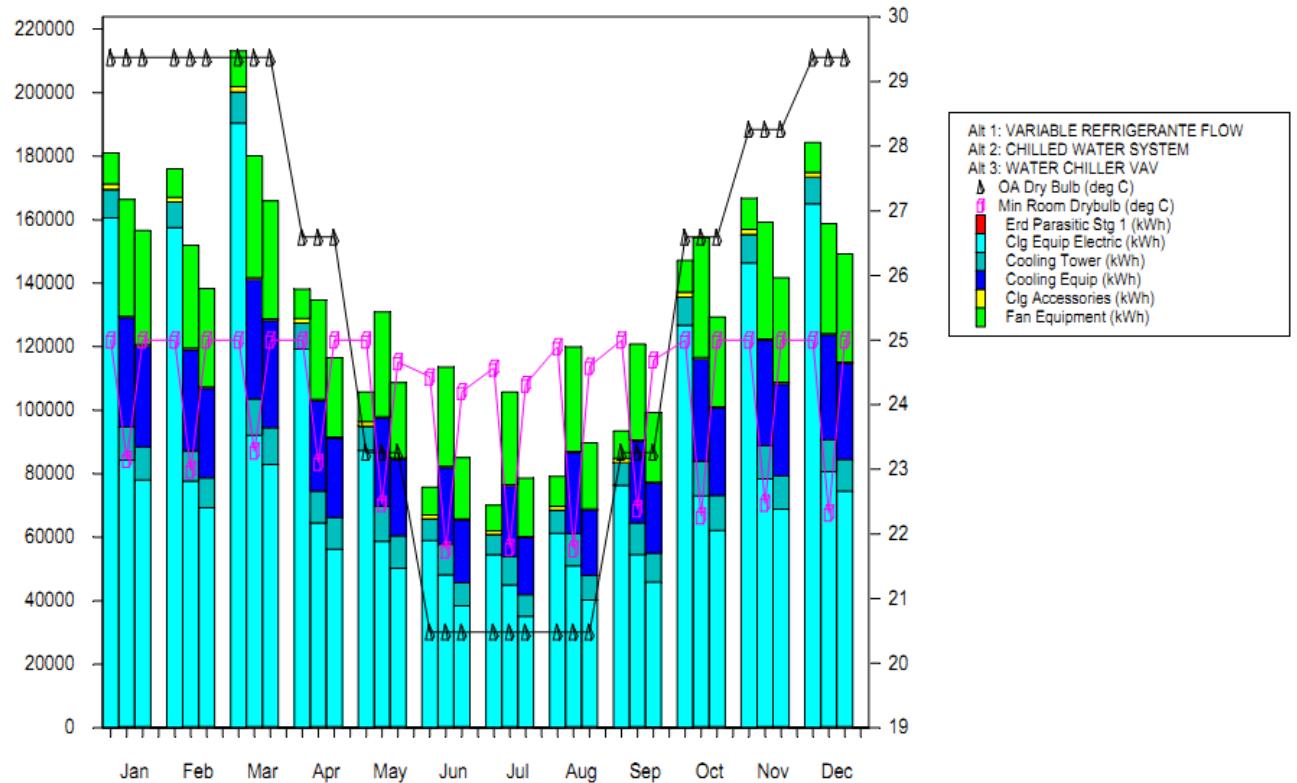
Consumo Anual do Sistema - RJ 5FLR A



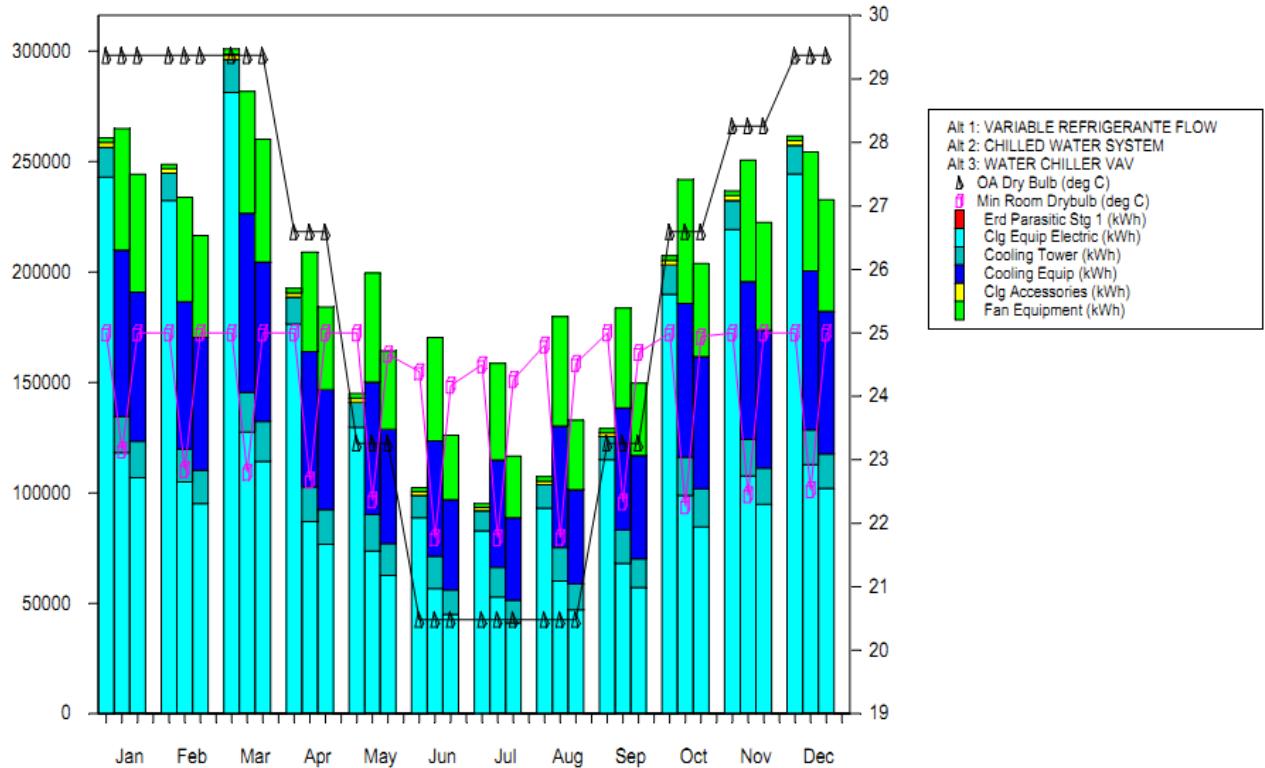
Consumo Anual do Sistema - RJ 10FLR A



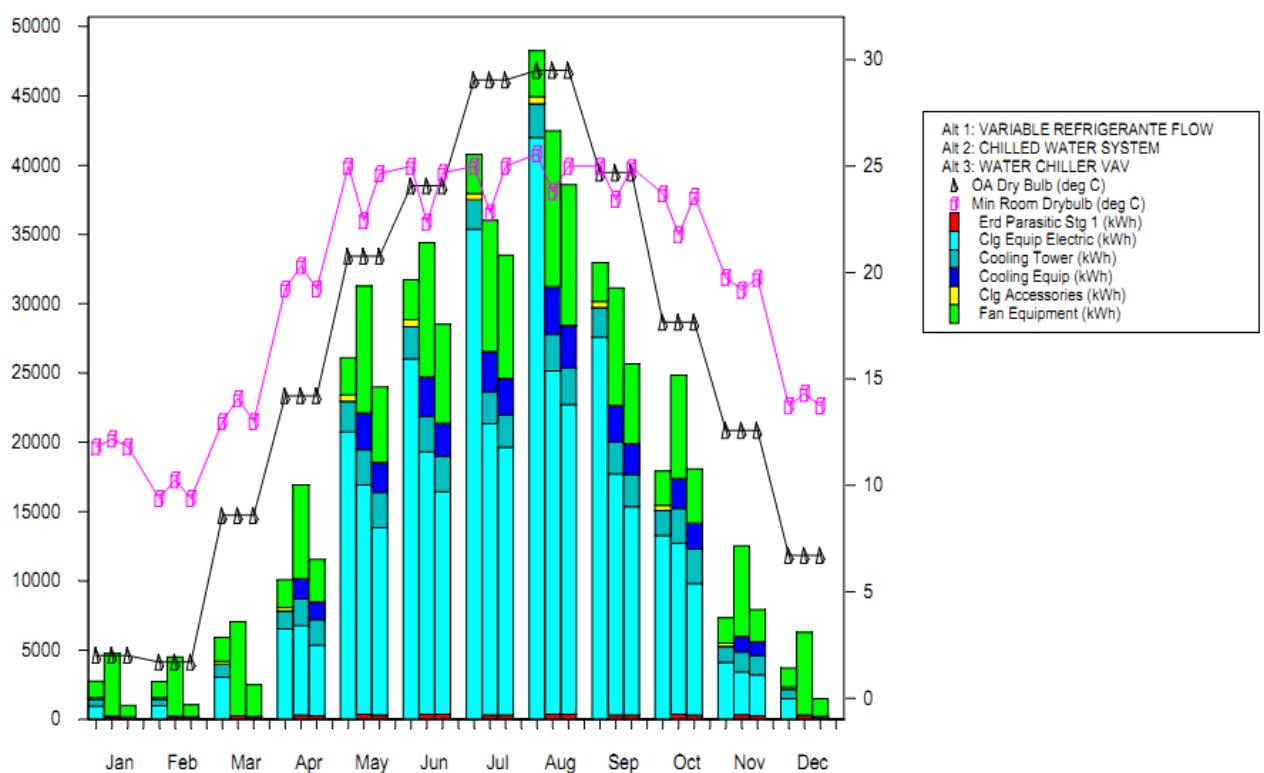
Consumo Anual do Sistema - RJ 20FLR A



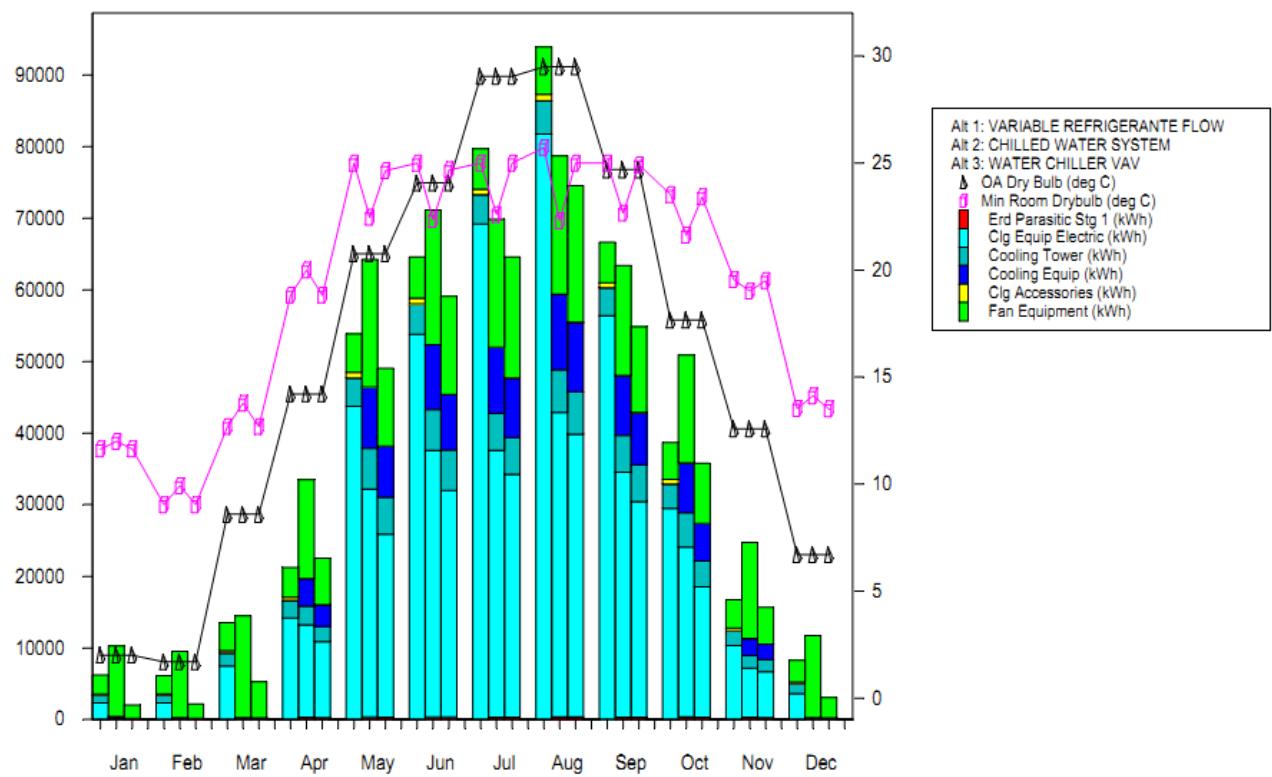
Consumo Anual do Sistema - RJ 30FLR A



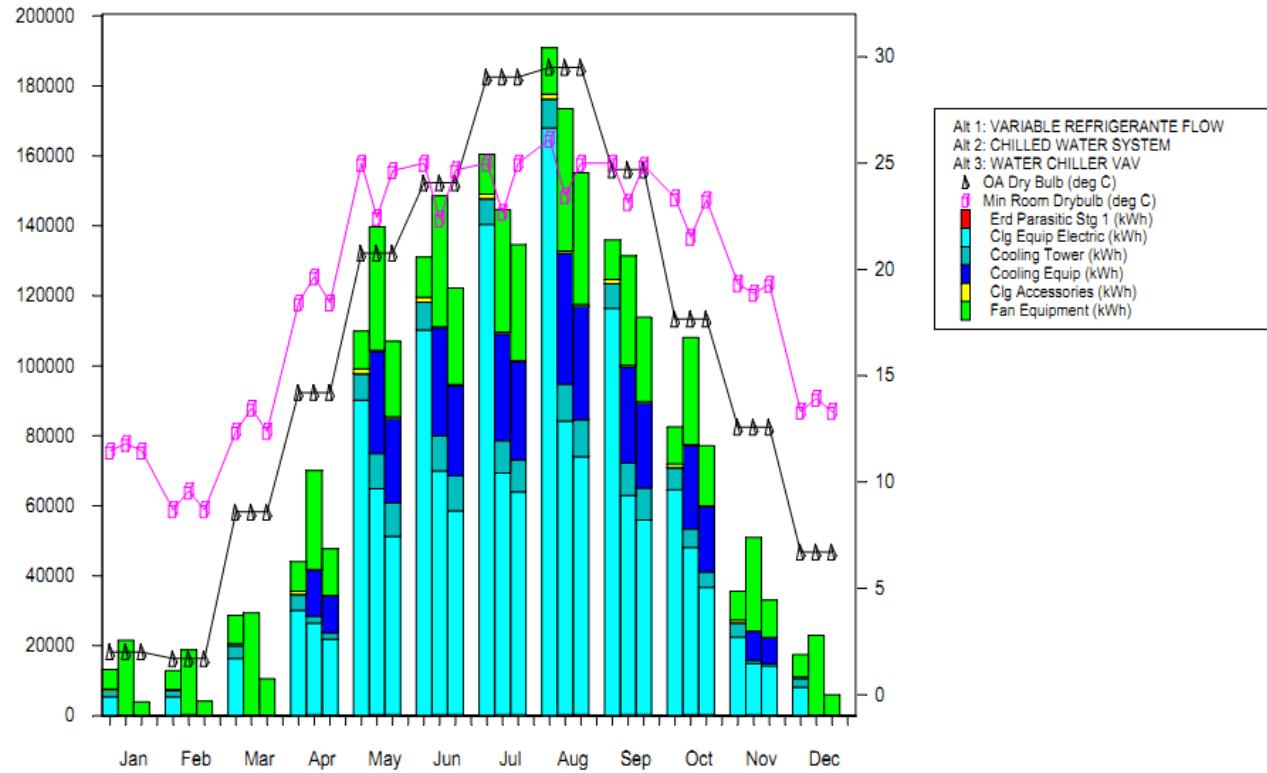
Consumo Anual do Sistema - SHG 5FLR A



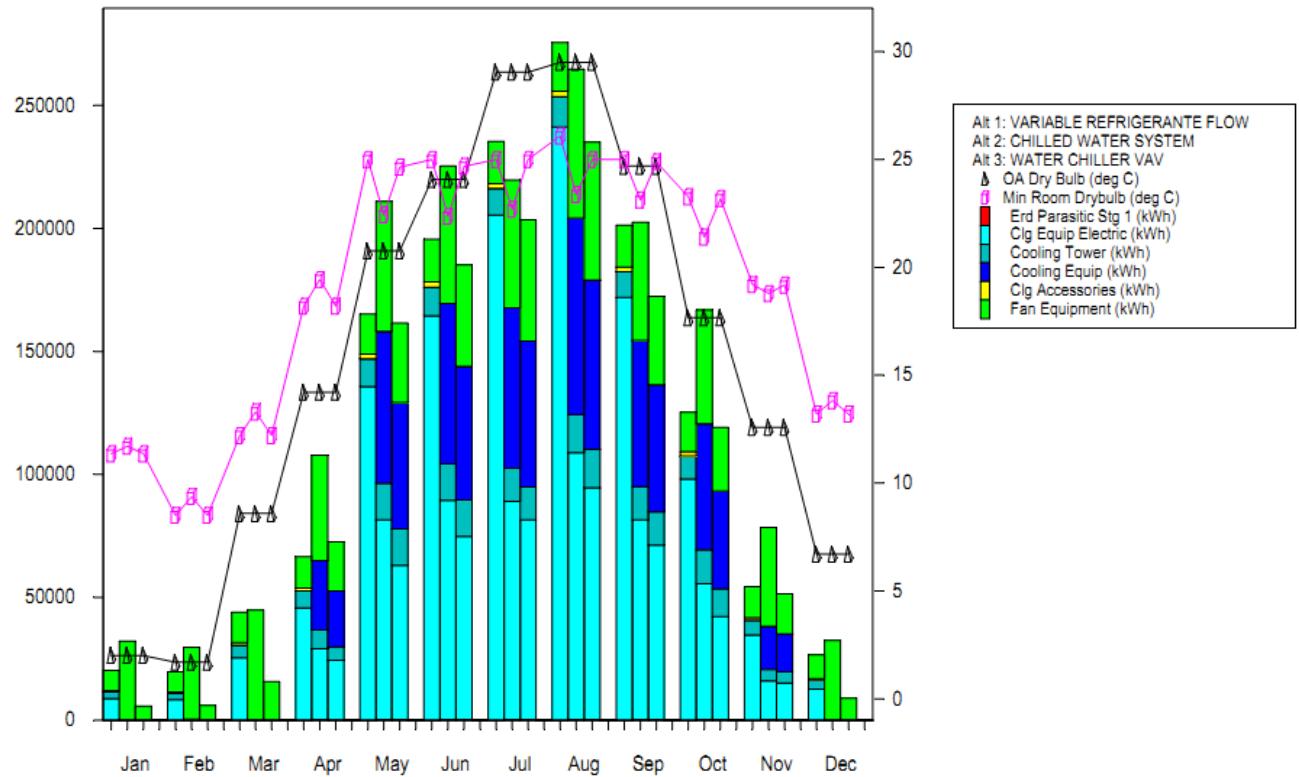
Consumo Anual do Sistema - SHG 10FLR A



