

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA CIVIL

Vanessa Cavalcanti Paes Duarte

**COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO ENERGÉTICO DE
SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO PARA UMA EDIFICAÇÃO
COMERCIAL EM FLORIANÓPOLIS/ SC**

Florianópolis
2014

VANESSA CAVALCANTI PAES DUARTE

**COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO ENERGÉTICO DE
SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO PARA UMA EDIFICAÇÃO
COMERCIAL EM FLORIANÓPOLIS/ SC**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil da Universidade Federal de Santa Catarina como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Civil.

Orientador: Prof. Roberto Lamberts,
PhD

Florianópolis
2014

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Duarte, Vanessa Cavalcanti Paes

COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO ENERGÉTICO DE SISTEMAS DE
CLIMATIZAÇÃO PARA UMA EDIFICAÇÃO COMERCIAL EM
FLORIANÓPOLIS/ SC / Vanessa Cavalcanti Paes Duarte ;
orientador, Roberto Lamberts - Florianópolis, SC, 2014.
184 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa
Catarina, Centro Tecnológico. Programa de Pós-Graduação em
Engenharia Civil.

Inclui referências

1. Engenharia Civil. 2. VRF. 3. VAV. 4. desempenho
energético. 5. EnergyPlus. I. Lamberts, Roberto. II.
Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-
Graduação em Engenharia Civil. III. Título.

Vanessa Cavalcanti Paes Duarte

**COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO ENERGÉTICO DE
SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO PARA UMA EDIFICAÇÃO
COMERCIAL EM FLORIANÓPOLIS/ SC**

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia Civil e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil.

Florianópolis, 25 de setembro de 2014.

Prof. Roberto Caldas de Andrade Pinto, Dr.
Coordenador do Programa de Pós-graduação

Prof. Roberto Lamberts, Ph.D.
Orientador

COMISSÃO EXAMINADORA:

Prof. Saulo Güths, Ph.D.
Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Nathan Mendes, Dr.
Pontifícia Universidade Católica do Paraná

Prof. Fernando Simon Westphal, Dr.
Universidade Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

Aos meus pais e à tia Zoia, por terem me ensinado tudo o que eu precisava para o meu crescimento.

Ao professor Roberto Lamberts, pela paciência e pela confiança.

Aos amigos do LABEEE, Cláudia, Clarissa, Devis, Renata, Andrea, Miguel, Bruna, Aline, Maurício, Rogério, pelo incentivo, pelas conversas, pelos almoços, pelas comemorações divertidas, por compartilharem comigo um pouco do conhecimento científico de suas pesquisas.

Ao Marcio Sorgato, por se mostrar sempre tão prestativo e me auxiliar nas minhas inúmeras dúvidas.

À Ana Paulo Melo, pela generosidade raríssima que demonstrou durante as inúmeras contribuições no meu trabalho. Não tenho palavras.

Ao Victor, pelo amor, pelo carinho, pela compreensão, por me apoiar e me incentivar em todas as minhas decisões. Por tudo.

RESUMO

O estudo consiste em comparar o desempenho energético no resfriamento entre dois sistemas de climatização do tipo VAV e dois do tipo VRF para aplicação em uma edificação comercial na cidade de Florianópolis-SC, utilizando o programa de simulação computacional *EnergyPlus*. Esta comparação de desempenho é proposta adotando-se o mesmo modelo de edificação, com mesma envoltória, mesmas cargas internas, taxas de infiltração e renovação de ar. As características técnicas dos sistemas de condicionamento de ar são baseadas nos requisitos mínimos de eficiência energética apresentados nas normas de referência, o Apêndice G da ASHRAE *Standard* 90.1 (2007a) e o Regulamento Técnico de Qualidade de Eficiência de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos (RTQ-C, 2010). A avaliação de desempenho energético é realizada para dois padrões de uso de edificação. São avaliados os resultados de consumo de energia elétrica anuais e mensais para cada uso final. São analisados dados horários de potência consumida por uso final, de capacidade de resfriamento, de eficiência de resfriamento (COP) em relação à faixa de operação de carga (PLR) e de eficiência global, para cada sistema de climatização. Também é realizado um estudo quantificando o percentual do tempo de operação no ano em relação à faixa de PLR, à faixa de COP de resfriamento e à faixa de COP global, para cada sistema de climatização. Para ambos os padrões de uso de edificação analisados, o sistema de climatização VRF com *combination ratio* maior que 1 apresentou o menor consumo de energia elétrica, 6,6%, e 7,6%, em relação ao VRF com *combination ratio* menor que 1, 11,7% e 12,5% em relação VAV com *chillers* VSD e 17,8% e 19,2% em relação VAV com *chillers standard*. Comparativamente, os sistemas de climatização do tipo VAV apresentaram maior redução de eficiência no resfriamento, entretanto os sistemas de climatização do tipo VRF apresentaram maior redução de eficiência nos sistemas de bombeamento e no sistema de ventilação. Como resultado final, observou-se que a diferença percentual no consumo de energia entre os sistemas de condicionamento de ar avaliados foram semelhantes para ambos os padrões de uso de edificação. As análises do comportamento energético para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF realizadas apontam como principais diretrizes, visando o aumento da eficiência global destes sistemas de condicionamento de ar para os dois padrões de uso da edificação considerados, a necessidades de estudos específicos que visem otimizar o desempenho no resfriamento para ambos os tipos de sistema de

climatização, no bombeamento hidráulico para os sistemas de climatização VAV e na ventilação para os sistemas de climatização VRF.

Palavras chave: VRF, VAV, desempenho energético, *EnergyPlus*, eficiência energética em edificações.

ABSTRACT

This study aims to compare energy performance on cooling mode between two VAV air conditioners systems and two VRF air conditioners systems applied on an office building in Florianópolis, using EnergyPlus simulation software. The same model of the office building is applied in this study, with the same constructions materials, internal loads, infiltration rate and fresh air flow. The technical features of HVAC systems is based on minimum requirements of energy efficiency in the references standards, the Appendix G of ASHRAE Standard 90.1 (2007a) and the *Regulamento Técnico de Qualidade de Eficiência de Edifícios Comerciais, de Serviço e Públicos* (RTQ-C, 2010). The study about energetic performances of HVAC systems analysed the results, for two different schedules, for: energy consumption, power consumption, cooling capacity, coefficient of performance (COP), part load ratio (PLR) and total efficiency of HVAC systems. The VRF air conditioner system with combination ratio more than 1 was the most energy efficiency for both schedules. It consumed less 6,6%,and 7,6%, than VRF air conditioner system with combination ratio less than1, 11,7%and 12,5% than VAV air conditioner system with chillers VSD and 17,8%and 19,2%than VAV air conditioner system with chillers standard. The analysis indicated the main informations to enhance energy performance of the HVAC systems. Specifics studies need to be realized to improve: cooling performance for all HVAC, pumps system performance for VAV air conditioner system and ventilation system performance for VRF air conditioner system.

Keywords: VRF, VAV, energy performance, EnergyPlus, energy efficiency in buildings.

LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO 2

Figura 1. Diagrama dos componentes de um equipamento de condicionamento de ar no ciclo de refrigeração.....	33
Figura 2. Ciclo teórico sobre o diagrama de Mollier no plano p-h.	34
Figura 3. Distribuição de ar sistema de condicionamento de ar VAV, configuração duto simples, somente resfriamento.	38
Figura 4. Diagrama do circuito de refrigeração de um sistema de condicionamento de ar VRF quente e frio.....	40

CAPÍTULO 3

Figura 5. Pavimentos da edificação de referência.....	74
Figura 6. Zoneamento térmico e orientação das fachadas.....	74
Figura 7. Perfil mensal de temperatura e radiação obtido por dados do arquivo climático de Florianópolis TRY de 1963.....	76
Figura 8. Padrão de uso de edificação constante para ocupação, iluminação e equipamentos.....	79
Figura 9. Padrão de uso de edificação referência ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b) para ocupação, iluminação e equipamentos.....	80

CAPÍTULO 4

Figura 10. Relação entre o COP e o PLR para a unidade externa VRF LG ARWN480DA2, para os <i>chillers</i> Trane CVHE 1329kW/5,38COP/Vanes e Carrier 19XR 1407kW/6,04COP/VSD obtida para condição nominal de referência.....	106
Figura 11. Consumo de energia anual por uso final da edificação com os sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação constante.....	106
Figura 12. Consumo de energia anual por uso final da edificação com os sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação constante.....	107
Figura 13. Consumo de energia anual por uso final para os sistemas de climatização VAV e VRF para o padrão de uso de edificação constante.....	108
Figura 14. Consumo de energia mensal por uso final dos sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação constante.....	109
Figura 15. Consumo de energia mensal por uso final dos sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação constante.....	109

Figura 16. Consumo de energia mensal total para os sistemas de climatização VAV e VRF para o padrão de uso de edificação constante.	110
Figura 17. Consumo de energia mensal por resfriamento para os sistemas de climatização VAV e VRF para o padrão de uso de edificação constante.	111
Figura 18. Temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido para os dias 08 de Janeiro e 29 de Abril.	111
Figura 19. Potência por uso final e capacidade de resfriamento dos sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação constante para o dia 08 de Janeiro.	112
Figura 20. Potência por uso final e capacidade de resfriamento dos sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação constante para o dia 08 de Janeiro.	113
Figura 21. Consumo de energia por uso final para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação constante para o dia 08 de Janeiro.	114
Figura 22. Relação entre o COP e o PLR para os sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação constante para o dia 08 de Janeiro.	115
Figura 23. Relação entre o COP e o PLR para os sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação constante para o dia 08 de Janeiro.	116
Figura 24. COP Global para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação constante para o dia 08 de Janeiro.	117
Figura 25. Potência por uso final e capacidade de resfriamento dos sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação constante para o dia 29 de Abril.	118
Figura 26. Potência por uso final e capacidade de resfriamento dos sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação constante para o dia 29 de Abril.	119
Figura 27. Consumo de energia por uso final para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação constante para o dia 29 de Abril.	121
Figura 28. Relação entre o COP e o PLR para os sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação constante para o dia 29 de Abril.	121
Figura 29. Relação entre o COP e o PLR para os sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação constante para o dia 29 de Abril.	122

Figura 30. COP Global para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o dia 29 de Abril	124
Figura 31. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de PLR para os sistemas de climatização do tipo VAV para o padrão de uso de edificação constante.	125
Figura 32. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP para os sistemas de climatização do tipo VAV para o padrão de uso de edificação constante.	126
Figura 33. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de PLR para os sistemas de climatização do tipo VRF para o padrão de uso de edificação constante.	127
Figura 34. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP para os sistemas de climatização do tipo VRF para o padrão de uso de edificação constante.	127
Figura 35. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP Global para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação constante.	129
Figura 36. Consumo de energia anual por uso final da edificação com os sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b).	130
Figura 37. Consumo de energia anual por uso final da edificação com os sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b).	130
Figura 38. Consumo de energia anual por uso final para os sistemas de climatização VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b).	131
Figura 39. Consumo de energia mensal por uso final dos sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b).	132
Figura 40. Consumo de energia mensal por uso final dos sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b).	133
Figura 41. Consumo de energia mensal total para os sistemas de climatização VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b).	133
Figura 42. Consumo de energia mensal por resfriamento para os sistemas de climatização VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b).	134
Figura 43. Potência por uso final e capacidade de resfriamento dos sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação	

baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b) para o dia 08 de Janeiro.....	135
Figura 44. Potência por uso final e capacidade de resfriamento dos sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b) para o dia 08 de Janeiro.....	136
Figura 45. Consumo de energia por uso final para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b) para o dia 08 de Janeiro.....	137
Figura 46. Relação entre o COP e o PLR para os sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b) para o dia 08 de Janeiro.	138
Figura 47. Relação entre o COP e o PLR para os sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b) para o dia 08 de Janeiro.	139
Figura 48. COP Global para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b) em 08 de Janeiro.....	140
Figura 49. Potência por uso final e capacidade de resfriamento dos sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b) para o dia 29 de Abril.	141
Figura 50. Potência por uso final e capacidade de resfriamento dos sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b) para o dia 29 de Abril.	142
Figura 51. Consumo de energia por uso final para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b) para o dia 29 de Abril.	143
Figura 52. Relação entre o COP e o PLR para os sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b) para o dia 29 de Abril.....	144
Figura 53. Relação entre o COP e o PLR para os sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b) para o dia 29 de Abril.....	145
Figura 54. COP Global para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b) para o dia 29 de Abril.	146
Figura 55. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de PLR para os sistemas de climatização do tipo VAV para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b).	147

Figura 56. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP para os sistemas de climatização do tipo VAV para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b).....	148
Figura 57. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de PLR para os sistemas de climatização do tipo VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b).....	149
Figura 58. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP para os sistemas de climatização do tipo VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b).....	150
Figura 59. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP Global para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE <i>Standard</i> 90.1 (2007b).....	151

LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO 2

Tabela 1. Tipos de sistemas de climatização da edificação de referência do Apêndice G.....	44
Tabela 2. Descrição dos sistemas da edificação de referência do Apêndice G.....	45
Tabela 3. Tipo e número de <i>Chillers</i>	46
Tabela 4. Limite de potência dos ventiladores.....	48
Tabela 5. Eficiência mínima de resfriadores de líquidos para classificação nos níveis de eficiência energética A e B.....	49
Tabela 6. Eficiência mínima de torres de resfriamento e condensadores para classificação nos níveis de eficiência energética A, B e C.....	50
Tabela 7. Eficiência mínima de condicionadores de ar do tipo VRF que operam em resfriamento e aquecimento para classificação no nível A.....	51

CAPÍTULO 3

Tabela 8. Elementos construtivos da edificação de referência.....	75
Tabela 9. Dados do dia típico de projeto de verão para a cidade de Florianópolis.....	77
Tabela 10. Resumo do calor dissipado nominal adotado para as cargas internas.....	78
Tabela 11. Vazão de renovação de por zona térmica.....	78
Tabela 12. Parâmetros de projeto do sistema de climatização VAV a serem determinados pelo programa <i>EnergyPlus</i>	86
Tabela 13. Critérios de projeto para o dimensionamento do sistema de climatização VAV.....	87
Tabela 14. Parâmetros de projeto do sistema de climatização VRF a serem determinados pelo programa <i>EnergyPlus</i>	89
Tabela 15. Critérios de projeto para etapa de dimensionamento do sistema de climatização VRF.....	89

CAPÍTULO 4

Tabela 16. Resultado do dimensionamento e os parâmetros adotados para as unidades de tratamento de ar - VAV.....	95
Tabela 17. Resultado do dimensionamento e os parâmetros adotados para os <i>chillers</i>	96
Tabela 18. Resultado do dimensionamento e os parâmetros adotados para as bombas - VAV.....	96
Tabela 19. Resultado do dimensionamento e os parâmetros adotados para a torre de resfriamento - VAV.....	96

Tabela 20. Coeficientes das curvas de desempenho <i>chiller</i> Trane CVHE 1329kW/5,38COP/Vanes.....	97
Tabela 21. Coeficientes das curvas de desempenho <i>chiller</i> Carrier 19XR 1407kW/6,04COP/VSD.....	98
Tabela 22. Resultado do dimensionamento para as unidades internas VRF.....	99
Tabela 23. Seleção das unidades de internas VRF de referência e seus parâmetros dimensionais adotados.....	100
Tabela 24. Resultado do dimensionamento para as unidades externas VRF.....	101
Tabela 25. Seleção das unidades externas VRF de referência para opção 1 e seus parâmetros dimensionais adotados.....	101
Tabela 26. Seleção das unidades externas VRF de referência para opção 2 e seus parâmetros dimensionais adotados.....	101
Tabela 27. Resultado do dimensionamento e os parâmetros adotados para as bombas - VRF.....	102
Tabela 28. Resultado do dimensionamento e os parâmetros adotados para a torre de resfriamento - VRF.....	102
Tabela 29. Coeficientes das curvas de desempenho para as unidades internas VRF, referência LG ARNU423BGA2.....	103
Tabela 30. Coeficientes das curvas de desempenho para as unidades externas VRF, referência LG ARWN480DA2.....	104

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

COP	<i>Coefficient of performance</i> ou coeficiente de desempenho
CR	<i>Combination ratio</i>
ECB	<i>Energy Cost Budget</i>
ERV	<i>Energy recovery ventilation</i>
FPFA	<i>Fan-coil plus fresh air</i>
HRV	<i>Heat Recovery Ventilation</i>
HR-VRF	<i>Heat Recovery Variable Refrigerant Flow</i> ou vazão de refrigerante variável com recuperação de calor
IPLV	<i>Integrated Part Load Value</i>
PFP	<i>Parallel fan powered</i>
PLF	<i>Part load fraction</i>
PLR	<i>Part load ratio</i>
RTQ-C	Regulamento Técnico da Qualidade para o Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviços e Públicos
TBS	Temperatura de bulbo seco
TBU	Temperatura de bulbo úmido
VAV	Volume de ar variável
VRF	<i>Variable Refrigerant Flow</i> ou vazão de refrigerante variável
VSD	<i>Variable speed drive</i> ou velocidade variável

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	27
1.1 JUSTIFICATIVA	27
1.2 OBJETIVOS	30
1.2.1 Objetivo Geral	30
1.2.2 Objetivos Específicos.....	30
1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	31
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	33
2.1 CONDICIONAMENTO DE AR E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM EDIFICAÇÕES.....	33
2.1.1 Sistemas de Climatização com Volume de Ar Variável (VAV).....	37
2.1.2 Sistemas de Climatização com Vazão de Refrigerante Variável (VRF).....	40
2.2 NORMAS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM EDIFICAÇÕES DE REFERÊNCIA.....	43
2.2.1 ASHRAE Standard 90.1.....	43
2.2.2 Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviços e Públicos (RTQ-C)	47
2.3 PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL	52
2.3.1 Programa de Simulação EnergyPlus	53
2.4 ESTUDOS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NO PROGRAMA ENERGYPLUS.....	59
2.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	71
3. METODOLOGIA	73
3.1 CARACTERIZAÇÃO DA EDIFICAÇÃO DE REFERÊNCIA.....	73
3.2 PADRÕES DE USO DE EDIFICAÇÃO.....	78
3.3 SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO VOLUME DE AR VARIÁVEL (VAV).....	80
3.4 SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO VAZÃO DE REFRIGERANTE VARIÁVEL (VRF).....	84
3.5 DIMENSIONAMENTO DOS SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO	86
3.5.1 Sistemas de Climatização Volume de Ar Variável (VAV).....	86

3.5.2 Sistema de Climatização Vazão de Refrigerante Variável (VRF).....	89
3.6 AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO ENERGÉTICO DOS SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO	91
4. RESULTADOS	95
4.1 DIMENSIONAMENTO DOS SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO.....	95
4.1.1 Sistema de Climatização Volume de Ar Variável (VAV).....	95
4.1.2 Sistema de Climatização Vazão de Refrigerante Variável (VRF).....	99
4.2 AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO ENERGÉTICO DOS SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO	105
4.2.1 Eficiência Energética no Resfriamento em Cargas Parciais.....	105
4.2.2 Padrão de Uso Constante.....	106
4.2.3 Padrão de Uso Referência Apêndice G ASHRAE Standard 90.1.....	129
4.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS	152
5. CONCLUSÃO.....	155
5.1 LIMITAÇÕES DO TRABALHO.....	157
5.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	158
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	161
APÊNDICES	169
APÊNDICE A – CURVAS DE DESEMPENHO UTILIZADAS PELO PROGRAMA ENERGYPLUS.....	169
A1. Para a Simulação de Desempenho Energético do Chiller.....	169
A2. Para a Simulação de Desempenho Energético da Unidade Interna Vazão de Refrigerante Variável (VRF).....	170
A3. Para a Simulação de Desempenho Energético da Unidade Externa Vazão de Refrigerante Variável (VRF).....	170
APÊNDICE B – INFORMAÇÕES DE FABRICANTE DOS EQUIPAMENTOS VAZÃO DE REFRIGERANTE VARIÁVEL (VRF).....	173
APÊNDICE C – CURVAS DE DESEMPENHO UTILIZADAS NAS SIMULAÇÕES.....	177

C1. Para o <i>Chiller</i> Centrifugo <i>Standard</i> Trane Cvhe 1329kw/5.38cop/Vanes da Pasta <i>Dataset</i> do Programa <i>Energyplus</i>	177
C2. Para o <i>Chiller</i> Centrifugo Vsd Carrier 19xr 1407kw/6.04cop/Vsd da Pasta <i>Dataset</i> fo Programa <i>Energyplus</i>	178
C3. Para as Unidades Internas VRF	180
C4. Para as Unidades Externas VRF	181

1. INTRODUÇÃO

1.1 JUSTIFICATIVA

O embargo do petróleo realizado pelas corporações petrolíferas, principalmente através da Organização dos Países Exportadores de Petróleo (OPEP), desencadeou uma grave crise econômica mundial no início da década de 1970. A crise evidenciou a necessidade de discutir o uso racional da energia e o desenvolvimento econômico no planeta. Discussões, antes periféricas, tornaram-se protagonistas na busca por novas diretrizes no campo energético principalmente nos países desenvolvidos. Expressões como “desenvolvimento sustentável” surgem com força e os interesses se voltam para pesquisas visando a gradual substituição das fontes de origem fóssil convencionais por fontes de energia renováveis, assim como para pesquisas no campo da conservação da energia.

O uso eficiente da energia objetiva a redução dos impactos ambientais oriundos da construção de novas plantas geradoras e estruturas de transmissão e distribuição da energia elétrica. Além disso, é mais vantajoso economizar energia do que fornecê-la, pois a necessidade de investimentos pelo setor público é transferida aos fabricantes de equipamentos e aos consumidores, possibilitando o remanejamento de recursos para outras áreas, como saúde e educação.

Atualmente, a temática “eficiência energética” apresenta um grande potencial a ser explorado em todos os campos, principalmente em consequência da intensificação de fatores ambientais e econômicos, bem como ao avanço tecnológico. Nesse sentido, as edificações apresentam uma importante área de atuação devido à grande participação que exercem no consumo total de energia, correspondendo ao sistema de climatização significativa parcela desse consumo.

Nos Estados Unidos (EUA), as edificações consumiram 41% do total de energia primária no ano de 2010. Por uso final, o sistema de climatização foi responsável por 50% do total de energia que chega às edificações (DOE, 2012). Na China, as instalações de condicionamento de ar em edificações comerciais, industriais e residenciais representam 35% do consumo total dessas edificações (LI, WU e SHIOCHI, 2009). A parcela de energia consumida pelas edificações brasileiras chega a 46% de toda a energia elétrica consumida no país (BEN, 2012). Em escritórios, estima-se que o sistema de climatização represente de 25% a 75% do total do consumo de energia elétrica (GHISI, GOSCH e LAMBERTS, 2007).

Desde a crise dos anos 70, muitos países têm investido na melhoria da eficiência energética nas edificações. Nos EUA e na Europa, onde a economia dependia fortemente do petróleo, foram feitos investimentos no sentido de desenvolver uma regulamentação para prédios, obtendo-se bons resultados.

Entre as normas de eficiência energética para edificações desenvolvidas nesse período está a *ASHRAE Standard 90.1*. Desenvolvida nos EUA, foi publicada originalmente em 1975 e continua sendo dotada como referência para muitas regulamentações. A norma é revisada e publicada a cada três anos, tendo como objetivo atualizá-la conforme as mudanças tecnológicas e as regras de energia. A *ASHRAE Standard 90.1* enfoca práticas de projeto e tecnologias que minimizem o consumo de energia na edificação, sem desconsiderar a necessidade de conforto e produtividade dos usuários, e engloba a envoltória, iluminação, condicionamento de ar, aquecimento de água e outros equipamentos (motores elétricos).

No Brasil, apesar da crescente preocupação ambiental e econômica, a adoção de medidas para desacelerar o crescimento do consumo de energia ainda é implementada de forma lenta. O suprimento de energia elétrica é proveniente basicamente de hidroeletricidade, considerada uma fonte abundante e barata. Entretanto, os investimentos realizados no setor elétrico não acompanharam o grande crescimento verificado no país nas últimas décadas, culminando em uma grave crise no ano de 2001, potencializada pela escassez de chuvas neste período.

A crise no abastecimento de energia elétrica de 2001 reacendeu a discussão sobre a importância do uso racional dos recursos naturais no país. No mesmo ano, foi sancionada a Lei de Eficiência Energética, de nº 10.295, em que o governo deve estabelecer limites máximos de consumo de energia e mínimos de eficiência para equipamentos e edifícios consumidores. Entre as ações mais importantes, destacam-se a ratificação do Selo Procel (Programa Nacional de Conservação de Energia) para eletroeletrônicos e mais recentemente a elaboração dos regulamentos referentes ao nível de eficiência energética de edifícios comerciais, de serviços e públicos e de edifícios residenciais.

Os regulamentos para a etiquetagem de edificações comerciais e residenciais, lançados em 2009 e 2010, fazem parte do Programa Brasileiro de Etiquetagem (PBE) e visam avaliar a eficiência energética dos edifícios construídos no Brasil. Nos edifícios comerciais, de serviços e públicos são avaliados três sistemas: envoltória (peso de 30%), iluminação (peso de 30%) e o sistema de climatização (peso de 40%). O processo de etiquetagem pode ser realizado pelo método

prescritivo ou pelo método de simulação e a etiqueta pode ser concedida de forma parcial, desde que sempre contemple a avaliação da envoltória. Já nos edifícios residenciais são avaliados a envoltória e o sistema de aquecimento de água, além dos sistemas presentes nas áreas comuns dos edifícios multifamiliares, como iluminação, elevadores, bombas centrífugas, entre outros.

Estudos envolvendo a conservação da energia em edificações utilizando programas de simulação computacional vêm ganhando significativa importância ambiental e econômica. O emprego dessas ferramentas permite simular o consumo de energia elétrica da edificação real e realizar a análise técnica e econômica da relação custo/ benefício que resulte na melhor condição operacional da edificação.

O aperfeiçoamento dos programas de simulação, verificado principalmente na última década, impulsiona os estudos no campo na conservação da energia em sistema de condicionamento de ar. Os modelos reproduzem, com um satisfatório grau de precisão, o consumo de energia a partir das características de uma edificação e seu funcionamento ao longo das 8760 horas do ano, sob condições climáticas estatísticas ou reais. Assim, os estudos são dedicados à criação de inúmeros cenários hipotéticos que reduzam o consumo de energia do sistema e na avaliação do retorno financeiro associado a cada medida de redução de custos simulada.

O consumo de energia de um sistema de condicionamento de ar é função do desempenho térmico da edificação e da eficiência do sistema de condicionamento de ar nas suas diversas condições de operação. O desempenho térmico de uma edificação está relacionado à carga térmica do prédio e suas variações ao longo do dia e do ano. Por sua vez, essas variações estão relacionadas com a forma de ocupação dos ambientes e com as variações climáticas. Já a eficiência de um sistema de climatização é função da forma como ele responde às variações de carga térmica ao longo do ano. Em outras palavras, ela é determinada pelo consumo de energia de cada componente do sistema e a capacidade de geração do frio ou calor nas diversas formas de operação durante todo ano. Portanto, o desempenho do sistema é influenciado principalmente pela eficiência dos equipamentos, configuração do sistema e estratégias de operação.

Na busca pelo aumento da eficiência energética, o mercado de sistemas de climatização com tecnologia vazão de refrigerante variável (VRF, do inglês *Variable Refrigerant Flow*) apresenta-se em expansão. Considerado um sistema central eficiente, compacto e de fácil operação, a tecnologia VRF tem sido frequentemente adotada em edificações

comerciais no Brasil. Com forte apelo comercial focando as temáticas sustentabilidade e economia de energia, os principais fabricantes mundiais investem no desenvolvimento de tecnologia e no lançamento de produtos, fomentando a competição nesse segmento.

Por outro lado, o sistema de climatização com central de água gelada e distribuição de ar com volume de ar variável (VAV) tem aceitação consolidada e apresenta-se há mais tempo no mercado brasileiro. Empregado como solução de climatização energeticamente eficiente, tem menor custo de aquisição em relação ao sistema de climatização VRF e apresenta flexibilidade e controle na distribuição de ar e nos requisitos de projeto e conforto térmico dos ocupantes.

A elaboração deste trabalho tem como premissa a necessidade do uso eficiente da energia consumida nas edificações. O estudo consiste em comparar o desempenho energético no resfriamento dos sistemas de climatização do tipo VAV e do tipo VRF para aplicação em uma edificação comercial na cidade de Florianópolis-SC, utilizando o programa de simulação computacional *EnergyPlus*. A avaliação de desempenho energético é realizada para diferentes padrões de uso de edificação. São analisados os resultados de consumo de energia elétrica, de eficiência no resfriamento e de eficiência global através de estudos anuais, mensais e horários e, assim, ressaltadas algumas observações para otimizar a eficiência global dos sistemas de climatização nas configurações avaliadas.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

O objetivo geral do trabalho é comparar o desempenho energético do sistema de climatização com vazão de refrigerante variável em relação ao sistema de climatização com volume de ar variável no resfriamento para uma edificação comercial na cidade de Florianópolis-SC.

1.2.2 Objetivos Específicos

O estudo tem como objetivos específicos:

- a) Identificar a faixa de operação de carga (*part load ratio* – PLR) correspondente à maior eficiência no resfriamento (*coefficient of performance* – COP) para os sistemas de

- climatização do tipo VAV e do tipo VRF, de acordo com os equipamentos de refrigeração adotados como referência;
- b) Avaliar, para diferentes padrões de uso de edificação, os resultados anuais e mensais de consumo de energia elétrica para os sistemas de climatização do tipo VAV e do tipo VRF;
 - c) Analisar, para diferentes padrões de uso de edificação, na frequência horária, os resultados de potência consumida, de eficiência no resfriamento e de eficiência global para os sistemas de climatização do tipo VAV e do tipo VRF;
 - d) Analisar, para diferentes padrões de uso de edificação, os resultados anuais de eficiência no resfriamento e de eficiência global para os sistemas de climatização do tipo VAV e do tipo VRF;
 - e) Avaliar as diferenças de resultados de desempenho energético dos sistemas de climatização do tipo VAV e do tipo VRF obtidas entre os diferentes padrões de uso da edificação adotados;
 - f) Contribuir, em forma de diretrizes, para outros estudos na busca por soluções de climatização eficientes otimizadas.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

O primeiro capítulo aborda a crescente necessidade de conservação de energia no mundo, o consumo de energia e medidas adotadas para conservação de energia em edificações, a importância do estudo de eficiência energética de sistemas de climatização em edificações, enfatiza as possibilidades e potencialidades da utilização de simulação computacional nestes estudos e apresenta este trabalho, desenvolvido para comparar o desempenho de dois sistemas de climatização do tipo VAV e dois do tipo VRF, destacando os objetivos pretendidos.

O segundo capítulo consiste na revisão bibliográfica que embasa este trabalho. Aborda alguns conceitos e fundamentos de eficiência em sistemas de condicionamento de ar, os principais conceitos e características pertinentes aos sistemas de condicionamento de ar centrais VAV e VRF, as normas de eficiência energética em edificações utilizadas como referência no trabalho, algumas das principais ferramentas de simulação computacional e as pesquisas recentes relacionadas à utilização do programa *EnergyPlus* para estudos de desempenho energético de sistemas de climatização com central de água gelada ou com equipamentos VRF.

O terceiro capítulo apresenta a metodologia utilizada para a comparação da eficiência energética entre os sistemas de climatização do tipo VAV e os do tipo VRF. São descritas as informações pertinentes ao modelo de edificação de referência adotado, como as características dos elementos construtivos, as cargas internas consideradas, taxa de infiltração de ar, vazão de renovação de ar, o arquivo climático de referência e o dia típico de projeto. São discutidos os diferentes padrões de uso de edificação definidos para o estudo. Todos os requisitos e considerações relativas à concepção e todas as características adotados para os sistemas de climatização do tipo VAV e os do tipo VRF são discutidos e apresentados. As considerações e os critérios adotados para o dimensionamento e seleção dos equipamentos que compõe cada sistema de climatização também são discutidos e apresentados. O método empregado para avaliar o desempenho energético dos sistemas de climatização para os padrões de uso de edificação considerados é descrito e discutido em detalhes.