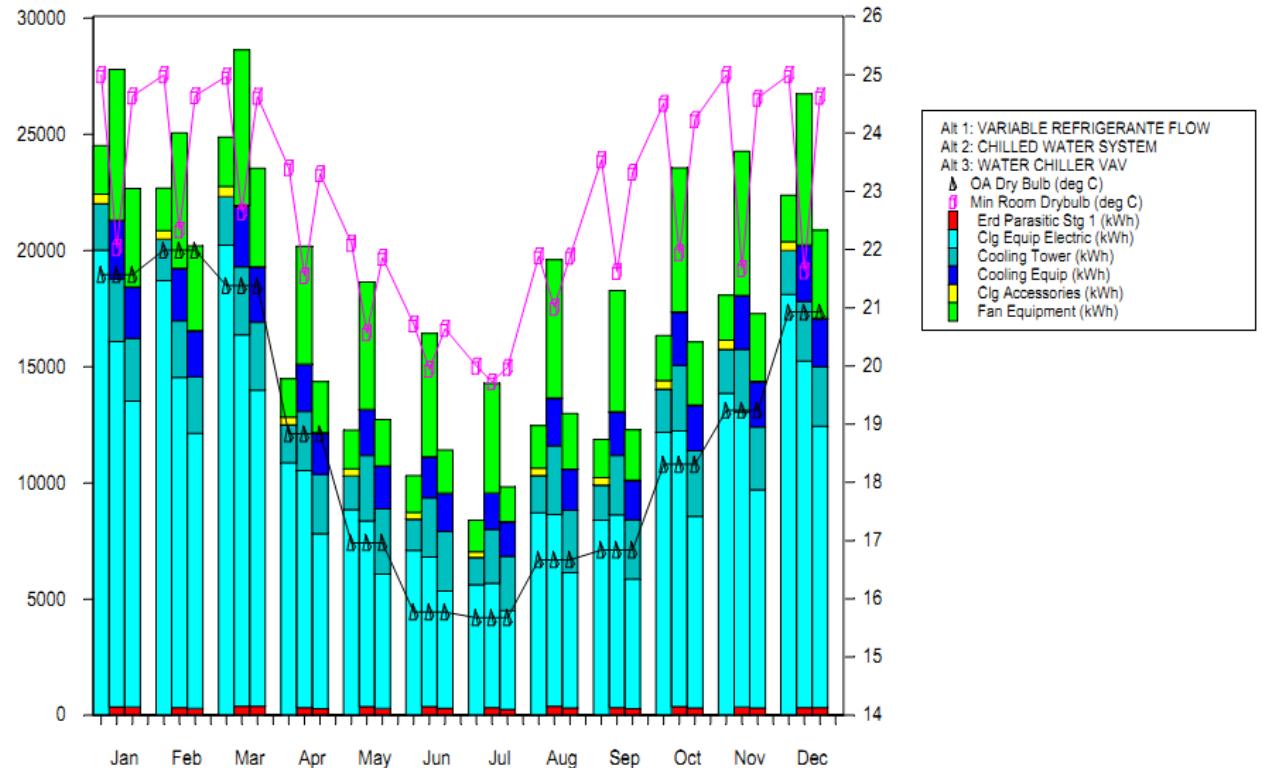
Consumo Anual do Sistema - SHG 20FLR A



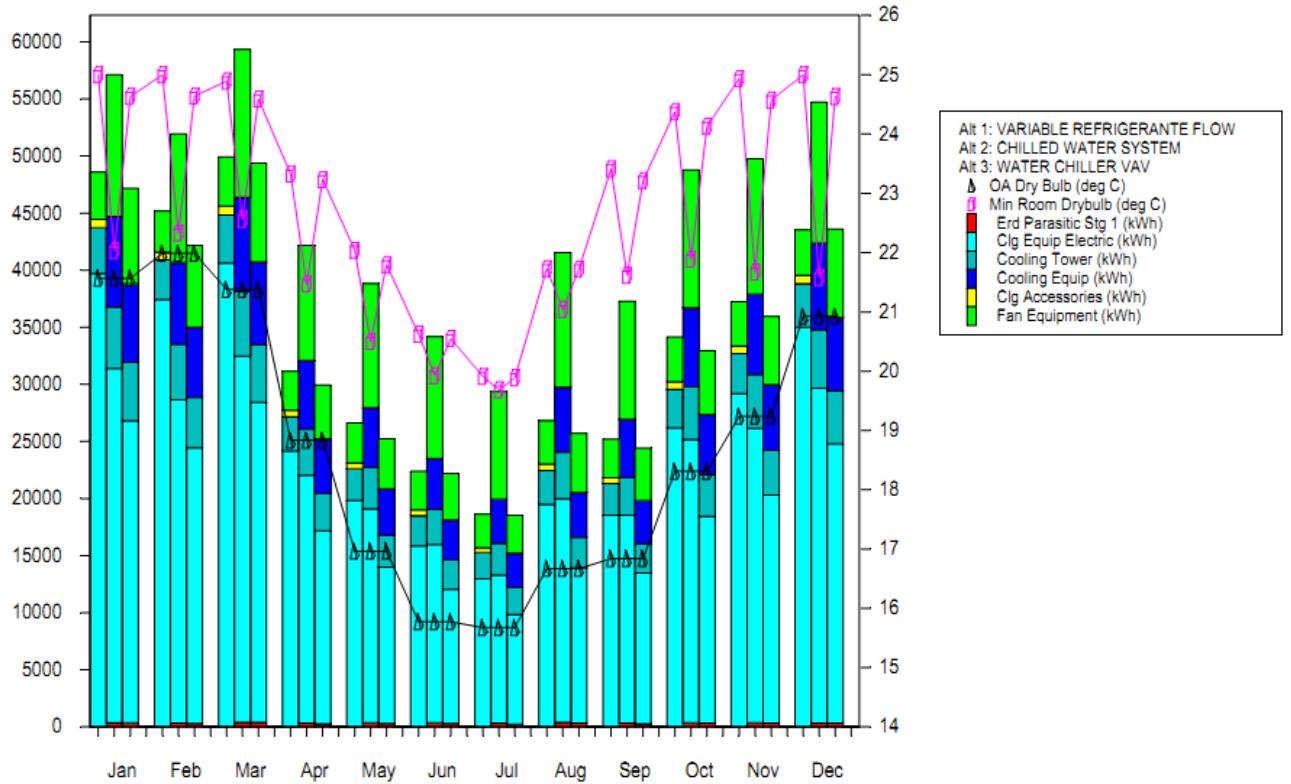
Consumo Anual do Sistema - SHG 30FLR A



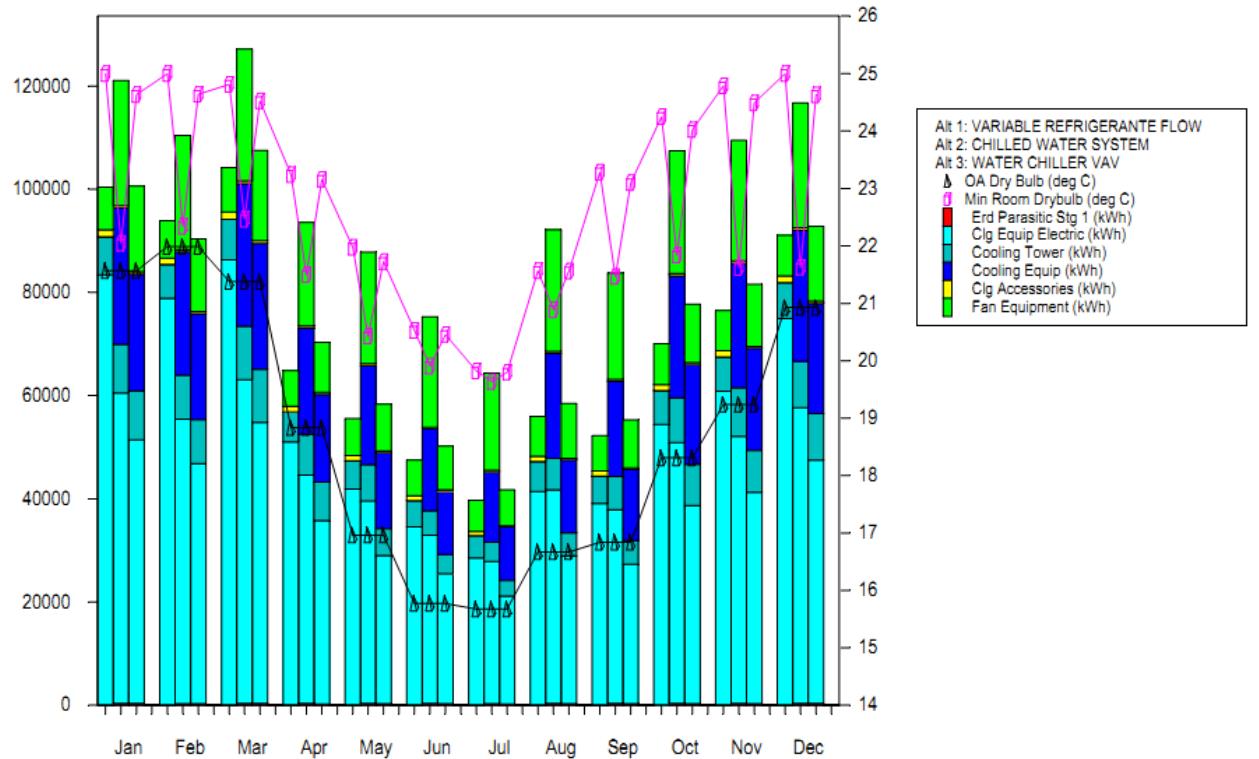
Consumo Anual do Sistema - SP 5FLR A



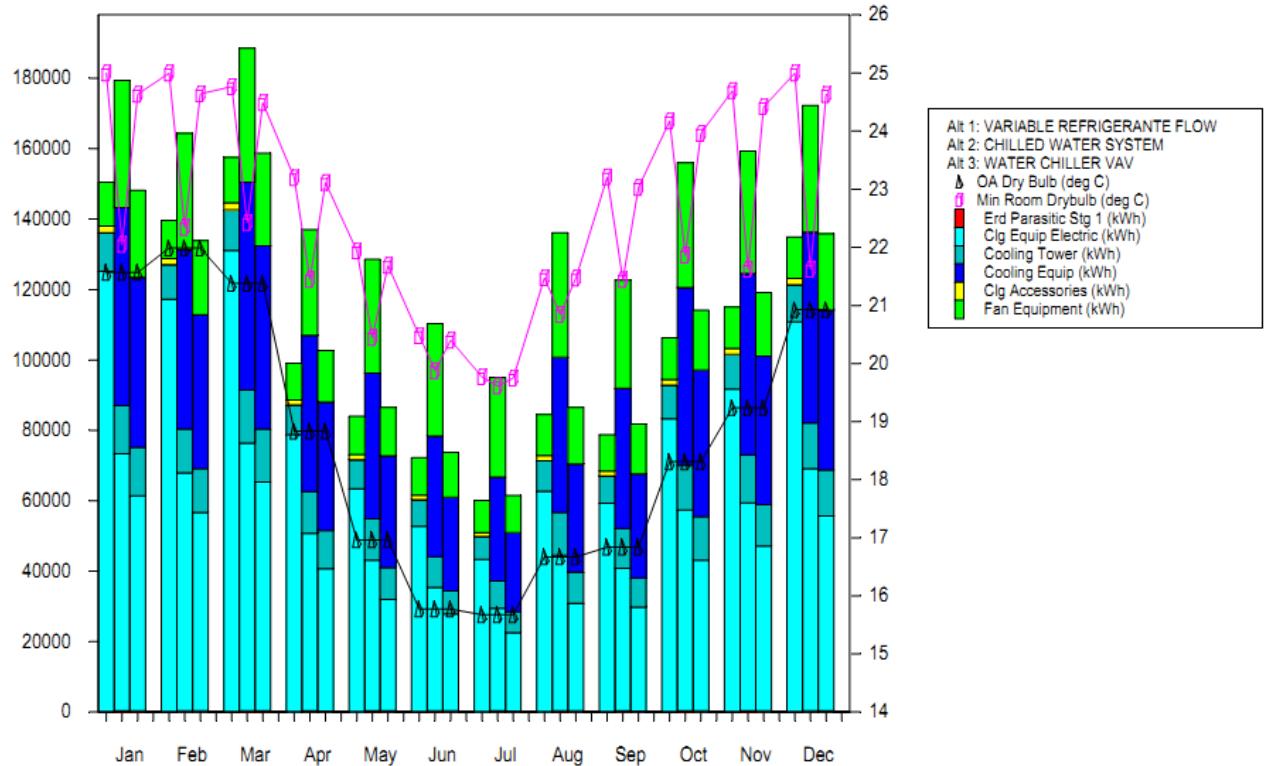
Consumo Anual do Sistema - SP 10FLR A



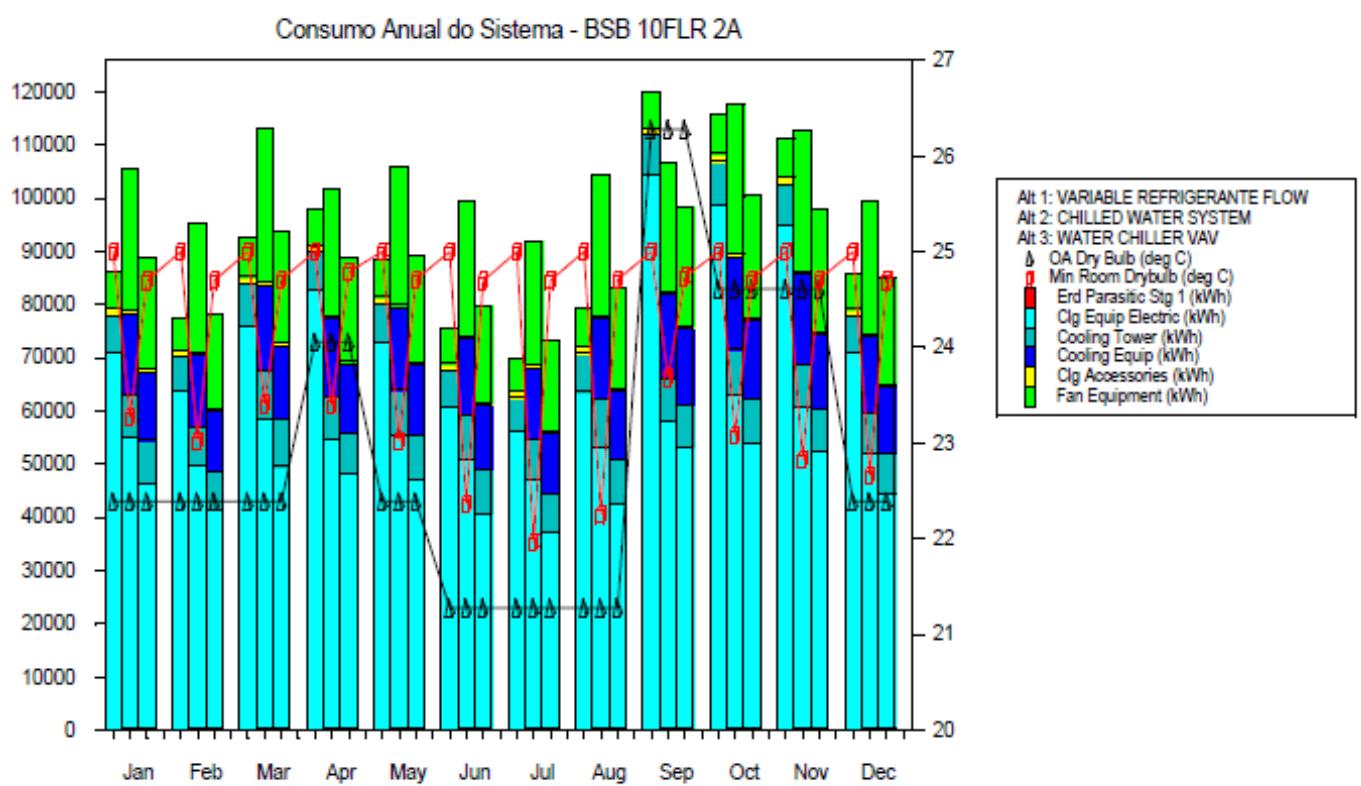
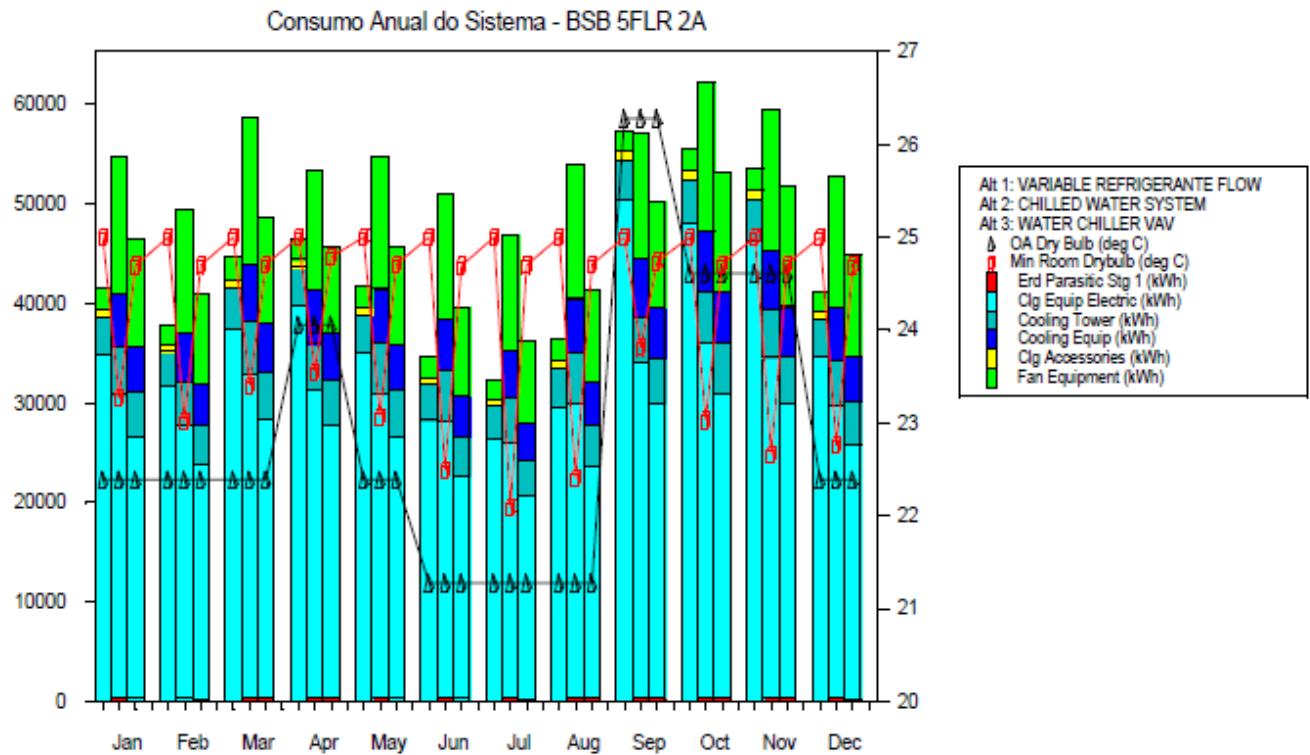
Consumo Anual do Sistema - SP 20FLR A



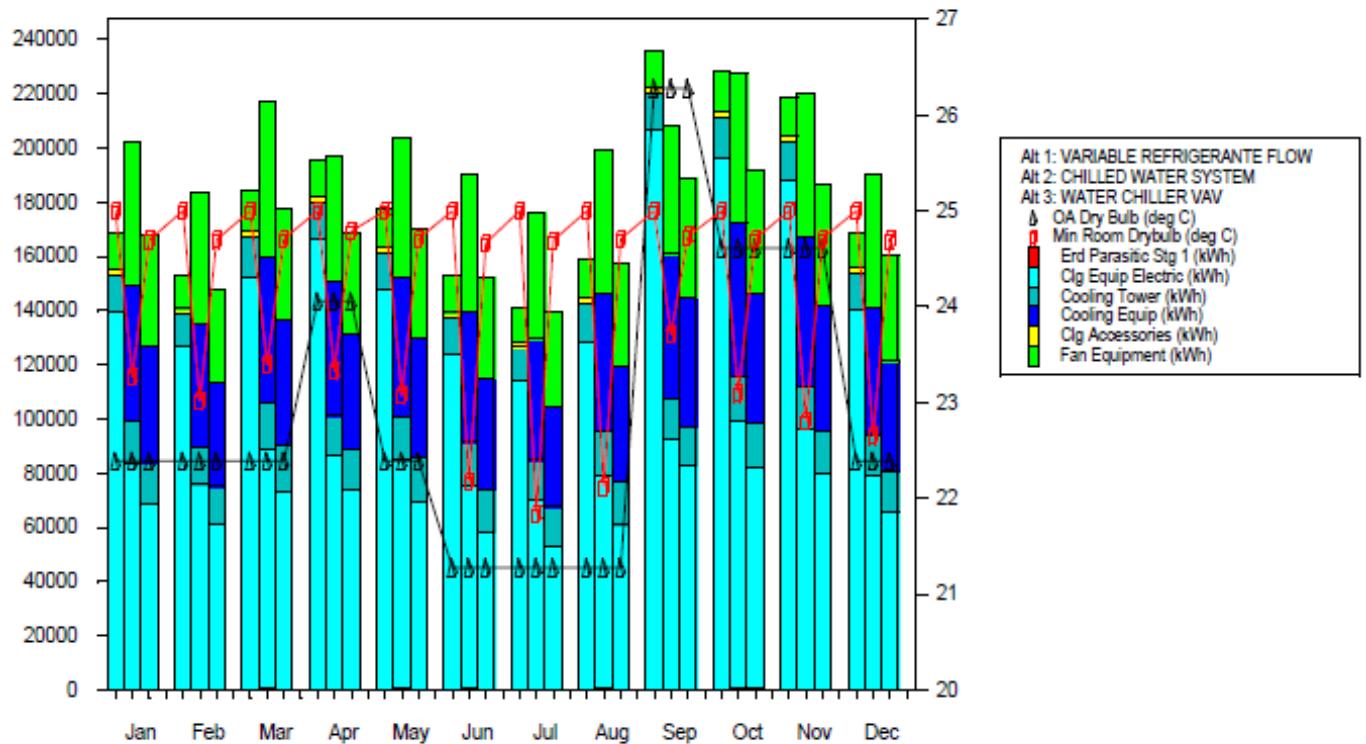
Consumo Anual do Sistema - SP 30FLR A



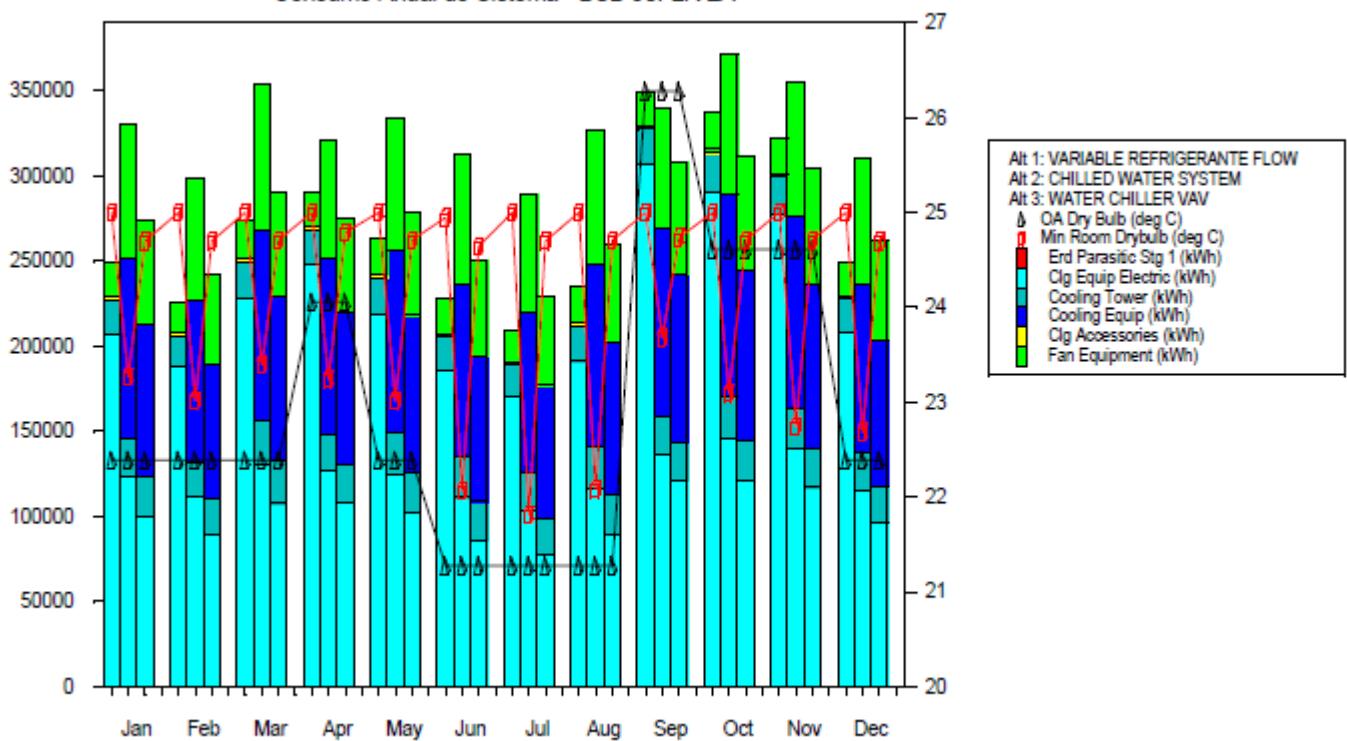
ANEXO XIII: Exports do Trace 700 para simulação dos sistemas da edificação 2A