No quarto capítulo, são apresentados e discutidos os resultados referentes ao dimensionamento e à seleção de todos os equipamentos que compõe cada sistema de climatização. Separadamente para cada padrão de uso de edificação, são apresentados, discutidos e analisados os resultados referentes à avaliação anual e mensal do consumo de energia elétrica para cada uso final, às avaliações horárias da potência consumida por uso final, da capacidade de resfriamento, da relação COP e PLR e do COP global, ao estudo para quantificar o percentual do tempo de operação no ano em relação à faixa de PLR, à faixa de COP de resfriamento e à faixa de COP global, para cada sistema de climatização. São avaliadas as diferenças de desempenho energético dos sistemas de climatização do tipo VAV e do tipo VRF obtidas entre os padrões de uso da edificação adotado se indicadas algumas diretrizes para otimizar a eficiência global.

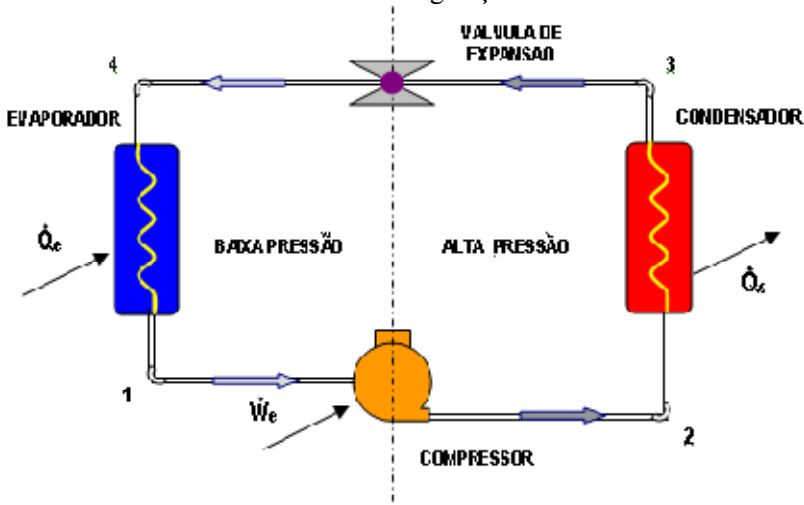
Nos últimos capítulos, são documentadas as conclusões observadas de acordo com os objetivos do trabalho, as limitações presentes no trabalho e são mencionadas algumas recomendações para próximos estudos.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 CONDICIONAMENTO DE AR E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM EDIFICAÇÕES

O conforto térmico é um requisito fundamental para o desempenho das atividades humanas, física e intelectual. Quando não é possível obter níveis de conforto adequados naturalmente ou através de estratégias passivas, o uso de equipamentos mecânicos torna-se imprescindível. Assim, um sistema de condicionamento de ar tem a finalidade de proporcionar ar tratado a um ambiente fechado, atuando sobre a temperatura, a umidade, a circulação e a renovação do ar, resultando em condições térmicas adequadas ao ser humano no desempenho de suas atividades. A Figura 1 ilustra os principais componentes de um equipamento de condicionamento de ar em seu ciclo de refrigeração: o compressor, o condensador, a válvula de expansão, o evaporador, o fluido refrigerante e as tubulações de alta e de baixa pressão.

Figura 1. Diagrama dos componentes de um equipamento de condicionamento de ar no ciclo de refrigeração.

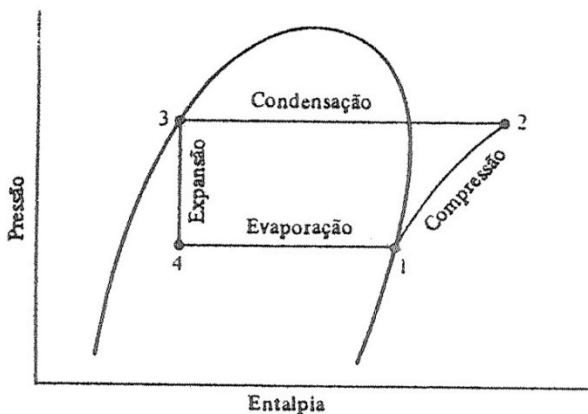


Fonte: Souza (2010).

O princípio de funcionamento de um equipamento de condicionamento de ar se baseia no ciclo de refrigeração de Carnot,

considerado um ciclo ideal cuja eficiência não pode ser superada entre duas temperaturas dadas (fonte fria e fonte quente). O ciclo de Carnot consiste em processos termodinâmicos reversíveis, operando com objetivo de extrair calor da fonte de baixa temperatura e transferi-lo para a fonte de alta temperatura através da realização de trabalho externo. Em uma máquina térmica real, o rendimento é sempre inferior à de uma máquina térmica idealizada, principalmente devido à energia degradada para vencer as forças de atrito e aos impedimentos de ordem mecânica. Por isso, no estudo de refrigeração por compressão de vapor, é adotado como referência o ciclo teórico, que consiste em um ciclo com características mais semelhantes as do ciclo real, facilitando a comparação e o estudo termodinâmico na otimização de sistemas reais. A importância do estudo do ciclo teórico, assim como o de Carnot, está em se obter valores de referência para as temperaturas de evaporação e de condensação que resultam na máxima eficiência para o ciclo de refrigeração real. A Figura 2 mostra o ciclo teórico sobre um diagrama de Mollier.

Figura 2. Ciclo teórico sobre o diagrama de Mollier no plano p-h.



Fonte: Stoecker e Jones (1985).

Para o ciclo teórico, no compressor, o processo termodinâmico de 1 a 2 é adiabático reversível a entropia constante desde o estado líquido saturado até a pressão de condensação, quando sai superaquecido. No condensador, a rejeição de calor para o meio de 2 a 3 é reversível, à pressão constante, diminuindo a temperatura do refrigerante no início e condensando-o posteriormente, quando sai na condição de líquido saturado na pressão de condensação. No dispositivo de expansão, o

processo que ocorre de 3 a 4 é irreversível, à entalpia constante desde o estado de líquido saturado até a pressão de evaporação, quando sai no estado de vapor úmido. No evaporador, o ganho de calor de 4 a 1 ocorre à pressão constante, produzindo a evaporação do refrigerante até o estado de vapor saturado (STOECKER e JONES, 1985).

As principais diferenças, em relação ao ciclo teórico, apresentadas por ciclos reais são: as perdas de carga no evaporador e no condensador, o sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador, o superaquecimento do vapor na aspiração do compressor e a compressão não isoentrópica demonstrando ineficiência devido a perdas. A perda de carga devido ao atrito resulta em aumento do trabalho de compressão entre os estados termodinâmicos 1 e 2 em comparação ao do ciclo teórico. O sub-resfriamento é adotado na prática para garantir que o fluido refrigerante que entra na válvula de expansão seja líquido. Já o superaquecimento é adotado para evitar entrada de líquido no compressor (STOECKER e JONES, 1985).

Para o estudo do desempenho de um ciclo de refrigeração, a capacidade de resfriamento, a potência teórica de compressão, a taxa de calor rejeitada no condensador e o coeficiente de desempenho (COP - do inglês *Coefficient of Performance*) são analisados através do diagrama de Mollier no plano p-h. Assim, aplicando-se a primeira Lei da Termodinâmica a cada volume de controle, evaporador, compressor e condensador, tem-se para o ciclo teórico e regime permanente a Equação 1, Equação 2 e Equação 3:

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad \text{Equação 1}$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad \text{Equação 2}$$

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_2 - h_3) \quad \text{Equação 3}$$

Onde:

\dot{Q}_e = capacidade de resfriamento (W);

\dot{W}_c = potência de compressão (W);

\dot{Q}_c = calor rejeitado no condensador (W);

\dot{m} = vazão mássica de fluido refrigerante;

h_1, h_2, h_3, h_4 = entalpia específica no estado 1, 2, 3 e 4, respectivamente.

O COP representa a eficiência do ciclo termodinâmico de refrigeração e é expresso pela relação entre a capacidade de resfriamento

e a potência de compressão consumida no processo, conforme Equação 4, considerando o ciclo teórico.

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad \text{Equação 4}$$

Onde:

COP = coeficiente de desempenho do sistema;

\dot{Q}_e = capacidade de resfriamento (W);

\dot{W}_c = potência de compressão (W);

h_1, h_2, h_4 = entalpia específica no estado 1, 2 e 4, respectivamente.

Para o ciclo ideal, o COP é função somente das propriedades do fluido refrigerante, ou seja, da temperatura de evaporação e da temperatura de condensação. Já para o ciclo real, além das temperaturas de evaporação e de condensação, o COP é também função das propriedades do fluido refrigerante na sucção do compressor e do desempenho de cada componente do sistema. Portanto, a eficiência de um sistema de condicionamento de ar é determinada pela eficiência dos equipamentos, configuração do sistema e estratégias de operação.

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

No contexto de eficiência energética em edificações, as principais regulamentações utilizadas como referência no Brasil para projeto e avaliação do nível de eficiência energética em edificações comerciais, a ASHRAE *Standard* 90.1 e o RTQ-C, estabelecem os critérios mínimos, as práticas de projeto e as tecnologias adequadas, orientando a escolha do sistema de climatização, sua configuração e seus parâmetros operacionais de acordo com cada aplicação.

Adicionalmente, considerando a significativa parcela de energia consumida pelo sistema de climatização em uma edificação e impulsionados pela crescente demanda de mercado por edificações mais eficientes e também pelos avanços da tecnologia, os fabricantes mundiais têm investido em pesquisas e no desenvolvimento dos equipamentos e das estratégias que aumentem o desempenho dos sistemas de condicionamento de ar.

No mercado brasileiro, os dois sistemas de climatização central abordados no presente estudo se destacam na aplicação em edificações de escritórios de grande porte: o sistema de climatização VAV e o sistema de climatização VRF. O primeiro apresenta-se há mais tempo no mercado, enquanto que o segundo apresenta demanda crescente para esta aplicação. Ambos os sistemas de climatização são empregados como solução energeticamente eficiente nesse segmento e motivam estudos comparativos, de simulação computacional ou experimental, com foco na conservação da energia em edificações, na busca da melhor relação de custo/ benefício para cada condição operacional.

2.1.1 Sistemas de Climatização com Volume de Ar Variável (VAV)

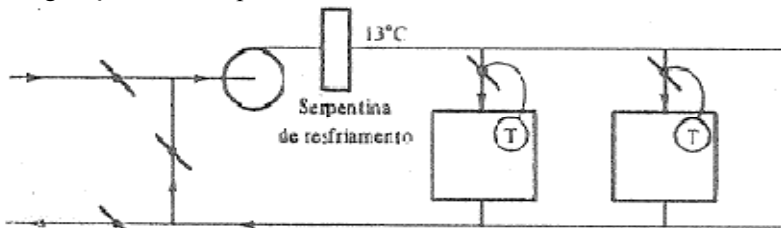
Os sistemas de condicionamento de ar com volume de ar variável (VAV) foram introduzidos na década de 1960 e visam diminuir o consumo de energia durante os períodos de funcionamento em carga parcial (AYNUR, HWANG, RADERMACHER, 2009).

O termo VAV se refere à parte de distribuição de ar no sistema de climatização e consiste basicamente em modular a rotação do motor do ventilador de insuflamento, através de inversor de frequência, variando a vazão e mantendo a pressão estática no duto, de modo a proporcionar a vazão de ar necessária a cada zona condicionada de acordo com a demanda de carga térmica. Para isso, cada ambiente é atendido por uma caixa VAV dotada de *damper*, que é operado de acordo com sinal proveniente do sensor de temperatura da zona, regulando a vazão de ar necessária. Um transdutor de pressão instalado no duto de insuflamento sinaliza para o inversor de frequência, de acordo com a posição de cada *damper*. Assim, a redução do consumo de energia, em relação aos sistemas de condicionamento de ar com volume de ar constante, ocorre pela redução da vazão de ar no ventilador de insuflamento e também devido à redução da vazão de ar que passa pela serpentina para ser resfriada ou aquecida.

Segundo Stoecker e Jones (1985), dentre as muitas configurações possíveis para os sistemas de condicionamento de ar com VAV, três

principais se destacam: somente resfriamento ou aquecimento, resfriamento com reaquecimento e resfriamento e aquecimento com duplo duto. A Figura 3 exemplifica a configuração de duto simples, somente resfriamento, mesma configuração adotada no presente estudo. Neste caso, uma única serpentina atende a todas as zonas condicionadas e a vazão de ar do ventilador VAV é ajustada de acordo com o termostato instalado em cada ambiente.

Figura 3. Distribuição de ar sistema de condicionamento de ar VAV, configuração duto simples, somente resfriamento.



Fonte: Stoecker e Jones (1985).

Em um sistema de expansão indireta, a vazão de água gelada para as serpentinas de resfriamento e desumidificação empregadas nas unidades de tratamento de ar VAV é fornecida por *chillers* e distribuída por um circuito hidráulico de bombeamento. Para sistemas de grande porte, os *chillers* são geralmente arrefecidos à água, sendo necessário adotar um circuito hidráulico de bombeamento de condensação e torre de resfriamento. Dentre inúmeras configurações possíveis para o sistema de condicionamento de ar VAV com central de água gelada, as escolhas de projeto são sempre determinadas pelos requisitos técnicos de projeto em conjunto com a adequada relação de custo/ benefício para dada condição operacional.

Portanto, as características de desempenho energético relacionadas aos equipamentos e às configurações de operação do sistema de climatização são fundamentais durante a fase conceitual do projeto. Em relação aos *chillers*, parte mais importante do sistema de climatização, observa-se a atual tendência de mercado, no desenvolvimento tecnológico visando atender a elevados padrões de eficiência, tendo como referência a ASHRAE *Standard* 90.1, bem como na utilização de fluidos refrigerantes com menor impacto ambiental.

A capacidade de refrigeração de um compressor é função da quantidade de fluido refrigerante deslocado por ele, por isso o *chiller* com compressor centrífugo é o tipo preferido empregado nas centrais de

climatização de grande porte. O primeiro compressor centrífugo em instalações frigoríficas foi introduzido por Willis Carrier em 1920. Seus princípios de funcionamento são semelhantes aos da bomba ou ventilador centrífugo. O vapor a baixa pressão e a baixa velocidade da linha de sucção é aspirado na abertura central do rotor. Ao entrar na roda propulsora, pela ação da força centrífuga, o vapor é forçado radialmente para fora, entre às pás do impulsor. O vapor, a alta pressão e a alta velocidade, é dirigido para uma voluta, onde parte da energia cinética é transformada em pressão, e passa através da linha de descarga do compressor para o condensador (STOECKER e JONES, 1985).

De acordo com a ASHRAE (2012), o controle de capacidade em um compressor centrífugo é realizado principalmente de duas formas: utilizando a pré-rotação na entrada do rotor (conhecida como *prerotation vanes* ou *inlet guide vanes*), ou utilizando variador de frequência (VSD, do inglês *variable speed drive*). Na pré-rotação, aletas instaladas na sucção do rotor são operadas por mecanismo elétrico-pneumático, de modo a fechar ou abrir a passagem de fluido refrigerante, de acordo com sinal proveniente do sensor que monitora a temperatura de saída da água gelada. A mudança de direção da vazão de fluido refrigerante em relação às pás do rotor reflete na curva de desempenho do compressor, modulando sua capacidade sem alteração da velocidade de rotação do rotor. Já a utilização do módulo VSD consiste em controlar a capacidade do compressor variando a velocidade de rotação do rotor, a vazão de fluido refrigerante na sucção e a pressão na descarga do compressor, de acordo com a temperatura de saída da água gelada medida.

Atualmente, em condicionamento de ar para conforto térmico, os *chillers* centrífugos estão disponíveis em capacidades de 280 kW até mais de 14 MW, nas condições nominais de água gelada de 7°C e de temperatura de saída da água do condensador de 35°C. Os três fluidos refrigerantes principalmente utilizados são o R-123, R-134a e o R-22, sendo este último já não empregado para os novos equipamentos (ASHRAE, 2012).

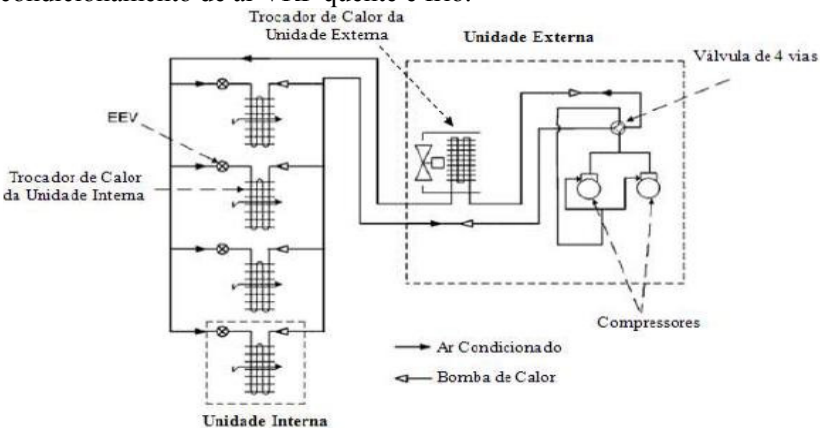
Os sistemas de climatização com central de água gelada e distribuição de ar VAV foram amplamente estudados, experimentalmente e numericamente, ao longo dos anos e têm posição consolidada no mercado como solução energeticamente eficiente. São preferencialmente adotados em plantas de grande capacidade; permitem o controle eficiente da temperatura, da umidade e da renovação de ar ambiente; possuem menor custo de manutenção em relação aos sistemas de condicionamento de ar não dutados devido ao menor número de

equipamentos; são mais seguros quanto a vazamentos de fluidos refrigerantes; entre outras características importantes deste tipo de instalação de climatização.

2.1.2 Sistemas de Climatização com Vazão de Refrigerante Variável (VRF)

O sistema de climatização VRF é um sistema central *multi-split*, expansão direta, que varia a vazão de fluido refrigerante através do uso de compressor com velocidade variável e das válvulas de expansão eletrônicas localizadas em cada unidade interna, que se conecta à unidade externa através de um mesmo circuito de refrigeração. Seu sistema de modulação da vazão de refrigerante permite o uso de unidades internas de diferentes capacidades e configurações, o controle de conforto individualizado e um alto coeficiente de desempenho na condição de carga parcial em comparação com outros sistemas de condicionamento de ar central. É comercializado no modo somente frio, quente e frio e quente e frio com recuperação de calor (HR-VRF, do inglês *heat recovery variable refrigerant flow*). A Figura 4 representa um diagrama esquemático dos componentes do circuito de refrigeração de um sistema de condicionamento de ar VRF quente e frio.

Figura 4. Diagrama do circuito de refrigeração de um sistema de condicionamento de ar VRF quente e frio.



Fonte: Pozza (2011).

A unidade externa VRF é comercializada na capacidade de até 70 kW (AYNUR, 2010), possui de dois a três compressores, um deles com

velocidade variável, o principal tipo de compressor utilizado é o *scroll* e o fluido refrigerante é o R410A. O trocador de calor pode ter resfriamento a ar ou a água, no segundo caso, com utilização de bomba e torre de resfriamento integrando o circuito hidráulico de arrefecimento.

A unidade interna VRF é comercializada em capacidades de 1,4 kW a 17,5 kW e em diversas configurações (AYNUR, 2010). É composta do trocador de calor, da válvula de expansão eletrônica, do sensor de temperatura e do ventilador com três velocidades de rotação. Algumas unidades internas são capazes de permitir uma pequena renovação de ar, misturando ar externo com o ar condicionado. Em outros casos, adota-se um sistema independente de ventilação para renovação de ar.

A modulação da capacidade da unidade externa é realizada através do compressor de velocidade variável controlado por inversor de frequência. A variação da capacidade do sistema de condicionamento de ar VRF é de 50% a 130% da capacidade nominal para as unidades externas selecionadas. Essa faixa é definida considerando os limites de frequência para operação eficiente do motor do compressor. Cada unidade interna acoplada ao sistema envia um sinal indicando a posição do motor de passo da válvula de expansão e um sinal da temperatura do ar de retorno para o circuito de comando do sistema de condicionamento de ar VRF. A partir dessas informações, o circuito de comando calcula a vazão de refrigerante necessária para atender a carga térmica de cada unidade interna, considerando sua curva de desempenho e condições de operação, e atua sobre a abertura do motor de passo da cada válvula de expansão. A frequência a ser imposta ao motor do compressor também é calculada. O algoritmo define o diferencial de pressão que corresponde à menor temperatura programada entre as unidades internas e a temperatura de condensação, considerando a primeira Lei da Termodinâmica (POZZA, 2011).

Além do elevado COP em cargas parciais e do controle individual por zona térmica, o sistema de climatização VRF é caracterizado por: possibilitar atender ao mesmo tempo zonas que requerem aquecimento e zonas que requerem resfriamento, apresentar perdas pequenas devido à condução de ar, apresentar troca de calor eficiente na unidade interna devido à expansão direta, manter a temperatura de conforto sem oscilação liga-desliga, apresentar baixo nível de ruído, apresentar flexibilidade e agilidade na instalação, apresentar fácil manutenção, apresentar operação simples e sem necessidade de operador especializado, possibilitar a instalação das

unidades internas com mínimo de interferência na estética do ambiente, requerer pouco espaço para sua instalação (AMARNATH e BLATT, 2008).

O sistema de condicionamento de ar VRF foi introduzido no Japão no início da década de 1980, mas foi o desenvolvimento tecnológico verificado principalmente nas últimas duas décadas que permitiu seu aperfeiçoamento e conseqüentemente sua atual competitividade no mercado.

Na Ásia e na Europa, o sistema de condicionamento de ar VRF tem boa aceitação. No Japão, onde o mercado tem mais força, é empregado em aproximadamente 50% dos edifícios comerciais de médio porte e em 33% dos edifícios de grande porte. Já na Europa, onde muitos prédios existentes não possuem condicionamento de ar, oportunidades de *retrofit* representam uma crescente demanda para sua aplicação (AMARNATH e BLATT, 2008, apud GOETZLER, 2007).

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

No Brasil, os sistemas de climatização com equipamentos individuais tem mercado consolidado, assim como os sistemas com equipamentos dutados, tendo a variável custo/ benefício peso decisivo na escolha do sistema de climatização a ser adotado em cada caso.

O sistema de climatização VRF tem maior custo de implantação em comparação ao sistema de climatização com água gelada, entretanto estudos indicam que o seu uso pode compensar por consumir menos energia elétrica na operação. No estudo realizado por Amarnath e Blatt (2008), dados obtidos de um fabricante revelam que o sistema de climatização VRF é 8% mais caro do que um sistema de climatização com água gelada com *chiller* arrefecido a água e 16% no caso de arrefecimento por ar. Por outro lado, os autores observam que estudos de casos mostram que a economia de energia na operação do sistema de condicionamento de ar VRF é de 10% a 60% e que o período de *payback* é de 0,6 e 1,5 anos, comparando com o sistema de climatização com água gelada arrefecido por água e por ar respectivamente.

2.2 NORMAS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM EDIFICAÇÕES DE REFERÊNCIA

2.2.1 ASHRAE Standard 90.1

A ASHRAE *Standard* 90.1 estabelece os critérios mínimos a serem adotados em projetos de edificações energeticamente eficientes. A norma enfoca práticas de projeto e tecnologias que minimizem o consumo de energia na edificação, sem desconsiderar a necessidade de conforto e produtividade dos usuários, e engloba a envoltória, iluminação, condicionamento de ar, aquecimento de água e outros equipamentos (motores elétricos).

Para verificação quanto à adequação a esses requisitos, a norma fornece o procedimento prescritivo aplicado a cada uso final e, alternativamente, o método *Energy Cost Budget* (ECB) aplicado a toda edificação. Neste último, uma edificação de referência é definida com base na edificação real, mas tendo suas características definidas de forma a obedecer aos requisitos de norma, aplicando-se todos os requisitos obrigatórios prescritivos. A edificação proposta é comparada com a edificação de referência através de simulação computacional e seu custo energético não pode exceder ao da edificação de referência para a que seja atestada sua conformidade com a norma.

Em relação ao método prescritivo, o método ECB oferece um procedimento mais flexível do que a opção dos capítulos individuais, avaliando o desempenho da edificação em termos de custo energético e permitindo a otimização do projeto com base na interação entre os sistemas. Considerando a obrigatoriedade de atender aos requisitos mínimos da norma, a proposta do ECB é limitar a capacidade das escolhas de projeto dentro dos requisitos prescritivos mínimos. Assim, um requisito que apresenta um nível menor de eficiência pode ser compensado por outro que apresenta nível de eficiência superior ao de referência, desde que o custo energético da edificação real seja menor do que o da edificação de referência. Entretanto, mais flexibilidade é necessária quando o objetivo é verificar que a edificação é significativamente mais eficiente do que os requisitos da norma. Nesse sentido, o Apêndice G da ASHRAE *Standard* 90.1 veio ao encontro dessa demanda visando incentivar projetos mais eficientes.

O Apêndice G fornece um procedimento padronizado para avaliação da eficiência energética em toda a edificação semelhante à metodologia ECB, mas tendo como objetivo avaliar o quanto a edificação real excede aos requisitos mínimos da norma. Uma

edificação de referência é definida com base nas características da edificação real e na adoção de parâmetros de eficiência que assegurem o cumprimento dos requisitos mínimos da norma. Diferentemente do método ECB, a caracterização da edificação de referência tem seus requisitos de eficiência definidos com maior grau de independência em relação ao projeto da edificação real. O custo de energia anual de cada edificação simulado por programa computacional é utilizado para obtenção da porcentagem de economia de energia da edificação real em relação à de referência.

As características dos sistemas de climatização estabelecidos no Apêndice G são utilizadas como critério de eficiência na concepção de sistemas de condicionamento de ar em muitos estudos de conservação da energia em edificações. O método do Apêndice G define que o sistema de condicionamento de ar a ser adotado para a edificação de referência depende do tipo de edificação, do número de pisos e da área condicionada, de acordo com a Tabela 1.

Tabela 1. Tipos de sistemas de climatização da edificação de referência do Apêndice G.

Tipo de edificação	Aquecimento: combustível fóssil, híbrido elétrico/fóssil	Aquecimento: elétrico ou outros
Residencial	Sistema 1 - PTCA	Sistema 2 - PTHP
Não residencial, abaixo de três pavimentos e com área condicionada menor que 2300 m ²	Sistema 3 - PSZ AC	Sistema 4 - PSZ HP
Não residencial, 4 ou 5 pavimentos e área condicionada menor que 2300 m ² ou até 5 pavimentos e área condicionada entre 2300 e 14000 m ²	Sistema 5 - <i>packaged</i> VAV com reaquecimento	Sistema 6 - <i>packaged</i> VAV com caixas PFP
Não residencial e acima de 5 pavimentos ou com área condicionada maior que 14000 m ²	Sistema 7 - VAV com reaquecimento	Sistema 8 - VAV com caixas PFP

Nota: PTAC= Packaged Terminal Air Conditioner; PTHP= Packaged Terminal Heat Pump; PSZ AC= Packaged Single Zone Air Conditioner; PSZ HP= Packaged Single Zone Heat Pump; VAV= Variable Air Volume; PFP= Parallel Fan Powered.

Fonte ASHRAE (2007a).

As características de cada tipo de sistema de climatização de referência são definidas de acordo com a Tabela 2.

Tabela 2. Descrição dos sistemas da edificação de referência do Apêndice G.

Número do Sistema	Tipo de Sistema	Controle do Ventilador	Tipo de Resfriamento	Tipo de Aquecimento
1- PTAC	Unidade Terminal de condicionamento de ar	Volume constante	Expansão direta	Boiler – combustível fóssil
2- PTHP	Unidade terminal de bomba de calor	Volume constante	Expansão direta	Bomba de calor - elétrico
3- PSZ AC	Unidade de ar condicionado <i>rooftop</i>	Volume constante	Expansão direta	Combustível fóssil
4- PSZ HP	Unidade de bomba de calor <i>rooftop</i>	Volume constante	Expansão direta	Bomba de calor - elétrico
5- <i>Packaged</i> VAV com reaquecimento	Unidade <i>rooftop</i> VAV com reaquecimento	VAV	Expansão direta	Boiler – combustível fóssil
6- <i>Packaged</i> VAV com caixas PFP	Unidade <i>rooftop</i> VAV com reaquecimento	VAV	Expansão direta	Resistência elétrica
7- VAV com reaquecimento	Unidade <i>rooftop</i> VAV com reaquecimento	VAV	Expansão indireta	Boiler – combustível fóssil
8- VAV com caixas PFP	VAV com reaquecimento	VAV	Expansão indireta	Resistência elétrica

Nota: PTAC= Packaged Terminal Air Conditioner; PTHP= Packaged Terminal Heat Pump; PSZ AC= Packaged Single Zone Air Conditioner; PSZ HP= Packaged Single Zone Heat Pump; VAV= Variable Air Volume; PFP= Parallel Fan Powered.

Fonte ASHRAE (2007a).

Assim, o sistema de climatização modelo adotado para edificações menores é composto por equipamentos individuais, com expansão direta, equipados com ventilador de volume de ar constante. Para edificações de porte médio devem ser adotados equipamentos individuais, com expansão direta, equipados com ventilador de volume de ar variável. Edificações de maior porte devem ser modeladas com sistema de climatização central, expansão indireta, com ventiladores de volume de ar variável. Para cada configuração de sistema, o tipo de aquecimento adotado, de fonte fóssil ou elétrica, é definindo de acordo com o tipo de aquecimento do sistema da edificação real.

Os requisitos de eficiência energética definidos para o sistema número 8 da Tabela 2 são utilizados como referência na especificação de sistemas de climatização central VAV com aquecimento por resistência elétrica. Dentre os principais requisitos estabelecidos no Apêndice G estão:

- O tipo e o número de *chillers* do sistema de climatização devem ser definidos em função da demanda de carga térmica de acordo com a Tabela 3;

Tabela 3. Tipo e número de *Chillers*.

Carga térmica da edificação	Número e tipo de chiller(s)
≤ 1055 kW	1 <i>chiller</i> do tipo parafuso
> 1055 kW < 2110 kW	2 <i>chillers</i> do tipo parafuso de mesma capacidade
≥ 2110 kW	2 ou mais <i>chillers</i> do tipo centrífugo, sendo a capacidade máxima de cada <i>chiller</i> de 2813 kW, todos os <i>chiller</i> de mesma capacidade

Fonte ASHRAE (2007a).

- A temperatura de projeto de suprimento de água gelada deve ser de $6,7^{\circ}\text{C}$, retornando ao evaporador a 13°C ;
- Durante a operação do sistema, a temperatura de suprimento de água gelada deve ser de $6,7^{\circ}\text{C}$ quando a temperatura de bulbo seco (TBS) do ar exterior for maior ou igual a 27°C , de 12°C quando a TBS do ar exterior for menor ou igual a 16°C e, no intervalo de TBS entre 16°C e 27°C , variar linearmente o *setpoint* de 12°C a $6,7^{\circ}\text{C}$;
- Sistemas maiores que 1055 kW devem possuir um circuito hidráulico primário e um secundário. O circuito primário deve ser atendido por bomba de velocidade constante, sendo uma para cada *chiller*. O circuito secundário deve ser atendido por bomba de velocidade variável;
- A potência consumida pelas bombas de suprimento de água gelada deve ser de 349 kW/m³/s;
- A rejeição de calor deve ser realizada por torre de arrefecimento com ventilador axial, com duas velocidades;
- A temperatura de projeto para água de saída da torre deve ser de 29°C ou deve ser adotado a temperatura de bulbo úmido de

projeto de aproximação de 5,6°C, caso esta resulta em valor inferior a 29°C;

- A diferença de temperatura de projeto no circuito de condensação deve ser de 5,6°C;
- Durante a operação do sistema, a temperatura da água de saída da torre deve ser mantida a 21°C quando as condições climáticas permitir, variando conforme a temperatura de bulbo úmido do ar externo até no máximo a temperatura de projeto;
- Uma bomba de condensação deve ser adotada para cada *chiller*;
- A potência consumida pelas bombas de água de condensação deve ser de 310 kW/m³/s;
- A operação em cargas parciais do ventilador de suprimento de ar do sistema VAV deve ter suas características de desempenho modeladas de acordo com a Equação 5:

$$f_{pl} = 0,0013 + 0,1470f_{flow} + 0,9560f_{flow}^2 - 0,0998f_{flow}^3 \quad \text{Equação 5}$$

Onde:

f_{pl} = fração da potência nominal ou fator de correção da potência;

f_{flow} = fração de vazão de ar do ventilador, vazão de ar dividida pela vazão de ar nominal.