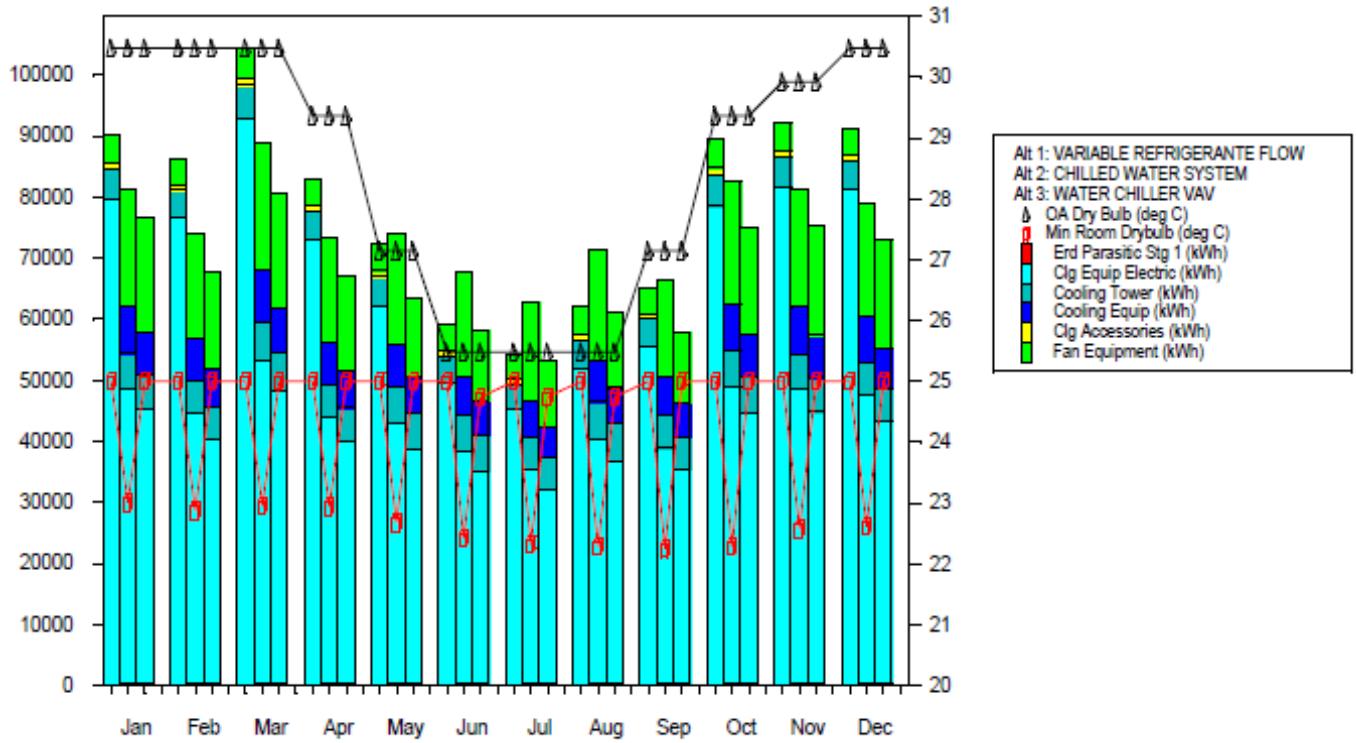
Consumo Anual do Sistema - BSB 20FLR 2A



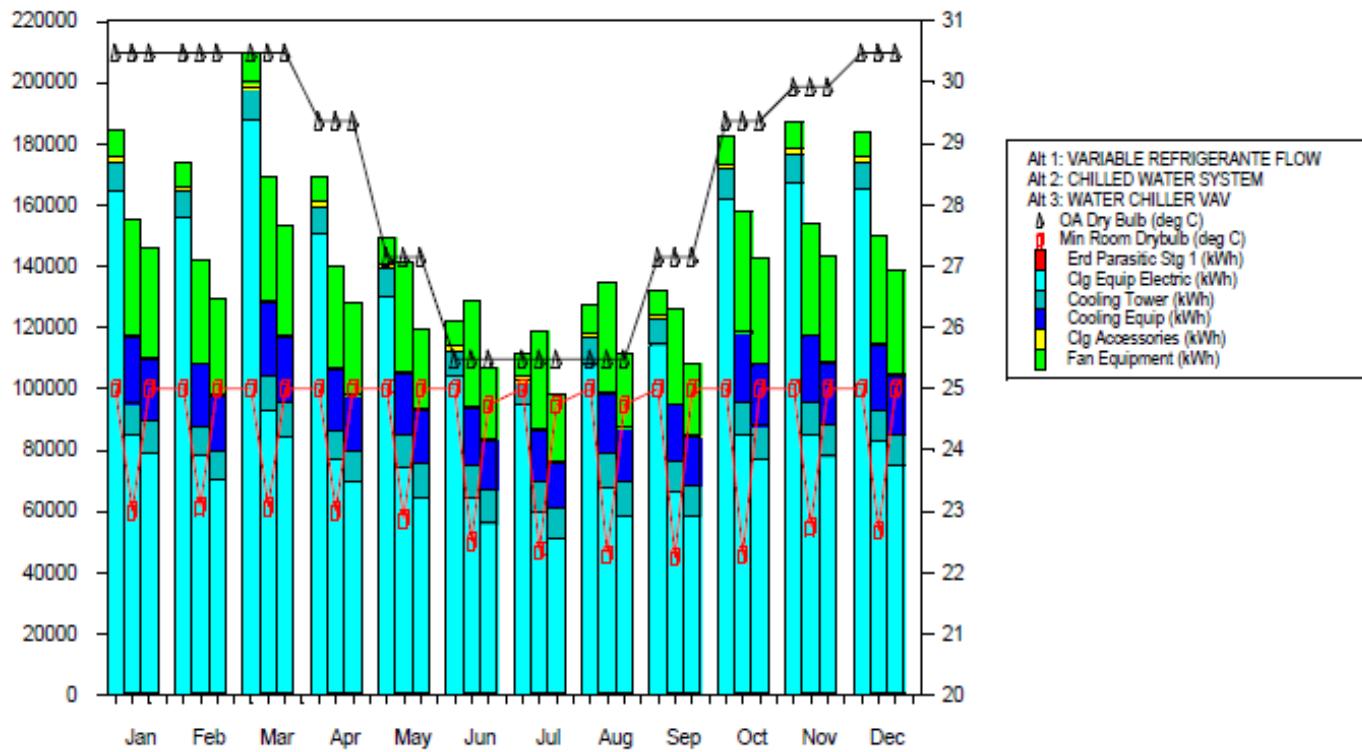
Consumo Anual do Sistema - BSB 30FLR 2A



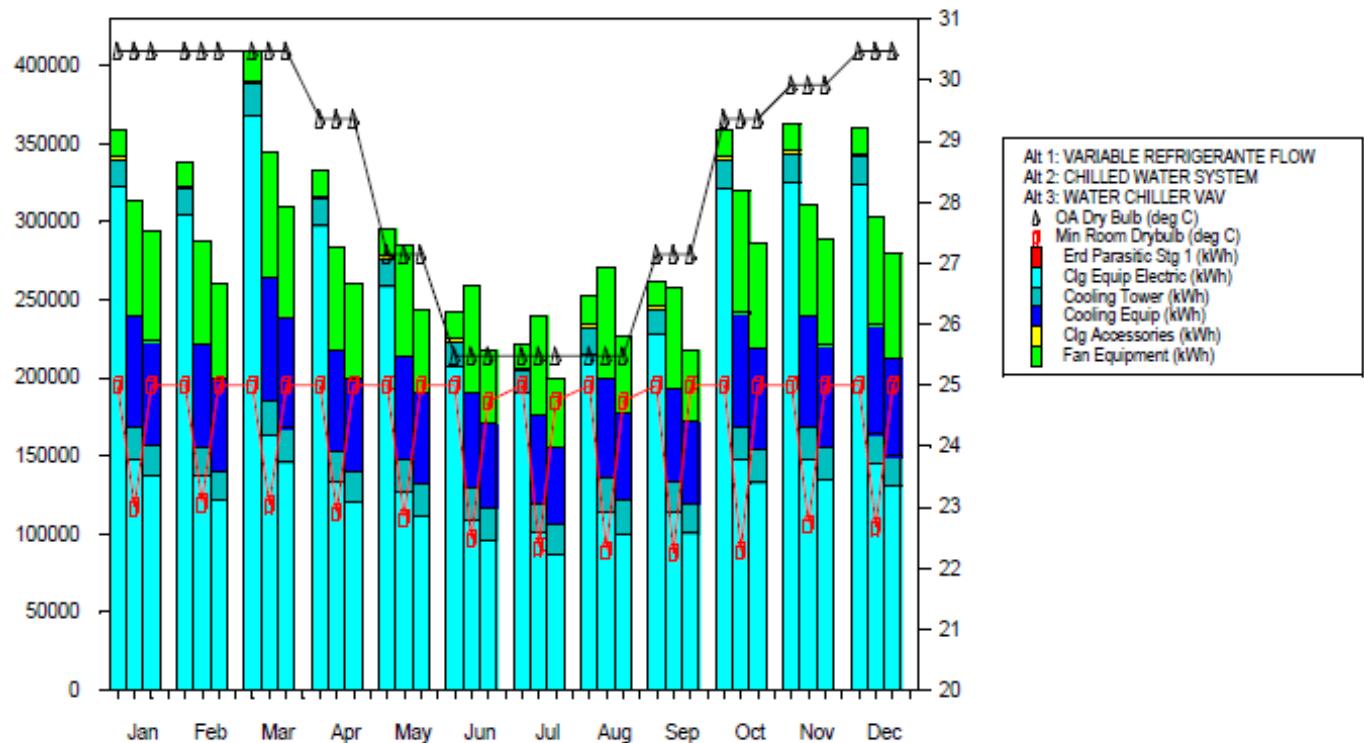
Consumo Anual do Sistema - CGB 5FLR 2A



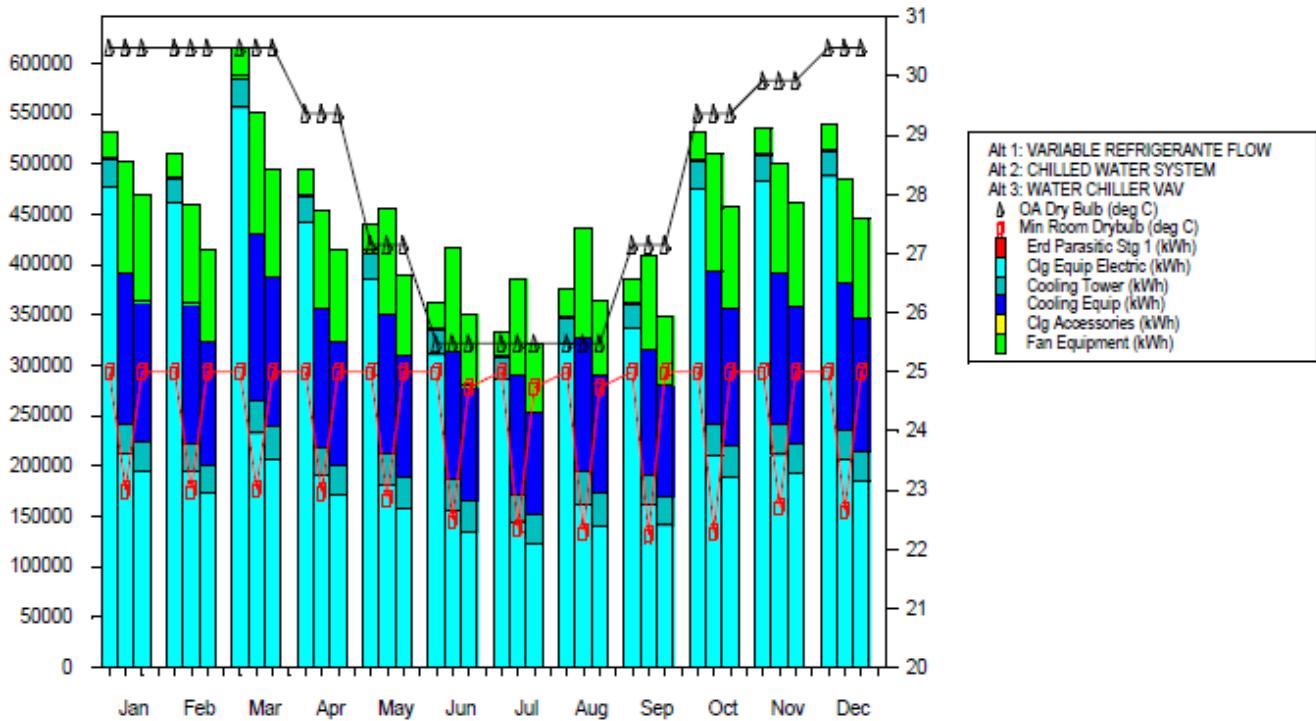
Consumo Anual do Sistema - CGB 10FLR 2A



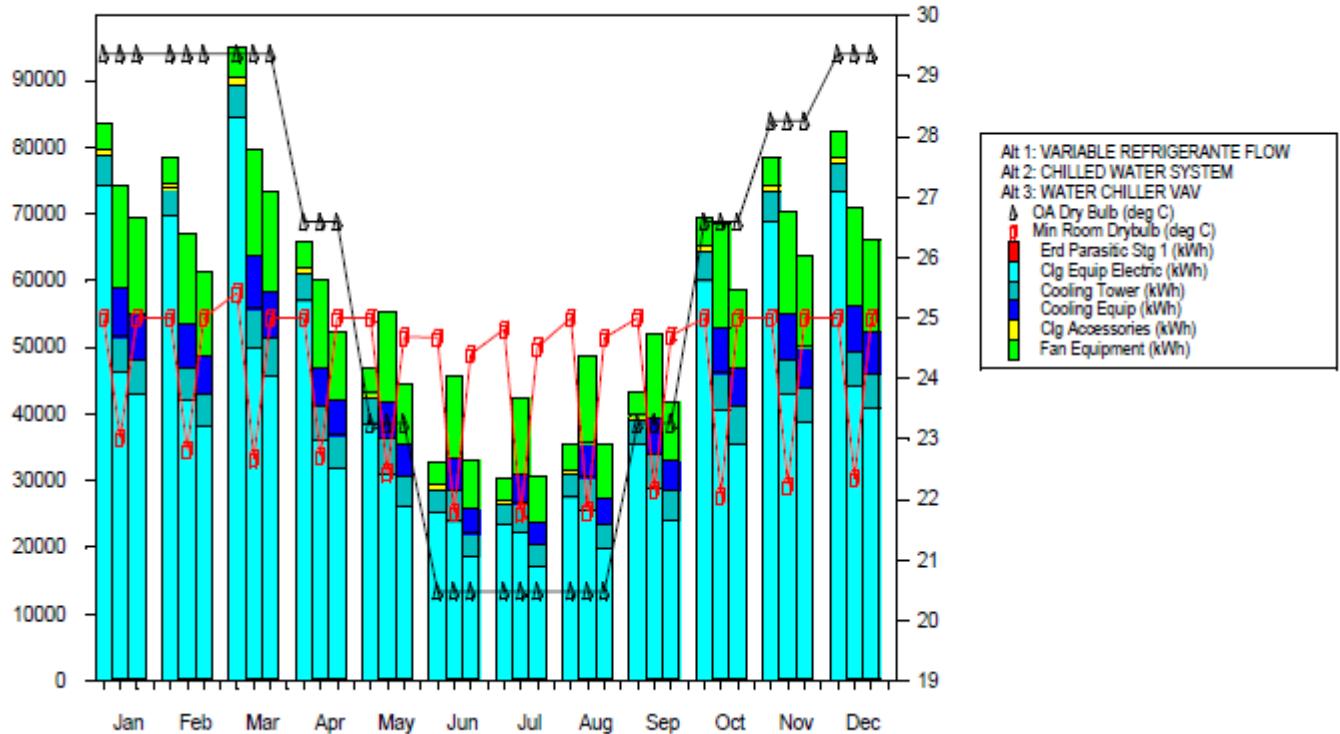
Consumo Anual do Sistema - CGB 20FLR 2A



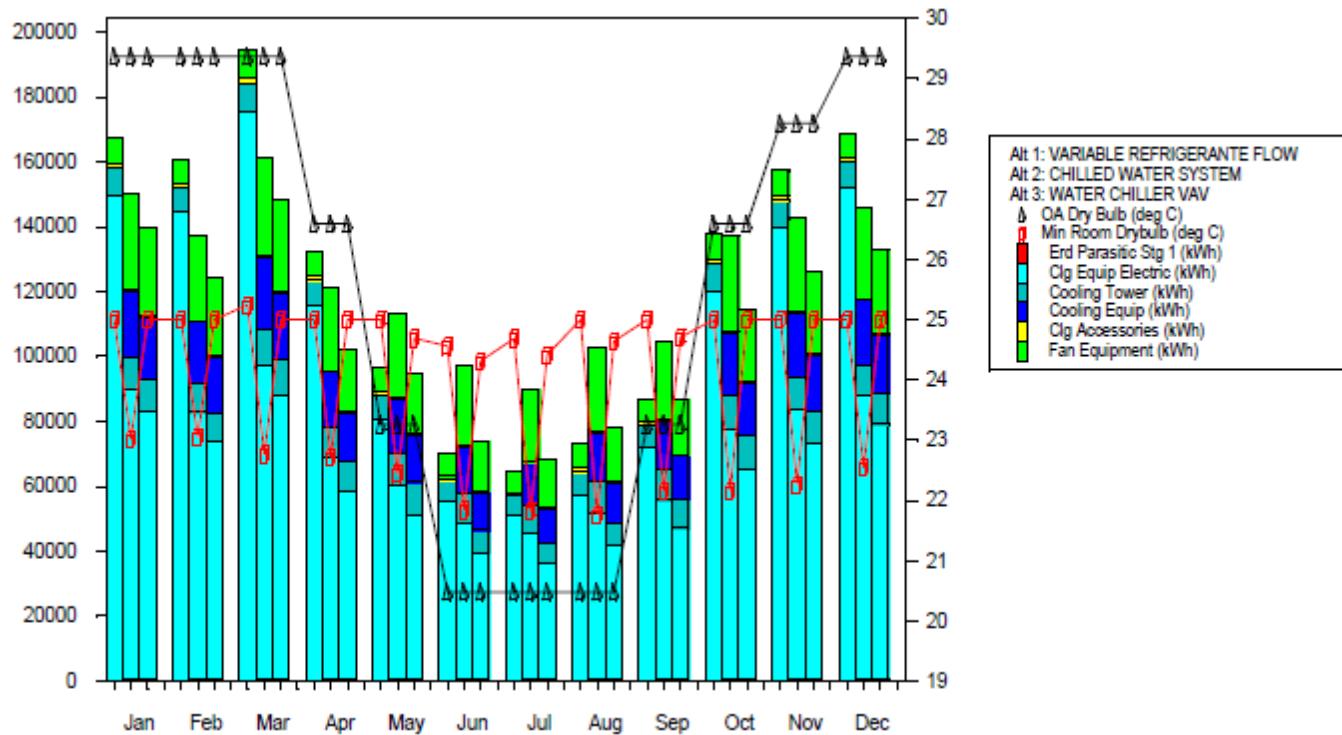
Consumo Anual do Sistema - CGB 30FLR 2A



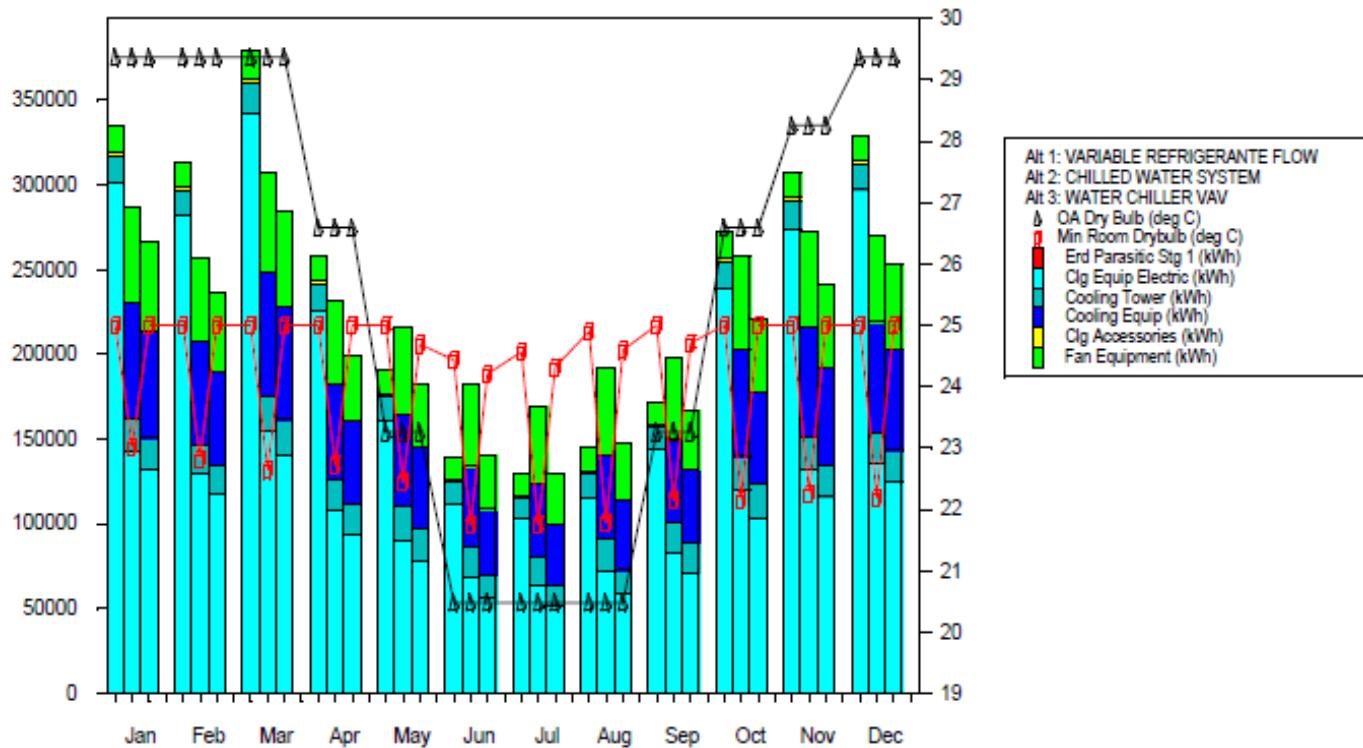
Consumo Anual do Sistema - RJ 5FLR 2A



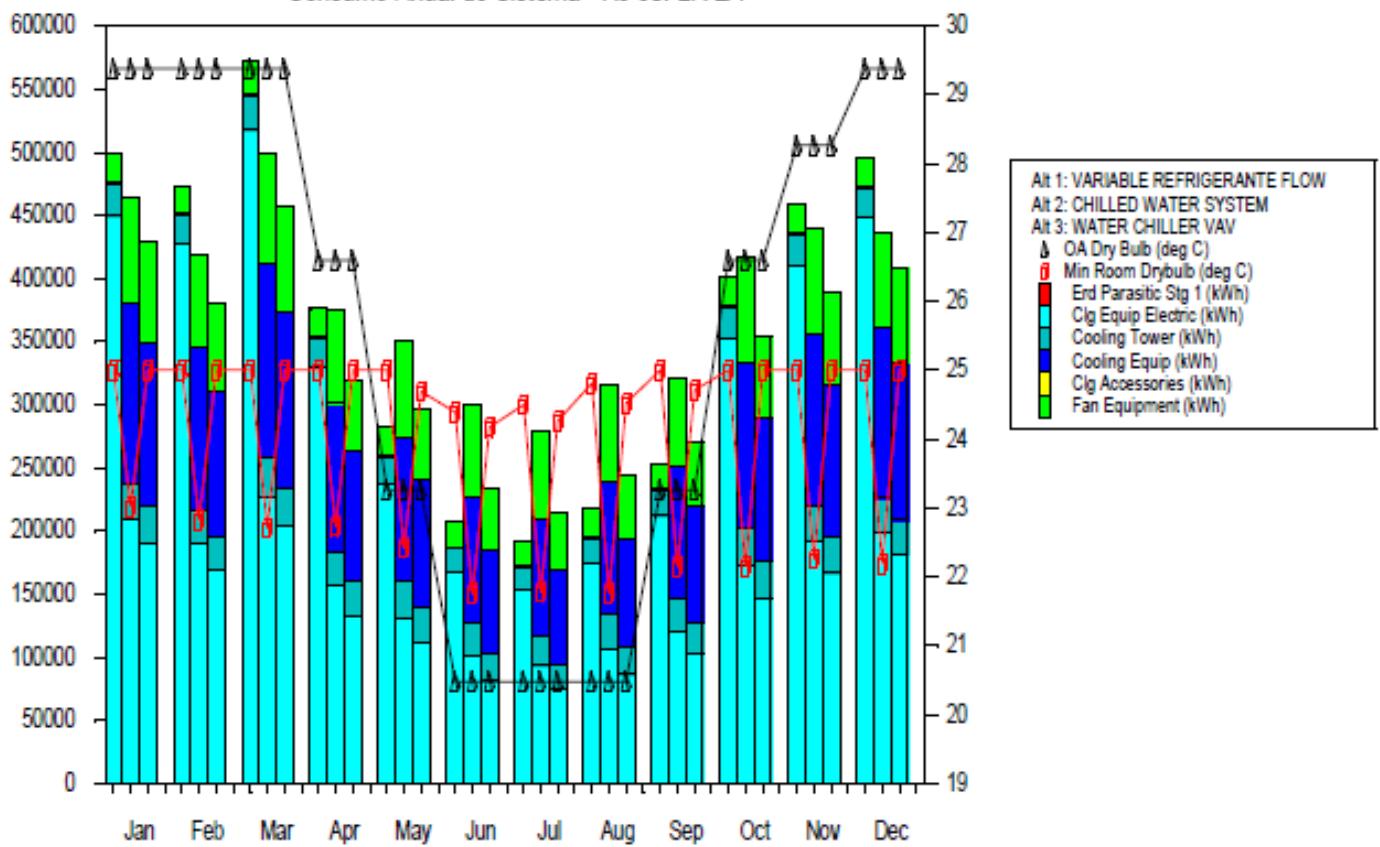
Consumo Anual do Sistema - RJ 10FLR 2A



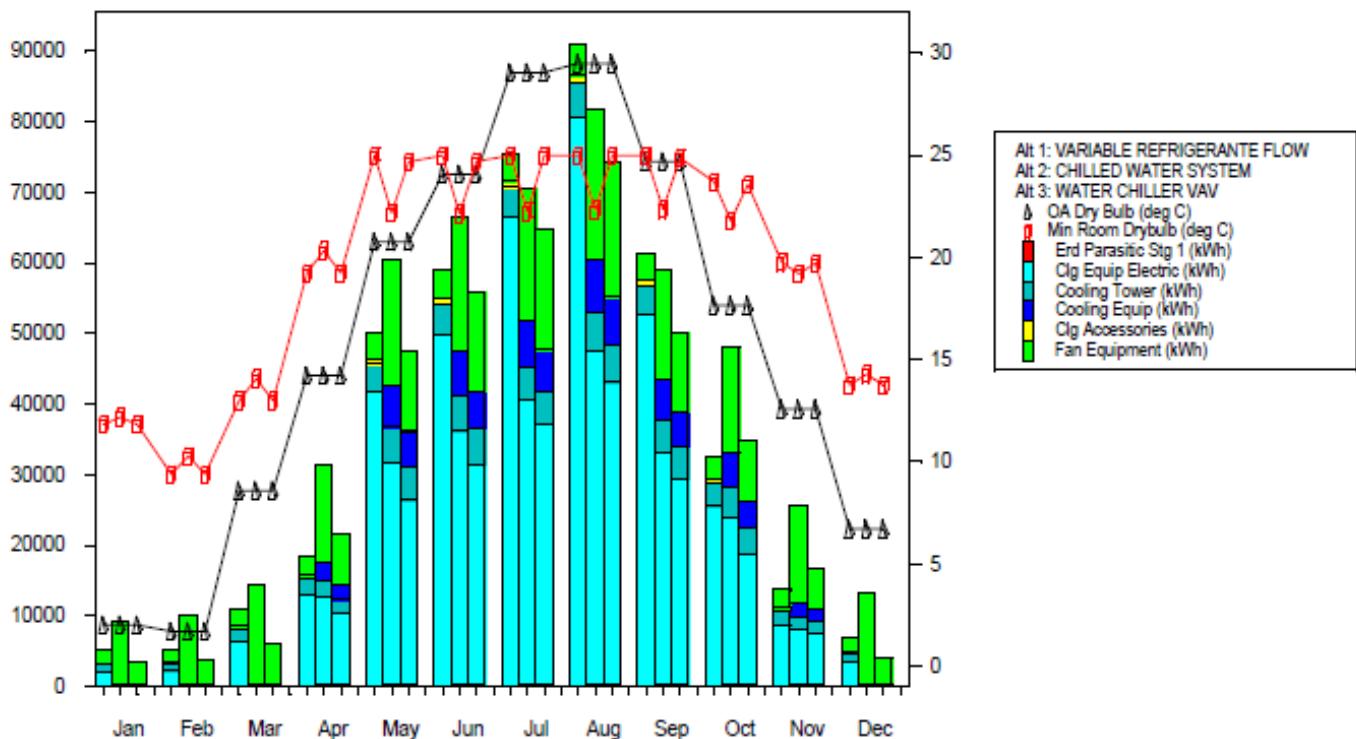
Consumo Anual do Sistema - RJ 20FLR 2A



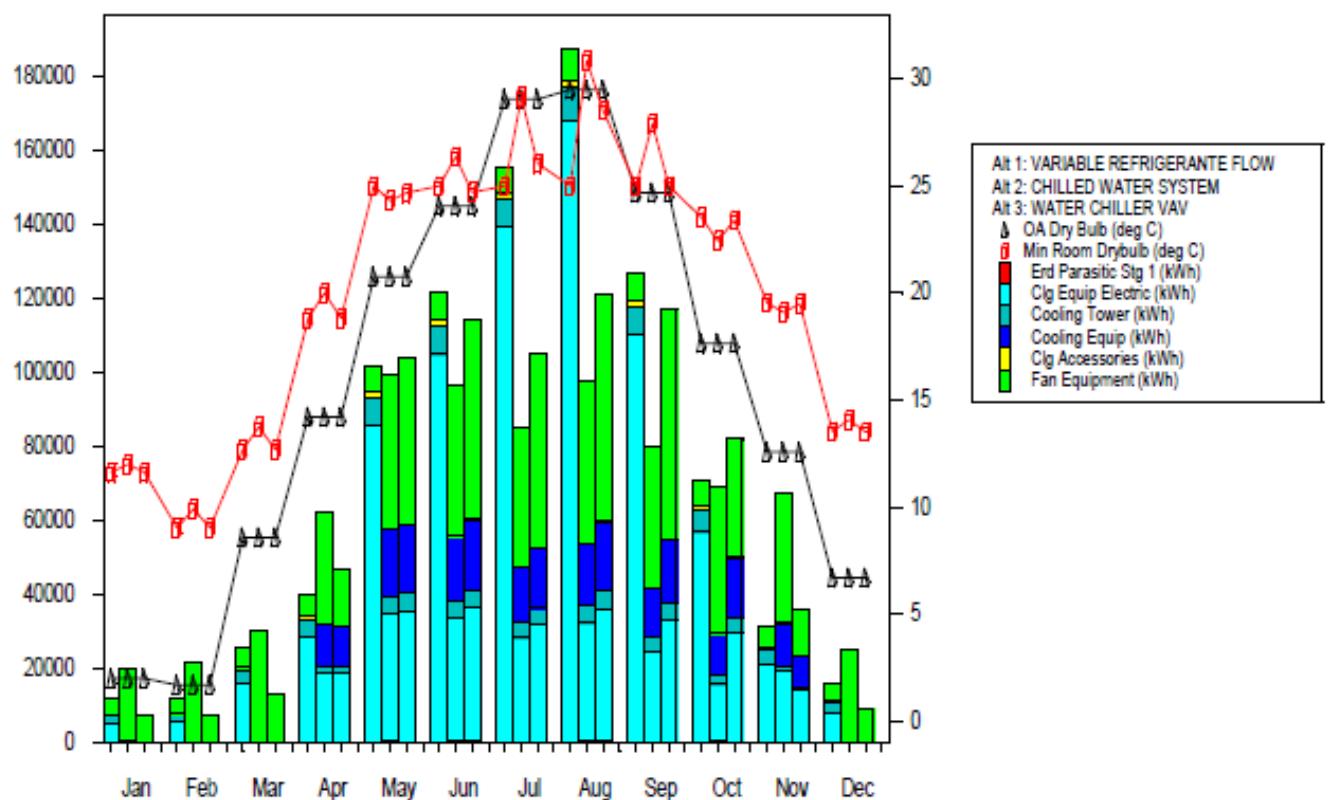
Consumo Anual do Sistema - RJ 30FLR 2A



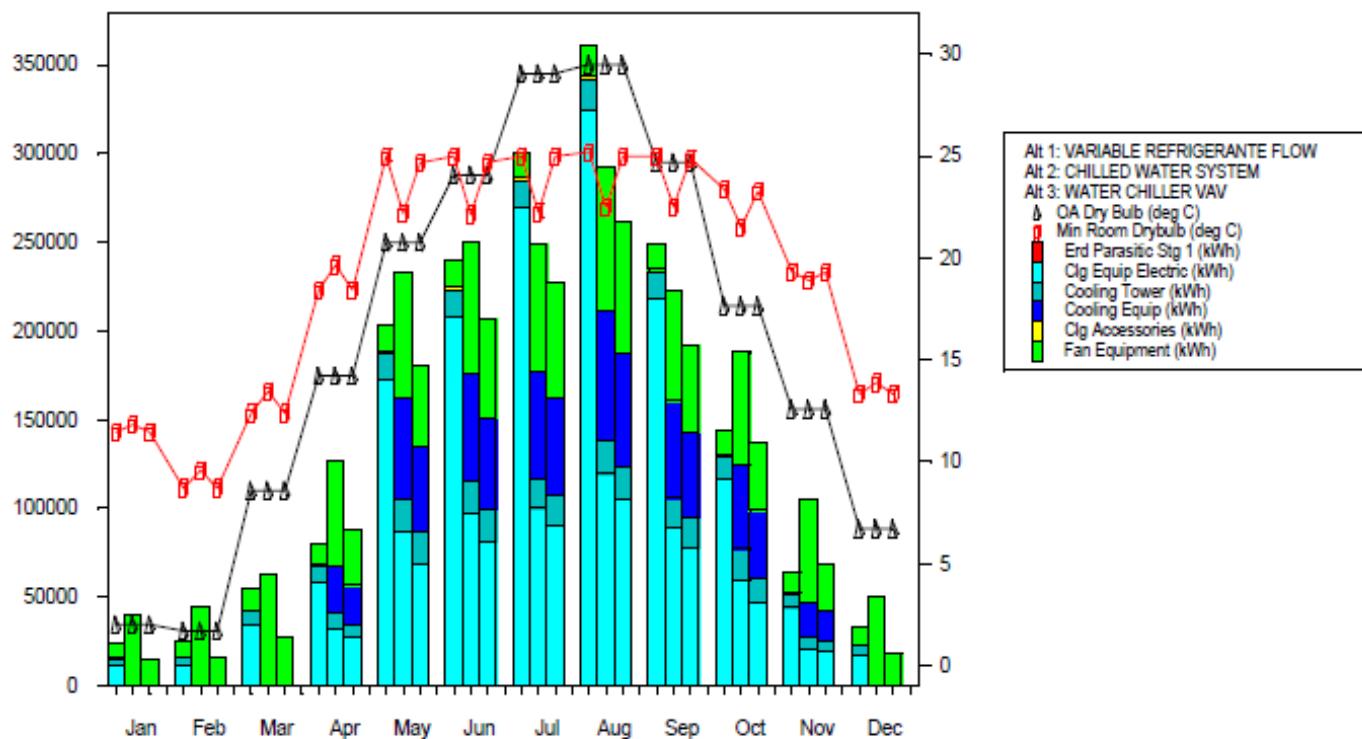
Consumo Anual do Sistema - SHG 5FLR 2A



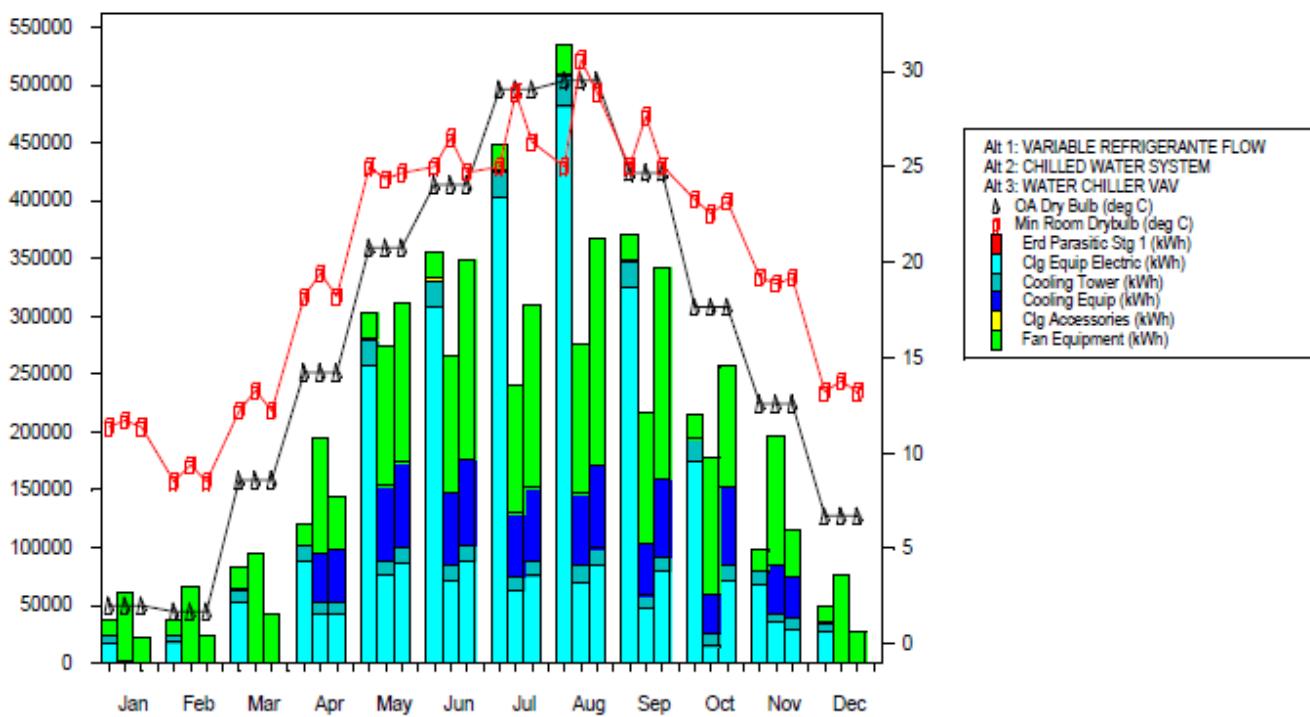
Consumo Anual do Sistema - SHG 10FLR 2A



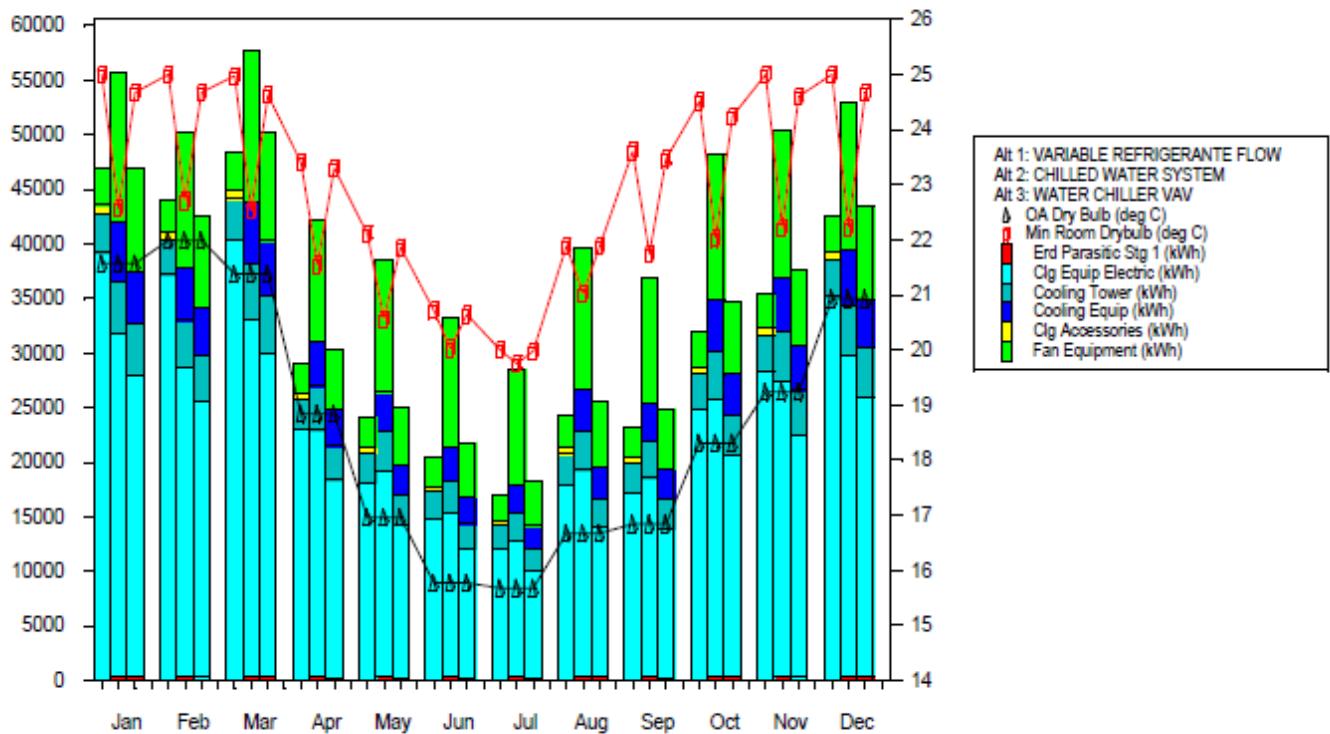
Consumo Anual do Sistema - SHG 20FLR 2A