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

No Brasil, a metodologia empregada no Regulamento Técnico da Qualidade para o Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviços e Públicos (RTQ-C) apresenta conceitos de avaliação e de eficiência semelhantes aos apresentados na ASHRAE *Standard* 90.1.

O desempenho da envoltória, a eficiência e potência instalada do sistema de iluminação e a eficiência do sistema de condicionamento de ar são classificados em um sistema de etiquetagem que varia de A (mais eficiente) até E (menos eficiente) e podem ser avaliados através de dois métodos: Prescritivo e Simulação.

No método prescritivo, cada uso final é avaliado em relação ao cumprimento dos requisitos técnicos mínimos e obrigatórios de acordo com o nível de eficiência pretendido, obtendo-se um indicador de

consumo numérico que permite a classificação dentro da escala de nível de eficiência energética A-E.

No método de simulação, o desempenho do edifício real é comparado com o de uma edificação de referência, que é baseada na edificação real, mas com suas características de desempenho definidas de modo a atender os requisitos mínimos de eficiência do nível de classificação pretendido. O consumo de energia do edifício real, calculado por programa de simulação computacional, deve ser menor ou igual ao da edificação de referência para que seja concedida a classificação a que foi submetido.

O RTQ-C estabelece os requisitos mínimos, para cada nível de eficiência energética, a serem cumpridos pelos equipamentos dos diversos tipos de sistemas de climatização. Para o sistema de climatização central VAV destacam-se os seguintes requisitos para a classificação nível A de eficiência energética:

- Para sistemas com potência de ventilação superior a 4,4 kW, a razão entre a potência e a vazão de insuflamento de cada ventilador, nas condições de projeto, não deve exceder a potência máxima aceitável apresentada na Tabela 4;

Tabela 4. Limite de potência dos ventiladores.

Volume de insuflamento de ar	Potência nominal (de placa) aceitável para o motor	
	Volume constante	Volume variável
< 9.400 l/s	1,9 kW/1000 l/s	2,7 kW/1000 l/s
≥ 9.400 l/s	1,7 kW/1000 l/s	2,4 kW/1000 l/s

Fonte RTQ-C (2010) apud ASHRAE (2007).

- O circuito de bombeamento de água atendido por uma única bomba de vazão variável, com pressão requerida maior do que 300 kPa e potência elétrica superior a 37 kW deve ser provido com dispositivo de controle que possibilite um consumo menor que 30% da potência nominal da bomba para 50% da vazão de água de projeto;
- Os *chillers* devem apresentar eficiência energética mínima conforme Tabela 5;

Tabela 5. Eficiência mínima de resfriadores de líquidos para classificação nos níveis de eficiência energética A e B.

Tipo de equipamento	Capacidade	Caminho A		Caminho B		Procedimento de teste
		Carga Total	IPLV	Carga Total	IPLV	
Condensação a ar, com condensador	< 528 kW	≥2,802	≥3,664	-	-	AHRI 550/590
	≥ 528 kW	≥2,802	≥3,737	-	-	
Condensação a ar, sem condensador	Todas	Devem ser classificados com seus pares correspondentes com condensadores e atender os mesmos requisitos mínimos de eficiência.				
Condensação a água (compressor alternativo)	Todas	Devem atender os requisitos mínimos de eficiência dos resfriadores com condensação a água com compressor do tipo parafuso ou scroll				
Condensação a água (compressor do tipo parafuso e scroll)	< 264 kW	≥4,509	≥5,582	≥4,396	≥5,861	
	≥ 264 kW e < 528 kW	≥4,538	≥5,718	≥4,452	≥6,001	
	≥ 528 kW e < 1055 kW	≥5,172	≥6,063	≥4,898	≥6,513	
	≥ 1055 kW	≥5,672	≥6,513	≥5,504	≥7,177	
Condensação a água (compressor centrífugo)	< 528 kW	≥5,547	≥5,901	≥5,504	≥7,815	
	≥ 528 kW e < 1055 kW	≥5,547	≥5,901	≥5,504	≥7,815	
	≥ 1055 kW < 2110 kW	≥6,100	≥6,401	≥5,856	≥8,792	
	≥ 2110 kW	≥6,170	≥6,525	≥5,961	≥8,792	
Absorção a ar, de simples efeito	Todas	≥0,600	Sem Req	-	-	AHRI 560
Absorção a água, de simples efeito	Todas	≥0,700	Sem Req	-	-	
Absorção a água, de duplo efeito e acionamento indireto	Todas	≥1,000	≥1,050	-	-	
Absorção a água, de duplo efeito e acionamento direto	Todas	≥1,000	≥1,000	-	-	

Fonte RTQ-C (2010) apud ASHRAE (2007).

- As torres de resfriamento devem apresentar eficiência energética mínima conforme Tabela 6.

Tabela 6. Eficiência mínima de torres de resfriamento e condensadores para classificação nos níveis de eficiência energética A, B e C.

Tipo de equipamento	Subcategoria ou condição de classificação	Desempenho requerido	Procedimento de teste
Torres de resfriamento com ventiladores helicoidais ou axiais de Circuito Aberto	Temperatura da água na entrada = 35 °C Temperatura da água na saída= 29 °C TBU do ar na entrada = 24 °C	$\geq 3,23$ l/s·kW	CTI ATC-105 STD 201
Torres de resfriamento com ventiladores centrífugos de Circuito Aberto	Temperatura da água na entrada = 35 °C Temperatura da água na saída= 29 °C TBU do na entrada = 24 °C	$\geq 1,7$ l/s·kW	
Torres de resfriamento com ventiladores helicoidais ou axiais de Circuito Fechado	Temperatura da água na entrada = 39 °C Temperatura da água na saída= 32 °C TBU do ar na entrada = 24 °C	$\geq 1,18$ l/s·kW	CTI ATC-105S STD 201
Torres de resfriamento com ventiladores centrífugos de Circuito Fechado	Temperatura da água na entrada = 39 °C Temperatura da água na saída= 32 °C TBU do ar na entrada = 24 °C	$\geq 0,59$ l/s·kW	
Condensadores resfriados a ar	Temperatura de condensação = 52 °C Fluido de teste R-22 Temperatura de entrada do gás = 88 °C Sub-resfriamento = 8 °C TBS na entrada = 35 °C	≥ 69 COP	AHRI 460

Fonte RTQ-C (2010) apud ASHRAE (2007).

Para o sistema de condicionamento de ar VRF, a portaria do INMETRO de N° 299 de 19 de junho de 2013 acrescenta ao RTQ-C, em vigência desde 2010, as disposições relacionadas aos requisitos mínimos de eficiência energética para a classificação nível A a serem observadas para este sistema, conforme exposto na Tabela 7. Os requisitos técnicos de eficiência relacionados ao sistema de climatização VRF serão incorporados ao RTQ-C em sua próxima publicação, prevista para o ano de 2014.

Tabela 7. Eficiência mínima de condicionadores de ar do tipo VRF que operam em resfriamento e aquecimento para classificação no nível A.

Tipo de equipamento	Capacidade	Tipo de aquecimento	Subcategoria ou condição de classificação	Eficiência mínima	Procedimento de teste
Condicionadores de ar VRF com condensação a ar	< 19 kW	Todos	Multi-split VRF	3,81 SCOP	AHRI 1230
	≥ 19 kW e < 40 kW	Ausente ou Resistência elétrica	Multi-split VRF	3,22 COP 3,78 ICOP	
	≥ 19 kW e < 40 kW	Ausente ou Resistência elétrica	Multi-split VRF com refrigeração e aquecimento simultâneos	3,16 COP 3,72 ICOP	
	≥ 40 kW e < 70 kW	Ausente ou Resistência elétrica	Multi-split VRF	3,11 COP 3,60 ICOP	
	≥ 40 kW e < 70 kW	Ausente ou Resistência elétrica	Multi-split VRF com refrigeração e aquecimento simultâneos	3,05 COP 3,55 ICOP	
	≥ 70 kW	Ausente ou Resistência elétrica	Multi-split VRF	2,78 COP 3,22 ICOP	
	≥ 70 kW	Ausente ou Resistência elétrica	Multi-split VRF com refrigeração e aquecimento simultâneos	2,73 COP 3,16 ICOP	
Condicionadores de ar VRF com condensação a água (com água entrando a 30°C)	< 19 kW	Todos	Multi-split VRF	3,52 COP	AHRI 1230
	< 19 kW	Todos	Multi-split VRF com refrigeração e aquecimento simultâneos	3,46 COP	
	≥ 19 kW e < 40 kW	Todos	Multi-split VRF	3,52 COP	
	≥ 19 kW e < 40 kW	Todos	Multi-split VRF com refrigeração e aquecimento simultâneos	3,46 COP	
	≥ 40 kW	Todos	Multi-split VRF	2,93 COP	
	≥ 40 kW	Todos	Multi-split VRF com refrigeração e aquecimento simultâneos	2,87 COP	

Fonte: Portaria N° 299 do INMETRO (2013) apud ASHRAE (2010).

2.3 PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL

Devido à significativa parcela de energia consumida pelo sistema de climatização em uma edificação, muitas pesquisas têm foco na busca por soluções que reduzam seu consumo de energia, bem como na avaliação do retorno financeiro associado à cada medida de redução de custos simulada.

Estudos relacionados ao desempenho energético do sistema de condicionamento de ar VRF integrado à edificação são recentes, em comparação ao sistema de climatização VAV, e vêm ganhando espaço com o avanço das ferramentas de simulação. Segundo Amarnath e Blatt (2008), os principais programas com modelos desenvolvidos também para a simulação do VRF são:

- O *Trace700* da Trane, amplamente utilizado na indústria. Tem sido adotado para simulação do VRF desde 2001;
- O *e Quest*, com versão desenvolvida para VRF em 2008;
- O *EnergyPro*, desenvolvido pela *Energysoft*;
- O *EnergyPlus*, de 2001, que teve diversos estudos de implementação de sub-rotinas para simulação do VRF, principalmente desde 2007, e que em 2012 apresenta oficialmente a versão com módulo para VRF.

Os programas capazes de simular o consumo de energia em edifícios têm grande importância no contexto de desenvolvimento sustentável e do uso eficiente de energia, auxiliando no estudo de programas de certificações em eficiência energética de edificações.

O Apêndice G da ASHRAE *Standard* 90.1 (2007a) e o RTQ-C (2010) relacionam os seguintes requisitos a serem atendidos pelo programa de simulação computacional eleito para análise energética através dos métodos de simulação computacional:

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

- Modelar efeito de inércia térmica;
- Permitir a modelagem de multi-zonas térmicas;
- Possuir capacidade de modelar todos os sistemas de condicionamento de ar contidos no Apêndice G da ASHRAE *Standard* 90.1;
- Simular o desempenho dos equipamentos mecânicos em operação em cargas parciais;
- Utilizar curvas para correção da capacidade e eficiência para os equipamentos de refrigeração e aquecimento mecânicos;
- Produzir relatórios horários do uso final de energia.

Atendendo na íntegra as condições estabelecidas no Apêndice G da ASHRAE *Standard* 90.1 (2007a) e no RTQ-C (2010) para emprego em seus métodos de análise, o programa *EnergyPlus* é utilizado em muitos estudos de referência em eficiência energética de edificações e é também o programa adotado neste estudo.

2.3.1 Programa de Simulação EnergyPlus

O programa *EnergyPlus* é desenvolvido com suporte do governo dos EUA e foi baseado nos programas BLAST e DOE-2, desenvolvidos no final da década de 1970 e começo de 1980. Baseado nas características da edificação informada pelo usuário, componentes da envoltória, do arquivo climático de dados horários ou dos dias de projeto e dos sistemas mecânicos associados, o programa *EnergyPlus* calcula as cargas térmicas de resfriamento e de aquecimento necessárias para manter o balanço térmico adequado, incidindo sobre o controle do sistema de climatização e o consumo de energia. O programa utiliza o conceito de zona térmica como uma área da construção ou um conjunto de salas submetidas aos mesmos requisitos térmicos. A interação entre as zonas ocorre através das superfícies e fluxos de ar (POZZA, 2011).

Dentre as características que posicionam o *EnergyPlus* dentre os principais programas de simulação destacam-se (LBNL, 2012c):

- Solução simultânea e integrada entre a edificação e seus sistemas primários e secundários;
- Intervalos de tempo definidos pelo usuário para interação entre as zonas térmica e ambiente e intervalo de tempo variável para interação entre as zonas térmicas e os sistemas de climatização;

- Arquivo climático, arquivos de entrada e de saída em ASCII, incluindo condições ambientes horárias, sub-horárias e relatórios definidos pelo usuário;
- Técnicas de solução baseada no balanço de energia para as cargas térmicas de edificação que permite calcular simultaneamente os efeitos de radiação e convecção nas superfícies internas e externas em cada intervalo de tempo;
- Condução de calor em regime transiente através dos elementos da edificação, utilizando as funções de transferência por condução;
- Modelagem avançada da transferência de calor pelo solo, utilizando modelos de diferenças finitas computacionais e técnicas analíticas simplificadas;
- Cálculos aprofundados para superfícies transparentes ou translúcidas, incluindo controle de cortinas, balanço de energia por camada dos vidros disponíveis comercialmente;
- Sistemas de condicionamento de ar configuráveis, permitindo ao usuário modelar sistemas típicos;
- Permite comunicação com outros programas de simulação, visando análise mais detalhas de alguns componentes da edificação.

O programa *EnergyPlus* possibilita a modelagem dos principais tipo de sistema de climatização em diversas configurações empregadas comercialmente, permitindo reproduzir com confiabilidade o comportamento energético real dos equipamentos de refrigeração, incluindo a operação em cargas parciais.

A capacidade de resfriamento disponível e a potência consumida pelo equipamento de condicionamento de ar, informadas ao modelo na condição nominal, precisam ser ajustadas a cada intervalo de tempo de acordo com as condições de operação simuladas. Para isso, o programa *EnergyPlus* utiliza as curvas de desempenho. As correlações são representadas por polinômios e seus coeficientes são dados de entrada para o programa, sendo obtidos a partir dos dados disponibilizados pelo fabricante do equipamento.

No modelo do sistema de climatização com central de água gelada e distribuição de ar VAV, os dados de entrada nominais do *chiller*, temperatura e vazão da água gelada, temperatura e vazão da água de condensação e o COP, correspondem ao ponto de referência e PLR igual a 1. O ajuste da capacidade disponível e da potência

consumida pelo *chiller* fora da condição de referência é realizado por três fatores de correção informados nos dados de entrada:

- 1) Correlação da capacidade de resfriamento em função da temperatura;
- 2) Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura;
- 3) Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função de PLR.

A correlação da capacidade de resfriamento em função da temperatura é uma curva biquadrática, função da temperatura de saída da água gelada do *chiller* e da temperatura da água de condensação na entrada no condensador, conforme Equação A1 do APÊNDICE A.

A correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura é representada por uma curva biquadrática, função da temperatura de saída da água gelada do *chiller* e da temperatura da água de condensação na entrada no condensador, conforme Equação A2 do APÊNDICE A.

A correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função de PLR é representada por uma curva quadrática, conforme Equação A3 do APÊNDICE A.

Para o sistema de climatização VRF, o modelo de cálculo que o programa *EnergyPlus* utiliza, através dos dados de entrada, consiste nas curvas para ajuste da capacidade disponível e potência consumida da unidade externa e também para capacidade disponível da unidade interna, em função das condições de operação simuladas.

A capacidade nominal da unidade interna informada em catálogo corresponde à condição de operação de TBU interna de 19,4°C e TBS do ar exterior de 35°C. Além da redução da vazão de fluido refrigerante devido à operação em carga parcial, a capacidade disponível da serpentina varia com a temperatura (TBS externa e TBU interna) e com a vazão de ar de insuflamento. Para calcular a capacidade disponível da unidade interna fora das condições nominais, o programa *EnergyPlus* utiliza dois fatores de correção:

- 1) Correlação da capacidade em função da temperatura;
- 2) Correlação da capacidade em função da fração de vazão de ar.

A correlação da capacidade em função da temperatura define o desempenho em função da TBU interna. Uma vez que o modelo do condensador já considera a modulação da velocidade do compressor para atender a capacidade requerida por cada unidade interna, considera-se suficiente definir o desempenho da serpentina somente em função da TBU interna do ar. A correlação é uma equação cúbica, conforme Equação A4do APÊNDICE A.

A correlação da capacidade em função da fração de vazão de ar é representada por uma equação cúbica do fator de correção em função da razão entre a vazão de ar selecionada pela vazão de ar nominal. Nesse caso, é comum considerar que a seleção da velocidade no equipamento é realizada manualmente, sendo então adotada uma velocidade fixa, geralmente a vazão nominal máxima, informada em catálogo, o que resulta no fator de correção igual a um.

A capacidade da serpentina da unidade interna nas condições específicas de operação e de vazão de ar é obtida multiplicando a capacidade nominal pelos fatores de correção.

A capacidade disponível na unidade externa do sistema VRF está relacionada à sua capacidade nominal e às condições de operação. Os dados de capacidade e potência nominais informadas em catálogo para as unidades arrefecidas por água correspondem a TBU interna de 19°C, temperatura da água de condensação de 30°C e CR igual a 1. A distância e a altura entre as unidades internas e a unidade externa também influenciam na capacidade do sistema, sendo necessária a correção com base nos fatores fornecidos no catálogo. Para refletir o comportamento do sistema VRF e calcular as mudanças de capacidade e potência o modelo de cálculo do programa *EnergyPlus* requer 11 curvas como dados de entrada:

- 1) Correlação da capacidade de resfriamento em função da temperatura, para região de baixa temperatura;
- 2) Correlação da temperatura limite para as curvas de capacidade de resfriamento;
- 3) Correlação da capacidade de resfriamento em função da temperatura, para região de alta temperatura;
- 4) Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura, para região de baixa temperatura;
- 5) Correlação da temperatura limite para as curvas da razão de entrada de energia para resfriamento;
- 6) Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura, para região de alta temperatura;

- 7) Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função de baixo PLR (*partloadratio*);
- 8) Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função de alto PLR (*partloadratio*);
- 9) Correlação do fator de correção do CR (*combinationratio*) para resfriamento;
- 10) Correlação do PLF (*partloadfraction*) para resfriamento;
- 11) Correlação do fator de correção em função da distância de tubulação para o modo de resfriamento.

A correlação da capacidade de resfriamento em função da temperatura para região de baixa temperatura descreve a variação da capacidade em plena carga em função da TBU interna do ar e da temperatura de condensação no intervalo em que a capacidade se mantém constante em resposta ao aumento da temperatura da água de condensação. O fator de correção é obtido pela razão de capacidade, capacidade disponível na condição específica dividida pela capacidade disponível na condição nominal, e é representado por uma curva biquadrática, conforme Equação A5 do APÊNDICE A.

A correlação da capacidade de resfriamento em função da temperatura para região de alta temperatura descreve a variação da capacidade em plena carga em função da TBU interna do ar e da temperatura de condensação no intervalo em que a capacidade decresce em resposta ao aumento da temperatura da água de condensação. O fator de correção é representado por uma curva biquadrática, conforme Equação A6 do APÊNDICE A.

A correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura para região de baixa temperatura descreve a variação da potência consumida em plena carga em função da TBU interna do ar e da temperatura de condensação no intervalo em que a capacidade se mantém constante em resposta ao aumento da temperatura da água. A correlação é representada por uma curva biquadrática, conforme Equação A7 do APÊNDICE A.

A correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura para região de alta temperatura descreve a variação da potência consumida em plena carga em função da TBU interna do ar e da temperatura de condensação no intervalo em que a capacidade decresce em resposta ao aumento da temperatura da água de condensação. O fator de correção é representado por uma curva biquadrática, conforme Equação A8 do APÊNDICE A.

A correlação da temperatura limite para as curvas de capacidade de resfriamento relaciona a temperatura da água de condensação e a TBU interna do ar e é utilizada para determinar qual curva de desempenho o programa *EnergyPlus* irá utilizar durante a simulação, de baixa ou de alta temperatura, para a correção da capacidade. Estas curvas são obtidas através dos dados de desempenho no ponto limite, que corresponde à temperatura de condensação de intersecção entre os intervalos das curvas de baixa e alta, para cada valor de TBU interna. Assim, se a temperatura da água de condensação em uma condição específica for mais baixa que o resultado calculado, a curva de desempenho utilizada pelo programa *EnergyPlus* é a de baixa temperatura. Se for mais alta, é utilizada a curva de desempenho de alta temperatura. A correlação da temperatura limite para as curvas da razão de entrada de energia para resfriamento é obtida de forma idêntica. Ela relaciona as mesmas variáveis, obtidas também através dos pontos limites. É utilizada pelo programa *EnergyPlus* para determinar qual curva de desempenho será utilizada para correção da potência consumida durante a simulação, ou de baixa ou de alta temperatura. Ambas as correlações são representadas de forma cúbica, conforme Equação A9 do APÊNDICE A.

As correlações da razão de entrada de energia para resfriamento em função do baixo e do alto PLR descrevem o comportamento da potência do sistema na operação em carga parcial, quando a velocidade do compressor varia. A curva de baixo PLR corresponde aos valores de PLR de 0 a 1, enquanto que a de alto PLR é utilizada para valores a partir de 1. Para cada correlação é adotado uma equação de forma cúbica, conforme Equação A10 do APÊNDICE A.

A correlação do fator de correção do CR para resfriamento é utilizada para corrigir a capacidade do sistema VRF quando a capacidade da unidade interna é diferente da unidade externa. O modelo assume que o compressor de velocidade variável fornece exatamente a capacidade requerida quando a capacidade total das unidades internas é menor ou igual à capacidade da unidade externa ($PLR \leq 1$). Nesse caso, a capacidade é diretamente proporcional ao CR, não sendo necessário corrigi-lo. O fator de correção é então aplicado apenas para PLR maiores que um. A equação adotada tem forma cúbica, conforme Equação A9 do APÊNDICE A.

O compressor de velocidade variável tem um limite abaixo do qual funciona de forma cíclica (liga-desliga) para ser capaz de atender a baixa demanda. A correlação fração de carga parcial (PLF) para o modo de resfriamento é utilizada para modelar o desempenho devido à

ciclagem, determinando a energia requerida devido à inércia na entrada em operação do compressor, que leva certo tempo para atingir a capacidade de regime permanente. Assim, para operação do sistema abaixo do PLR mínimo, a curva PLF é adotada pelo modelo no cálculo da energia consumida. Como não é comum os catálogos fornecerem dados relacionados às perdas pela ciclagem do compressor, o manual de referência do programa *EnergyPlus* (LBNL, 2012b) recomenda a utilização de curva padrão, de forma linear, para sistema de compressor simples, conforme Equação A10 do APÊNDICE A.

A correlação do fator de correção em função da distância de tubulação para o modo de resfriamento é utilizada para corrigir a capacidade disponível na unidade interna mais desfavorável devido à distância e à altura entre esta e a unidade externa. Como não é comum o fabricante disponibilizar estes dados em função do CR, o fator de correção pode ser expresso apenas em função do comprimento equivalente, acrescido do componente devido à altura. Assim, a curva utilizada tem forma cúbica, conforme Equação A11 do APÊNDICE A.

2.4 ESTUDOS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NO PROGRAMA ENERGYPLUS

Zhouet al. (2007) desenvolveram um módulo no programa *EnergyPlus* para modelagem e análise do desempenho do sistema de condicionamento de ar VRF em edificações. O trabalho consiste em duas partes. A primeira estuda e valida o módulo proposto. A segunda aplica o novo módulo em estudo comparativo de desempenho e consumo de energia entre o sistema de climatização VRF e os sistemas de climatização com água gelada, o VAV e *ofan-coilplusfreshair* (FPFA).

O modelo matemático desenvolvido é baseado no objeto “*air-cooledDXcoil*” existente no programa *EnergyPlus*, que determina o desempenho da serpentina na condição de carga parcial nas condições avaliadas através das curvas de desempenho. Cinco correlações de desempenho reproduzem as variações da capacidade total de resfriamento e da eficiência da máquina de condicionamento de ar em condições parciais de carga: correlação de desempenho da capacidade de resfriamento em função da temperatura, correlação de desempenho da capacidade de resfriamento em função da vazão de ar, correlação de desempenho da potência elétrica de resfriamento em função da temperatura, correlação de desempenho da potência elétrica de

resfriamento em função da vazão de ar, correlação da fração de operação em carga parcial. Para obtenção dos coeficientes para as curvas de desempenho, são então utilizados os dados disponíveis em catálogos de fabricantes dos equipamentos com tecnologia VRF.

Na primeira etapa do estudo, uma edificação dividida em seis zonas térmicas e em dois blocos foi utilizada como modelo. Cada bloco é atendido por um sistema de condicionamento de ar VRF, sendo cada zona atendida por uma unidade interna e estas acopladas a uma unidade externa. A simulação é realizada para um dia de projeto de verão. Variando a temperatura de *setpoint* do termostato e o número de unidades internas em funcionamento, o estudo analisou o comportamento do sistema de condicionamento de ar VRF através de seu consumo de energia, obtendo resultados consistentes com a literatura apresentada.

A relação do funcionamento em cargas parciais (PLR – *Part Load Ratio*) e o desempenho (COP – *Coefficiente de Performance*) do sistema de condicionamento de ar VRF também foram analisados. Para a simulação estudada na primeira etapa, foi observado que os maiores valores de COP ocorreram para faixa de PLR de 0,4 a 0,6, enquanto que os menores corresponderam à faixa de PLR de 0,81 a 0,87, resultados considerados de acordo com dados experimentais apresentados na literatura.

Os autores realizaram também uma comparação entre o modelo simulado com o sistema de condicionamento de ar VRF e com condicionadores de ar do tipo janela, sendo adotado um equipamento por zona para este último. Verificou-se que o sistema de condicionamento de ar VRF obteve resposta mais flexível e sensível à carga térmica, maior rendimento operacional, COP bem maior, melhor desempenho em carga parcial.

Na segunda etapa, um edifício modelo de 10 pavimentos em Xangai foi utilizado como modelo para acomodar os três sistemas de climatização estudados, VRF, VAV e FPFA. Para o modelo VRF empregado, cada pavimento é atendido por uma unidade externa. Para os modelos simulados com o VAV e FPFA adotou-se um único *chiller* atendendo aos 10 pavimentos. O resultado mostrou que o consumo de energia do sistema de condicionamento de ar VRF foi menor 22,2% e 11,7% em relação aos sistemas de condicionamento de ar VAV e FPFA. Neste estudo, os três sistemas de condicionamento de ar operaram cerca de 80% das horas na faixa de PLR de 30% a 90%.

Zhouet al. (2008) propuseram a validação experimental do módulo para simulação do sistema de condicionamento de ar VRF

desenvolvido no trabalho anterior. O estudo consiste na avaliação do desempenho do sistema de condicionamento de ar VRF experimentalmente e depois com as equações de desempenho acopladas no programa *EnergyPlus*.

O edifício utilizado para o experimento foi o laboratório de termodinâmica da Universidade em Xangai, com três pavimentos. Nele, duas salas idênticas, localizadas no segundo andar, foram monitoradas. Aquecedores elétricos e umidificadores foram utilizados para simular a presença de pessoas e equipamentos na sala. O sistema de condicionamento de ar VRF instalado é composto por uma unidade externa e duas internas. Sensores fixados nestes equipamentos coletaram as informações detalhadas de operação do sistema de climatização. Os padrões de uso da edificação foram controlados por computador. Além das medições nas salas monitoradas, os dados climáticos e de temperatura e umidade dos espaços adjacentes também foram coletados no período do experimento.

As medições e o monitoramento de todos os equipamentos envolvidos no experimento foram realizados em sete dias. Os resultados obtidos indicam boa concordância entre o medido e o simulado com o módulo de proposto por Zhou et al. (2007). Para o consumo de energia e potência de resfriamento a diferença média foi de 25,19% e 28,31%, o erro médio obtido foi de 6,36% para o COP e de 18,40% para o PLR. Através do experimento, foi possível observar em campo o maior rendimento do sistema VRF quando opera em carga parcial do que quando opera na condição nominal.

Li, Wu e Shiochi (2009) desenvolveram um módulo para o programa de simulação *EnergyPlus* para a análise do desempenho de sistemas de condicionamento de ar VRF com condensação a água. O trabalho apresenta o modelo matemático adotado e o processo para programação do novo módulo inserido no *EnergyPlus*.

O estudo propôs a integração dos trocadores de calor de expansão direta das unidades internas, ventiladores, bomba de água gelada, torre de resfriamento, condensador a água através de modelos matemáticos disponíveis no programa *EnergyPlus* e dados de catálogos. Semelhante aos trabalhos citados anteriormente, o modelo matemático é baseado no objeto “*DX Coil*” do programa *EnergyPlus*. Cada unidade interna é modelada como sendo uma serpentina, utilizando as cinco curvas de desempenho para descrever as mudanças de capacidade de resfriamento e eficiência em carga parcial e obtendo o valor de potência real. Para a unidade externa foi utilizado o modelo de *chiller* e para integração entre esta, a bomba e a torre utilizou-se o objeto “*condenser loop*”.

Para a verificação do modelo proposto, utilizou-se na simulação um edifício de três pavimentos na cidade de Xangai. O sistema é composto de uma unidade externa e duas internas que atendem a duas salas idênticas no segundo pavimento. As zonas adjacentes são consideradas condicionadas e a temperatura mantida constante. O sistema foi dimensionado para um dia de projeto de verão.

Os autores avaliaram a potência elétrica do compressor para diferentes temperaturas de evaporação mantendo a temperatura de condensação constante. Em seguida, avaliaram para diferentes temperaturas de condensação mantendo a temperatura de evaporação constante. Analisaram também a relação COP e PLR. Os resultados para o dia de projeto de verão apresentaram concordância com a teoria e os estudos de referência.

Em uma segunda etapa, utilizando o novo módulo proposto e o mesmo modelo de 10 pavimentos do estudo de Zhou et al. de 2007, o trabalho comparou o desempenho de um sistema de condicionamento de ar VRF com condensação a água com um sistema de condicionamento de ar VRF com condensação a ar e um sistema de condicionamento de ar com água gelada.

Apesar de apresentar melhor desempenho, o sistema de condicionamento de ar VRF com condensação a água apresentou maior consumo de energia em relação ao sistema de condicionamento de ar VRF com condensação a ar devido ao maior número de equipamentos necessários ao seu funcionamento. Já o melhor desempenho no resfriamento do sistema de condicionamento de ar VRF arrefecido a água foi atribuído principalmente às menores temperaturas de condensação da água em relação às temperaturas do ar externo. Em comparação ao sistema de climatização com *chiller*, o sistema de condicionamento de ar VRF arrefecido por água apresentou menor consumo na ventilação e no bombeamento de água. Sua melhor eficiência na ventilação foi atribuída ao fato de o fluido refrigerante trocar calor diretamente com o ambiente climatizado, devido a entalpia específica do fluido refrigerante ser maior do que da água e a mudança de fase que ocorre no evaporador. O menor consumo no bombeamento ocorreu pelo menor número de bombas necessárias para este sistema em relação ao sistema de condicionamento de ar com água gelada. Em relação ao consumo do compressor, observou-se maior eficiência dos dois sistemas de climatização com VRF em relação ao sistema de climatização com *chiller*. Maior diferença de consumo para resfriamento foi observada em junho, quando a faixa de PLR foi de 0,35 a 0,6, em relação a julho e agosto, quando foi de 0,5 a 0,9. Assim, o sistema de

condicionamento de ar VRF a ar consumiu 4% menos energia que o sistema de condicionamento de ar VRF a água e 24% do que o sistema de condicionamento de ar com *chiller*.

O trabalho de Aynur, Hwang e Radermacher (2009) abordou uma comparação entre os sistemas de climatização VRF e VAV quanto ao consumo de energia e ao conforto térmico aplicado a uma edificação real para o período de verão.