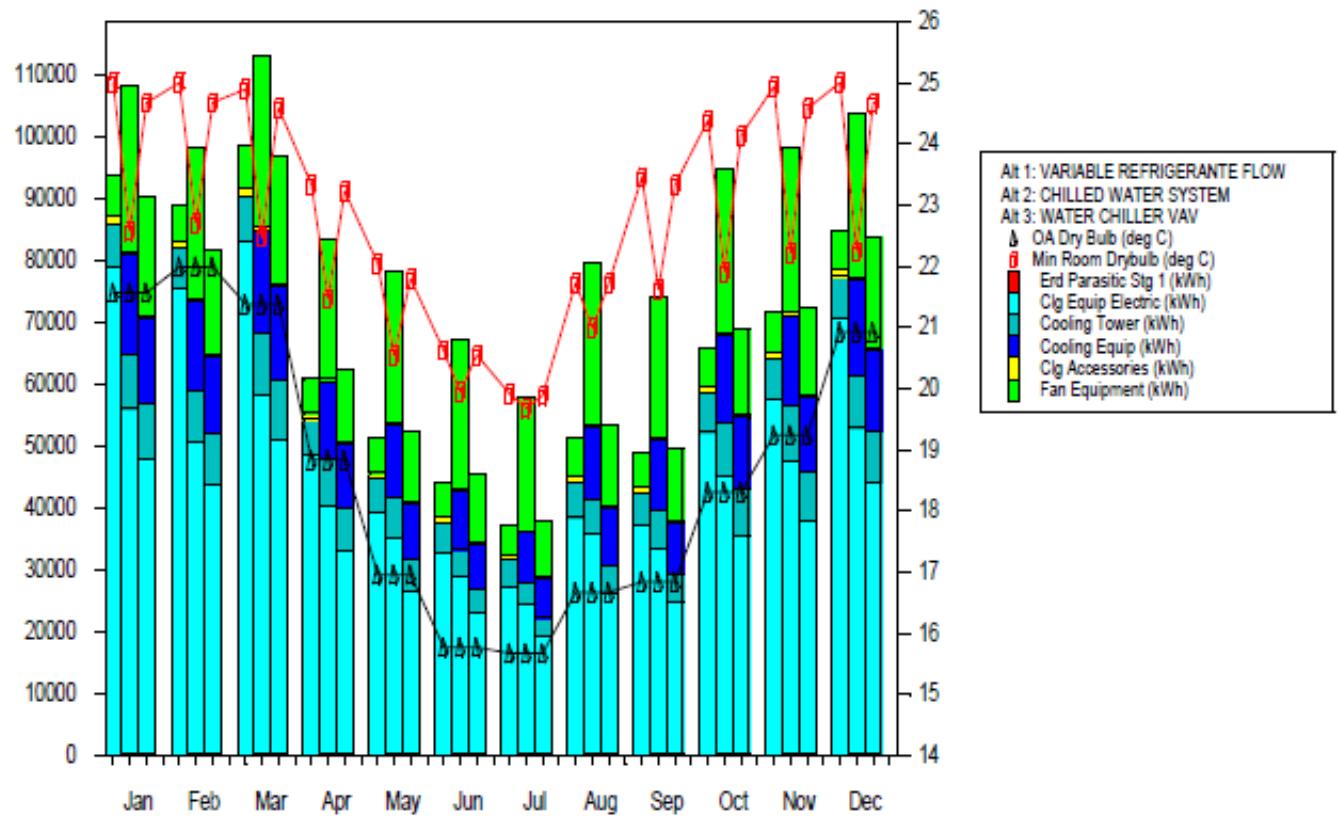
Consumo Anual do Sistema - SHG 30FLR 2A



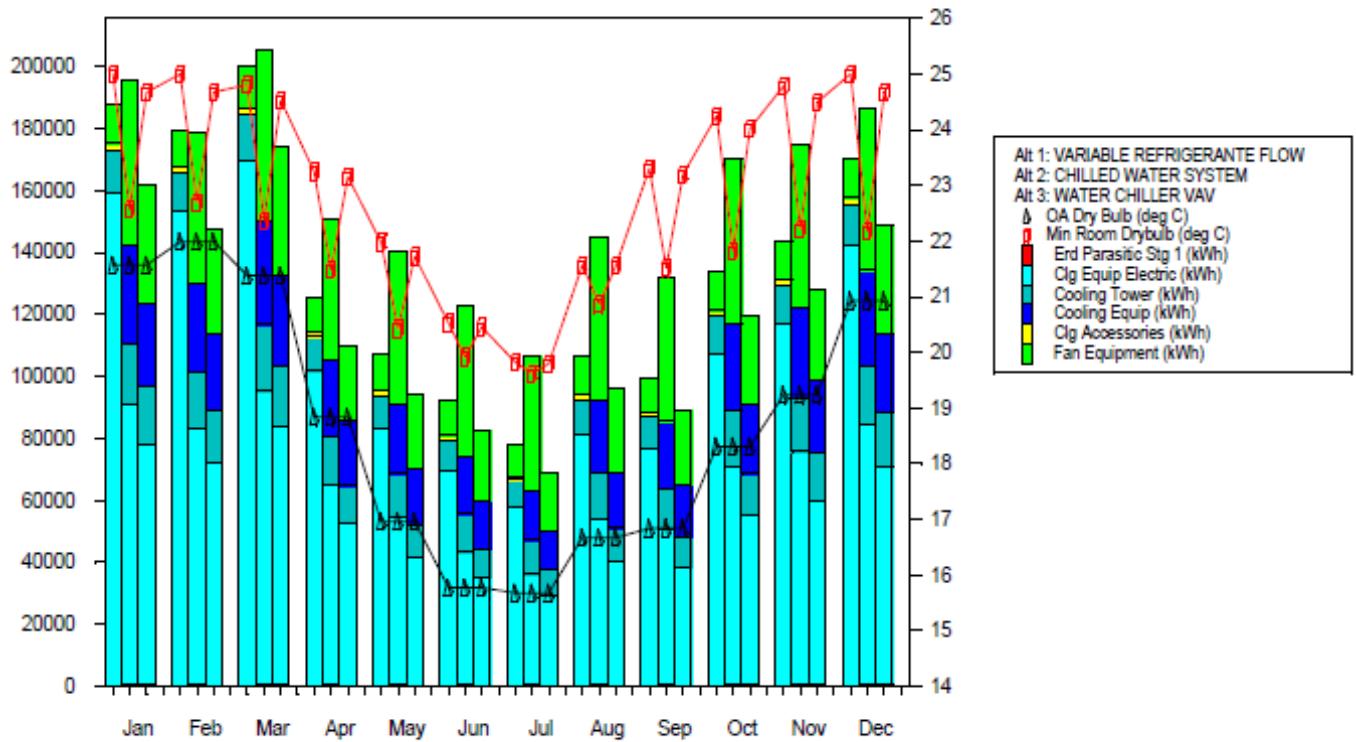
Consumo Anual do Sistema - SP 5FLR 2A



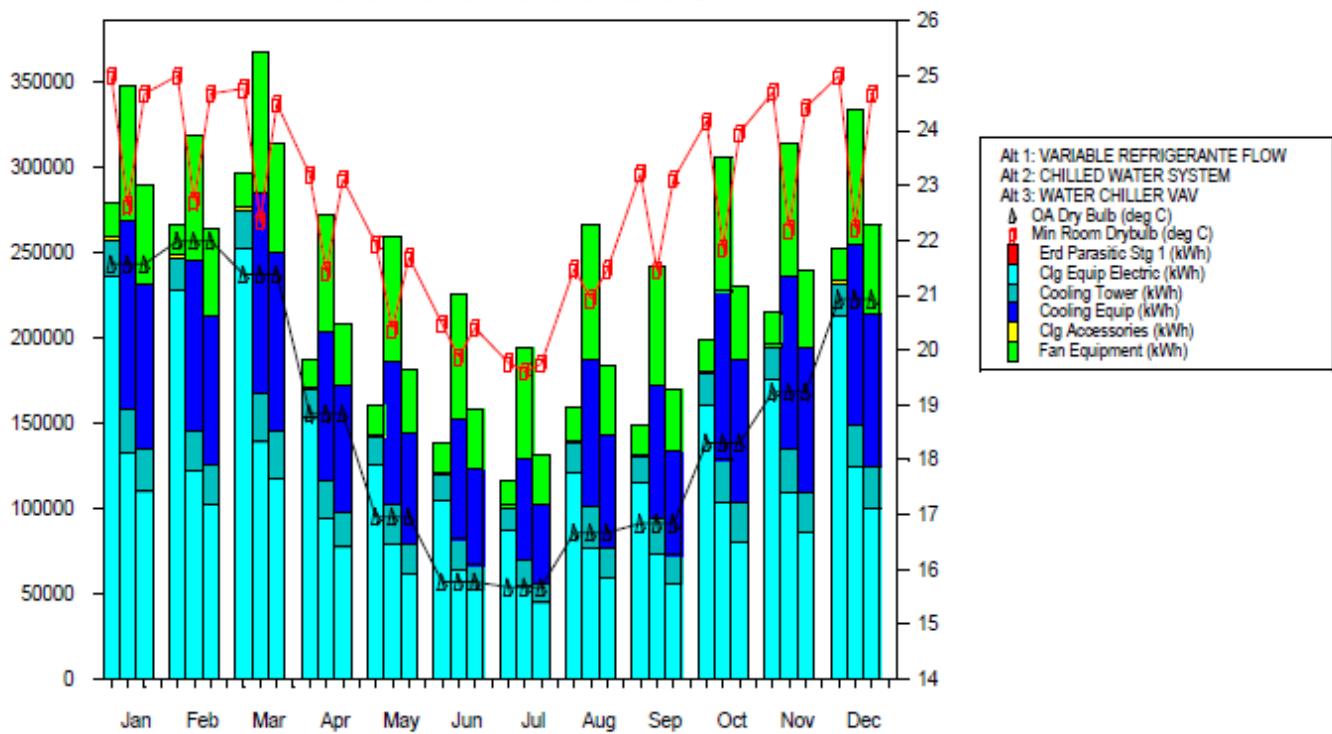
Consumo Anual do Sistema - SP 10FLR 2A



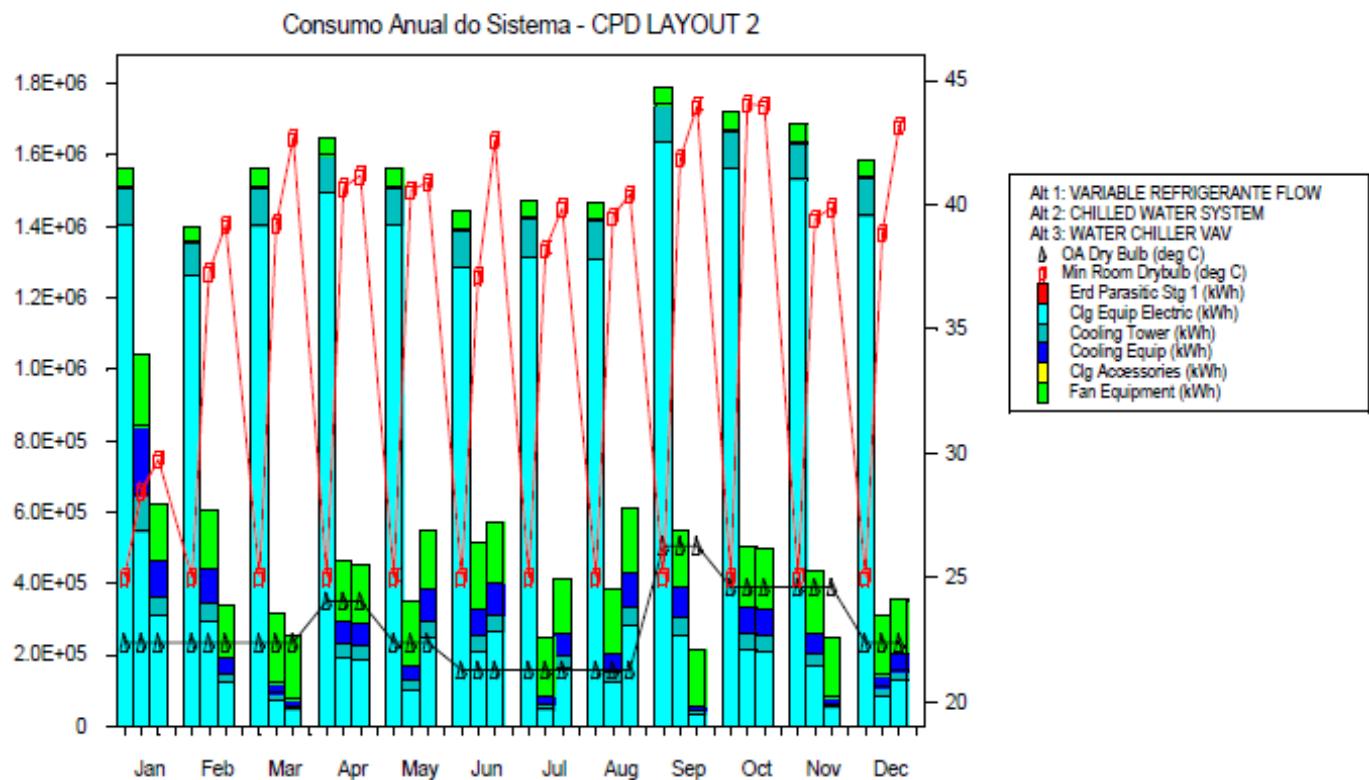
Consumo Anual do Sistema - SP 20FLR 2A



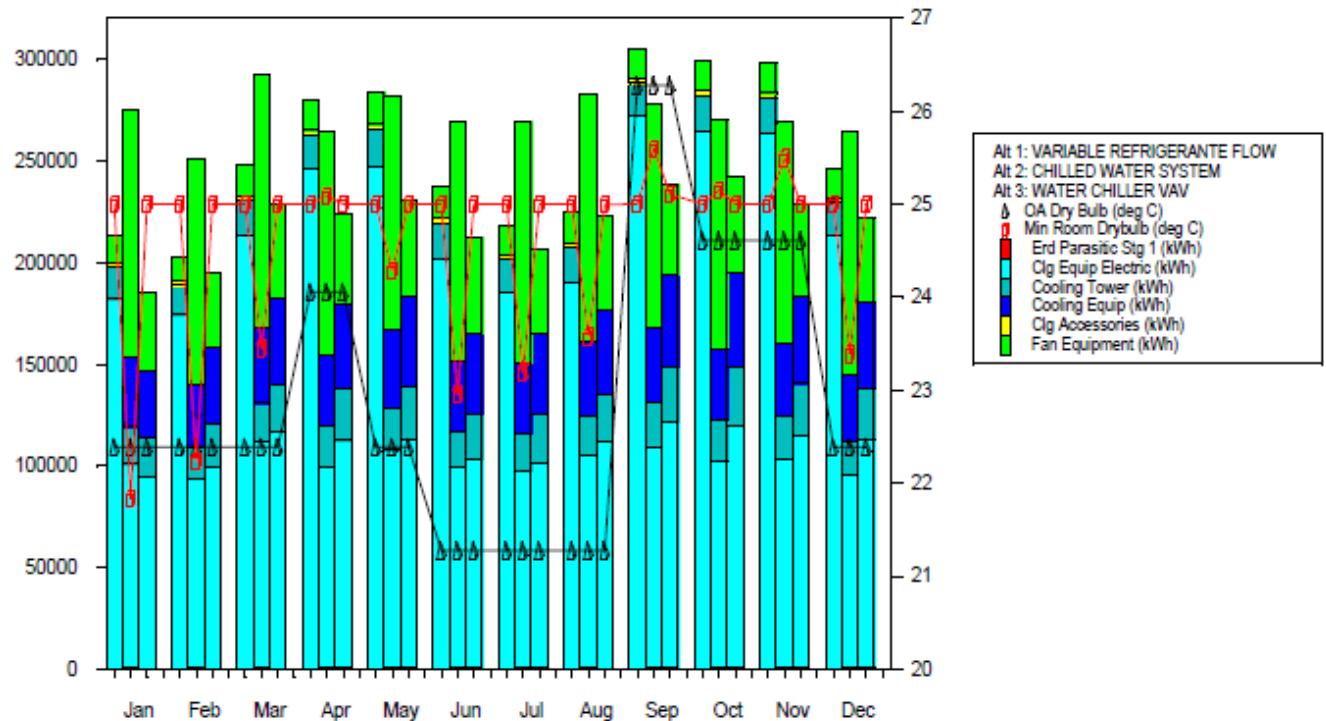
Consumo Anual do Sistema - SP 20FLR 2A



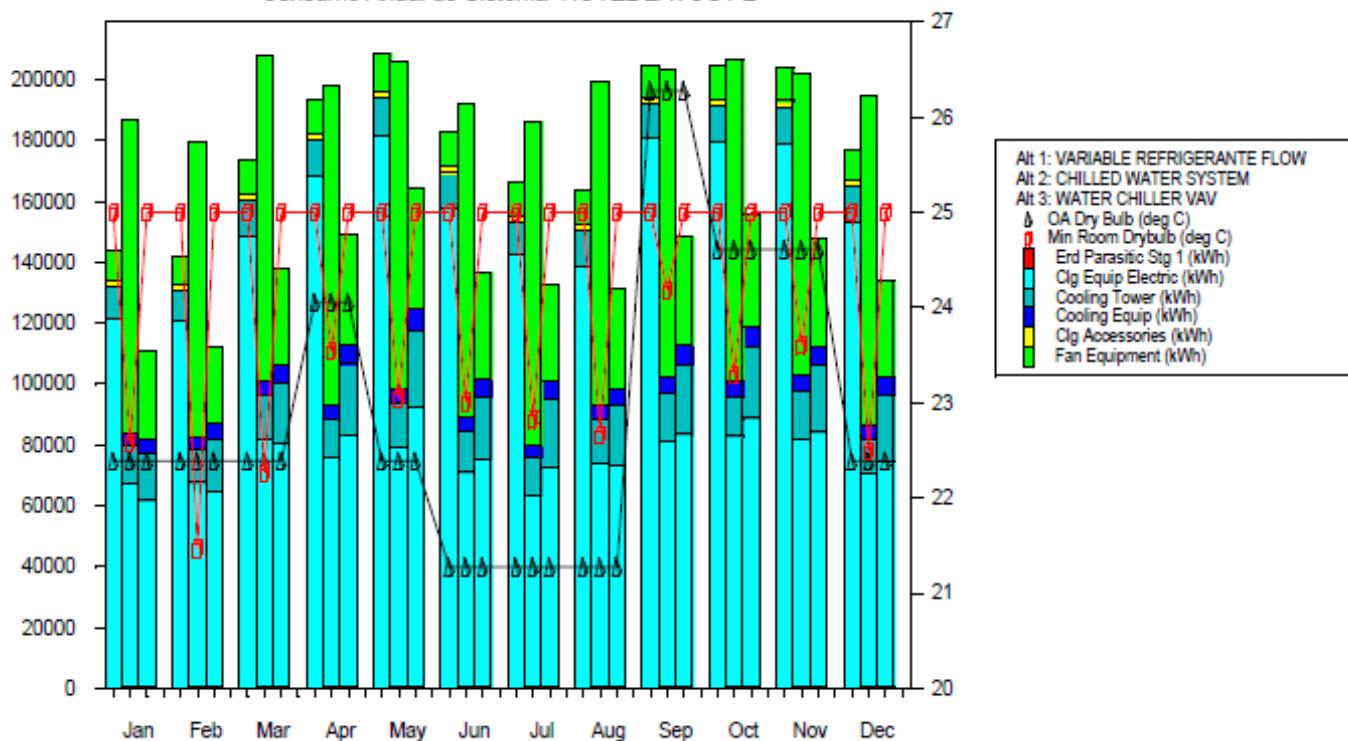
ANEXO XIV: Exports do Trace 700 para simulação dos sistemas para diferentes layouts



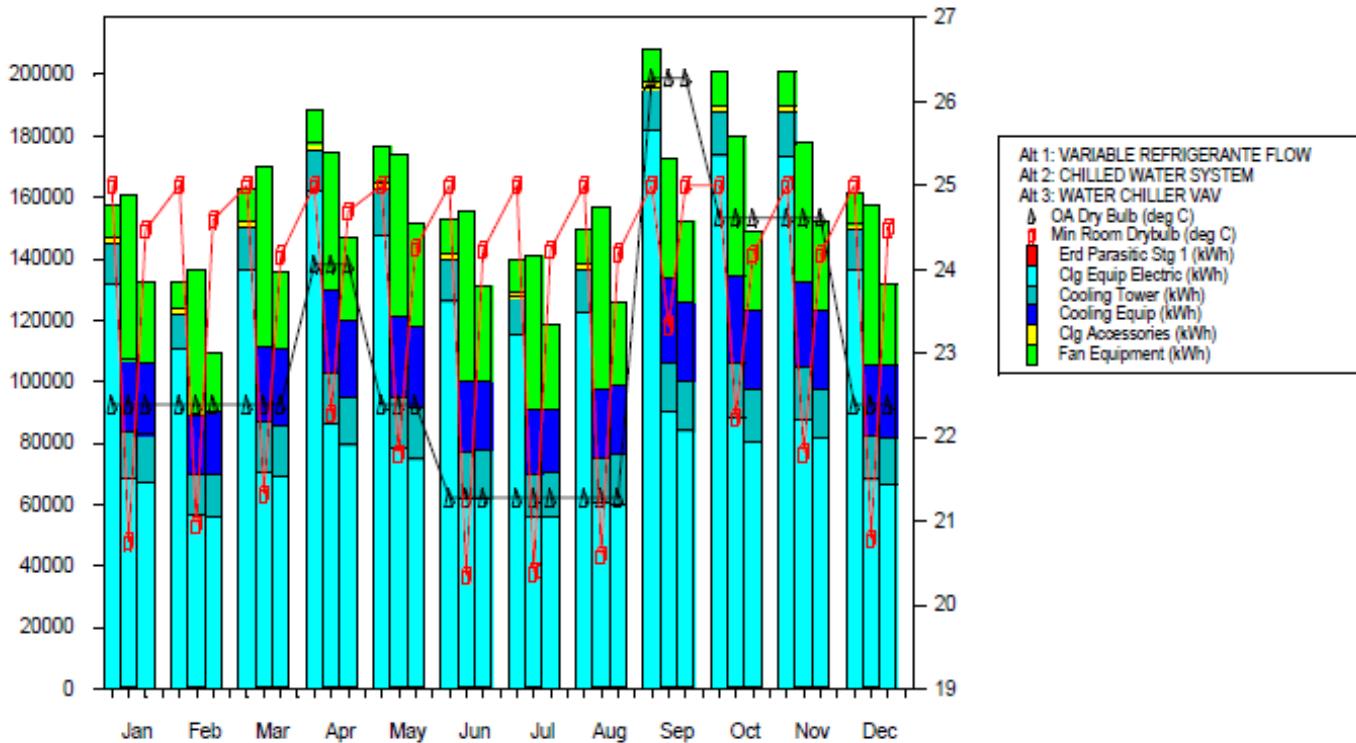
Consumo Anual do Sistema HEALTH LAYOUT 2



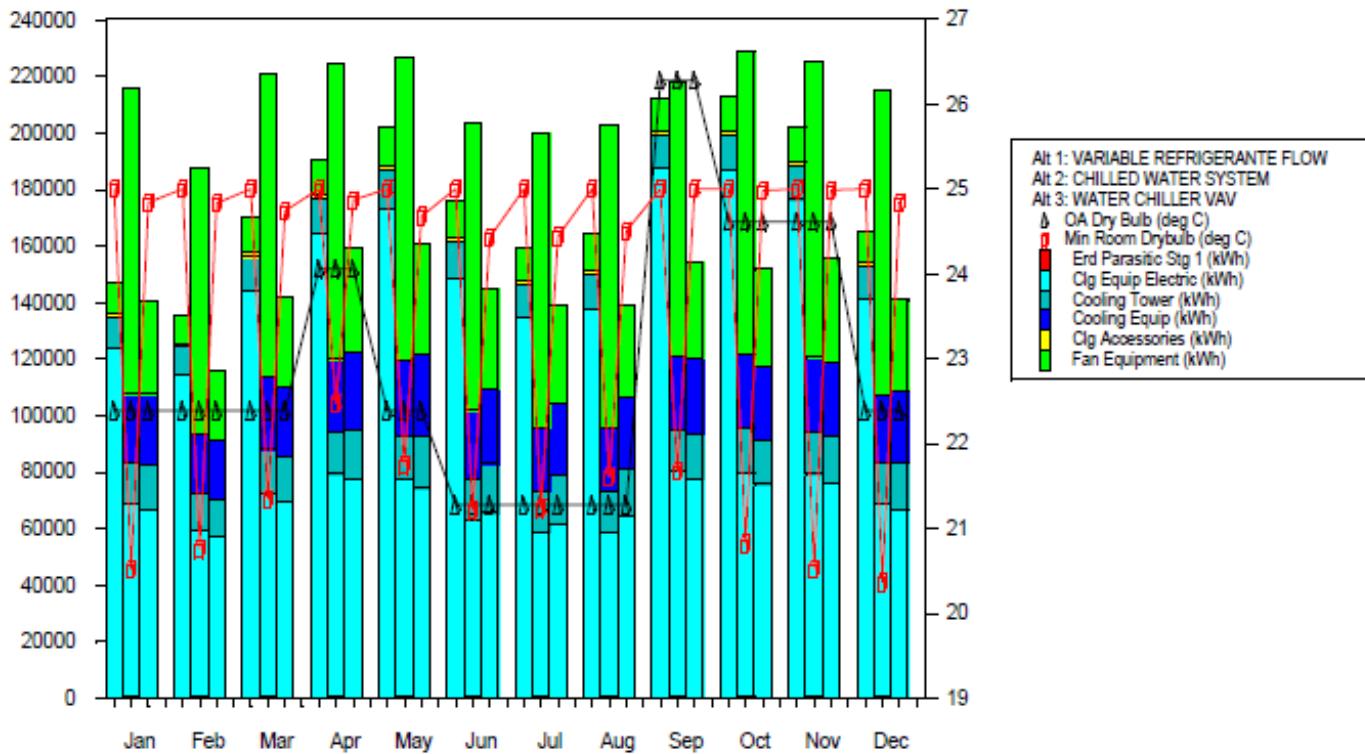
Consumo Anual do Sistema HOTEL LAYOUT 2



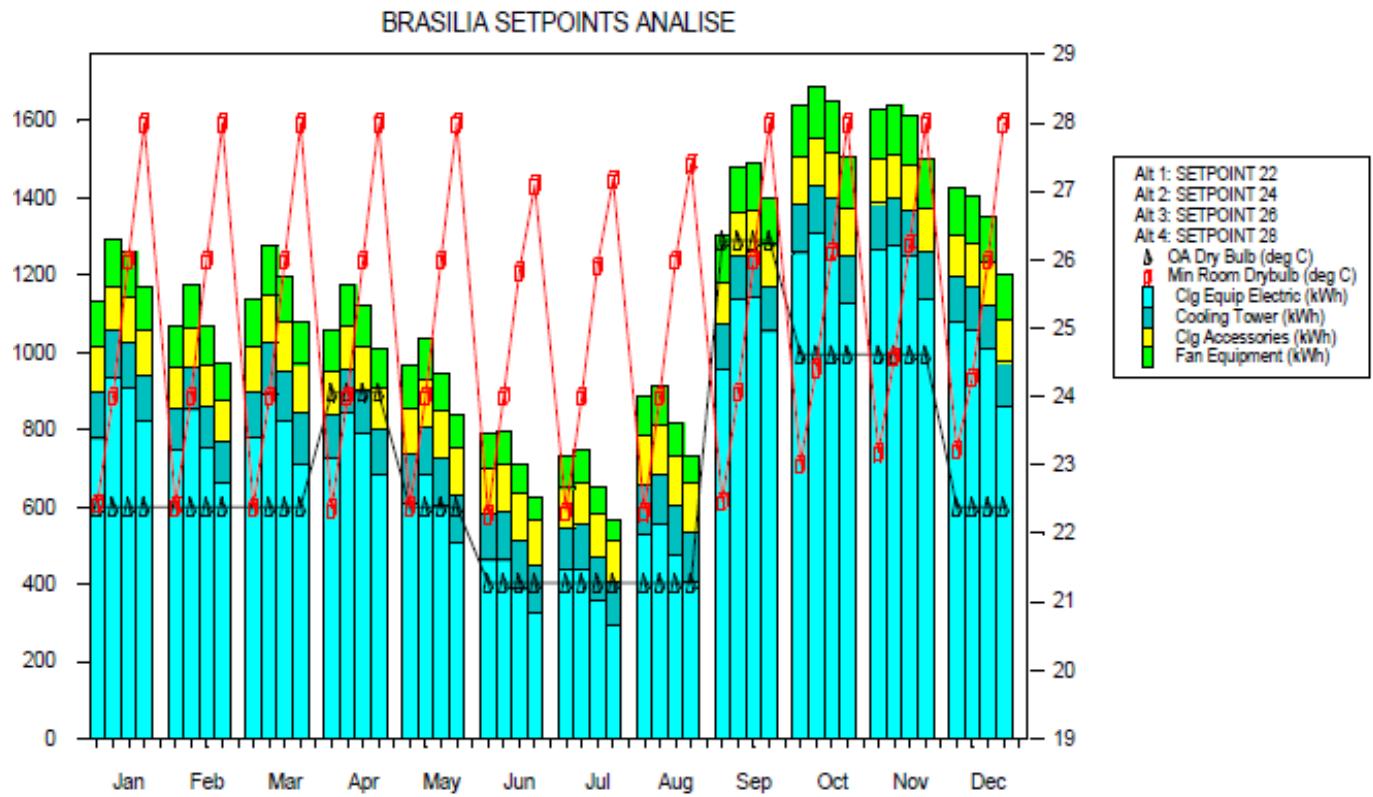
Consumo Anual do Sistema OFFICE LAYOUT 2



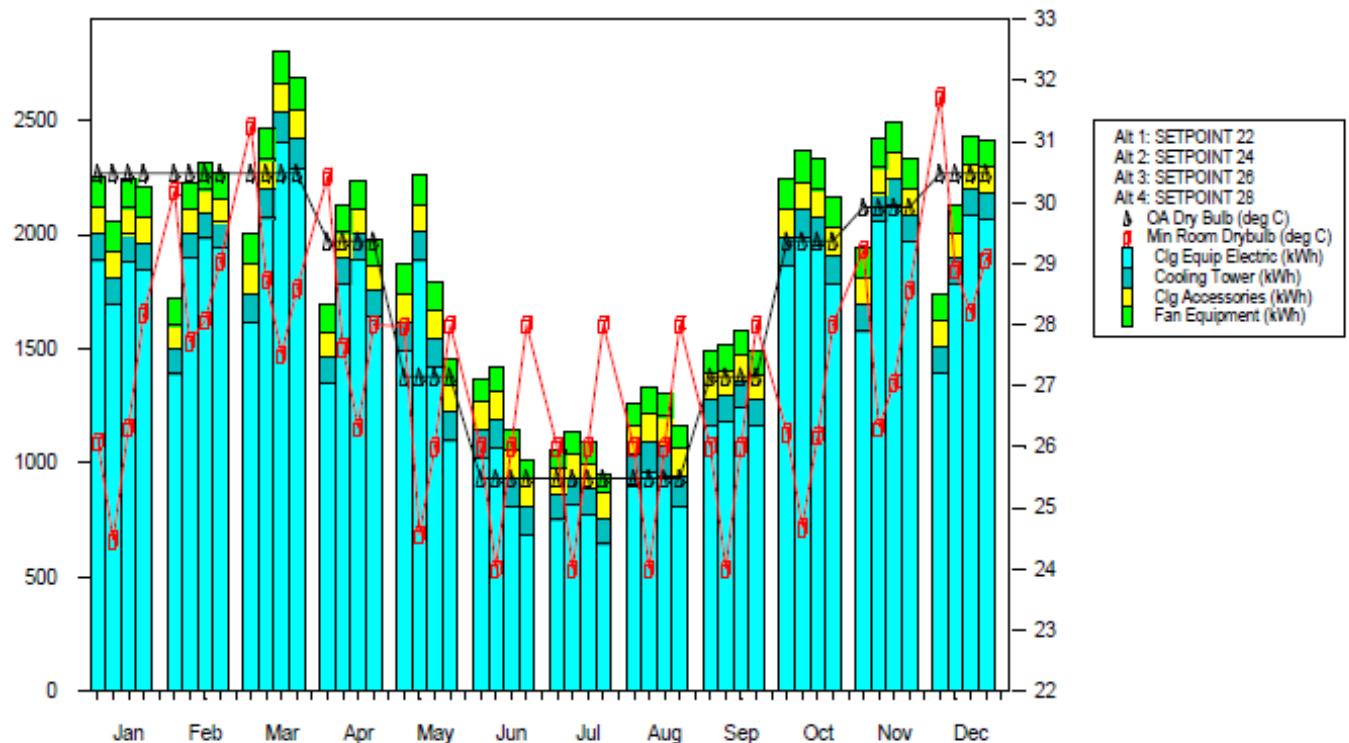
Consumo Anual do Sistema SHOPP LAYOUT 2



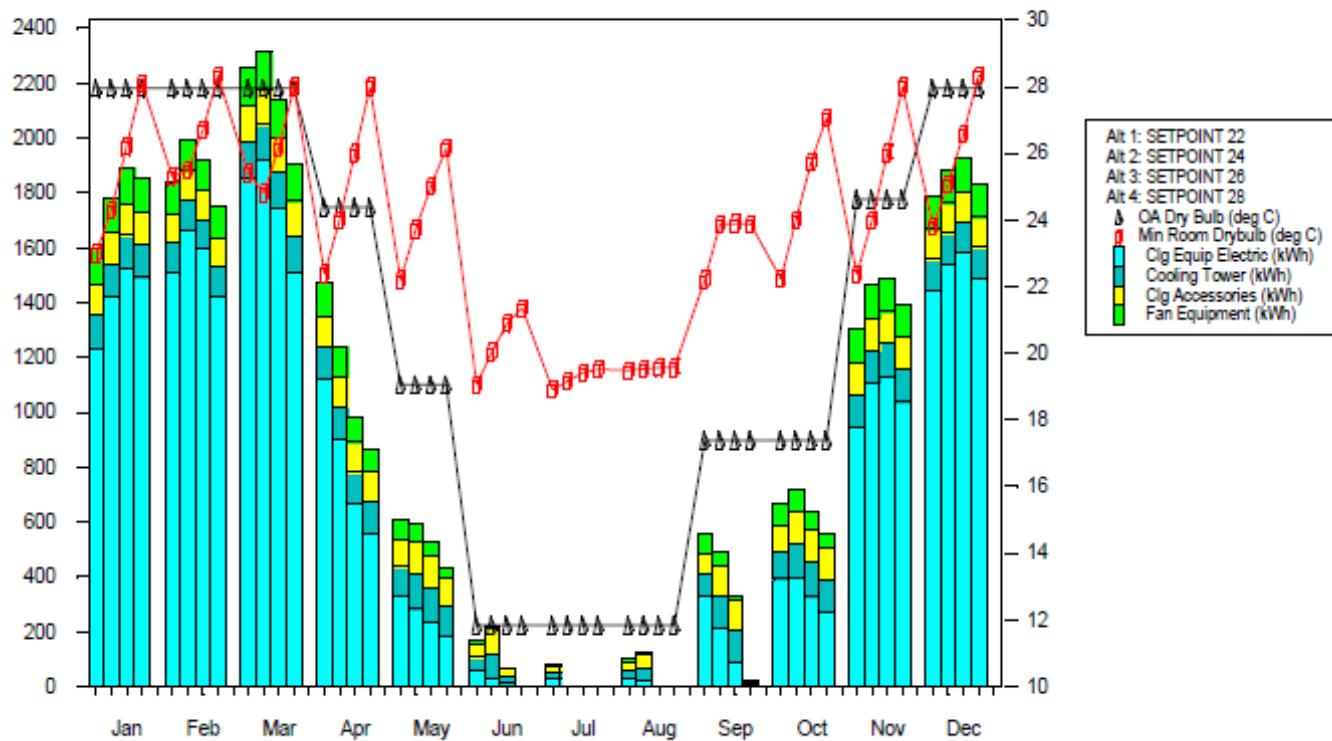
ANEXO XV: Exports do Trace 700 para simulação dos setpoints