O terceiro e o quarto andares de um edifício de escritórios da Universidade de Maryland nos EUA foram utilizados como referência para as simulações e estudos entre os dois sistemas de climatização. Cada pavimento foi dividido em 19 zonas térmicas. O sistema de condicionamento de ar VRF é composto de 38 unidades internas e 10 unidades externas. Para renovação de ar foram utilizados seis unidades do sistema HRV (*heat recovery ventilation*) para cada andar.

O sistema de ventilação com recuperação de calor foi modelado através do módulo existente no programa *EnergyPlus* ERV (*energy recovery ventilation*), que consiste em ventiladores de insuflamento e exaustão e um trocador calor ar-ar. Para a modelagem do sistema de condicionamento de ar VRF, os autores adotaram o modelo desenvolvido no trabalho de Zhou et al. de 2007.

O estudo realizado comparou os sistemas de condicionamento de ar VRF e o VAV em três configurações. Na primeira configuração, o sistema de condicionamento de ar VAV adotado tem 9 unidades sem caixa de reaquecimento e 29 com caixa de reaquecimento. Para o sistema de condicionamento de ar VRF, o estudo foi dividido em duas etapas: com o ventilador da unidade interna funcionando no modo contínuo e sem economizador e com o ventilador da unidade interna funcionando de forma cíclica e com uso de economizador. O economizador para as unidades HRV do sistema de condicionamento de ar VRF é controlado pela temperatura máxima e mínima (para evitar resfriamento excessivo) e pela entalpia. Quando a temperatura externa estiver entre as temperaturas de *setpoint* máxima e mínima e a entalpia do ar exterior for menor que a do ar de exaustão, a vazão externa e a vazão de exaustão não passam pelo trocador da unidade HRV, proporcionando resfriamento natural.

Na segunda configuração, o sistema de condicionamento de ar VAV foi adotado sem caixa de reaquecimento. O sistema de condicionamento de ar VRF adotado foi com o ventilador operando de forma cíclica com o uso do economizador.

Na terceira configuração, o sistema de condicionamento de ar VAV tem todas as unidades com caixa de reaquecimento e o sistema de condicionamento de ar VRF foi o mesmo da última configuração.

Para o sistema de condicionamento de ar VRF, a configuração com ventilador da unidade interna funcionando de forma sincronizada e com uso do economizador apresentou a melhor eficiência. O resfriamento proporcionado pela atuação do economizador nas unidades HRV contribui para a economia de energia diminuindo a demanda por resfriamento. A redução do tempo em operação das unidades internas reduz também o consumo com ventilação. Para o sistema de condicionamento de ar VAV, a configuração sem as caixas de reaquecimento apresentou o menor consumo de energia. As resistências de reaquecimento são responsáveis por significativa parcela do consumo deste sistema. Além disso, sem o uso das resistências para reaquecimento, a demanda por resfriamento também diminui. Como resultado global, o sistema de condicionamento de ar VRF apresentou capacidade de redução do consumo de energia de 27,1% a 57,9% em relação ao sistema de condicionamento de ar VAV, dependendo da configuração do sistema, das condições externas e internas.

Em relação ao conforto térmico, a configuração do sistema de condicionamento de ar VRF com ventilador da unidade interna funcionando de forma sincronizada e com uso do economizador apresentou bons resultados. No caso das configurações analisadas para o sistema de condicionamento de ar VAV, observou-se a necessidade das caixas de reaquecimento para este sistema manter sempre a temperatura interna dentro do *setpoint* estabelecido, o que impacta negativamente no consumo energético, conforme resultado exposto.

Egan (2009) buscou identificar os fatores responsáveis por diferenças observadas entre o consumo energético de uma edificação estimado na fase de projeto e o obtido durante sua operação. Para isso, investigou três edifícios de escritórios localizados em Camberra, na Austrália. Os dados de consumo energético foram coletados durante um ano e comparados com os resultados obtidos através de simulação no programa *EnergyPlus*.

A edificação número um tem um pavimento e área de aproximadamente 2950 m². O suprimento de energia vem da rede elétrica, não utilizando gás natural. O sistema de climatização é VRF quente/frio e possui renovação de ar com recuperação de calor.

A edificação número dois possui um andar subsolo de estacionamento, mais 15 pavimentos e uma área aproximada de 21400 m². O sistema de climatização é o VAV e utiliza gás natural para o

sistema de aquecimento das zonas periféricas. A edificação também utiliza gás natural para o aquecimento de água.

A edificação número três possui um andar subsolo de estacionamento, mais seis pavimentos e uma área de aproximadamente 18450 m². O sistema de condicionamento de ar é do tipo VAV, com utilização de gás natural no sistema de aquecimento. O sistema de aquecimento de água do prédio também utiliza gás natural.

Nos três estudos de caso, o consumo anual medido foi significativamente maior do que o previsto através de simulação. Para cada edificação estudada, os valores de consumo obtidos foram respectivamente de: 151 MWh contra 64 MWh, 836 MWh contra 717 MWh e 566 MWh contra 508 MWh. A previsão de ocupação e seu padrão de uso considerados na fase de projeto apresentaram diferenças significativas em relação ao observado durante a operação das edificações, sendo os principais fatores identificados como causa para as diferenças de consumo observadas.

O sistema de condicionamento de ar VRF da edificação número um foi modelado utilizando o módulo existente no programa *EnergyPlus* de serpentina de expansão direta para cada zona, com correções da eficiência para condição de carga parcial. Comparando os dados simulados e medidos para o mês fevereiro, os resultados indicaram que a aproximação é satisfatória, não sendo, portanto, esta considerada uma fonte de erro a ser investigada.

Li e Wu (2010) desenvolveram um módulo para o programa de simulação *EnergyPlus* para a análise de desempenho do sistema de condicionamento de ar HR-VRF. Neste trabalho, foi utilizada a mesma metodologia desenvolvida no estudo de Zhou et al. de 2007, utilizando os módulos existentes no programa *EnergyPlus* para as serpentinas de expansão direta para resfriamento e aquecimento e ajustando as curvas de desempenho com os dados obtidos em catálogos de fabricante para os equipamentos HR-VRF. De forma a complementar o módulo existente e permitir a simulação do sistema de condicionamento de ar HR-VRF, foi implementado um algoritmo para definir o modo de operação da unidade externa, comparando as demandas de carga térmica para aquecimento e resfriamento em cada intervalo de tempo, permitindo assim calcular a potência de operação necessária.

Em uma primeira etapa, uma edificação típica de escritórios simplificada, com um pavimento, quatro zonas externas e uma zona central, foi simulada para o período de inverno, com objetivo de avaliar as condições de conforto sem climatização. Para as zonas periféricas, observou-se que a temperatura interna máxima foi de 18,5°C e a análise

baseada no PMV (*predicted mean vote*) demonstrou desconforto por frio, sendo a zona norte o pior caso com valores para PMV variando de -2 a -1. Já para a zona central, observou-se desconforto por calor, com temperaturas internas variando de 23,9°C a 28°C e PMV chegando a +1,4.

O estudo avaliou também as condições de conforto para as zonas com condicionamento de ar variando o *setpoint* para diferentes temperaturas internas. Primeiramente, foram avaliadas as condições de conforto para as zonas periféricas condicionadas e a zona central sem climatização. Observou-se que a necessidade de aquecimento para manter a temperatura das zonas periféricas dentro da faixa de conforto impacta no aumento da temperatura interna da zona central, aumentando a carga de resfriamento necessária para o balanço térmico visando o conforto desta zona. Em seguida, a zona central também foi considerada climatizada. Observou-se que para um *setpoint* de aquecimento maior que 19°C para as zonas periféricas e um *setpoint* de resfriamento menor que 25°C para a zona central, o PMV ficava na faixa de -0,75 a +0,75 na maior parte do tempo. O ajuste do *setpoint* de aquecimento para 20°C e o de resfriamento para 24°C resultou em valores recomendáveis de PMV na faixa de -0,5 a +0,5.

Para a segunda parte do estudo, a carga térmica de aquecimento e de resfriamento para o dia de projeto de inverno foi analisada para cada zona, considerando como *setpoint* de projeto 20°C e 24°C, aquecimento e resfriamento respectivamente. O sistema de condicionamento de ar HR-VRF foi dividido em dois, um atende as zonas leste e oeste e o outro atende as demais zonas. As zonas térmicas leste e oeste apresentaram carga térmica de resfriamento nula. As zonas norte e oeste apresentaram demanda por aquecimento muito superior a carga térmica de resfriamento da zona central. O sistema de condicionamento de ar VRF quente/frio foi dividido em três, um atende as zonas leste e oeste, outro norte e sul e o último atende a zona central.

O desempenho do sistema de condicionamento de ar HR-VRF foi comparado com o do sistema de condicionamento de ar VRF quente/frio considerando duas situações. Na primeira situação, as temperaturas internas adotadas como *setpoint* foram de 19°C para as zonas periféricas e 25°C para a zona central. Na segunda situação, as temperaturas internas adotadas foram de 20°C e 24°C, para as zonas periféricas e para zona central respectivamente. A segunda situação apresentou condições de conforto mais adequadas, entretanto tem maior custo energético. Comparando cada sistema de condicionamento de ar com seu próprio desempenho, no segundo caso o consumo de energia é maior 13% para

o HR-VRF e 18% para o VRF quente/frio. Comparando o desempenho entre os dois sistemas de condicionamento de ar, foi observado que o HR-VRF consumiu menos energia, 6% na primeira situação e 10% na segunda.

Analisando a estratégia de controle da temperatura de *setpoint*, observou-se que, para o sistema de condicionamento de ar HR-VRF, quando a temperatura interna ultrapassa o *setpoint* de aquecimento nas zonas periféricas, o sistema muda o modo de operação para resfriamento, enquanto que, para o sistema de condicionamento de ar VRF quente/frio, na mesma situação o compressor é desligado até que a temperatura diminua abaixo do *setpoint* estabelecido. Por isso, os autores simularam novamente as duas situações anteriores adotando para o sistema de condicionamento de ar HR-VRF a mesma estratégia de controle para a temperatura interna de aquecimento utilizada para o sistema de condicionamento de ar VRF quente/frio. Com isso, a economia de energia verificada para o sistema de condicionamento de ar HR-VRF sobre o sistema de condicionamento de ar VRF quente/frio passou a ser de 17% na primeira situação e 15% na segunda.

Outro fator considerado pelos autores foi o fato de que a carga de resfriamento é muito menor do que a de aquecimento, apresentando baixo impacto na economia de energia devido ao sistema de recuperação de calor do sistema de condicionamento de ar HR-VRF. Por isso, os autores investigaram também o cenário com o dobro do número de pessoas considerado nas simulações anteriores para a zona central, adotando os valores de *setpoint* para a temperatura interna de 20°C para as zonas periféricas e de 24°C para zona central. Neste caso, o sistema de condicionamento de ar HR-VRF consumiu 21% menos energia do que o sistema de condicionamento de ar VRF quente/frio. Foi observado que o aumento da demanda por resfriamento da zona central provoca um aumento direto no consumo de energia do sistema de condicionamento de ar VRF quente/ frio, enquanto que o sistema de condicionamento de ar HR-VRF é beneficiado pela maior taxa de recuperação de calor, melhorando seu desempenho e justificando o aumento da economia de energia de 15% para 21% em relação ao sistema de condicionamento de ar VRF quente/frio.

O estudo demonstrou que, para os cenários analisados, o sistema de condicionamento de ar HR-VRF apresentou melhor desempenho na comparação com o sistema de condicionamento de ar VRF quente/frio. Demonstrando um potencial de economia de energia de 15% a 21%,foi considerado como a melhor alternativa, pois atende ao nível de conforto recomendado com a menor demanda de energia.

Pozza (2011) avaliou o comportamento termo energético de uma edificação residencial de dois pavimentos, área de 509 m², em Caxias do Sul – RS.

Primeiramente, a edificação foi modelada considerando o sistema de climatização *split* com ciclo reverso. Além do consumo de energia, também foi avaliado o conforto térmico, através da temperatura operativa, de acordo com a referência estabelecida para as zonas de conforto de inverno e verão da ASHRAE Standard 55-2004. Na simulação da edificação existente, o sistema de climatização *split* apresentou o maior consumo dentre iluminação e equipamentos, 42% do total de energia consumida na edificação. O aquecimento é o maior responsável por esse consumo, representando 89% da energia utilizada pelo sistema de climatização *split*. Os ambientes climatizados apresentaram 7,6% a 33% das horas de operação do sistema de condicionamento de ar fora da zona de conforto térmico, considerando a temperatura operativa.

Visando maior porcentagem de horas de conforto e menor consumo energético, o autor propôs estudar alternativas, primeiro no estudo da envoltória e em seguida na alteração do sistema de condicionamento de ar de *split* para VRF.

Assim, foram estudados 11 cenários de propostas de intervenção na envoltória. A proposta final apresentou um potencial de redução no consumo de energia de 18,2% em relação à edificação existente. Para esta configuração, o sistema de condicionamento de ar *split* passou a representar apenas 30% do total do consumo de energia. O investimento/retorno estimado foi de 10,9 anos, sem considerar os reajustes no preço da energia.

Para modelagem do sistema de condicionamento de ar VRF, foi adaptado o módulo existente no programa *EnergyPlus 5.0 "Unitary Heat Pump Air-to-air multi speed system with DX expansion"*. Assim como no trabalho de Zhou et al. de 2007, o modelo utiliza as correlações de desempenho obtidas com dados de catálogos de equipamentos VRF para descrever o desempenho da serpentina na condição de carga parcial. O módulo utilizado no estudo permite variar a velocidade do compressor em até quatro faixas de operação, sendo, então, aplicadas as cinco curvas de desempenho para cada faixa de velocidade. Para o valor de carga térmica entre a capacidade mínima e máxima da modulação, o desempenho é calculado por interpolação linear, aproximando mais o modelo do funcionamento de um sistema de condicionamento de ar VRF. Na condição de carga térmica necessária menor que a disponível para a mínima modulação de velocidade do compressor, o

comportamento do modelo se aproxima do funcionamento *on-off* de equipamentos de climatização do tipo janela ou *split*. O autor considerou também, no modo de aquecimento, as correções de capacidade da máquina e consumo de energia no aquecimento na unidade externa durante operação de degelo, no caso de temperatura exterior inferior a 7°C.

O sistema de climatização VRF acoplado à edificação otimizada apresentou redução do consumo de 32,8% em relação ao sistema de climatização *split* acoplado ao mesmo modelo. O total de energia consumida pela edificação otimizada com o sistema de condicionamento de ar VRF também diminuiu 9,3%. O sistema operou 95,5% das horas na faixa de PLR de 0% a 60%, faixa em que o desempenho do sistema de condicionamento de ar VRF é significativamente superior ao sistema de condicionamento de ar *split*. O nível de conforto para todas as zonas ficou dentro dos 4% estabelecidos pela ASHRAE Standard 55-2004.

Por fim, o autor analisou o custo para aquecimento da edificação para quatro diferentes fontes: aquecimento com lareira a lenha, radiadores com água quente por aquecedor a GLP, VRF ciclo reverso, aquecedor com resistências elétricas. Os resultados indicaram que o sistema de condicionamento de ar VRF aquece de forma mais rápida e econômica o ambiente considerando os rendimentos envolvidos em cada sistema de aquecimento investigado.

Utilizando a ferramenta de simulação *EnergyPlus*, Pasquali et al. (2011) analisaram diferentes estratégias, englobando intervenções na envoltória, sistema de iluminação e no sistema de condicionamento de ar, para melhorar o desempenho energético de uma edificação de escritórios real na cidade de São Paulo.

A edificação estudada tem dois andares de estacionamento e 12 andares de escritórios de uma mesma empresa. Cada pavimento típico foi dividido em cinco zonas, sendo quatro correspondentes às fachadas e uma zona central. O sistema de condicionamento de ar *split* responde pela maior parcela de consumo anual da edificação existente, seguido por equipamentos e iluminação.

Na análise das possibilidades de *retrofit* do sistema de condicionamento de ar, foi necessário considerar, além da eficiência, o espaço físico para sua instalação. Os pavimentos apresentam pé-direito baixo, o que dificulta a instalação de sistemas que requerem rede de dutos. Duas propostas de sistemas de climatização foram estudadas em conjunto com as demais propostas de alteração no sistema de iluminação e de sombreamento das fachadas. Na primeira proposta, foi adotado o sistema de condicionamento de ar *split* com renovação de ar

utilizando economizador controlado pela temperatura. Na segunda, foi adotado o sistema de condicionamento de ar VRF com vazão mínima de renovação de ar necessária.

Dez configurações foram simuladas, sendo gradativamente analisadas e otimizadas, obtendo-se a melhor configuração no último cenário. Em relação aos sistemas de climatização analisados, verificou-se que, na proposta com o sistema de condicionamento de ar *split*, a redução do consumo de energia para resfriamento obtida com o uso do economizador foi compensada pelo aumento do consumo gerado pelo próprio ventilador do economizador. Assim, a proposta de *retrofit* adotada e melhor estudada na interação com outros cenários de otimização da iluminação e sombreamento foi com o sistema de condicionamento de ar VRF.

A melhor proposta de *retrofit* obtida apresenta um potencial de redução do consumo anual de 47,6% em relação à edificação existente. No que se refere à climatização, o sistema de condicionamento de ar VRF apresentou uma economia anual de aproximadamente 65% em relação ao sistema de condicionamento de ar *split* original.

Kwon et al. (2012) compararam o desempenho energético de um sistema de condicionamento de ar VRF no resfriamento medido em campo com seu próprio desempenho obtido através de simulação computacional.

A edificação estudada está localizada em Maryland, nos EUA, tem um único pavimento, seis zonas condicionadas, três zonas não condicionadas. O sistema de condicionamento de ar VRF é composto por seis unidades internas, uma para cada zona térmica, acopladas a uma única unidade externa.

O estudo de simulação foi realizado com o novo módulo VRF desenvolvido para o programa *EnergyPlus* versão 7.0, verificado e adotado pelo programa. O arquivo climático de referência utilizado na simulação foi composto por dados medidos localmente, de temperatura e umidade, e por dados, como radiação solar, velocidade e direção o vento, pressão atmosférica, obtidos do NOAA (*National Oceanic and Atmospheric Administration*) para 2011, para a Arlington, Virgínia, localização de aproximadamente 22 km de distância da edificação estudada.

As medições foram realizadas de junho a agosto de 2011 e os resultados obtidos por medições em campo e por simulação computacional foram comparados na frequência diária, semanal e mensal. Assim, a média quadrática dos desvio para energia elétrica consumida no dia, na semana e no mês foi, respectivamente, 5,63 kWh,

11,12 kWh e 37,58 kWh. E os valores médios absolutos obtidos para o erro relativo foram de 7,97%, 2,40% e 2,22%, respectivamente diário, semanal e mensal.

Considerando os resultados obtidos no trabalho realizado por Zhou et al. (2008), os autores observaram que o presente estudo, com o novo módulo para VRF do programa *EnergyPlus*, apresentou menor disparidade entre os dados medidos e simulados.

2.5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

No contexto de eficiência energética em sistemas de condicionamento de ar, o conhecimento das diversidades de soluções de climatização existentes no mercado não é suficiente para embasar as decisões de projeto. Cada vez mais, o conhecimento técnico específico deve caminhar em conjunto com o conhecimento das normas, regulamentos e programas de eficiência energética vigentes, bem como com o conhecimento e o domínio das ferramentas de simulação energética de edificações.

O sistema de climatização com central de água gelada e distribuição de ar VAV é muito adotado como solução energeticamente eficiente em edificações de grande porte, é um sistema popular nos EUA e esteve relacionado a muitos estudos de simulação e de campo realizados ao longo dos anos. Já o sistema de climatização VRF, apesar de ter mercado consolidado na Ásia, apenas na última década começa a ser utilizado competitivamente nos EUA, bem como em outros mercados. A evolução das ferramentas de simulação considera essa demanda de mercado e novas funcionalidades são desenvolvidas para possibilitar a simulação do sistema de condicionamento de ar VRF, como, por exemplo, o programa *EnergyPlus* em 2012.

Os trabalhos estudados, sobre desempenho térmico de sistemas de condicionamento de ar utilizando o programa *EnergyPlus*, evidenciam: a necessidade de reduzir o consumo de energia nas edificações, as potencialidades de resultados que podem ser alcançados nos estudos de simulação energética, a crescente demanda existente pelo aperfeiçoamento dos programas de simulação e a evolução dos modelos matemáticos empregados para representar o comportamento real dos sistemas de climatização. Por outro lado, observou-se a existência de número reduzido de estudos energéticos relacionados à simulação computacional do sistema de condicionamento de ar VRF, sobretudo os de grande porte com condensação a água.

No Brasil, o sistema de climatização VRF é amplamente utilizado e concorre comercialmente com os sistemas de climatização com *chiller* em edificações comerciais de grande porte. O aperfeiçoamento da modelagem do sistema de condicionamento de ar VRF no programa *EnergyPlus* possibilita inúmeros estudos comparativos sobre o desempenho energético entre ambos os tipos de sistema de climatização. A avaliação dos parâmetros de eficiência, COP de resfriamento e COP global, relacionados às condições de carga em que operaram, considerando as condições locais de clima, de padrão de uso da edificação, de materiais de construção, pode contribuir na forma de diretrizes para outros estudos na busca por soluções de climatização eficientes otimizadas.

3. METODOLOGIA

Este capítulo apresenta o método empregado no trabalho para comparação de desempenho energético entre os dois sistemas de climatização do tipo VAV e os dois do tipo VRF abordados.

As características técnicas dos sistemas de condicionamento de ar são baseadas nos requisitos mínimos de eficiência energética apresentados nas normas de referência, o Apêndice G da ASHRAE *Standard* 90.1 (2007a) e o RTQ-C (2010).

A comparação de desempenho entre os sistemas de climatização do tipo VAV e do tipo VRF é proposta adotando-se o mesmo modelo de edificação, com mesma envoltória, sistema de iluminação, demais cargas internas, taxas de infiltração e renovação de ar, padrão de uso de funcionamento da edificação, arquivo climático de referência e parâmetros de dimensionamento. O objetivo é evidenciar, através da diferença do consumo de energia, as características de desempenho de cada sistema de condicionamento de ar nas condições de operação estudadas.

3.1 CARACTERIZAÇÃO DA EDIFICAÇÃO DE REFERÊNCIA

Para investigar o comportamento dinâmico, o desempenho térmico e energético da edificação de referência nas diferentes configurações estudadas foi utilizado o programa de simulação *EnergyPlus* versão 8.1, de outubro de 2013.

A edificação definida para acomodar os sistemas de climatização tem 15 pavimentos com 30 m de largura, 30 m de profundidade e 3,0 m de altura, conforme Figura 5. O percentual de abertura da fachada (PAF) adotado é de 50%. Cada pavimento é dividido em cinco zonas térmicas, sendo uma central e quatro periféricas, conforme Figura 6.

A definição da tipologia considerou o objetivo de estudar o desempenho energético de sistemas de climatização com capacidade nominal instalada superior a 2110 kW, tendo como referência o tipo de edificação relacionada para o sistema de climatização VAV n° 8 do Apêndice G da ASHRAE *Standard* 90.1 (2007a).

Figura 5. Pavimentos da edificação de referência

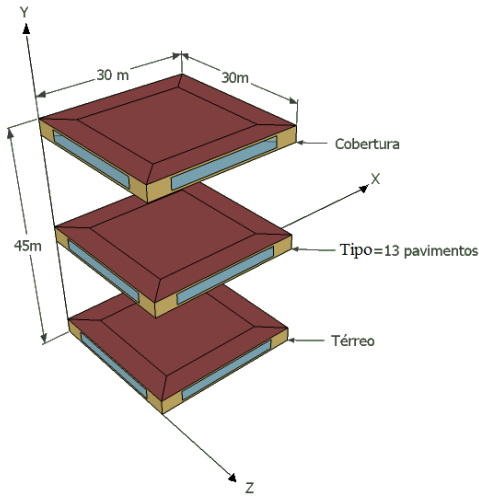
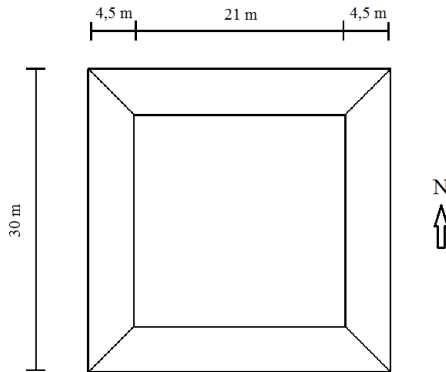


Figura 6. Zoneamento térmico e orientação das fachadas.



A geometria da edificação foi modelada no programa *EnergyPlus* com o auxílio do Simulador de Eficiência Energética de Edificações (S3E). O S3E consiste em uma interface para WEB que utiliza como base o programa *EnergyPlus*. A ferramenta foi desenvolvida pelo Laboratório de Eficiência Energética em Edificações (LABEEE) com o objetivo de auxiliar no processo de etiquetagem de edifícios pelo método de simulação. A distância de 4,5 m utilizada pelo S3E para o zoneamento do pavimento considera a influência das condições externas

no ambiente interno e tem como referência as recomendações para zoneamento térmico do Apêndice G da ASHRAE *Standard* 90.1(2007a).

Para simular o contato da edificação com o solo e calcular a influência que o solo exerce na temperatura da edificação e vice-versa foi utilizado o objeto “*Detailed Ground Heat Transfer*” com o pré-processador “*slab*” no programa *EnergyPlus*.

Para a definição dos elementos construtivos adotados no modelo foram consultados os requisitos dispostos no RTQ-C (2010) para classificação nível de eficiência energética A e o catálogo de propriedades térmicas de elementos construtivos no anexo V dos Requisitos de Avaliação da Conformidade para Eficiência Energética de Edificações – RAC (2013). Para a definição das propriedades termo físicas dos materiais foram consultadas a NBR 15220-2 (ABNT, 2005b) e o relatório interno do Laboratório de Eficiência Energética em Edificações (LABEEE) referente à Atualização da base de dados de propriedades térmicas de componentes construtivos: LABEEE/S3E/RAC (SAKAI et al., 2013). A exceção foram as janelas de vidro, cujas características foram baseadas nos arquivos da pasta *datasets* do programa *EnergyPlus*.

A Tabela 8 aborda os elementos construtivos adotados para a edificação de referência e seu correspondente coeficiente global de transferência de calor (U).

Tabela 8. Elementos construtivos da edificação de referência.

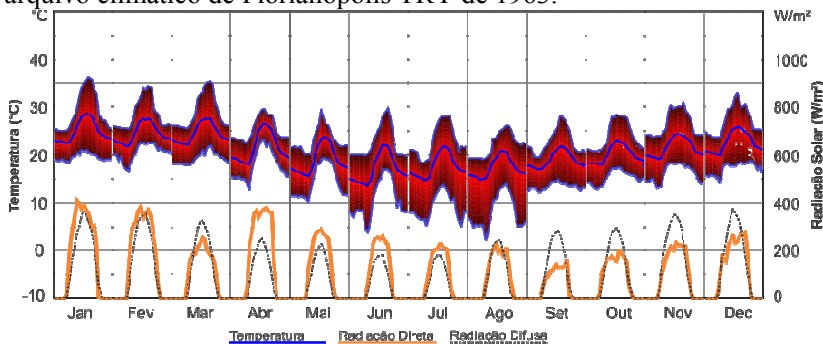
Elementos Construtivos	Materiais	U (W/m²K)
Parede externa	argamassa	2,70
	tijolo cerâmico seis furos	
	gesso	
Cobertura	telha metálica	0,70
	poliestireno	
	telha metálica	
	camada de ar	
	laje de concreto	
Divisória	gesso	3,20
Piso	laje nervurada	1,75
	vazios com preenchimento de poliestireno	
	contrapiso	
	piso cerâmico	

A parede externa é baseada no elemento 11 do anexo V (RAC, 2013). O coeficiente global de transferência de calor resultante de $2,7 \text{ W/m}^2\text{K}$ atende o requisito para nível A de eficiência energética do RTQ-C (2010), que é de $3,7 \text{ W/m}^2\text{K}$. A cobertura foi definida tendo como referência o elemento 20 do anexo V (RAC, 2013). O coeficiente global de transferência de calor resultante de $0,7 \text{ W/m}^2\text{K}$ fica dentro do limite estabelecido para a classificação nível A de eficiência energética do RTQ-C (2010), que é 1. Para as divisórias o material adotado foi gesso. O piso utilizado tem como referência o elemento 23 do anexo V (RAC, 2013).

O vidro adotado da pasta *datasets* do programa *EnergyPlus* foi o “GREEN 6MM” com fator solar de 0,623.

O arquivo climático de referência para a cidade de Florianópolis utilizado no estudo é o TRY (*Test Reference Year*) de 1963, representando uma série de dados climáticos sem extremos de temperaturas de forma a caracterizar o clima da região. A Figura 7 apresenta o perfil mensal para temperatura (máxima, média e mínima) e radiação (direta e difusa) obtido com os dados do arquivo climático utilizado.

Figura 7. Perfil mensal de temperatura e radiação obtido por dados do arquivo climático de Florianópolis TRY de 1963.



Florianópolis está localizada na região subtropical do Brasil, e apresenta verão e inverno bem definidos. A localização considerada é de 27,67 latitude sul, 48,55 longitude oeste e 7 metros de altitude. A temperatura máxima é de 36°C e a mínima é de 2°C , ocorrendo em janeiro e agosto respectivamente. A temperatura média no verão é de $24,5^\circ\text{C}$ e no inverno é de $17,2^\circ\text{C}$. A umidade relativa média anual é de 85%.

Para o dimensionamento dos sistemas de climatização, os dados climáticos de projeto relativos ao dia típico do mês mais quente do ano foram adotados conforme a ASHRAE *Handbook*(2009). A frequência anual de ocorrência adotada é de 0,4%, considerando a temperatura de bulbo seco do ar. Como os sistemas de climatização adotados funcionam somente no resfriamento, o dia típico de projeto de inverno não é abordado no trabalho. A Tabela 9 mostra os dados adotados para o dia típico de projeto de verão.

Tabela 9. Dados do dia típico de projeto de verão para a cidade de Florianópolis.

Dia típico de projeto	Temperatura bulbo seco (°C)	Temperatura bulbo úmido (°C)	Amplitude térmica diária (°C)	Velocidade média (m/s)	Direção do vento (°)
21/fevereiro	32,2	25,4	6,8	4,1	20,0

Fonte: ASHRAE (2009).

Assim, a temperatura de bulbo se comédia de 32,2°C, obtida para a frequência de ocorrência cumulativa anual de 0,4%, corresponde à temperatura máxima provável para 99,6% das 8760 horas do ano. A temperatura de bulbo úmido de 25,4°C corresponde à temperatura média coincidente para a temperatura de bulbo seco de projeto. A velocidade média de 4,1 m/s também corresponde à velocidade média coincidente para a temperatura de bulbo seco de projeto. A amplitude térmica diária adotada é de 6,8°C. A direção do vento é de 20°, sendo que 0° corresponde ao norte, 90° ao leste, 180° ao sul e 270° ao oeste.

As cargas internas foram estimadas com base na NBR 16401 (2008) e em requisitos para classificação de eficiência energética nível A do RTQ-C (2010). A taxa de dissipação de calor devido aos equipamentos adotada é de 155 W/pessoa, considerando um computador com monitor 19”, uso contínuo, com fator de segurança (ABNT, 2008a). A taxa de calor dissipado pelo sistema de iluminação considera o requisito para o nível de eficiência energética A do RTQ-C (2010) e é 9,7 W/m². A dissipação de calor por pessoas adotada, para atividade moderada em trabalhos de escritórios, é de 75 W/pessoa para calor sensível e 55 W/pessoa para calor latente (ABNT, 2008a). O número de pessoas considerado é de 1 pessoa/5 m² (ABNT, 2008c). A Tabela 10 resume a dissipação de calor nominal considerada para cada carga interna do modelo.

Tabela 10. Resumo do calor dissipado nominal adotado para as cargas internas.