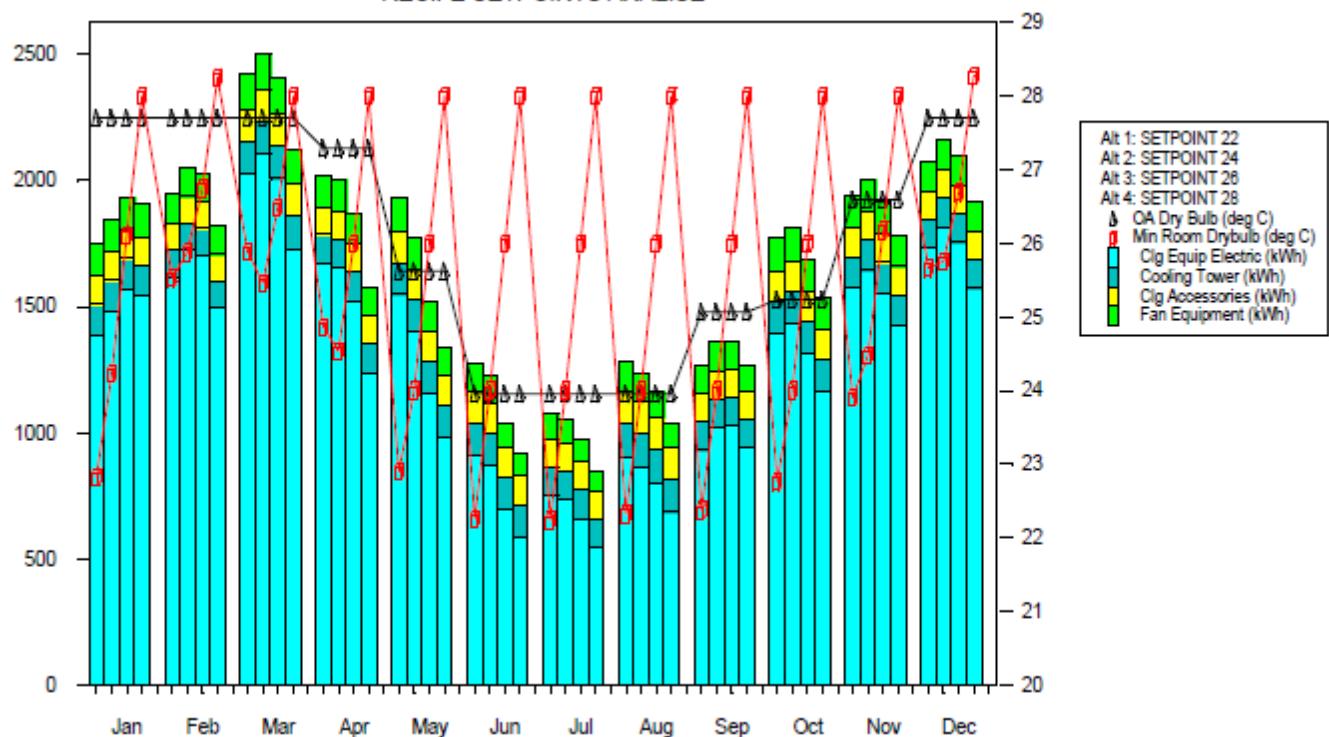
CUIABA SETPOINTS ANALISE



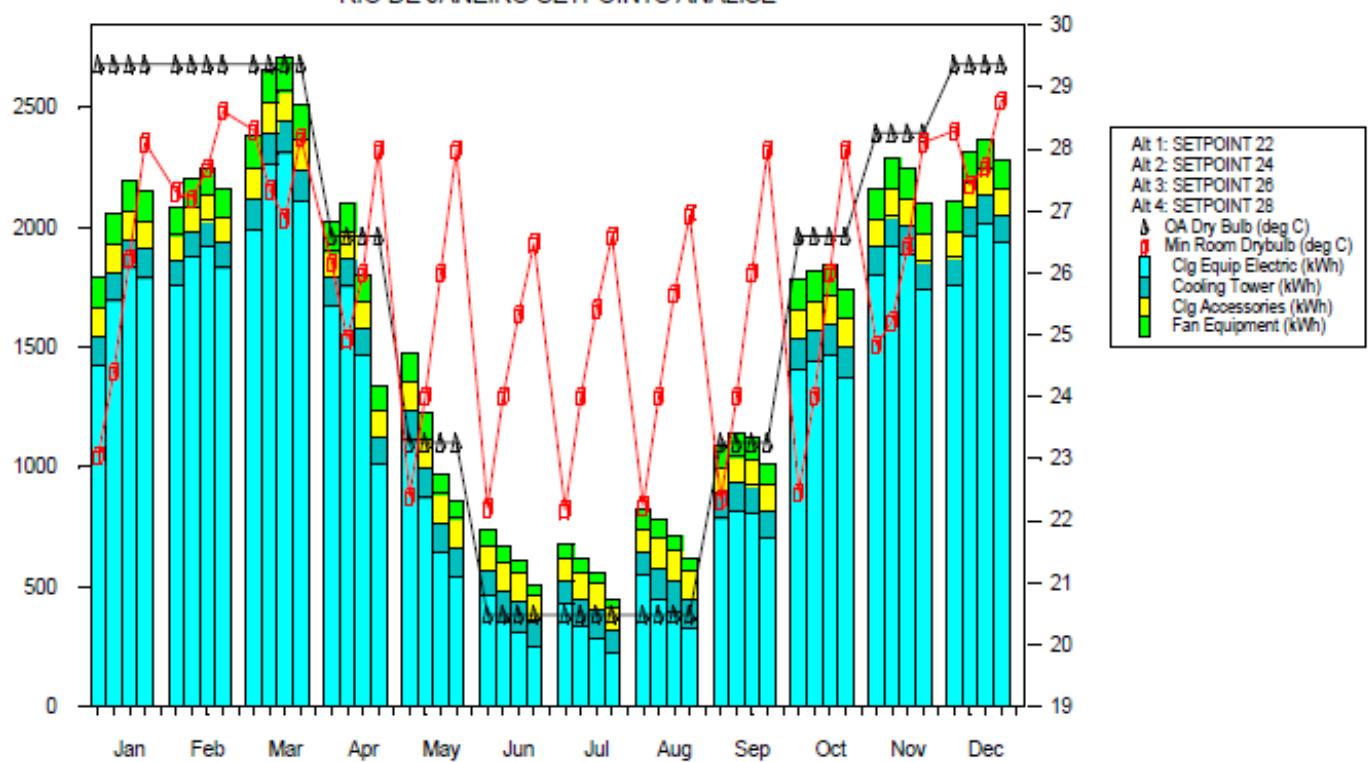
PORTE ALEGRE SETPOINTS ANALISE



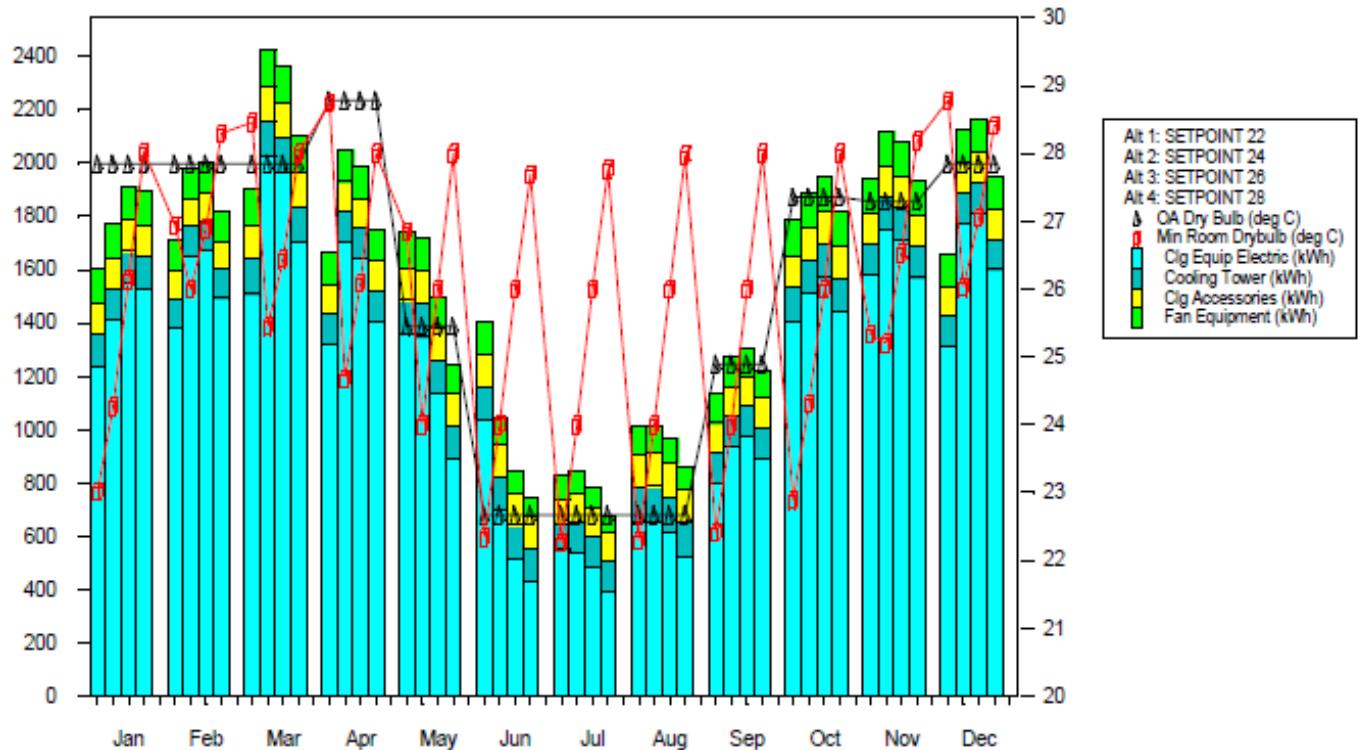
RECIFE SETPOINTS ANALISE



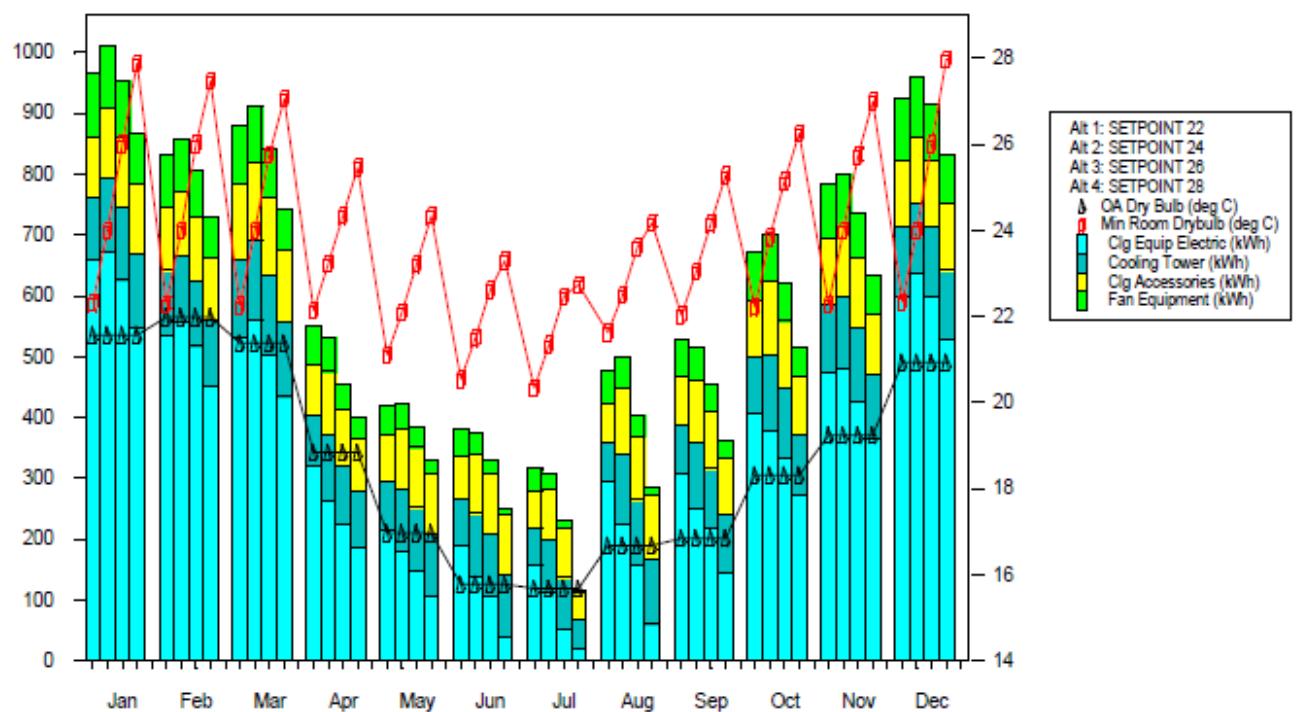
RIO DE JANEIRO SETPOINTS ANALISE



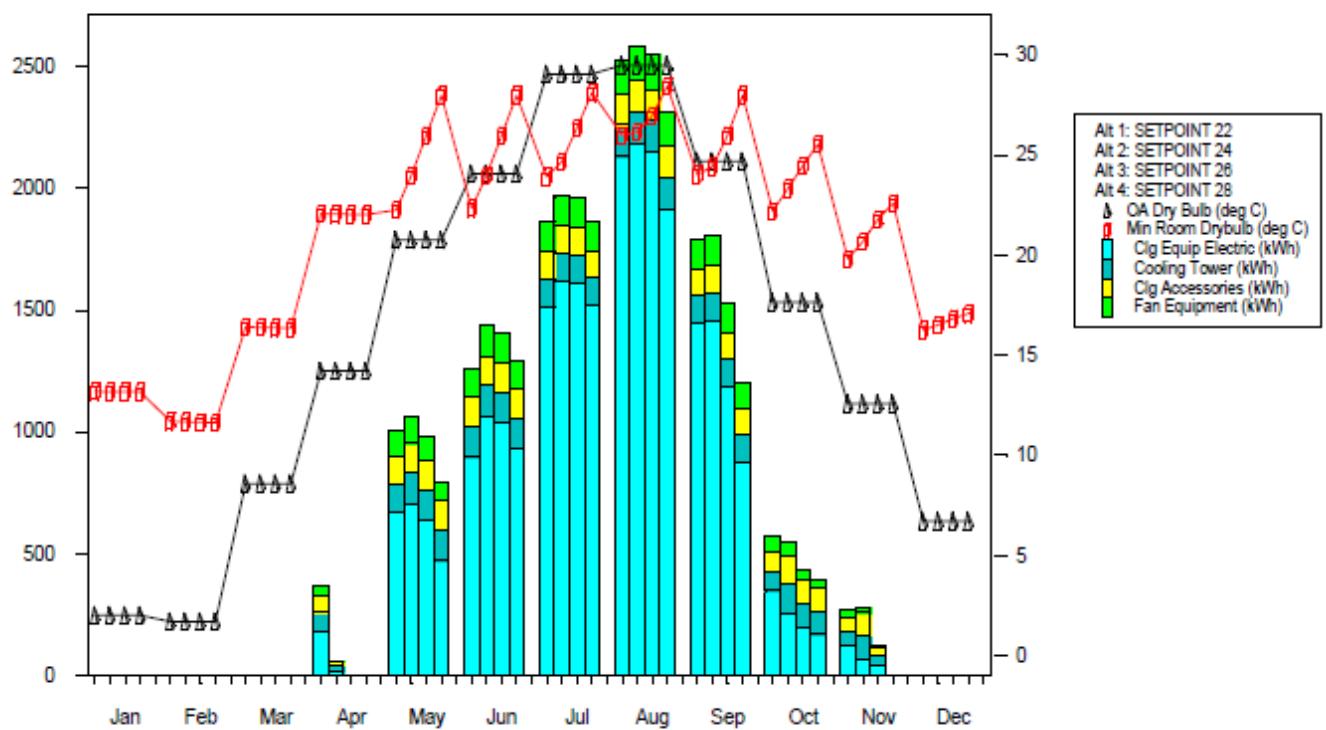
SALVADOR SETPOINTS ANALISE



SAO PAULO SETPOINTS ANALISE



SHANGAI SETPOINTS ANALISE



ANEXO XVI: Característica Técnica dos equipamentos utilizados para simulação

APLICAÇÃO	BSB	CGB	RJ	SP	SHG
5 FLOORS - CWS	1 x RTWD130HE/138.30/0.631	1 x RTWD180PE/173.9/0.719	1 x RTWD180PE/176.8/0.690	1 x RTWD150PE/155.20/0.623	1 x RTWD160PE/141/0.594
10 FLOORS - CWS	2 x RTWD130HE/138.30/0.631	2 x RTWD180PE/173.9/0.719	1 x RTWD180PE/176.8/0.690	2 x RTWD150PE/155.20/0.623	2 x RTWD150PE/157.2/0.600
20 FLOORS - CWS	2 x RTHD255/255/0.580	2 x RTHD/358.9/0.674	2 x RTHD/301.1/0.645	2 x RTHD/272/0.628	2 x RTHD/281/0.592
A 30 FLOORS - CWS	2 x RTHD380/380/0.558	2 x CVHF485/470/0.613	2 x CVHF485/450/0.587	2 x CVHF485/405/0.527	2 x CVHF485/420/0.513
5 FLOORS - VRF	4 x RXVQ48P	5 x RXVQ48P	4 x RXVQ48P	4 x RXVQ48P	4 x RXVQ48P
10 FLOORS - VRF	7 x RXVQ52P	9 x RXVQ52P	8 x RXVQ52P	8 x RXVQ52P	7 x RXVQ52P
20 FLOORS - VRF	13 x RXVQ54P	13 x RXVQ54P	15 x RXVQ54P	14 x RXVQ54P	13 x RXVQ54P
30 FLOORS - VRF	19 x RXVQ54P	24 x RXVQ54P	23 x RXVQ54P	21 x RXVQ54P	19 x RXVQ54P
5 FLOORS - CWS	2 x RTWD130HE/138.30/0.631	2 x RTWD160PE/159.0/7.31	2 x RTWD150PE/149.40/0.696	2 x RTWD130HE/-136.5/0.656	2 x RTWD130HE/141.10/0.594
10 FLOORS - CWS	2 x RTHD/235/0.592	2 x RTHD/295.7/0.674	2 x RTHD/282/0.699	2 x RTHD 258.8 - 0.598	2 x RTHD/277.80/0.540
20 FLOORS - CWS	2 x CVHF485/462/0.489	2 x CVHF570/582/0.609	2 x CVHF570/553/0.592	2 x CVHF770/581.5 - 0.514	2 x CVHF570/523.40/0.461
30 FLOORS - CWS	2 x CVHF770/688/0.485	2 x CVHF1070/867/0.585	2 x CVHF910/823.40/0.584	2 x CVHF770/757.6 - 0.517	2 x CVHF910/780.10/0.466
5 FLOORS - VRF	7 x RXVQ48P	9 x RXVQ48P	8 x RXVQ48P	7 x RXVQ48P	8 x RXVQ48P
10 FLOORS - VRF	13 x RXVQ52P	16 x RXVQ52P	14 x RXVQ52P	13 x RXVQ52P	14 x RXVQ52P
20 FLOORS - VRF	24 x RXVQ54P	30 x RXVQ54P	27 x RXVQ54P	25 x RXVQ54P	26 x RXVQ54P
30 FLOORS - VRF	36 x RXVQ54P	44 x RXVQ54P	41 x RXVQ54P	38 x RXVQ54P	39 x RXVQ54P
OFFICE	25 x RXVQ48P		2 x CVHF 570 / 499.9 / 0.51		
HOTEL	20 x RXVQ48P		1 x CVHF 770 / 797.5 / 0.497		
B HOSPITAL	26 x RXVQ48P		2 x CVHF 570 / 502.6 / 0.508		
CPD	74 x RXVQ48P		3 x CVHF 1070 / 1030.5 / 0.502		
SHOPPING	29 x RXVQ54P		2 x CVHF 570 / 587.8 / 0.5		

* Modelos de chillers do fabricante Trane

* CWS = Chilled Water System (Sistema de Água gelada)

CONDENSADORAS VRF - DAIKIN

Pot. kW	Model	COP	Conj.
132	RXVQ48P	3,14	1 x 12 + 2 x 18
143	RXVQ52P	3,07	1 x 16 + 2 x 18
147	RXVQ54P	3,02	3 x 18