	Cargas Internas (W/m²)
Equipamentos - sensível	31,0
Iluminação - sensível	9,7
Pessoas - sensível	15,0
Pessoas - latente	11,0
Pessoas - total	26,0

A renovação de ar prevista para os sistemas adota a taxa de 27 m³/h/pessoa, valor mínimo recomendado pela resolução N° 9 de 2003 da Agência Nacional de Vigilância Sanitária - ANVISA (2003). A vazão de renovação é constante e calculada considerando a taxa de ocupação nominal ocorrendo durante todo o período de funcionamento do sistema de condicionamento de ar, conforme Tabela 11.

Tabela 11. Vazão de renovação de por zona térmica.

	Vazão de renovação de ar fixa (m³/s)
Zona 1 - Térreo/ Tipo/ Cobertura	0,18
Zona 2 - Térreo/ Tipo/ Cobertura	0,18
Zona 3 - Térreo/ Tipo/ Cobertura	0,18
Zona 4 - Térreo/ Tipo/ Cobertura	0,18
Zona 5 - Térreo/ Tipo/ Cobertura	0,67

A taxa de infiltração de ar para todas as zonas é de 0,5 trocas por hora. O valor adotado considera um acréscimo nas taxas médias abordadas pela ASHRAE *Chapter 26 – Ventilation and Infiltration* (2001) para edificações mais novas e com boa vedação, ponderando a diferença de vedação nas construções e materiais utilizados no Brasil em relação aos EUA. A taxa de infiltração é adotada durante o período em que o sistema de climatização não opera, porque os ambientes são considerados levemente pressurizados durante seu funcionamento.

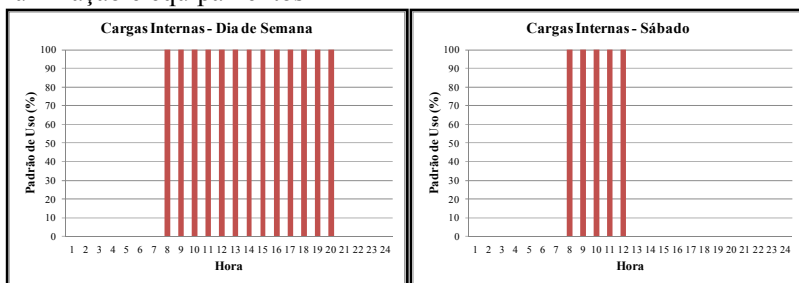
3.2 PADRÕES DE USO DE EDIFICAÇÃO

Dois cenários distintos foram avaliados no trabalho.

Para a primeira etapa de análise de desempenho dos sistemas de climatização, e também para o dimensionamento destes, foram adotados padrões de uso de edificação constante para o funcionamento das cargas internas, conforme Figura 8. Esse padrão de uso proporciona um

resultado de consumo de energia conservativo e representa uma edificação de escritórios com ocupação simultânea em uma faixa concentrada de horas do dia. Nesta condição, é esperado que o sistema de climatização opere maior número de horas do ano próximo a carga nominal, ou em faixas de PLR mais próximas de 1, em relação ao segundo cenário adotado.

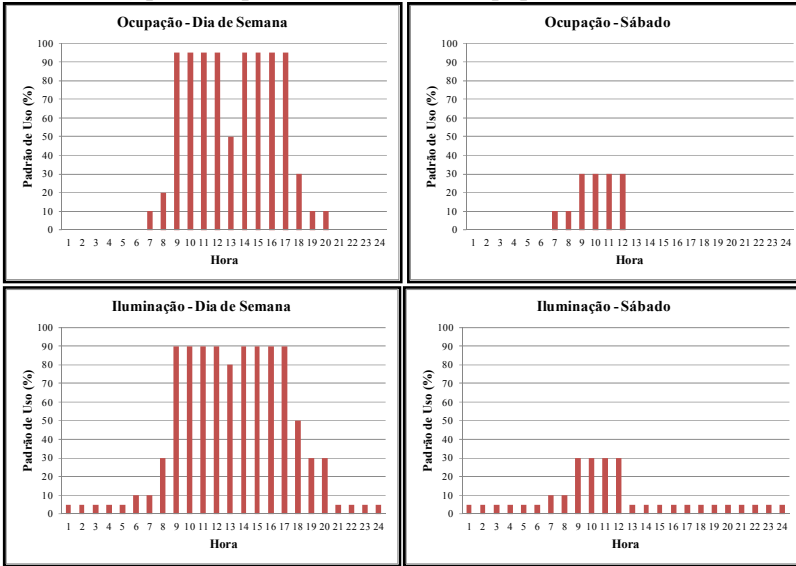
Figura 8. Padrão de uso de edificação constante para ocupação, iluminação e equipamentos



Para a segunda etapa de análise de desempenho dos sistemas, foram adotados padrões de uso para o funcionamento das cargas internas considerando que a ocupação da edificação ocorre de forma distribuída ao longo das horas do dia, conforme Figura 9. Este padrão de uso tem como referência ocupação para escritórios da ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b), mas adaptada dentro da faixa de horário de trabalho adotada no Brasil, e representa uma dinâmica de ocupação mais próxima da realidade para uma edificação de escritórios. Nesta condição, é esperado que o sistema de climatização opere maior número de horas do ano abaixo da carga nominal, ou em faixas de PLR mais distantes de 1, em relação ao primeiro cenário adotado.

O padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b), para as cargas de iluminação e equipamentos, para domingos e feriados, adota o nível de carga de 5% durante todo o período do dia.

Figura 9. Padrão de uso de edificação referência ASHRAE *Standard* 90.1(2007b) para ocupação, iluminação e equipamentos



Para ambos os padrões de uso de edificação, o sistema de climatização tem seu funcionamento controlado pela atuação dos termostatos das zonas, de acordo com o *setpoint* estabelecido. O padrão de uso determina quando o sistema está apto a funcionar, sendo adotado de 08h00 às 20h00 para dia de semana e 08h00 às 12h00 para sábado. O nível de ocupação adotado para domingo/feriado é nulo.

3.3 SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO VOLUME DE AR VARIÁVEL (VAV)

Para a avaliação de desempenho energético proposta no trabalho, dois modelos de sistema de climatização VAV são considerados. A diferença entre eles está relacionada apenas ao tipo de mecanismo de controle da capacidade do compressor empregado no *chiller*. O primeiro sistema de climatização VAV é modelado com os *chillers* tendo compressores centrífugos *standard*. O segundo, com *chillers* tendo compressores centrífugos com variador de frequência (VSD). Todos os requisitos e as considerações relativas à sua concepção, todas as demais características descritas aqui são idênticas para ambos os sistemas de climatização do tipo VAV abordados.

A concepção do sistema de climatização VAV é baseada nas disposições requeridas para o modelo do sistema de condicionamento de ar n° 8 utilizado para a simulação de desempenho da edificação de referência, conforme descrito no Apêndice G da ASHRAE *Standard* 90.1 (2007a). O sistema n° 8 corresponde ao sistema de climatização central VAV com PFP (*Parallel Fan-Powered*), aquecimento elétrico, expansão indireta, arrefecimento a água. A definição das características e parâmetros de desempenho do sistema de condicionamento de ar adotado baseia-se no cumprimento dos requisitos mínimos de eficiência energética desta norma e também do nível de eficiência energética A do RTQ- C (2010).

No sistema de climatização estudado, cada pavimento é atendido por uma unidade de tratamento de ar composta de uma serpentina de resfriamento e desumidificação, de um ventilador de insuflamento de vazão variável e de cinco caixas VAV, atendendo respectivamente a cada zona térmica.

As unidades equipadas com o PFP, conforme sistema n° 8 do Apêndice G, visam economia de energia quando necessário reaquecimento para atender o *setpoint* da zona, no caso de sistemas quente e frio. Quando o modo de operação do sistema for resfriamento e a vazão mínima de ar primário frio fornecida pelo ventilador exceder a carga térmica de uma zona específica, um ventilador menor, de vazão constante, instalado em uma caixa paralela a caixa VAV, é acionado para misturar ar mais quente do *plenum* de retorno ao ar de insuflamento. O sistema de reaquecimento é acionado então somente se o *setpoint* não for atendido, sendo ainda necessário aumentar a temperatura do ar de suprimento. O sistema estudado é do tipo somente frio, por isso a caixa PFP não é adotada. O sistema VAV modelado é então o de duto simples, sem reaquecimento. A fração mínima de vazão adotada por zona é de 0,3.

O ventilador de volume de ar variável adotado tem eficiência de 0,65, aumento de pressão de 600 Pa, eficiência do motor de 0,8, fração de vazão mínima de 0,25. O limite de potência nominal do ventilador modelado deve atender ao recomendado pelo RTQ-C (2010). A potência elétrica consumida pelo ventilador é calculada de forma dinâmica pelo programa *EnergyPlus* apenas em função da variação da vazão, não considerando as variações de pressão no duto e a curva do ventilador. A curva de correção da potência do ventilador devido à operação em cargas parciais tem forma cúbica e seus coeficientes são definidos de acordo com o Apêndice G da ASHRAE *Standard* 90.1(2007a).

A serpentina é modelada para uma condição de projeto de saída do ar a 13°C e 0,008 kg água/ kg ar seco. O *setpoint* para água é de 6,7°C e 13°C, entrada e saída respectivamente. O tipo de trocador de calor modelado é de fluxo cruzado.

Para cada sistema de climatização do tipo VAV, são adotados dois *chillers* de igual capacidade, que atendem a toda a edificação. O *chiller* principal opera preferencialmente, até seu ponto de PLR máximo, quando o *chiller* secundário é acionado para completar a demanda por resfriamento, operando entre seu mínimo e máximo PLR. Os *chillers* são caracterizados pela vazão de água constante no evaporador e pela condensação a água. Aqui, cabe ressaltar que os dois *chillers* adotados como referência para o primeiro modelo são equipados com compressores centrífugos *standard* e, para o segundo modelo, com compressores centrífugos VSD. O desempenho dos *chillers* deve atender a eficiência mínima para o nível A exigida pelo RTQ-C (2010).

A temperatura de projeto para água de suprimento é de 6,7°C e de retorno é de 13°C. Durante a operação, o modelo é programado para manter o *setpoint* de água gelada de projeto de 6,7°C quando a temperatura de bulbo seco do ar exterior for maior ou igual a 27°C e alterá-lo para 12°C quando esta for menor ou igual a 16°C. No intervalo entre 16°C e 27°C, o programa varia linearmente o *setpoint* da água gelada de 12°C a 6,7°C.

Três distintos representantes de fabricantes de *chillers* considerados referência no mercado foram, seqüencialmente, consultados para obtenção das informações de desempenho, necessárias ao estudo dos coeficientes das curvas de correção de capacidade e consumo utilizados pelo programa *EnergyPlus*. Considerando o número significativo de tentativas realizadas juntos aos fabricantes e a impossibilidade de se obter os dados mínimos necessários para este estudo, optou-se por adotar como referência os *chillers* centrífugos e seus coeficientes de desempenho disponíveis na pasta *datasets* do programa *EnergyPlus*.

Para rejeição de calor é adotado um modelo de torre de resfriamento por tiragem mecânica do ar por indução, fluxo de ar em contracorrente, ventilador axial com duas velocidades. O *setpoint* de projeto é de 29°C para a água de saída da torre e a variação de temperatura no circuito de condensação é de 5,6°C. Durante a operação, o *setpoint* da água de saída da torre é mantido entre 21°C e 29°C, variando conforme a temperatura de bulbo úmido do ar externo. Considerando a temperatura de bulbo úmido do ar externo como o limite físico para resfriamento da água no trocador de calor, foi adotado um

diferencial de $5,6^{\circ}\text{C}$ para a definição do *setpoint* de temperatura de saída da água da torre. Assim, caso a temperatura da água de saída da torre esteja acima do *setpoint* calculado, o ventilador entra em operação na velocidade 1. Se a temperatura permanece acima do *setpoint*, a velocidade 2 é então acionada. O consumo de energia devido à ciclagem dos ventiladores não é contabilizado pelo modelo do programa *EnergyPlus*. O método de desempenho selecionado para o cálculo dos parâmetros da torre de resfriamento pelo programa é o baseado no produto do coeficiente global de transferência de calor pela área do trocador de calor e na vazão e água de condensação de projeto. O desempenho da torre modelada deve atender a eficiência mínima para o nível A exigida pelo RTQ-C (2010).

O circuito hidráulico primário de suprimento de água gelada é composto por duas bombas de velocidade constante, de mesma capacidade, sendo uma para cada *chiller*. No circuito secundário, uma única bomba de velocidade variável atende às serpentinas de resfriamento. O circuito de condensação é atendido por duas bombas de velocidade constante, de mesma capacidade, sendo uma para cada *chiller*.

Todas as bombas têm funcionamento intermitente. No caso das bombas de velocidade constante, funcionam em carga nominal quando há carga no circuito e desligam quando nenhuma carga é identificada. A bomba de velocidade variável opera entre o ponto de máximo (ou nominal) e de mínimo (ou zero) conforme demanda de carga do sistema, desligando quando não há carga no circuito.

A potência das bombas de velocidade constante consideradas pelo modelo é a nominal. O método utilizado pelo programa *EnergyPlus* não considera o cálculo da potência de forma dinâmica, em função da queda de vazão e de pressão na tubulação e da curva da bomba. No caso da bomba de velocidade variável, a potência é ajustada somente em função da vazão. A curva utilizada para a correção da potência em função do PLR foi selecionada da pasta *datasets* do programa *EnergyPlus*, conforme Equação 6 e Equação 7. A escolha considerou a recomendação do RTQ-C (2010) de que, para este tipo de aplicação, bomba individual com potência maior que 37 kW tenham dispositivo de controle que possibilite um consumo menor que 30% da potência nominal para um PLR de 50%. Os valores de potência nominal adotados são $349 \text{ kW/m}^3/\text{s}$ para as bombas de água gelada e $310 \text{ kW/m}^3/\text{s}$ para as bombas de condensação (ASHRAE, 2007a).

$$FFLPower = PLR^2 \quad \text{Equação 6}$$

$$PLR = \dot{v} / \dot{v}_{design} \quad \text{Equação 7}$$

Onde:

FFLPower= fração da potência nominal ou fator de correção da potência;

PLR= razão de carga parcial;

\dot{v} = vazão volumétrica (m³/s);

\dot{v}_{design} = vazão volumétrica (máxima) nominal (m³/s).

3.4 SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO VAZÃO DE REFRIGERANTE VARIÁVEL (VRF)

Para a avaliação de desempenho energético proposta no trabalho, dois modelos de sistema de climatização VRF são considerados. Na primeira opção, o sistema de climatização VRF é modelado com as unidades externas tendo capacidade nominal menor do que a capacidade nominal total das respectivas unidades internas (CR maior que 1). Na segunda opção, com as unidades externas tendo capacidade nominal maior do que a capacidade nominal total das respectivas unidades internas (CR menor que 1). Com isso, as capacidades e potências das bombas de condensação e das torres de resfriamento também serão diferentes entre os modelos, pois são função da vazão de condensação da unidade externa VRF. Todos os requisitos e as considerações relativas à sua concepção, todas as demais características descritas aqui são idênticas para ambos os sistemas de climatização do tipo VRF abordados.

O sistema de climatização VRF é dividido por pavimento. As unidades internas que atendem as cinco zonas de cada andar são conectadas a um conjunto independente de unidades externas, totalizando 15 subsistemas. As unidades internas adotadas são do tipo de “embutir para dutos”. A renovação de ar é realizada através da própria unidade interna. O sistema opera somente no modo resfriamento. A condensação das unidades externas é realizada por água e todas as unidades são conectadas em único circuito hidráulico, composto por uma bomba de velocidade constante e uma torre de resfriamento. Todos os equipamentos que compõem o sistema de climatização VRF devem atender o nível de eficiência A do RTC- C (2010).

Para efeito de modelo, as características das unidades internas que atendem a cada zona são condensadas em um único objeto. Assim, a cada zona térmica é acoplada uma unidade interna composta por um

ventilador de insuflamento, uma serpentina de resfriamento e desumidificação e uma caixa de mistura, que representa a conexão do ar exterior com o ar de retorno.

O ventilador de insuflamento de volume de ar constante adotado tem eficiência de 0,65 e eficiência do motor de 0,8. O funcionamento do ventilador é contínuo e a vazão de operação é constante, operando mesmo com a serpentina fora de operação e com a vazão de ar nominal independente da redução de fluxo refrigerante na serpentina. Por isso, a potência elétrica consumida pelo ventilador é constante para todo período de funcionamento do sistema de condicionamento de ar. O *setpoint* de projeto para saída do ar adotado para a serpentina é de 13°C e 0,008 kg água/ kg ar seco.

Um objeto caracterizando a unidade externa é modelado para cada pavimento, atendendo às cinco unidades internas de acordo com cada zona térmica. O fluido refrigerante é o R410A, tipo de condensação a água. O comprimento equivalente adotado é de 50 m e a altura vertical é de 3 m, considerando a distância entre a unidade externa e a unidade interna mais desfavorável.

Os dados nominais e os dados de desempenho para a obtenção das curvas para correção da capacidade das unidades internas e da capacidade e do consumo das unidades externas fora das condições nominais de operação foram obtidos em catálogos do fabricante LG (LG ELETRONICS, 2011a; e LG ELETRONICS, 2011b).

Para rejeição de calor é adotado o mesmo modelo de torre de resfriamento utilizado para a configuração do sistema de climatização VAV: por tiragem mecânica do ar por indução, fluxo de ar em contracorrente, ventilador axial com duas velocidades. Os critérios de projeto utilizados também são semelhantes. O *setpoint* de projeto é de 29°C para a água de saída da torre e a variação de temperatura no circuito de condensação é de 5,6°C. Durante a operação, o *setpoint* da água de saída da torre é mantido entre 21°C e 29°C, variando conforme a temperatura de bulbo úmido do ar externo e o diferencial de 5,6°C (TBU mais 5,6°C). Caso a temperatura da água de saída da torre esteja acima do *setpoint* calculado, o ventilador entra em operação na velocidade 1. Se a temperatura permanece acima do *setpoint*, a velocidade 2 é então acionada. O método de desempenho selecionado para o cálculo dos parâmetros da torre de resfriamento pelo programa é o baseado no produto do coeficiente global de transferência de calor pela área do trocador de calor e na vazão e água de condensação de projeto. O desempenho da torre modelada deve atender a eficiência mínima para o nível A exigida pelo RTQ-C (2010).

O circuito hidráulico de condensação é atendido por uma bomba de velocidade constante que circula água da torre para todas as unidades externas. A bomba tem funcionamento intermitente: funciona em carga nominal quando há carga no circuito e desliga quando nenhuma carga é identificada. A potência nominal adotada é de 310 kW/m³/s (ASHRAE, 2007a).

3.5 DIMENSIONAMENTO DOS SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO

3.5.1 Sistemas de Climatização Volume de Ar Variável (VAV)

Para a estimativa da capacidade dos equipamentos que compõe o sistema de climatização VAV, é utilizado o modelo expandido gerado pelo conjunto de objetos disponibilizados no “*HVACTemplates*” do programa *EnergyPlus*. O modelo expandido, com todas as características da edificação, suas cargas internas, padrão de uso de edificação para dia de semana conforme a Figura 8 e sistema de climatização, é simulado para o dia típico de projeto. O sistema de climatização do tipo VAV simulado tem seus parâmetros dimensionais, descritos na Tabela 12, selecionados na opção “*autosize*”, ou seja, a serem determinados pelo programa de simulação.

Tabela 12. Parâmetros de projeto do sistema de climatização VAV a serem determinados pelo programa *EnergyPlus*.

Parâmetros simulados em “ <i>autosize</i> ”	
Unidade de tratamento de ar (ventilador, serpentina)	vazão nominal de ar, vazão nominal de água gelada, temperatura e umidade de projeto do ar na entrada da serpentina
<i>Chiller</i>	capacidade de referência, vazão de água gelada de referência, vazão de água de condensação de referência
Bombas	vazão nominal de água
Torre de resfriamento	vazão de água de projeto, vazão de ar na convecção livre, vazão de ar e potência do ventilador a alta e a baixa velocidade, produto do coeficiente global de transferência de calor pela área

Os critérios de projeto para o dimensionamento adotados no modelo do sistema de climatização VAV são abordados na Tabela 13.

Tabela 13. Critérios de projeto para o dimensionamento do sistema de climatização VAV.

Critérios de projeto para o sistema de climatização VAV	
Modo de operação	somente frio
Fator de dimensionamento	1,15
Temperatura de bulbo seco do ar ambiente	24°C
Temperatura de bulbo seco do ar na saída da serpentina	13°C
Umidade absoluta do ar na saída da serpentina	0,008 kg água/kg ar seco
Temperatura da água gelada de suprimento	6,7°C
Temperatura da água gelada de retorno	13°C
Temperatura da água de condensação	29°C
Diferença de temperatura no circuito de condensação	5,6°C

O fator de dimensionamento de 1,15 e a temperatura de saída do ar na serpentina de 13°C adotados foram definidos de acordo com os critérios relacionados no Apêndice G da ASHRAE *Standard* 90.1 (2007a) para estimativa da capacidade do sistema de climatização VAV da edificação de referência. Os valores adotados para os parâmetros de projeto do sistema, temperatura da água gelada de suprimento e retorno, temperatura da água e condensação e diferença de temperatura no circuito de condensação, estão de acordo com os requisitos mínimos de eficiência para o sistema de climatização de referência n° 8 da mesma norma.

Os resultados referentes à simulação dos modelos para o dia típico de projeto obtidos para capacidade da serpentina, fator de calor sensível, vazão de ar, vazão de água para cada pavimento são então utilizados para estimar os dados nominais a serem adotados para os ventiladores VAV e para as serpentinas de resfriamento e desumidificação do modelo do sistema de climatização VAV. Os resultados para capacidade do *chiller*, vazão de água gelada e vazão de água de condensação são utilizados para estimar os dados nominais do *chiller*, das bombas de suprimento de água gelada e de condensação. Para definir os dados nominais da torre de arrefecimento são considerados os resultados da vazão de água de condensação, o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área, a vazão de ar e a potência para alta e para baixa velocidade do ventilador, bem como a vazão de ar e o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área na convecção livre.

Os parâmetros dimensionais adotados nesta etapa precisam então ser verificados quanto ao atendimento dos requisitos de eficiência energética nível A do RTC- C (2010). Os dados nominais dos equipamentos do sistema de climatização VAV definidos são inseridos no modelo substituindo os parâmetros anteriormente em “autosize”. O modelo é simulado para o ano climático de referência. Se o total de horas não atendidas for inferior a 10% das horas condicionadas e a diferença do total de horas não atendidas entre este modelo e o modelo com o sistema de climatização VRF for inferior a 50 horas, a seleção de equipamentos pode ser aceita. Caso contrário, as capacidades devem ser alteradas de modo a convergir para valores dentro desses critérios.

Os critérios de aceitação utilizados são baseados nas recomendações do Apêndice G da ASHRAE *Standard* 90.1 (2007a) relacionados ao dimensionamento da capacidade do sistema de climatização da edificação de referência e à capacidade do sistema de climatização da edificação real.

Após a definição das capacidades nominais dos equipamentos, os resultados referentes à capacidade do *chiller*, vazão de água gelada e vazão de água de condensação, em conjunto com a temperatura de projeto da água gelada de 6,7°C, com a temperatura de projeto da água de condensação de 29°C e com os intervalos de operação dos equipamentos, entre 6,7°C e 12°C para água gelada e entre 21°C e 29°C para água de condensação, são utilizados para a seleção dos *chillers* centrífugos *standard* e VSD na pasta *datasets* do programa *EnergyPlus*. Os *chillers* centrífugos selecionados devem atender ainda ao nível de eficiência A do RTQ-C (2010), que estabelece COP mínimo de 6,1 e IPLV (*Integrated Part Load Value*) de 6,4.

Os coeficientes das curvas de desempenho dos dois tipos de *chillers* selecionados são utilizados na substituição dos coeficientes do *chiller* do arquivo expandido, gerado do “*HVACTemplates*” e empregado até esta etapa. Dois modelos distintos são agora adotados. O primeiro corresponde ao modelo com sistema de climatização VAV com *chillers* centrífugos *standard*, o segundo consiste no modelo com sistema de climatização VAV com *chillers* centrífugos com variador de frequência (VSD).

Os dois modelos distintos definidos são submetidos a uma última verificação em relação aos horas não atendidas e a diferença entre estas e as horas não atendidas dos modelos finais empregados para os sistemas de climatização do tipo VRF.

3.5.2 Sistema de Climatização Vazão de Refrigerante Variável (VRF)

Para a estimativa da capacidade dos equipamentos que compõe o sistema de climatização VRF, é utilizado o modelo expandido gerado pelo conjunto de objetos disponibilizados no “*HVACTemplates*” do programa *EnergyPlus*. O modelo expandido, com todas as características da edificação, suas cargas internas, padrão de uso de edificação para dia de semana conforme a Figura 8 e sistema de climatização, é simulado para o dia típico de projeto. O sistema de climatização do tipo VRF simulado tem seus parâmetros dimensionais, descritos na Tabela 14, selecionados na opção “*autosize*”, ou seja, a serem determinados pelo programa de simulação.

Tabela 14. Parâmetros de projeto do sistema de climatização VRF a serem determinados pelo programa *EnergyPlus*.

Parâmetros simulados em “ <i>autosize</i> ”	
Unidade interna (ventilador, serpentina)	vazão nominal de ar de suprimento, capacidade de resfriamento total da serpentina, fator de calor sensível
Unidade externa	capacidade de resfriamento, vazão de água de condensação
Bomba de condensação	vazão nominal de água
Torre de resfriamento	vazão de água de projeto, vazão de ar na convecção livre, vazão de ar e potência do ventilador a alta e a baixa velocidade, produto do coeficiente global de transferência de calor pela área

Os critérios de projeto de dimensionamento adotados para o modelo do sistema de climatização VRF são abordados na Tabela 15.

Tabela 15. Critérios de projeto para etapa de dimensionamento do sistema de climatização VRF.

Critérios de projeto para o sistema de climatização VRF	
Modo de operação	somente frio
Fator de dimensionamento	1,15
Temperatura de bulbo seco do ar ambiente	24°C
Temperatura de bulbo seco do ar na saída da serpentina	13°C
Umidade absoluta do ar na saída da serpentina	0,008 kg água/kg ar seco
Temperatura da água de condensação	29°C
Diferença de temperatura da água no circuito de condensação	5,6°C

Estes requisitos foram definidos concomitantemente com os requisitos adotados para o dimensionamento do sistema de climatização VAV, estando em conformidade com as recomendações previstas no Apêndice G da ASHRAE *Standard* 90.1 (2007a), conforme exposto anteriormente.

Os resultados referentes à simulação do modelo de dimensionamento para o dia típico de projeto obtidos para as vazões de ar e as capacidades das serpentinas são utilizados para a seleção das unidades internas no catálogo de referência da LG (LG ELETRONICS, 2011b). Os resultados obtidos para as capacidades das unidades externa se também para as capacidades das unidades internas são utilizados para seleção das unidades externas no catálogo de referência da LG (LG ELETRONICS, 2011a). Duas opções para a capacidade nominal da unidade externa do sistema de climatização VRF são consideradas no trabalho, uma com CR maior que 1 e a outra com CR menor que 1, dando origem a dois modelos distintos: o modelo com sistema de climatização VRF opção 1 e o modelo com sistema de climatização VRF opção 2. A seleção das unidades externas considera o valor de CR desejável próximo de 1 e o valor de COP mínimo de 2,93, de acordo com o requisito de eficiência energética nível A da portaria do INMETRO N° 299 (INMETRO, 2013) que complementa o RTC- C (2010). Os resultados obtidos para a vazão de água da bomba de condensação e para os dados nominais da torre de resfriamento, a vazão de água de condensação, o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área, a vazão de ar e a potência para alta e para baixa velocidade do ventilador, a vazão de ar e o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área na convecção livre, são então ajustados de acordo com a vazão nominal de água de condensação das unidades externas selecionadas para a opção 1 e para a opção 2.

Os parâmetros dimensionais adotados nesta etapa precisam então ser verificados quanto ao atendimento dos requisitos de eficiência energética nível A do RTC- C (2010). Em seguida, os dados nominais dos equipamentos dos sistemas de climatização do tipo VRF definidos são inseridos nos respectivos modelos, substituindo os parâmetros anteriormente em “*autosize*”. Os dois modelos, com sistema de climatização VRF opção 1 e VRF opção 2, são simulados para o ano climático de referência. Se o total de horas não atendidas for inferior a 10% das horas condicionadas e a diferença do total de horas não atendidas entre estes modelos e o modelo com o sistema de climatização

VAV for inferior a 50 horas, a seleção de equipamentos pode ser aceita. Caso contrário, as capacidades devem ser alteradas de modo a convergir para valores dentro desses critérios.

Conforme mencionado anteriormente, os critérios de aceitação utilizados são baseados nas recomendações do Apêndice G da ASHRAE *Standard* 90.1 (2007a) relacionados ao dimensionamento da capacidade do sistema de climatização da edificação de referência e à capacidade do sistema de climatização da edificação real.

Após a definição das capacidades nominais dos equipamentos, os dados de desempenho das unidades internas e das unidades externas selecionadas como referência nos catálogos da LG (LG ELETRONICS, 2011a; e LG ELETRONICS, 2011b) são utilizados para obtenção dos coeficientes das curvas de desempenho utilizados pelo programa *EnergyPlus* para simular o sistema de climatização VRF. As informações de desempenho do fabricante são estudadas utilizando regressão polinomial pelo método dos mínimos quadrados no programa Excel. Os coeficientes obtidos para cada modelo, com sistema de climatização VRF opção 1 e VRF opção 2, são utilizados na substituição dos coeficientes da unidade externa do arquivo expandido, gerado do “*HVACTemplates*” e empregado até esta etapa.

Os dois modelos, com sistema de climatização VRF opção 1 e VRF opção 2, definidos são submetidos a uma última verificação em relação aos horas não atendidas e a diferença entre estas e as horas não atendidas dos modelos finais empregados para os sistemas de climatização do tipo VAV.

3.6 AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO ENERGÉTICO DOS SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO

Antes de analisar o desempenho energético dos sistemas de climatização nas condições de operação estudadas, são avaliadas as características de desempenho energético em carga parcial dos *chillers* e das unidades externas VRF adotadas como referência no estudo e utilizadas pelo programa *EnergyPlus* através das correlações de desempenho. O objetivo é identificar, comparativamente, em que faixa de PLR cada equipamento de refrigeração apresenta melhor COP. Para isso, estudou-se o comportamento do COP em relação ao PLR para as condições nominais de projeto ou de catálogo para os modelos de fabricante de *chillerse* de unidades externas VRF utilizados no trabalho.

Em seguida, iniciou-se as avaliações de desempenho energético dos sistemas de climatização VAV com *chillers standard*, VAV com

chillers VSD, VRF opção 1 e VRF opção 2, realizadas separadamente, para o padrão de uso da edificação constante, mostrado na Figura 8, e para o padrão de uso da edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b), mostrado na Figura 9.

Primeiramente, são avaliados os resultados obtidos para consumo de energia elétrica anual por uso final da edificação simulada com cada sistema de climatização VAV e VRF, observando as diferenças no consumo entre eles e a contribuição de cada uso final no resultado obtido. Também são avaliados os resultados de consumo de energia elétrica mensal por uso final para cada sistema de condicionamento de ar e são comparados, entre todos os sistemas de climatização abordados, os resultados de consumo de energia mensal total e os resultados de consumo de energia por resfriamento.

Com a finalidade de observar detalhadamente o desempenho energético dos sistemas de climatização do tipo VAV e do tipo VRF para a edificação simulada, a potência de cada uso final, a capacidade de resfriamento, a relação COP e PLR para cada *chiller* e unidade externa VRF e o COP global, são avaliados na frequência horária para dois dias do arquivo climático de referência, um dia de temperatura elevada e outro de temperatura amena, respectivamente selecionados 08 de janeiro e 29 de abril. Para este trabalho, o COP global é definido pelo quociente entre a capacidade de resfriamento e a soma das potências consumidas por cada equipamento do sistema de climatização. Assim, pretende-se analisar as diferenças no consumo de energia, a contribuição de cada uso final neste resultado, as diferenças de eficiência no resfriamento e no rendimento global entre os sistemas de climatização abordados.

Em mais uma etapa, é realizado um estudo quantificando o percentual do tempo de operação no ano em relação à faixa de PLR, à faixa de COP de resfriamento e à faixa de COP global, para cada sistema de climatização. Este estudo é fundamentado nas características e no comportamento energético apresentados por cada sistema de climatização durante as avaliações e tem como objetivo evidenciar esta relação com os resultados de consumo de energia elétrica obtidos no presente trabalho.

Por fim, as diferenças de resultados de desempenho energético dos sistemas de climatização do tipo VAV e do tipo VRF obtidas entre os dois padrões de uso da edificação adotados são avaliadas e discutidas. São comparados os resultados de consumo de energia anual por uso final, os resultados obtidos para o COP de resfriamento em relação ao percentual de tempo que operaram por faixa de PLR, considerando também nesta discussão os resultados do comportamento entre o COP e

o PLR analisados para os dias 08 de janeiro e 29 de abril, e os resultados obtidos para o COP global. Pretende-se com esta avaliação evidenciar o comportamento e as características observadas para cada sistema de climatização, identificando potenciais estudos, de acordo com cada uso final e seu impacto sobre o consumo de energia total, com foco no aumento do rendimento global para as aplicações consideradas.

4. RESULTADOS

4.1 DIMENSIONAMENTO DOS SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO

4.1.1 Sistema de Climatização Volume de Ar Variável (VAV)

O resultado do dimensionamento do sistema de climatização VAV obtido através da simulação do modelo com os parâmetros dimensionais na opção “*autosize*” para o dia de projeto é apresentado nas tabelas a seguir. Além de atender os critérios de projeto, os parâmetros dimensionais adotados são verificados de modo a atender os critérios de eficiência energética nível A do RTC- C (2010).

O resultado do dimensionamento das unidades de tratamento de ar, compostas pela serpentina de resfriamento e desumidificação e pelo ventilador VAV, e os valores nominais adotados para as vazões de ar e de água são apresentados na Tabela 16. Para o ventilador de insuflamento VAV, a razão entre a sua potência e a sua vazão na condição de projeto, não deve exceder a 2,7 kW/1000 l/s, segundo recomendações para o nível de eficiência energética A do RTC- C (2010). As vazões de ar adotadas, consideradas em conjunto com o aumento de pressão do ventilador de 600 Pa, a eficiência do ventilador de 0,65 e a eficiência do motor de 0,8, resultam em 1,15 kW/1000 l/s, o que atende ao critério mencionado.

Tabela 16. Resultado do dimensionamento e os parâmetros adotados para as unidades de tratamento de ar - VAV.

	Carga térmica total (W)	Fator de calor sensível	Carga térmica total (TR/m ²)	Vazão nominal de ar (m ³ /s)	Vazão nominal de água (m ³ /s)	Vazão nominal de ar adotada (m ³ /s)	Vazão nominal de água adotada (m ³ /s)
Zonas Térreo	156325,3	0,69	0,049	6,4	0,0059	7,0	0,0063
Zonas Tipo	165051,6	0,69	0,052	7,1	0,0062	7,7	0,0064
Zonas Cobertura	167090,8	0,69	0,053	7,2	0,0063	7,9	0,0067

A Tabela 17 apresenta o resultado obtido para os parâmetros dimensionais dos *chillers* e a Tabela 18 o resultado para as bombas hidráulicas que compõe o sistema de climatização VAV. A potência nominal adotada para cada bomba foi definida com base na vazão nominal de água, de acordo com os valores em kW/m³/s definidos no Apêndice G da ASHRAE *Standard* 90.1(2007a).

Tabela 17. Resultado do dimensionamento e os parâmetros adotados para os *chillers*.

	Capacidade nominal (W)	Vazão de água gelada (m ³ /s)	Vazão de água de condensação (m ³ /s)	Capacidade nominal adotada (W)	Vazão de água gelada adotada (m ³ /s)	Vazão de água de condensação adotada (m ³ /s)	Capacidade nominal adotada (TR/m ²)
<i>Chiller 1</i>	1234523,02	0,0467	0,0633	1270000	0,0482	0,0642	0,054
<i>Chiller 2</i>	1234523,02	0,0467	0,0633	1270000	0,0482	0,0642	

Tabela 18. Resultado do dimensionamento e os parâmetros adotados para as bombas - VAV.

	Vazão nominal de água (m ³ /s)	Vazão nominal de água adotada (m ³ /s)	Potência nominal adotada (W)
Bomba água gelada primária 1	0,0467	0,0482	16821,8
Bomba água gelada primária 2	0,0467	0,0482	16821,8
Bomba água gelada secundária	0,0934	0,0964	33643,6
Bomba condensação 1	0,0633	0,0642	19902,0
Bomba condensação 2	0,0633	0,0642	19902,0

O resultado do dimensionamento da torre de resfriamento é mostrado na Tabela 19.

Tabela 19. Resultado do dimensionamento e os parâmetros adotados para a torre de resfriamento - VAV.

Parâmetros	Valores Dimensionados	Valores Adotados
Vazão nominal de água (m ³ /s)	0,1266	0,1284
Vazão de ar a alta velocidade (m ³ /s)	81,94	83,11
Potência ventilador a alta velocidade (W)	31109,98	31554,01
Produto da área pelo coeficiente global a alta velocidade (W/°C)	210774,48	213782,84
Vazão de ar a baixa velocidade (m ³ /s)	40,96	41,55
Potência ventilador a baixa velocidade (W)	4977,60	5048,65
Produto da área pelo coeficiente global a baixa velocidade (W/°C)	126464,68	128269,70
Vazão de ar na convecção livre (m ³ /s)	8,19	8,30
Produto da área pelo coeficiente global na convecção livre (W/°C)	21077,45	21378,29

O ajuste dos parâmetros adotados se deve à adequação da vazão nominal de água de acordo com a vazão de condensação dos *chillers* adotados. O RTC- C (2010) estabelece que, para o nível de eficiência energética A, a torre de resfriamento deve ter eficiência mínima de 3,23

l/s.kW. O desempenho da torre de resfriamento dimensionada com os critérios do programa *EnergyPlus* resulta em 4,07 l/s.kW, portanto atendendo ao critério mínimo do referido regulamento.

A simulação do modelo com os parâmetros até então definidos, realizada para o ano climático de referência, resulta no total de 137 horas em que o sistema o sistema de condicionamento de ar não atende ao *setpoint* de 24°C, dentro das 3252 horas em que o sistema funciona no ano. O resultado atende ao critério de no máximo 10% do total de horas condicionadas durante o ano não serem atendidas pelo sistema de condicionamento de ar.

A Tabela 20e e Tabela 21 apresentam os coeficientes das curvas de desempenho, adotadas a partir da pasta *dataset* do programa *EnergyPlus*, para a simulação dos *chillers* centrífugos modelos *standard* e com variador de frequência (VSD), respectivamente.

A escolha dos *chillers* teve como premissa o ponto de operação na condição de projeto, que consiste na capacidade nominal, na vazão de água gelada, na vazão de água de condensação, na temperatura da água gelada de 6,7°C e na temperatura de água de condensação de 29°C. Além disso, considerou também os intervalos de operação dos equipamentos, entre 6,7°C e 12°C para água gelada e entre 21°C e 29°C para água de condensação. Na impossibilidade de se atender na íntegra estes critérios, foram escolhidos então equipamentos com características mais próximas dos *chillers* dimensionados.

Tabela 20. Coeficientes das curvas de desempenho *chiller* Trane CVHE 1329kW/5,38COP/Vanes

Parâmetros	Coeficientes das curvas de desempenho					
	a	b	c	d	e	f
Correlação da capacidade de resfriamento em função da temperatura	0,53398	0,10160	-0,0040	0,01261	-0,00050	-8E-05
Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura capacidade de resfriamento	0,80741	0,03355	-0,00150	-0,00710	0,00051	-0,00080
Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função de PLR	0,04080	1,17446	-0,22130	-	-	-

Para o *chiller* centrífugo *standard*, foram adotadas as curvas de desempenho do modelo Trane CVHE, capacidade 1329,3 kW, fluido refrigerante R-123, temperatura da água gelada de 6,11°C, temperatura da água de condensação de 29,44°C, vazão de água gelada de 0,04732 m³/s, vazão de água de condensação de 0,07098 m³/s. As curvas foram obtidas para os intervalos de temperatura entre 6,11°C e 10°C para água

gelada e entre 21,11°C e 29,44°C para água de condensação. O COP nominal deste equipamento é de 5,38.

Tabela 21. Coeficientes das curvas de desempenho *chiller* Carrier 19XR 1407kW/6,04COP/VSD

Parâmetros	Coeficientes das curvas de desempenho					
	a	b	c	d	e	f
Correlação da capacidade de resfriamento em função da temperatura	1,04226	0,00264	-0,00150	0,01366	-0,00080	0,00157
Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura capacidade de resfriamento	1,02634	-0,01610	-0,00110	-0,01780	0,00080	-1E-04
Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função de PLR	0,11889	0,67235	0,20688	-	-	-

Para o *chiller* centrífugo VSD, foram adotadas as curvas de desempenho do modelo Carrier 19XR, capacidade 1407 kW, fluido refrigerante R-134a, temperatura da água gelada de 6,67°C, temperatura da água de condensação de 29,44°C, vazão de água gelada de 0,06057 m³/s, vazão de água de condensação de 0,07571 m³/s. As curvas foram obtidas para os intervalos de temperatura entre 4,44°C e 10°C para água gelada e entre 12,78°C e 32,22°C para água de condensação. O COP nominal deste equipamento é de 6,04.

Para ambos os modelos de *chillers* adotados, as curvas para correção da capacidade de resfriamento (CAPFT) e da potência de resfriamento (EIRFT) em função da temperatura e para correção da potência em função de PLR (EIRPLR) foram estudadas para o intervalo de simulação empregado no trabalho e são apresentadas no APÊNDICE C. O estudo teve como objetivo verificar se as curvas estavam adequadas para o intervalo de temperatura de água gelada e de condensação simulado e se os fatores de correção CAPFT e EIRFT eram próximos a 1 para a condição de projeto do trabalho para temperatura da água gelada e de condensação.

O estudo também foi utilizado para definição do COP a ser empregado no trabalho para cada modelo de *chiller*, de forma a atender aos critérios mínimos de eficiência energética para o nível A do RTC- C (2010), de COP maior ou igual a 6,1 e IPLV (*Integrated Part Load Value*) maior ou igual a 6,4. Assim, para o *chiller* centrífugo *standard*, o COP adotado no modelo é de 6,7, o que resulta em COP de 6,51 e IPLV de 6,41 aplicando-se as curvas de correção para as condições de projeto. Para o *chiller* centrífugo VSD, foi adotado no modelo o mesmo COP de 6,7. Aplicando-se as curvas de correção para a condição de projeto, o COP é de 6,7 e o IPLV de 7,87. O COP de 6,7 é mantido com

objetivo de focar a diferença de desempenho em função das curvas de correção para os modelos de referência dos *chillers* utilizados.

Os dois modelos, resultantes da inclusão do COP nominal e dos coeficientes das curvas de desempenho para cada *chiller* selecionado a partir da pasta *dataset* do programa *EnergyPlus*, foram simulados para o ano climático de referência para verificação das horas não atendidas pelos sistemas de condicionamento de ar. Para ambos os modelos, o total de horas não atendidas foi de 137,5, permanecendo dentro do critério de 10% estabelecido.

4.1.2 Sistema de Climatização Vazão de Refrigerante Variável (VRF)

O resultado do dimensionamento do sistema de climatização VRF obtido através da simulação do modelo com os parâmetros dimensionais na opção “*autosize*” para o dia de projeto é apresentado nas tabelas a seguir. Além de atender os critérios de projeto, os parâmetros dimensionais adotados são verificados de modo a atender os critérios de eficiência energética nível A do RTC- C (2010).

A Tabela 22 apresenta o resultado do dimensionamento para as unidades internas do sistema de climatização VRF.

Tabela 22. Resultado do dimensionamento para as unidades internas VRF.

Unidades Internas	Capacidade nominal Dimensionada (W)	Vazão de ar dimensionada (m ³ /s)	Fator de Calor Sensível	Capacidade nominal por pavimento (TR/m ²)
Zona 1 Térreo	15776,4	0,70	0,70	0,042
Zona 2 Térreo	25480,3	1,40	0,77	
Zona 3 Térreo	19291,7	0,94	0,73	
Zona 4 Térreo	26089,5	1,45	0,77	
Zona 5 Térreo	47095,0	1,90	0,68	
Zona 1 Tipo	16926,6	0,78	0,71	0,045
Zona 2 Tipo	26692,9	1,49	0,77	
Zona 3 Tipo	20238,2	1,01	0,73	
Zona 4 Tipo	27228,0	1,54	0,77	
Zona 5 Tipo	52298,6	2,26	0,69	
Zona 1 Cobertura	17327,4	0,81	0,72	0,046
Zona 2 Cobertura	26010,4	1,44	0,77	
Zona 3 Cobertura	20270,3	1,01	0,74	
Zona 4 Cobertura	27128,2	1,53	0,77	
Zona 5 Cobertura	54812,1	2,38	0,70	

Com base nas capacidades e vazões de ar dimensionadas, os parâmetros dimensionais adotados para o modelo tiveram como referência as unidades internas selecionada no catálogo do fabricante LG (LG ELETRONICS 2011b), conforme mostrado na Tabela 23.

Tabela 23. Seleção das unidades de internas VRF de referência e seus parâmetros dimensionais adotados.

Unidades Internas	Modelos selecionados	Capacidade nominal (W)	Vazão de ar máxima nominal (m³/s)	Potência nominal motor (W)	Aumento de pressão (Pa)	Capacidade nominal por pavimento (TR/m²)
Zona 1 Térreo	ARNU183BHA2 e ARNU363BGA2	16200	0,80	508	330,2	0,045
Zona 2 Térreo	2 x ARNU483BRA2	28200	1,48	780	274,1	
Zona 3 Térreo	ARNU243BHA2 e ARNU483BRA2	21200	1,05	508	252,8	
Zona 4 Térreo	2 x ARNU483BRA2	28200	1,48	780	274,1	
Zona 5 Térreo	ARNU363BGA2, ARNU483BRA2 e URNU763B8A2	47100	2,28	1530	348,9	
Zona 1 Tipo	ARNU243BHA2 e ARNU423BGA2	19400	0,88	508	301,9	0,051
Zona 2 Tipo	ARNU183BHA2, ARNU363BGA2 e ARNU483BRA2	30300	1,54	898	303,2	
Zona 3 Tipo	2 x ARNU183BHA2 e ARNU423BGA2	23500	1,09	626	298,6	
Zona 4 Tipo	ARNU183BHA2, ARNU363BGA2 e ARNU483BRA2	30300	1,54	898	303,2	
Zona 5 Tipo	ARNU423BGA2 e 2 x URNU763B8A2	57100	2,70	1890	363,5	
Zona 1 Cobertura	ARNU243BHA2 e ARNU483BRA2	21200	1,05	508	252,8	0,051
Zona 2 Cobertura	2 x ARNU483BRA2	28200	1,48	780	274,1	
Zona 3 Cobertura	2 x ARNU183BHA2 e ARNU423BGA2	23500	1,09	626	298,6	
Zona 4 Cobertura	ARNU183BHA2, ARNU363BGA2 e ARNU483BRA2	30300	1,54	898	303,2	
Zona 5 Cobertura	3 x ARNU423BGA2 e URNU763B8A2	59300	2,78	1890	353,9	

A Tabela 24 apresenta o resultado do dimensionamento para as unidades externas do sistema de climatização VRF. As capacidades nominais dimensionadas e também as capacidades das unidades internas selecionadas são aqui consideradas para a seleção das unidades externas no catálogo do fabricante LG (LG ELETRONICS 2011a) utilizadas como referência para o modelo. Duas opções para as capacidades

nominais das unidades externas do sistema de climatização VRF são consideradas no trabalho. A Tabela 25 e a Tabela 26 apresentam os modelos de referência para as unidades externas consideradas na opção 1 e na opção 2, respectivamente. A seleção teve como base o valor de CR desejável próximo de 1. Para estes equipamentos, o COP nas condições nominais de catálogo é de 5, o que atende ao COP mínimo de 2,93 para nível A de eficiência energética referente a portaria do INMETRO N° 299 (INMETRO, 2013) complementando o RTC- C (2010).

Tabela 24. Resultado do dimensionamento para as unidades externas VRF.

Unidades Externas	Capacidade nominal dimensionada (W)	Capacidade nominal dimensionada (TR/m²)	Vazão água de condensação dimensionada (m³/s)
Zonas Térreo	133732,9	0,042	0,0057
Zonas Tipo	143384,4	0,045	0,0062
Zonas Cobertura	145548,5	0,046	0,0062

Tabela 25. Seleção das unidades externas VRF de referência para opção 1 e seus parâmetros dimensionais adotados.

Unidades Externas Opção 1	Modelos selecionados	Capacidade nominal (W)	Vazão água de condensação (m³/s)	Combination Ratio - CR	Capacidade nominal adotada (TR/m²)
Zonas Térreo	ARWN480DA2	140000	0,008	1,01	0,044
Zonas Tipo	ARWN480DA2	140000	0,008	1,15	0,044
Zonas Cobertura	ARWN480DA2	140000	0,008	1,16	0,044

Tabela 26. Seleção das unidades externas VRF de referência para opção 2 e seus parâmetros dimensionais adotados.

Unidades Externas Opção 2	Modelos selecionados	Capacidade nominal (W)	Vazão água de condensação (m³/s)	Combination Ratio - CR	Capacidade nominal adotada (TR/m²)
Zonas Térreo	ARWN580DA2	168000	0,0096	0,84	0,053
Zonas Tipo	ARWN580DA2	168000	0,0096	0,96	0,053
Zonas Cobertura	ARWN580DA2	168000	0,0096	0,97	0,053

O resultado do dimensionamento para a bomba do circuito de condensação para o sistema de climatização VRF na opção 1 e na opção 2 é apresentado na Tabela 27. A vazão nominal de água adotada foi

ajustada em função do valor de referência adotado para as unidades externas selecionadas. A potência nominal adotada foi definida com base nesta vazão, de acordo com os valores em kW/m³/s definidos no Apêndice G da ASHRAE *Standard* 90.1(2007a).

Tabela 27. Resultado do dimensionamento e os parâmetros adotados para as bombas - VRF.

Bomba de condensação	Vazão nominal de água dimensionada (m ³ /s)	Vazão nominal de água adotada (m ³ /s)	Potência nominal adotada (W)
Opção 1	0,0919	0,120	37200
Opção 2	0,0919	0,144	44640

O resultado do dimensionamento da torre de resfriamento é mostrado na Tabela 28. O ajuste dos parâmetros adotados se deve à adequação da vazão nominal de água de condensação de acordo com as unidades externas selecionadas para a opção 1 e para a opção 2.

Tabela 28. Resultado do dimensionamento e os parâmetros adotados para a torre de resfriamento - VRF.

Parâmetros	Dimensionados	Adotados	
		Opção 1	Opção 2
Vazão nominal de água (m ³ /s)	0,0919	0,120	0,144
Vazão de ar a alta velocidade (m ³ /s)	59,51	77,67	93,21
Potência ventilador a alta velocidade (W)	22595,22	29489,72	35387,67
Produto da área pelo coeficiente global a alta velocidade (W/°C)	153085,82	199797,03	239756,43
Vazão de ar a baixa velocidade (m ³ /s)	29,75	38,83	46,59
Potência ventilador a baixa velocidade (W)	3615,23	4718,35	5662,02
Produto da área pelo coeficiente global a baixa velocidade (W/°C)	91851,49	119878,22	143853,86
Vazão de ar na convecção livre (m ³ /s)	5,95	7,76	9,31
Produto da área pelo coeficiente global na convecção livre (W/°C)	15308,58	19979,70	23975,64

Os parâmetros até então definidos foram incluídos no estudo, resultando em dois modelos: um para a opção 1 e outro para a opção 2. A simulação de ambos os modelos realizada para o ano climático de referência resulta no total de 120 horas e 113 horas, respectivamente opção 1 e 2, em que o sistema de condicionamento de ar não atende ao *setpoint* definido. O resultado se apresenta dentro do critério máximo de 10% do total de horas condicionadas, assim como do critério da diferença de horas não atendidas em relação aos sistemas de climatização VAV ser inferior a 50 horas.

Os dados de desempenho das unidades internas e das unidades externas selecionadas como referência nos catálogos da LG (LG ELETRONICS 2011a; e LG ELETRONICS, 2011b) são utilizados para obtenção dos coeficientes das curvas de desempenho utilizados pelo programa *EnergyPlus* para simulação do sistema de climatização VRF. As informações de desempenho utilizadas são apresentadas no APÊNDICE B. O estudo de regressão polinomial pelo método dos mínimos quadrados realizado no programa Excel é apresentado no APÊNDICE C.

No estudo de desempenho das unidades internas utilizadas como referência, observou-se que a diferença de valores de razão de capacidade em função das temperaturas de bulbo úmido encontrados para os diferentes modelos selecionados não era relevante. Por isso, optou-se por utilizar os mesmos coeficientes de desempenho para as curvas de todas as unidades internas modeladas. O modelo utilizado como referência para obtenção dos coeficientes de desempenho foi o LG ARNU423BGA2 e o resultado é apresentado na Tabela 29.

Tabela 29. Coeficientes das curvas de desempenho para as unidades internas VRF, referência LG ARNU423BGA2

Parâmetros	Coeficientes das curvas de desempenho			
	a	b	c	d
Correlação do fator de correção em função da distância de tubulação para o modo de resfriamento	0,711681	-0,12721	0,01285	-0,00029
Correlação da capacidade em função da fração de vazão de ar	1	-	-	-

Para o estudo de desempenho das unidades externas, primeiramente foram consideradas as informações pertinentes ao modelo de referência LG ARWN480DA2. As 11 curvas obtidas foram verificadas quanto à diferença entre os valores das correlações calculados pelos coeficientes da regressão e os valores das correlações calculados diretamente pelos dados obtidos do fabricante, observando-se boa concordância. Posteriormente, as informações pertinentes ao modelo de referência LG ARWN580DA2 foram consideradas no estudo. Os dados informados pelo fabricante referentes à correlação do fator de correção em função da distância de tubulação são os mesmos para ambos os modelos de unidade externa selecionados. Para as outras 10 curvas, observou-se que as diferenças obtidas entre os valores dos

coeficientes calculados com os dados de catálogo e os valores das correlações calculados pelas curvas obtidas para a unidade LG ARWN480DA2 é da mesma ordem de grandeza que as diferenças obtidas no primeiro estudo mencionado, referente à unidade externa LG ARWN480DA2. Por isso, optou-se por utilizar os mesmos coeficientes de desempenho para as 11 curvas de ambas as unidades externas modeladas. O modelo utilizado como referência para obtenção dos coeficientes de desempenho foi então o LG ARWN480DA2 e o resultado é apresentado na Tabela 30.

Tabela 30. Coeficientes das curvas de desempenho para as unidades externas VRF, referência LG ARWN480DA2

Parâmetros	Coeficientes das curvas de desempenho					
	a	b	c	d	e	f
Correlação da capacidade de resfriamento em função da temperatura para região de baixa temperatura	-0,11705	0,08201	-0,00131	-3,3E-17	7,7E-19	-3E-19
Correlação da temperatura limite para as curvas de capacidade de resfriamento	29,40000	-	-	-	-	-
Correlação da capacidade de resfriamento em função da temperatura para região de alta temperatura	-0,10949	0,08861	-0,00125	0,00321	-9,2E-05	-0,00030
Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura para região de baixa temperatura	-0,73670	0,09700	-0,00251	0,010553	0,00026	0,00043
Correlação da temperatura limite para as curvas da razão de entrada de energia para resfriamento	29,40000	-	-	-	-	-
Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura para região de alta temperatura	0,95970	0,14660	-0,00379	-0,11039	0,00189	0,00040
Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função de baixo PLR	0,67530	-2,52511	4,81041	-1,96466	-	-
Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função de alto PLR	0,79464	-0,08631	0,41071	-0,11905	-	-
Correlação do fator de correção do CR para resfriamento	0,58665	0,24243	0,24069	-0,06976	-	-
Correlação do PLF para resfriamento	0,85000	0,15000	-	-	-	-
Correlação do fator de correção em função da distância de tubulação	1,00970	-0,00169	5,8E-06	-1,3E-08	-	-

Os coeficientes das curvas de desempenho obtidos foram incluídos nos dois modelos considerados para o sistema de climatização VRF, opção 1 e opção 2. As simulações destes modelos para o ano climático de referência resultaram no total de horas não atendidas pelos respectivos sistemas de climatização de 186 horas e 184 horas, permanecendo dentro dos critérios estabelecidos de 10% do total de horas climatizadas e de 50 horas de diferença em relação aos sistemas de climatização VAV.

4.2 AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO ENERGÉTICO DOS SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO

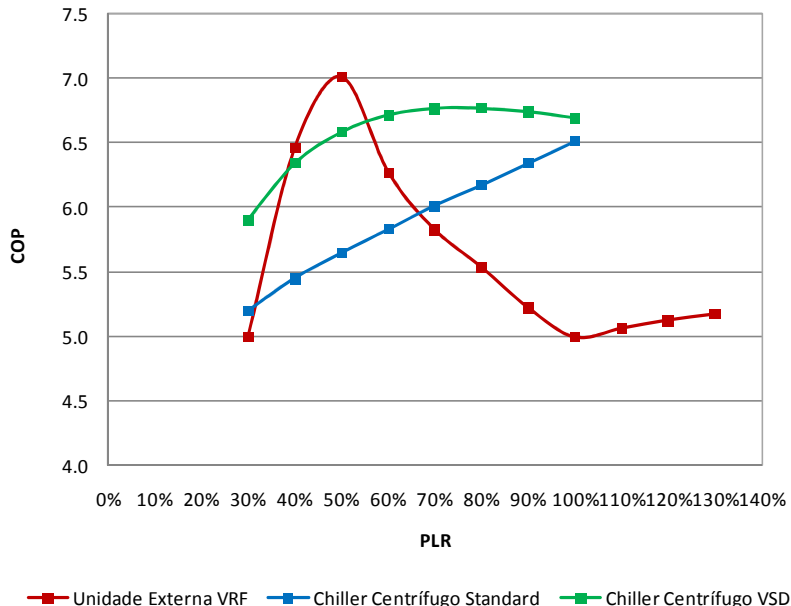
4.2.1 Eficiência Energética no Resfriamento em Cargas Parciais

Os equipamentos de refrigeração adotados na etapa anterior têm impacto diretamente sobre o consumo de energia no resfriamento e, conseqüentemente, grande influência no rendimento global dos sistemas de climatização. Antes de iniciar o estudo de desempenho energético, identificou-se a necessidade de avaliar as características de eficiência energética em carga parcial dos *chillers* e das unidades externas VRF adotadas como referência no estudo e utilizadas pelo programa *EnergyPlus* através das correlações de desempenho. O objetivo é avaliar a eficiência de resfriamento em relação às variações de carga térmica, buscando identificar em que faixa de PLR cada equipamento de refrigeração adotado apresenta melhor COP.

Assim, a Figura 10 apresenta o comportamento do COP em relação ao PLR para a unidade externa VRF modelo LG ARWN480DA2, para os *chillers* modelo Trane CVHE 1329kW/5,38COP/Vanes e modelo Carrier 19XR 1407kW/6,04COP/VSD. Para a unidade externa VRF, os valores apresentados de COP para cada PLR foram obtidos para a condição nominal de referência no catálogo, temperatura de bulbo úmido interna do ar de 19,4°C e temperatura da água de condensação de 29,4°C. Já para os *chillers*, os valores apresentados foram obtidos para a condição nominal de referência de projeto, temperatura da água gelada de 6,7°C e temperatura da água de condensação de 29°C.

Para o *chiller standard* de referência da Trane, observa-se que a maior eficiência de resfriamento é obtida na operação do compressor em plena carga. Abaixo de PLR de 100%, a eficiência diminui sempre, até o menor valor obtido para o PLR mínimo adotado de 30%. Já para o *chiller VSD* de referência da Carrier, observa-se que a faixa de maior eficiência de resfriamento ocorre para valores de PLR entre 70% e 90% e que seu rendimento diminui de forma mais acentuada abaixo de PLR 60%. A unidade externa VRF apresenta melhor rendimento para resfriamento na faixa de PLR entre 40% e 60%. Valores de PLR maiores que 100% apresentam pequena elevação na eficiência. Abaixo de PLR 100%, a eficiência de resfriamento aumenta acentuadamente até o máximo rendimento em PLR 50%. A partir deste ponto de máximo, a eficiência diminui acentuadamente até o PLR mínimo de 30%.

Figura 10. Relação entre o COP e o PLR para a unidade externa VRF LG ARWN480DA2, para os *chillers* Trane CVHE 1329kW/5,38COP/Vanese Carrier 19XR 1407kW/6,04COP/VSD obtida para condição nominal de referência.



4.2.2 Padrão de Uso Constante

Os resultados de desempenho energético obtidos para as duas configurações dos sistemas de climatização VAV e VRF estudados são aqui apresentados e discutidos para o padrão de uso constante da edificação, mostrado na Figura 8.

Os resultados para consumo de energia anual por uso final da edificação simulada com cada sistema de climatização VAV e VRF são apresentados na Figura 11 e na Figura 12.

Para o modelo de edificação estudado, o sistema de climatização representa o segundo maior consumo de energia elétrica (de 30% a 34%), sendo os equipamentos responsáveis pela maior parcela consumida (de 50% a 53%) e o sistema de iluminação responsável pela menor parcela (de 16% a 17%).

Figura 11. Consumo de energia anual por uso final da edificação com os sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação constante.

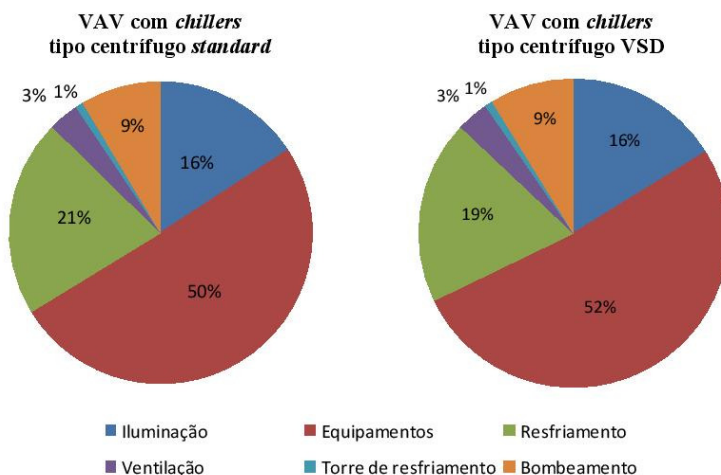
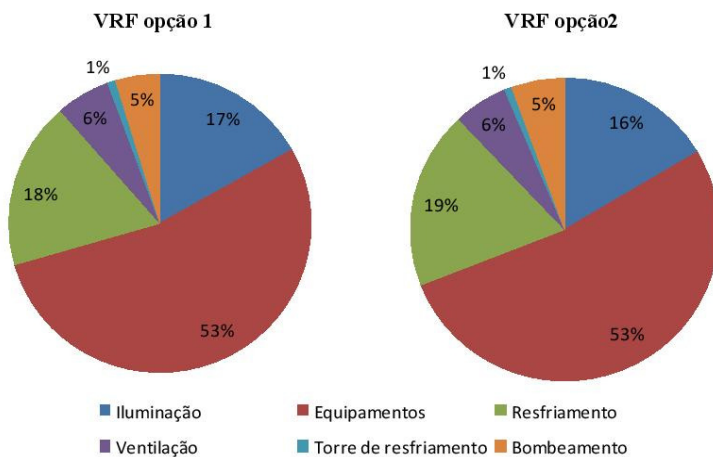
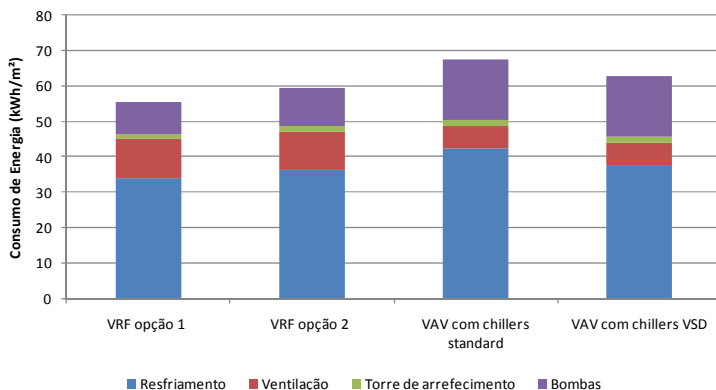


Figura 12. Consumo de energia anual por uso final da edificação com os sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação constante.



Na Figura 13 é o possível observar as diferenças no consumo de energia elétrica entre cada sistema de climatização avaliado, bem como a contribuição de cada uso final no resultado obtido.

Figura 13. Consumo de energia anual por uso final para os sistemas de climatização VAV e VRF para o padrão de uso de edificação constante.



Entre os dois sistemas de climatização VAV estudados, a diferença do consumo de energia observada se refere ao resfriamento, já que as demais características dos sistemas e a carga térmica dos modelos são as mesmas. O sistema de climatização VAV com *chillers standard* consome no resfriamento 12,32% por ano a mais do que o mesmo sistema com *chillers VSD*.

Entre os dois sistemas de climatização VRF estudados, a opção 2 consome mais que a opção 1. A diferença no consumo de energia se verifica na bomba de condensação, 20% por ano, e no resfriamento é de 6,55% por ano. O maior consumo de energia verificado no sistema de bombeamento era previsível devido ao aumento da vazão de condensação requerida pelas unidades externas na opção 2.

Entre os sistemas de climatização VAV e VRF estudados, a energia consumida pela torre de resfriamento apresenta pouca diferença, pois sua operação e capacidade dimensionada dependem basicamente da carga térmica rejeitada. O sistema de climatização VAV apresenta maior consumo de energia no resfriamento e no sistema de bombeamento, respectivamente 10,23% e 92,79% no ano, tendo como referência os sistemas de climatização VAV com *chillers VSD* e o VRF opção 1. O sistema de climatização VRF apresenta maior consumo de energia na ventilação, devido às unidades internas de alta pressão para uso em dutos e seus ventiladores terem funcionamento contínuo. A diferença de consumo é de 67,34% a mais por ano, tendo como referência os sistemas de climatização VAV com *chillers VSD* e o VRF opção 1.

Considerando individualmente as quatro configurações, o sistema de climatização VRF opção 1 apresenta o menor consumo de energia elétrica, respectivamente 6,6%, 17,8% e 11,7% em relação aos sistemas de climatização VRF opção 2, VAV com *chillers standard* e VAV com *chillers VSD*.

A Figura 14 e a Figura 15 apresentam os resultados de consumo de energia elétrica mensal por uso final para cada sistema de condicionamento de ar. Observa-se que a maior demanda por climatização ocorre no mês de janeiro e a menor no mês de junho. O consumo de energia por resfriamento apresenta a maior variação durante o ano e a maior influência no consumo total dentre os demais usos finais.

Figura 14. Consumo de energia mensal por uso final dos sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação constante.

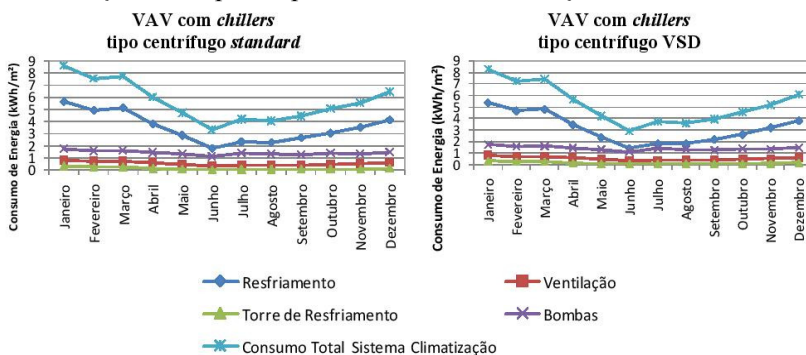
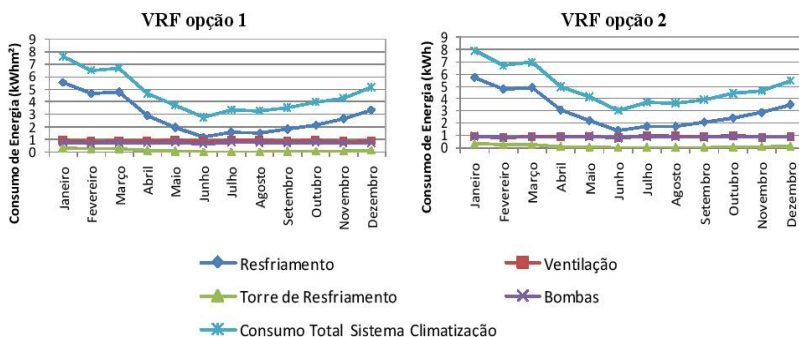
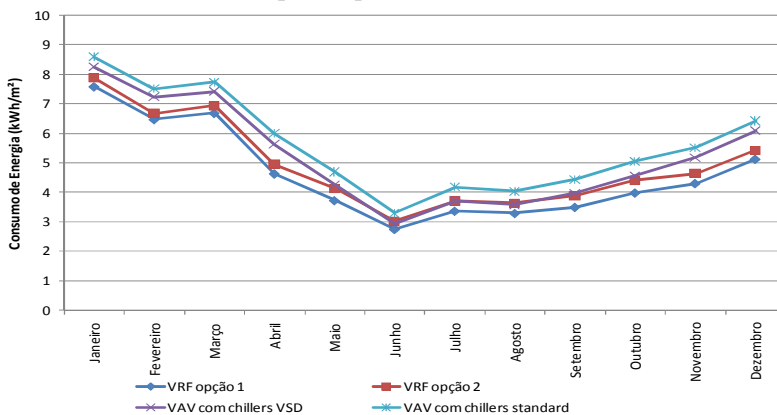


Figura 15. Consumo de energia mensal por uso final dos sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação constante.



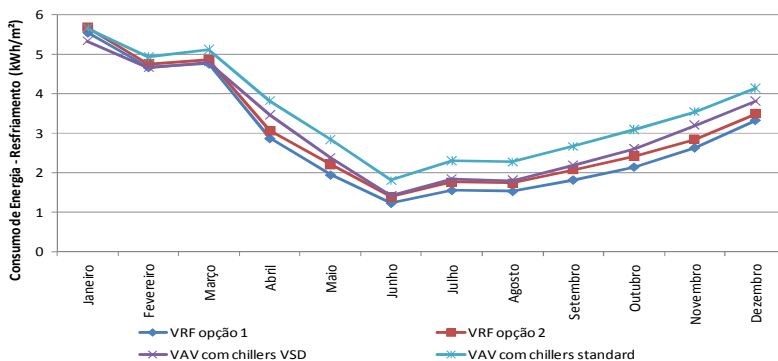
A Figura 16 apresenta os resultados referentes ao consumo de energia mensal total para os sistemas de climatização VAV e VRF. O sistema de climatização VRF opção 1 apresenta menor consumo de energia durante todo período do ano, enquanto que o sistema de climatização VAV com *chillers standard* apresenta o maior consumo. O sistema de climatização VAV com *chillers VSD* apresenta maior consumo do que o sistema de climatização VRF opção 2 durante os meses mais quentes do ano, já nos meses mais frios os consumos não apresentam diferença significativa.

Figura 16. Consumo de energia mensal total para os sistemas de climatização VAV e VRF para o padrão de uso de edificação constante.



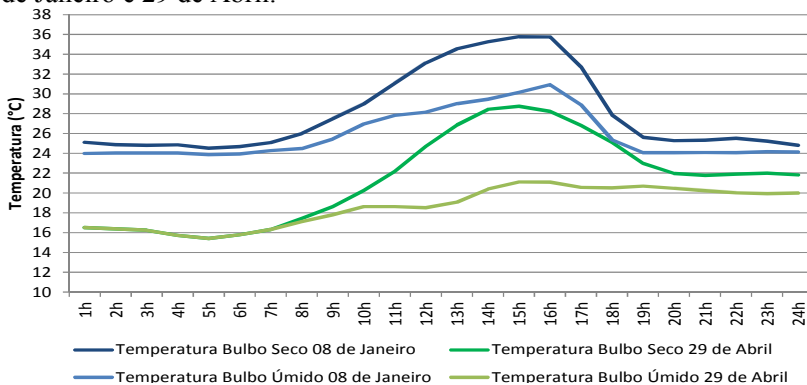
A Figura 17 apresenta os resultados referentes ao consumo de energia por resfriamento. Os sistemas de climatização VAV apresentaram menor consumo do que os sistemas de climatização VRF no mês de janeiro. O sistema de climatização VAV com *chillers VSD* apresentou o menor consumo nos meses de janeiro e fevereiro. Para os demais meses do ano, o menor consumo por resfriamento foi obtido pelo sistema de climatização VRF opção 1, seguido do VRF opção 2. O maior consumo foi obtido pelo sistema de climatização VAV com *chillers standard*, seguido do VAV com *chillers VSD*.

Figura 17. Consumo de energia mensal por resfriamento para os sistemas de climatização VAV e VRF para o padrão de uso de edificação constante.



Com a finalidade de analisar o desempenho energético dos sistemas de climatização VAV e VRF para a edificação simulada, a potência de cada uso final, a capacidade de resfriamento, a relação COP e PLR e o COP global são avaliados na frequência horária para dois dias do arquivo climático de referência. Para este estudo, foram utilizados um dia de temperatura elevada e outro de temperatura amena, 08 de Janeiro e 29 de Abril respectivamente. A Figura 18 apresenta os perfis de temperatura de bulbo seco e de bulbo úmido dos dias selecionados.

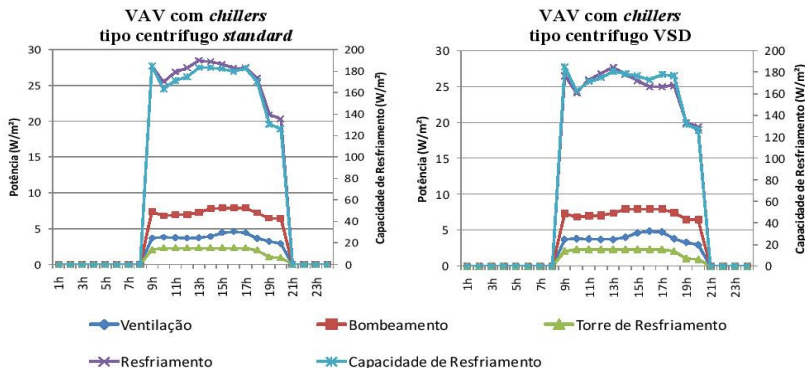
Figura 18. Temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido para os dias 08 de Janeiro e 29 de Abril.



A Figura 19 apresenta a potência de cada uso final em relação à capacidade de resfriamento para os sistemas de climatização VAV com

chillers do tipo centrífugo *standard* e VAV com *chillers* do tipo centrífugo VSD, obtidas para o dia 08 de Janeiro.

Figura 19. Potência por uso final e capacidade de resfriamento dos sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação constante para o dia 08 de Janeiro.



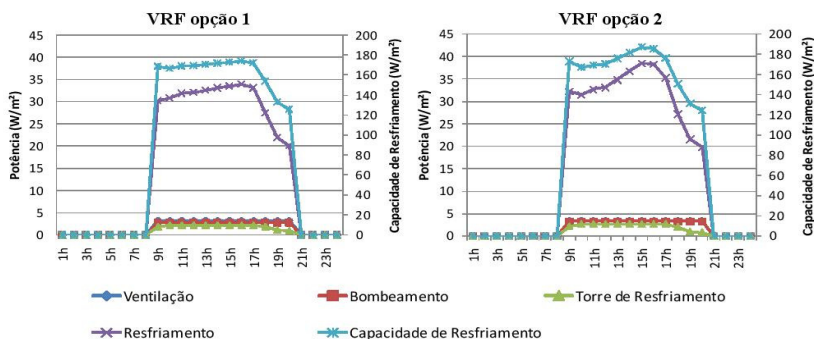
A potência consumida para resfriamento no sistema de climatização VAV com *chillers standard*, em relação ao VAV com *chillers* VSD, foi maior durante todas as horas do dia, sendo 5,53% superior o consumo de energia diário. Os demais usos finais não apresentam diferenças significativas nas potências consumidas. Em relação à capacidade de resfriamento, o sistema de climatização com *chillers standard* apresentou seu melhor desempenho entre 15h00 e 18h00. O melhor desempenho do sistema de climatização VAV com *chillers* VSD foi entre 15h00 e 17h00.

A Figura 20 apresenta a potência de cada uso final em relação à capacidade de resfriamento para os sistemas de climatização VRF opção 1 e VRF opção 2, obtidas para o dia 08 de Janeiro.

A potência consumida para resfriamento no sistema de climatização VRF opção 2, em relação ao sistema de climatização VRF opção 1, foi maior até às 18h00. De 18h00 às 20h00, a diferença da potência consumida é pouco relevante, sendo o valor obtido para o sistema de climatização VRF opção 2 ligeiramente menor. O consumo de energia diário no resfriamento do sistema de climatização VRF opção 2 foi maior 5,77%. A potência consumida pelo sistema de ventilação é a mesma e as potências obtidas para a torre de resfriamento e para a bomba de condensação são maiores no caso do sistema de climatização VRF opção 2, sendo o consumo de energia diário superior 14,48%

20%, torre e bomba de condensação respectivamente. Em relação à capacidade de resfriamento, o melhor desempenho ocorreu entre 18h00 e 20h00 para ambos os sistemas de climatização.

Figura 20. Potência por uso final e capacidade de resfriamento dos sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação constante para o dia 08 de Janeiro.

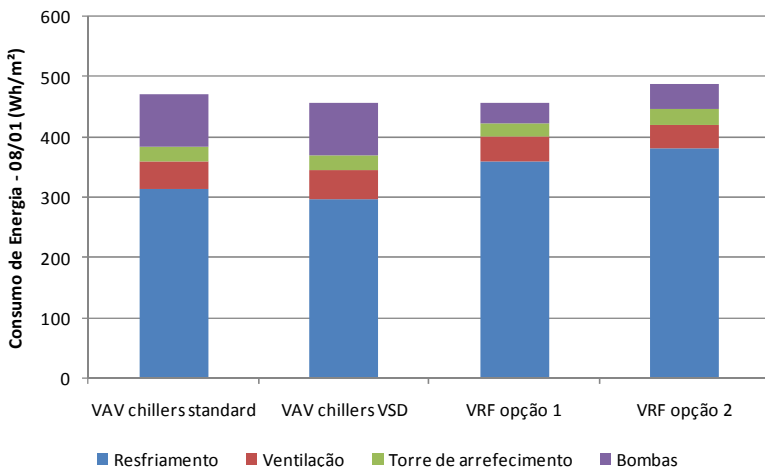


Entre os dois tipos sistemas de climatização, os menores valores de potência consumida no resfriamento foram apresentados pelos sistemas de climatização do tipo VAV durante quase todas as horas do dia. A exceção foi para 20h00, quando os sistemas de climatização que apresentaram menores valores de potência consumida foram, em ordem, VAV com *chillers* VSD, VRF opção 2, VRF opção 1 e VAV com *chillers standard*. O consumo de energia diário no resfriamento foi superior para os sistemas de climatização VAV com *chillers standard*, VRF opção 1 e VRF opção 2, em relação ao sistema de climatização VAV com *chillers* VSD, em 5,53%, 20,88% e 27,86% respectivamente. Em relação à ventilação, o consumo de energia diário pelos sistemas de climatização do tipo VAV foi superior, 14,66% e 17,17%, respectivamente VAV com *chiller standard* e VAV com *chiller* VSD. A diferença da potência consumida pelas torres de resfriamento foi pouco significativa. Em relação ao sistema de climatização VRF opção 1, o consumo de energia diário foi superior em 5,69%, 5,9% e 14,48%, respectivamente para os sistemas de climatização VAV com *chillers standard*, VAV com *chillers* VSD e VRF opção 2. A potência consumida pelo sistema de bombeamento dos sistemas de climatização do tipo VAV foi muito maior do que a obtida para os sistemas de climatização do tipo VRF. A diferença de consumo de energia diário, em relação ao sistema de climatização VRF opção 1, foi de 163,85%,

para o sistema de climatização VAV com *chillers standard* e de 165,16% para o VAV com *chillers VSD*.

Na Figura 21 é possível observar as diferenças de consumo total de energia elétrica, bem como a contribuição de cada uso final, para cada sistema de climatização avaliado.

Figura 21. Consumo de energia por uso final para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação constante para o dia 08 de Janeiro.



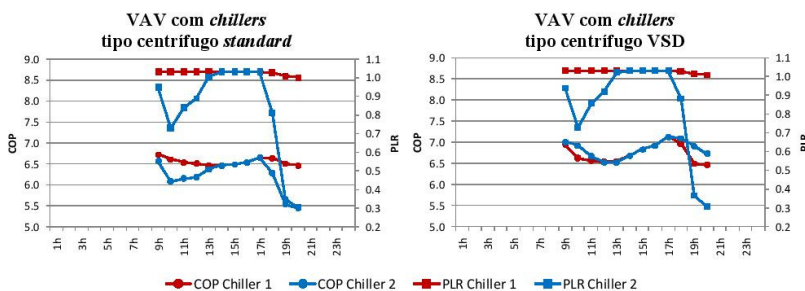
No total de energia elétrica consumida no dia, o sistema de climatização VRF opção 1 apresentou o menor resultado, respectivamente 0,13%, 3,30% e 6,32% em relação aos sistemas de climatização VAV com *chillers VSD*, VAV com *chillers standard* e VRF opção 2. Apesar de apresentarem maior eficiência no resfriamento, os sistemas de climatização do tipo VAV consumiram mais em outros usos finais, principalmente no sistema de bombeamento, indicando uma eficiência global da mesma ordem de grandeza para todas as configurações dos sistemas de climatização estudados.

Com o objetivo de mensurar as diferenças de eficiência no resfriamento e no rendimento global dos sistemas de climatização, a relação entre o COP e o PLR foi estudada separadamente para cada unidade externa VRF e para cada *chiller*. O COP global também foi quantificado para cada sistema de climatização simulado. Este estudo foi baseado nas características de resfriamento em cargas parciais

apresentadas pelos fabricantes destes equipamentos e utilizadas na modelagem matemática do comportamento energético destes sistemas de climatização no programa *EnergyPlus*, através das correlações de desempenho.

A Figura 22 apresenta, para o dia 08 de Janeiro, os resultados horários de COP e PLR obtidos separadamente para cada *chiller*, para os sistemas de climatização VAV com *chillers standard* e com *chillers VSD*.

Figura 22. Relação entre o COP e o PLR para os sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação constante para o dia 08 de Janeiro.



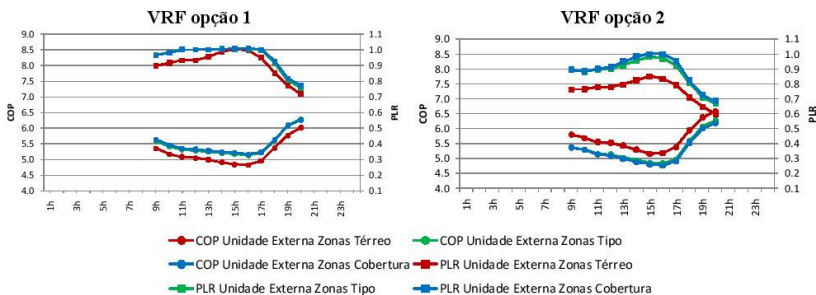
Os *chillers* dos sistemas de climatização do tipo VAV apresentam os mesmos valores de PLR, já que possuem a mesma capacidade nominal e estão operando sobre as mesmas condições de carga térmica. Os *chillers*1 operaram em carga total. Para essa condição, o *chiller standard* 1 apresentou COP entre 6,5 e 6,7, enquanto que o *chiller VSD* 1 apresentou COP entre 6,5 e 7,1. Os *chillers*2 operaram, depois da primeira hora, em PLR 0,7. O *chillerstandard*2 apresentou COP de 6,2 e o *chiller VSD* 2 de 6,7. A demanda por resfriamento aumentou até a carga total, entre 13h00 e 17h00, quando os *chiller standard*2 apresentou COP entre 6,5 e 6,7 e o *chiller VSD* 2 de 6,5 e 7. Às 20h00, o PLR foi de 0,3 e o COP foi de 5,4 e 6,7, respectivamente *chiller standard*1 e VSD 1. Os *chillers VSD* apresentaram melhor eficiência em relação aos *chillers standard*. A diferença de eficiência foi maior para o *chiller*2, ou seja, na operação em cargas parciais.

A

Figura 23 apresenta, para o dia 08 de Janeiro, os resultados horários de COP e PLR obtidos separadamente para cada unidade

externa VRF, para os sistemas de climatização VRF opção 1 e VRF opção 2.

Figura 23. Relação entre o COP e o PLR para os sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação constante para o dia 08 de Janeiro.



Para o sistema de climatização VRF opção 1, a unidade das zonas térreo operou com PLR de 0,9 e COP de 5,3 às 09h00, alcançando o PLR de 1 entre 15h00 e 16h00, com COP de 4,8, e terminou operando em PLR de 0,71 e COP de 6 às 20h00. A mesma unidade externa do sistema de climatização VRF opção 2, operou com PLR de 0,79 e COP de 5,8 às 09h00, alcançando o PLR máximo diário de 0,85 às 15h00 com COP de 5,2 e terminou operando em PLR de 0,6 e COP de 6,6 às 20h00. As unidades externas das zonas tipo e cobertura do sistema de climatização VRF opção 1 operaram com PLR entre 0,9 e 0,96 e COP de 5,6 nas primeiras horas, alcançando o PLR de 1 entre 15h00 e 16h00, com COP de 5,2, e terminou operando em PLR de 0,77 e COP de 6,3 às 20h00. As unidades externas das zonas tipo e cobertura do sistema de climatização VRF opção 2 operaram com PLR de 0,9 e COP de 5,4 às 09h00, alcançando o PLR de 1 às 15h00, com COP de 4,8, e terminou operando em PLR de 0,68 e COP de 6,3 às 20h00.

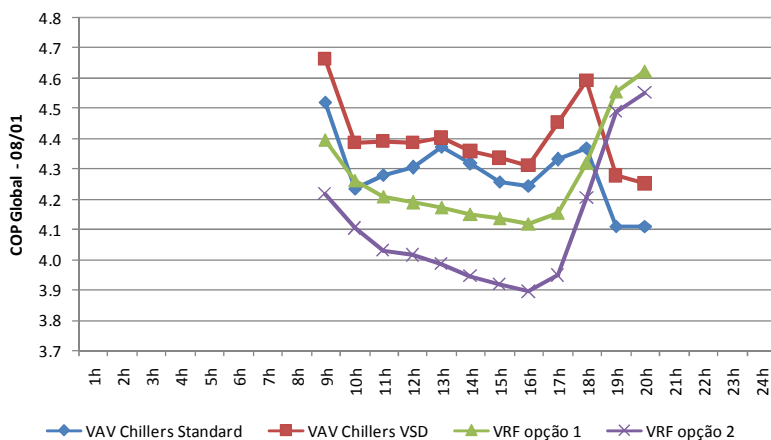
O sistema de climatização VRF opção 1 apresentou melhor desempenho no resfriamento em relação ao VRF opção 2. A unidade das zonas térreo do sistema de climatização VRF opção 2 foi mais eficiente do que a do VRF opção 1, entretanto as unidades das zonas tipo e cobertura apresentaram valores de COP inferiores em relação às mesmas unidades do sistema de climatização VRF opção 1. Para a faixa de PLR entre 0,5 e 1, o COP aumenta se PLR diminui, conforme resultado obtido para cada sistema de climatização separadamente. Comparando as faixas de operação entre ambos os sistemas do tipo

VRF, a opção 2 apresenta menores valores de PLR para todas as unidades externas. A potência calculada é função da correlação da razão de entrada de energia em carga parcial: quanto menor o valor de PLR, menor o valor da correlação. Porém, o cálculo da potência é também função da potência de referência. Portanto, o sistema de climatização VRF opção 2 pode apresentar maior COP em relação ao VRF opção 1, se o PLR for suficientemente menor, de modo a compensar a diferença na potência de referência de 33,6 kW para 28 kW.

Entre todos os sistemas de climatização, é possível observar a melhor eficiência apresentada pelos *chillers standard* e VSD em relação às unidades externas VRF, tanto na operação em carga total, quanto em carga parcial durante quase todo período do dia. Nas últimas horas de funcionamento, o rendimento dos sistemas de climatização do tipo VAV é reduzido devido ao baixo PLR em que os *chillers*2 passam operar. Ao mesmo tempo, as unidades externas VRF passam a operar numa faixa de PLR favorável e aumentam o COP, apresentando nesse período eficiência superior aos *chillers*.

A Figura 24 apresenta, para o dia 08 de Janeiro, os resultados horários de COP global obtidos para cada tipo de sistema de climatização.

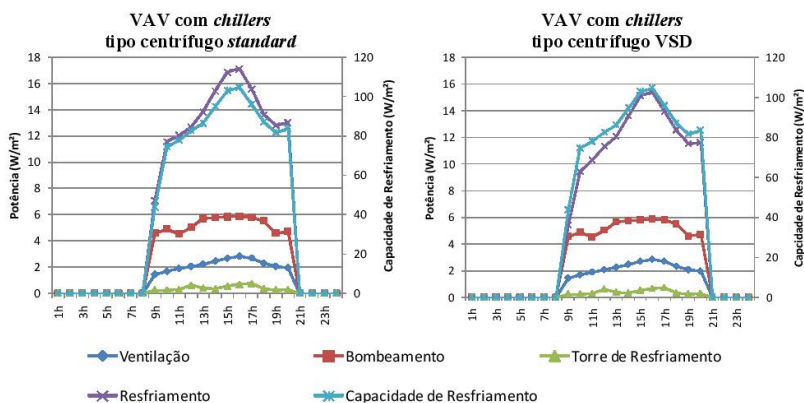
Figura 24. COP Global para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação constante para o dia 08 de Janeiro.



O estudo indica eficiência global da mesma ordem de grandeza, principalmente entre os sistemas de climatização do tipo VAV e o VRF opção 1, com valores de COP global oscilando na faixa de 4,1 a 4,7. O sistema de climatização VRF opção 2 apresenta eficiência global um pouco, com menor valor de COP global em 3,9. Os sistemas de climatização do tipo VAV apresentam eficiência superior na maior parte do dia, enquanto que os do tipo VRF são mais eficientes no final do dia. Em relação ao consumo de energia elétrica, observou-se que o sistema de climatização VRF opção 1 consome menos que os do tipo VAV. Já nesta análise, nota-se os sistemas de climatização do tipo VAV com eficiência global um pouco superior à do VRF opção 1. O resultado do COP global é influenciado pela capacidade de resfriamento calculada pelo programa *EnergyPlus* um pouco menor para os sistemas de climatização do tipo VRF. Como a diferença de consumo de energia elétrica apresentada entre os sistemas é pequena, o desvio no cálculo da capacidade de resfriamento se nota no resultado do COP global.

A Figura 25 apresenta a potência de cada uso final em relação à capacidade de resfriamento para os sistemas de climatização VAV com *chillers* do tipo centrífugo *standard* e VAV com *chillers* do tipo centrífugo VSD, obtidas para o dia 29 de Abril.

Figura 25. Potência por uso final e capacidade de resfriamento dos sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação constante para o dia 29 de Abril.



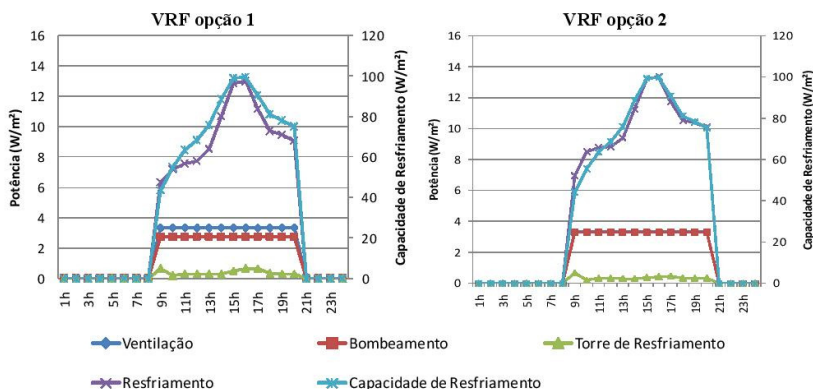
A potência consumida para resfriamento no sistema de climatização VAV com *chillers standard*, em relação ao VAV com *chillers VSD*, foi maior durante todas as horas do dia, sendo o consumo

de energia diário superior em 13,27%. Os demais usos finais não apresentam diferenças significativas nas potências consumidas. Em relação à capacidade de resfriamento, o sistema de climatização com *chillers standard* apresentou seu melhor desempenho entre 10h00 e 12h00 e entre 18h00 e 20h00. O melhor desempenho do sistema de climatização VAV com *chillers* VSD foi entre 09h00 e 11h00.

A Figura 26 apresenta a potência de cada uso final em relação à capacidade de resfriamento para os sistemas de climatização VRF opção 1 e VRF opção 2, obtidas para o dia 29 de Abril.

A potência consumida para resfriamento no sistema de climatização VRF opção 2, em relação ao sistema de climatização VRF opção 1, foi maior durante todas as horas do dia. O consumo de energia diário no resfriamento pelo sistema de climatização VRF opção 2 foi maior 8,32%. A potência consumida pelo sistema de ventilação é a mesma. O maior valor de potência para a torre de resfriamento oscila entre os dois sistemas de climatização ao longo do dia, sendo maior o consumo de energia diário obtido pelo sistema de climatização VRF opção 1, 10,62%. Para a bomba de condensação, como as potências são constantes, a diferença de consumo de energia permanece 20% superior do caso do sistema de climatização VRF opção 2. Em relação à capacidade de resfriamento, o melhor desempenho ocorreu entre 12h00 e 14h00 e entre 18h00 e 20h00 para o sistema de climatização VRF opção 1 e entre 12h00 e 14h00 e entre 17h00 e 18h00 para o sistema de climatização VRF opção 2.

Figura 26. Potência por uso final e capacidade de resfriamento dos sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação constante para o dia 29 de Abril.



Considerando os dois tipos sistemas de climatização, os menores valores de potência consumida no resfriamento foram apresentados pelos sistemas de climatização do tipo VRF para todas as horas do dia. O consumo de energia diário no resfriamento foi superior para os sistemas de climatização VRF opção 2, VAV com *chillers* VSD e VAV com *chillers standard*, em relação ao sistema de climatização VRF opção 1, em 8,32%, 25,5% e 42,15% respectivamente. Em relação à ventilação, o consumo de energia diário pelos sistemas de climatização do tipo VRF foi superior em 52,76% em relação aos sistemas de climatização VAV. Enquanto que os ventiladores das unidades internas VRF tem funcionamento contínuo e à vazão constante, os ventiladores VAV das unidades de tratamento de ar variam a vazão de acordo com a demanda de carga térmica, justificando esta diferença de consumo para dias de temperaturas amenas. A diferença da potência consumida pelas torres de resfriamento continuou pouco significativa. Em relação ao sistema de climatização VRF opção 1, o consumo de energia diário foi superior em 9,78% e 12,79%, respectivamente para os sistemas de climatização VAV com *chillers* VSD e VAV com *chillers standard*.

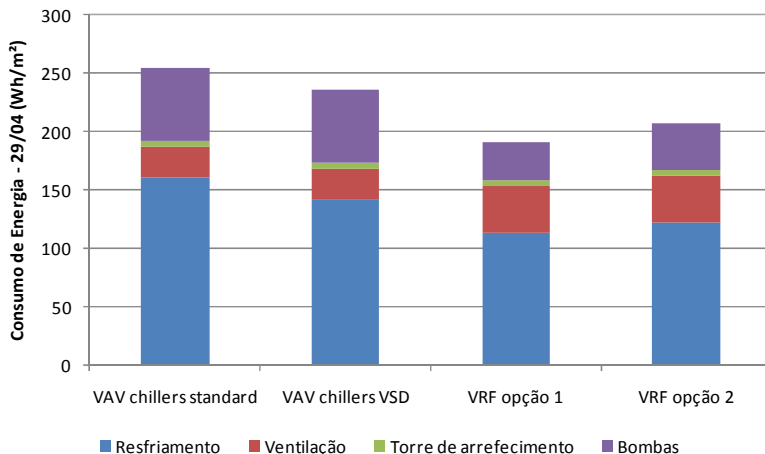
A potência consumida pelo sistema de bombeamento dos sistemas de climatização do tipo VAV continuou consideravelmente maior do que a dos sistemas de climatização VRF, mas a diferença é menor do que verificada em 08 de Janeiro. A potência do sistema de bombeamento dos sistemas de climatização VRF é constante sempre que entra em operação. Para os sistemas de climatização VAV, a potência do sistema de bombeamento varia com a carga térmica. No circuito de suprimento de água gelada, a bomba de vazão variável consome menor potência em dias de temperaturas amenas. A diferença de consumo de energia diário no bombeamento entre o sistema de climatização VRF opção 1 e os sistemas de climatização do tipo VAV foi de 89,46%.

Na Figura 27 é possível observar as diferenças no consumo total diário de energia elétrica, bem como a contribuição de cada uso final, para cada sistema de climatização avaliado.

O consumo de energia elétrica total diário do sistema de climatização VRF opção 1 foi menor, respectivamente 7,52%, 18,90% e 24,94% em relação aos sistemas de climatização VRF opção 2, VAV com *chillers* VSD e VAV com *chillers standard*. A melhor eficiência no resfriamento dos sistemas de climatização do tipo VRF e a potência instalada bem maior do sistema de bombeamento dos sistemas de climatização do tipo VAV, foram os principais fatores que

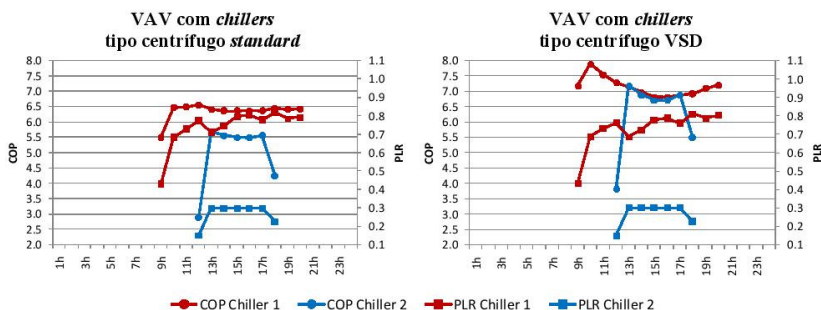
influenciaram no resultado de melhor eficiência global apresentado pelos sistemas de climatização do tipo VRF.

Figura 27. Consumo de energia por uso final para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação constante para o dia 29 de Abril.



A Figura 28 apresenta, para o dia 29 de Abril, os resultados horários de COP e PLR obtidos separadamente para cada *chiller*, para os sistemas de climatização VAV com *chillers standard* e com *chillers VSD*.

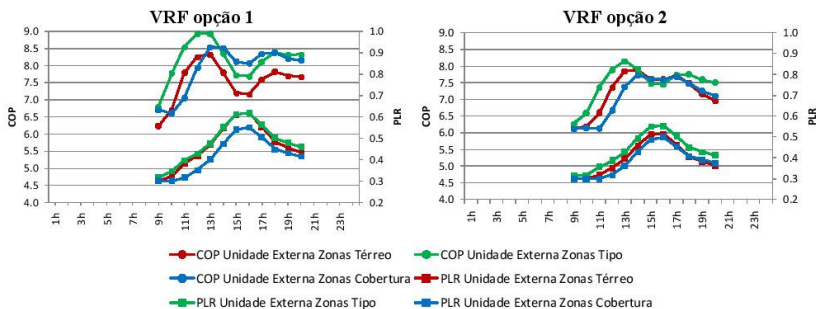
Figura 28. Relação entre o COP e o PLR para os sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação constante para o dia 29 de Abril.



Os *chillers*1 entraram em operação às 09h00 com PLR de 0,43, ficando entre 0,68 e 0,81 durante o restante do dia. O *chiller standard* 1 apresentou COP de 5,5 na primeira hora e posteriormente variando entre 6,35 e 6,56. Já o *chiller* VSD 1 apresentou COP de 7,18 na primeira hora e posteriormente entre 6,82 e 7,89. Os *chillers*2 entraram em operação entre 11h00 e 12h00 registrando PLR de 0,15, operaram em PLR de 0,3 e saíram de operação entre 17h00 e 18h00 registrando PLR de 0,22. O *chillerstandard2* entrou em operação com COP de 3 e o *chiller* VSD 2 de 3,8. Durante a operação em PLR mínimo de 0,3, o COP ficou entre 5,5 e 5,6 e entre 6,7 e 7,2 e para o PLR de 0,22, o COP registrado foi de 4,3 e 5,5, respectivamente *chiller standard* e *chiller* VSD. Os *chillers* VSD apresentaram maior eficiência em relação aos *chillers standard* e também maior amplitude de variação do COP para a mesma faixa de variação de PLR durante o dia analisado.

A Figura 29 apresenta, para o dia 29 de Abril, os resultados horários de COP e PLR obtidos separadamente para cada unidade externa VRF, para os sistemas de climatização VRF opção 1 e VRF opção 2.

Figura 29. Relação entre o COP e o PLR para os sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação constante para o dia 29 de Abril.



A unidade externa VRF opção 1 das zonas térreo operou com PLR de 0,3 e COP de 6,2 às 09h00, alcançando a maior demanda por resfriamento em PLR 0,61 entre 15h00 e 16h00, com COP de 7,2, e terminou operando em PLR de 0,43 e COP de 7,6 às 20h00. Às 13h00, quando o PLR é próximo de 0,5, a unidade externa apresenta o COP máximo do dia de 8,3. Já a unidade externa VRF opção 2 das zonas térreo operou com PLR de 0,3 e COP de 6,1 às 09h00, alcançando a maior demanda por resfriamento em PLR 0,52 entre 15h00 e 16h00,

com COP de 7,6, e terminou operando em PLR de 0,36 e COP de 7 às 20h00. Às 14h00, o PLR é próximo de 0,5 e a unidade externa apresenta o COP máximo do dia de 7,9. A unidade externa VRF opção 1 das zonas tipo operou com PLR de 0,32 e COP de 6,8 às 09h00. Entre 15h00 e 16h00, a demanda por resfriamento foi máxima, com PLR 0,61, registrando COP de 7,7 e terminou operando em PLR de 0,46 e COP de 8,3 às 20h00. Às 13h00, o PLR é próximo de 0,5 e o COP máximo do dia é de 8,9. A unidade externa VRF opção 2 das zonas tipo operou com PLR de 0,31 e COP de 6,3 às 09h00. Entre 15h00 e 16h00, a demanda por resfriamento foi máxima, com PLR 0,55, registrando COP de 7,5, e terminou operando em PLR de 0,41 e COP de 7,5 às 20h00. Às 13h00, o PLR é próximo de 0,5 e o COP máximo do dia de 8,1. A unidade externa VRF opção 1 das zonas da cobertura apresentou PLR de 0,3 e COP de 6,7 às 09h00. A carga máxima de resfriamento ocorreu em PLR entre 0,54 e 0,55 entre 15h00 e 16h00 com COP de 8,1 e terminou o dia operando em PLR de 0,41 e COP de 8,1 às 20h00. Às 14h00, o PLR é próximo de 0,5 e o COP máximo do dia de 8,5. Já a unidade externa VRF opção 2 das zonas da cobertura apresentou PLR de 0,3 e COP de 6,1 às 09h00. A carga máxima de resfriamento ocorreu em PLR 0,5 entre 15h00 e 16h00 com COP de 7,6 e terminou o dia operando em PLR de 0,37 e COP de 7,1 às 20h00. Às 14h00, o PLR é próximo de 0,5 e o COP máximo do dia de 7,7.

Entre os dois sistemas de climatização do tipo VRF, o VRF opção 1 apresentou melhor desempenho no resfriamento em relação ao VRF opção 2. Para as zonas térreo, a unidade externa VRF opção 2 foi mais eficiente do que a unidade externa VRF opção 1 apenas no período entre 14h00 e 17h00. Para as zonas tipo e cobertura, as unidades externas VRF opção 1 apresentaram valores de COP superiores em relação às unidades externas VRF opção 2 durante todo o período do dia.

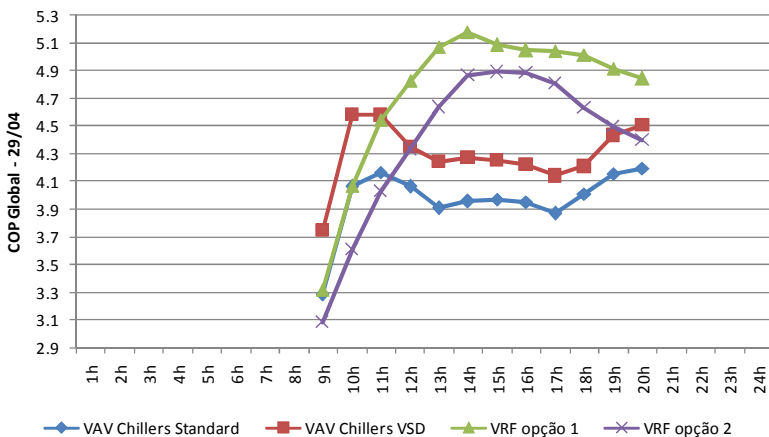
Considerando todos os sistemas de climatização, é possível observar a melhor eficiência apresentada pelas unidades externas VRF em relação aos *chillers standard* e VSD. Quando comparadas ao *chiller standard1* e ao *chiller VSD 1*, as unidades externas VRF apresentam melhor desempenho para a maior parte do dia, pois possuem melhor eficiência na faixa de operação de PLR próximo de 0,5. Nas primeiras e nas últimas horas do dia, quando o PLR cai e o desempenho das unidades externas VRF diminui, a eficiência do *chiller VSD 1* se equivale, chegando a ser este mais eficiente. Observou-se que o desempenho dos *chillers2* operando em PLR de 0,3 contribui muito para

o resultado de desempenho no resfriamento inferior dos sistemas de climatização do tipo VAV em relação aos do tipo VRF.

A Figura 30 apresenta, para o dia 29 de Abril, os resultados horários de COP global obtidos para cada tipo de sistema de climatização.

O estudo indica eficiência global superior dos sistemas de climatização do tipo VRF em relação aos do tipo VAV. Nota-se que o resultado obtido é muito influenciado pelo desempenho no resfriamento superior dos sistemas de climatização do tipo VRF, que mesmo apresentando consumo bem maior na ventilação e com diferenças menores de consumo nas bombas, em relação ao dia 08 de Janeiro, apresentam valores de COP global superiores em relação aos sistemas de climatização do tipo VAV.

Figura 30. COP Global para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o dia 29 de Abril.



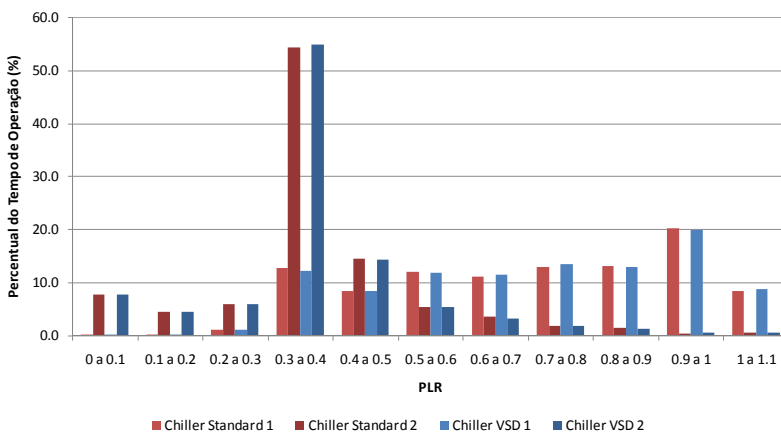
Com base nos estudos sobre as características e sobre o comportamento energético dos sistemas de climatização abordados, e visando relacioná-los com o resultado de consumo de energia elétrica anual obtido, os gráficos a seguir quantificam o percentual do tempo de operação no ano em relação à faixa de PLR, à faixa de COP de resfriamento e à faixa de COP global, obtidos para cada sistema de climatização. Para esta análise, cabe ressaltar que o passo de tempo por hora (*timestep*), que é utilizado pelo modelo de cálculo do balanço térmico do programa *EnergyPlus*, adotado nas simulações é de quatro, ou

seja, de 15 minutos, mas que os dados de saída foram reportados na frequência horária. Com isso, os dados horários obtidos representam a média entre os valores calculados para os 4 passos de tempo.

A Figura 31 apresenta, para os sistemas de climatização do tipo VAV, os resultados do percentual do tempo de operação no ano por faixa de PLR.

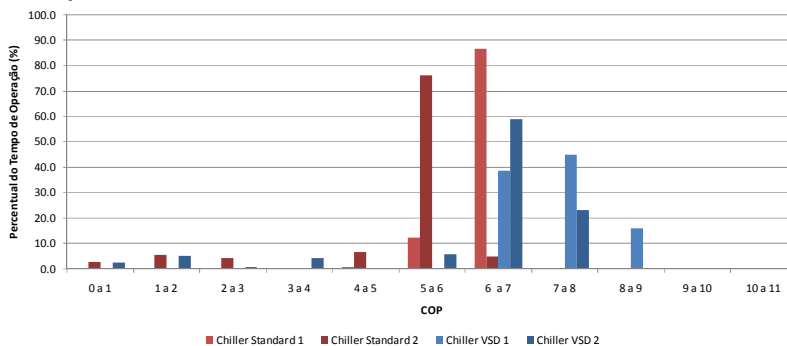
Para os *chillers*1, a faixa de PLR em que mais operaram foi de 0,9 a 1, 20%. Além dessa faixa principal de PLR, apresentaram porcentagem de tempo de operação distribuída entre as faixas de PLR 0,3 a 0,4 até a faixa de PLR 0,8 a 0,9, em média 13% por faixa de carga parcial. Apresentaram também percentual de tempo de operação significativa na faixa de PLR 1 a 1,1, 8,5%. Já os *chillers*2 apresentaram maior percentual de operação na faixa de PLR de 0,3 a 0,4, 55%. Para a faixa de operação para PLR menores que 0,3, o percentual de tempo de operação foi de 18%. A faixa de PLR de 0,4 a 0,5 apresentou percentual de tempo de operação significativa de 14,5%.

Figura 31. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de PLR para os sistemas de climatização do tipo VAV para o padrão de uso de edificação constante.



A Figura 32 apresenta, para os sistemas de climatização do tipo VAV, os resultados do percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP.

Figura 32. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP para os sistemas de climatização do tipo VAV para o padrão de uso de edificação constante.



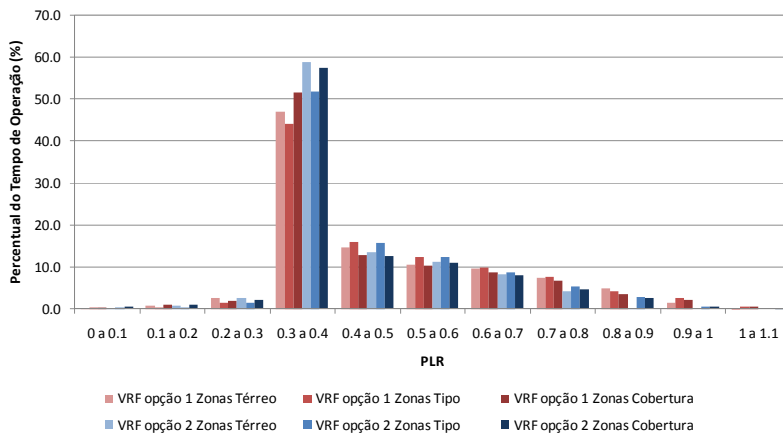
Em relação à eficiência no resfriamento do sistema de climatização VAV com *chillers standard*, é possível observar que em 87% do tempo, o *chiller1* operou com COP de 6 a 7 e em 12% com COP de 5 a 6. O *chiller2* operou principalmente a faixa de COP de 5 a 6, 76%. Na faixa de COP de 6 a 7 operou apenas 5% do tempo. Para o sistema de climatização com *chillers VSD*, observa-se a operação predominante na faixa de COP de 6 a 7 e de 7 a 8. O *chiller1* operou 39% e o *chiller2* 59% do tempo na primeira faixa. 45% e 23% foram o percentual de tempo de operação na segunda faixa, *chillers1* e 2 respectivamente. Cabe ressaltar a significativa parcela do tempo em que o *chiller VSD 1* opera com COP entre 8 e 9, 16%.

A Figura 33 apresenta, para os sistemas de climatização do tipo VRF, os resultados do percentual do tempo de operação no ano por faixa de PLR.

Observa-se que ambos os sistemas de climatização do tipo VRF operaram na maior parte do tempo na faixa de PLR de 0,3 a 0,4. Na opção 1, as unidades externas para as zonas térreo, tipo e cobertura operaram respectivamente 47%, 44% e 51% do tempo nessa faixa de PLR. Na opção 2, o percentual de tempo de operação foi de 59%, 52% e 57%, respectivamente para as mesmas unidades externas. Além dessa faixa de PLR principal, as faixas de PLR 0,4 a 0,5, PLR 0,5 a 0,6 e de PLR 0,6 a 0,7 apresentaram percentual de tempo de operação expressivo. Para as unidades externas das zonas térreo, tipo e cobertura do sistema de climatização VRF opção 1, esse valor foi de 15% 16% e 13% para PLR 0,4 a 0,5, de 11% 12% e 10% para PLR 0,5 a 0,6 e de 10%, 10% e 9% para PLR 0,6 a 0,7. Para as mesmas unidades externas

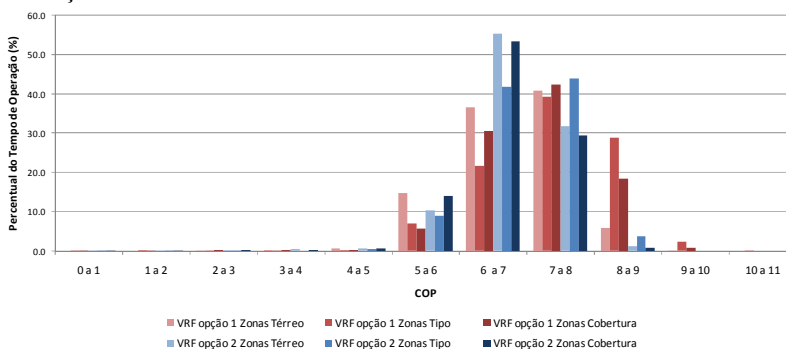
correspondentes no sistema de climatização VRF opção 2, o percentual de tempo de operação foi de 14% 16% e 13% para PLR 0,4 a 0,5, de 11% 12% e 11% para PLR 0,5 a 0,6 e de 8%, 9% e 8% para PLR 0,6 a 0,7.

Figura 33. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de PLR para os sistemas de climatização do tipo VRF para o padrão de uso de edificação constante.



A Figura 34 apresenta, para os sistemas de climatização do tipo VRF, os resultados do percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP.

Figura 34. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP para os sistemas de climatização do tipo VRF para o padrão de uso de edificação constante.



Em relação à eficiência no resfriamento, as faixas de COP em que o sistema de climatização VRF opção 1 mais operou foram as de COP 7, 8, 41%, 39% e 45% do tempo, de COP6 a 7, 31%, 22% e 31% do tempo e de COP: 8 a 9, 6%, 29%, 19% do tempo, respectivamente para as unidades externas das zonas térreo, tipo e cobertura. Para o sistema de climatização VRF opção 2, as faixas de COP que apresentaram percentual de tempo de operação mais expressivos foram as de COP 6 a 7, 53%, 42% e 53% e de COP 7 a 8, 32%, 44%, 29%, respectivamente para as unidades externas das zonas térreo, tipo e cobertura.

Entre todos os sistemas de condicionamento de ar estudados, o sistema de climatização VAV com *chillers standard* apresentou resultado anual de desempenho inferior. Já o sistema de climatização VAV com *chillers VSD* apresentou eficiência pouco inferior aos sistemas de climatização do tipo VRF, um pouco inferior ao do VRF opção 2. Para ambos os sistemas de climatização do tipo VAV, os *chillers*₁ operaram 65% do tempo com PLR entre 0,6 e 1,1, faixa que apresentam bom rendimento. Todavia, os *chillers*₂ operaram 55% do tempo com PLR entre 0,3 e 0,4, faixa em que apresenta menor eficiência, influenciando negativamente o rendimento no resfriamento total desses sistemas de condicionamento de ar.

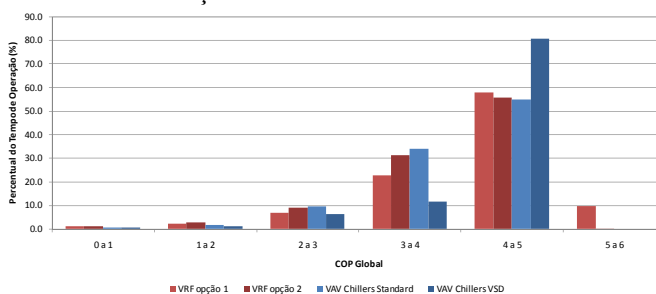
Os sistemas de climatização do tipo VRF operaram a maior parte do tempo com PLR entre 0,3 e 0,4, faixa que seu rendimento começa a diminuir. O VRF opção 2 funcionou em média 8% de tempo a mais nessa faixa de PLR do que o VRF opção 1. Por outro lado, 38% do tempo de funcionamento destes sistemas de condicionamento de ar ocorreram com PLR entre 0,4 e 0,7, faixa em que apresentam alto rendimento. Por isso, os resultados anuais obtidos para o COP de resfriamento foram melhores para o sistema de climatização VRF opção 1 em relação ao VRF opção 2 e destes em relação aos sistemas de climatização do tipo VAV.

Na Figura 35, são apresentados os resultados do percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP global para cada tipo de sistema de climatização.

Todos os sistemas de climatização estudados operam a maior parte do tempo na faixa de COP global de 4 a 5, 58% 56% 55% e 81% do tempo, em ordem para os sistemas de climatização VRF opção 1, opção 2, VAV com *chillers standard* e VAV com *chillers VSD*. O tempo de operação na faixa de COP global de 3 a 4 também é expressivo para todos os sistemas de climatização. O percentual de

tempo é de 23%, 31% 34% e 11%, para cada sistema de condicionamento de ar, considerando a mesma ordem citada. Cabe ressaltar ainda que o sistema de climatização VRF opção 1 opera 10% do tempo no ano na faixa de COP global de 5 a 6.

Figura 35. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP Global para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação constante.



Assim, é possível observar que as diferenças nas eficiências globais obtidas entre os sistemas de condicionamento de ar são pequenas para o cenário estudado. O sistema de climatização VRF opção 1 apresenta o melhor rendimento e a menor eficiência global é apresentada pelo sistema de climatização VAV com *chillers standard*. O sistema de climatização VAV com *chillers VSD* apresenta valores de COP global um pouco superiores aos apresentados pelo VRF opção 2, embora este último tenha apresentado consumo de energia elétrica anual inferior. Este resultado do COP global é influenciado pela capacidade de resfriamento calculada pelo programa *EnergyPlus* um pouco menor para os sistemas de climatização do tipo VRF. Como a diferença no consumo de energia elétrica entre eles é pequena, o desvio no cálculo da capacidade de resfriamento se nota no resultado do COP global.

4.2.3 Padrão de Uso Referência Apêndice G ASHRAE Standard 90.1

Com o objetivo de analisar o desempenho energético dos sistemas de climatização abordados para a edificação modelo operando segundo o padrão de uso que tem como referência a ASHRAE *Standard 90.1* (2007b), mostrado na Figura 9, o mesmo estudo desenvolvido para

o padrão de uso constante da Figura 8, é realizado, apresentado e discutido aqui.

Os resultados para consumo de energia anual por uso final da edificação simulada com cada sistema de climatização VAV e VRF são apresentados na Figura 36 e na Figura 37.

Figura 36. Consumo de energia anual por uso final da edificação com os sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b).

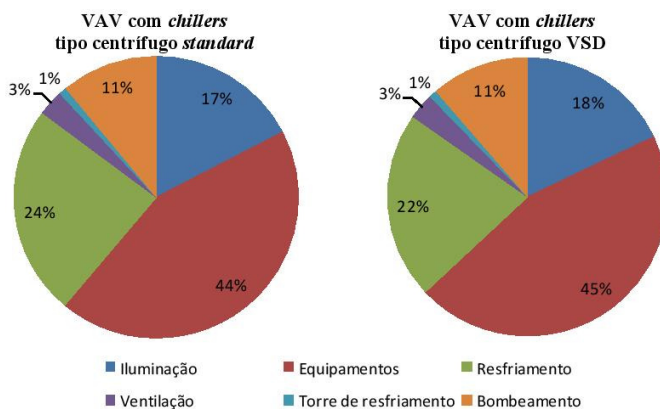
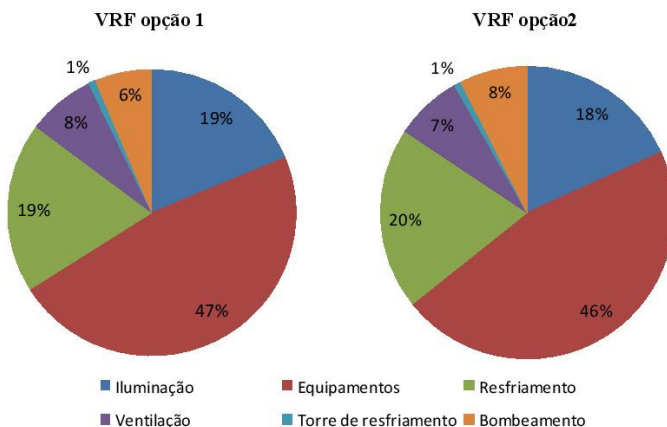


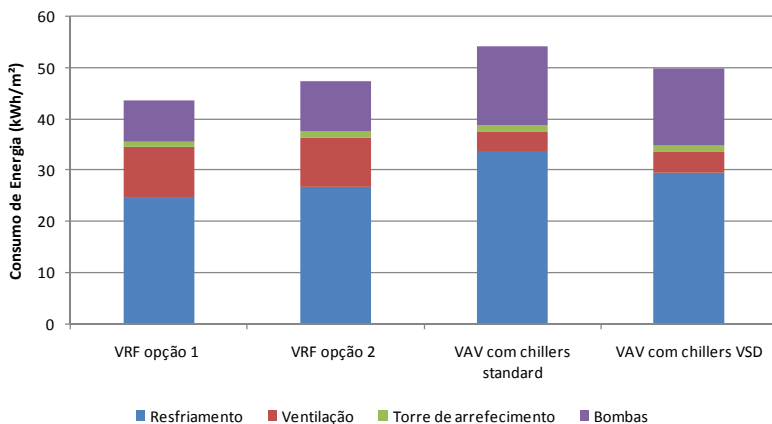
Figura 37. Consumo de energia anual por uso final da edificação com os sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b).



Para este modelo de padrão de uso de edificação, o sistema de climatização representa o segundo maior consumo de energia elétrica, (de 34 a 39%), os equipamentos são responsáveis pela maior parcela consumida (de 44 a 47%) e o sistema de iluminação é responsável pelo menor consumo (de 16 a 19%).

Na Figura 38 é possível observar as diferenças no consumo de energia elétrica entre cada sistema de climatização avaliado, bem como a contribuição de cada uso final no resultado obtido.

Figura 38. Consumo de energia anual por uso final para os sistemas de climatização VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b).



Entre os sistemas de climatização do tipo VAV, a diferença do consumo de energia observada se refere basicamente ao resfriamento. O sistema de climatização VAV com *chillers standard* consome no resfriamento 14% por ano a mais do que o mesmo sistema com *chillers VSD*.

Entre os sistemas de climatização do tipo VRF, a opção 2 consome mais do que a opção 1. A diferença no consumo de energia se verifica principalmente na bomba de condensação, 20% por ano, e no resfriamento é de 8% por ano.

Comparando todos os sistemas de climatização, observa-se que a diferença entre a energia elétrica consumida pelas torres de resfriamento é pouco significativa. Os sistemas de climatização do tipo VAV apresentam maior consumo de energia elétrica no resfriamento e no sistema de bombeamento. A diferença de consumo no resfriamento é de

19,3% no ano e nas bombas é de 85,6% no ano, tendo como referência os sistemas de climatização VAV com *chillers* VSD e o VRF opção 1. Os sistemas de climatização do tipo VRF apresentam maior consumo de energia na ventilação. A diferença de consumo é 139,5% a mais no ano, tendo como referência os sistemas de climatização VAV com *chillers* VSD e o VRF opção 1.

Considerando individualmente, o sistema de climatização VRF opção 1 apresenta o menor consumo de energia elétrica, respectivamente 7,6%, 19,2% e 12,5% em relação aos sistemas de climatização VRF opção 2, VAV com *chillers standard* e VAV com *chillers* VSD.

A Figura 39 e a Figura 40 apresentam os resultados de consumo de energia elétrica mensal por uso final para cada sistema de condicionamento de ar. A maior demanda por climatização ocorre no mês de janeiro e a menor no mês de junho. O consumo de energia por resfriamento apresenta a maior variação durante o ano e a maior influência no consumo total dentre os demais usos finais. Os sistemas de climatização do tipo VAV apresentam variação na energia consumida, de acordo com as estações quentes ou amenas, pela torre de resfriamento e, mais significativamente, pela ventilação e pelo sistema de bombeamento. Já os sistemas de climatização do tipo VRF, apresentam variação semelhante em relação ao consumo de energia pela torre de resfriamento, o consumo ventilação não apresenta relação com o clima e o sistema de bombeamento tem leve declínio no inverno.

Figura 39. Consumo de energia mensal por uso final dos sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b).

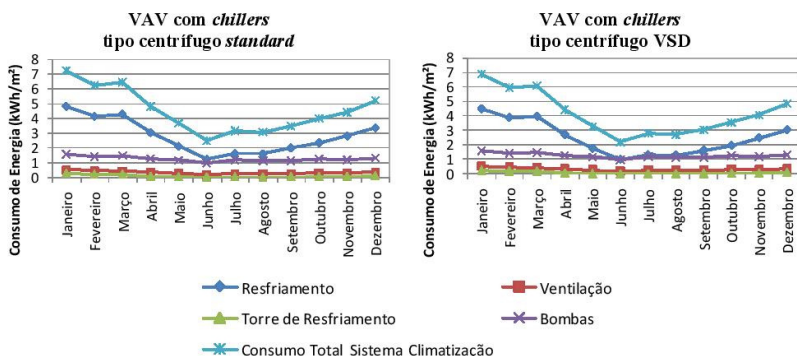
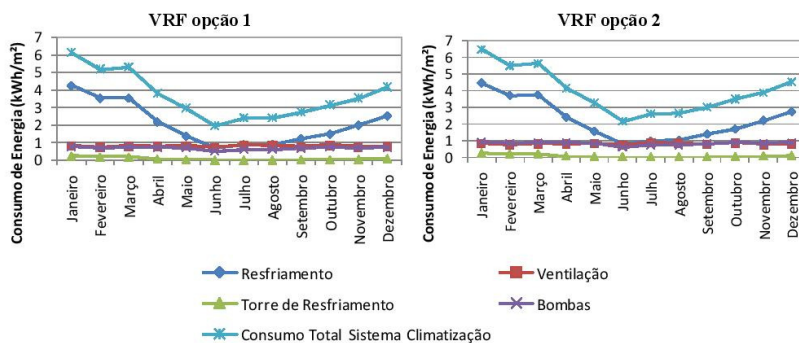
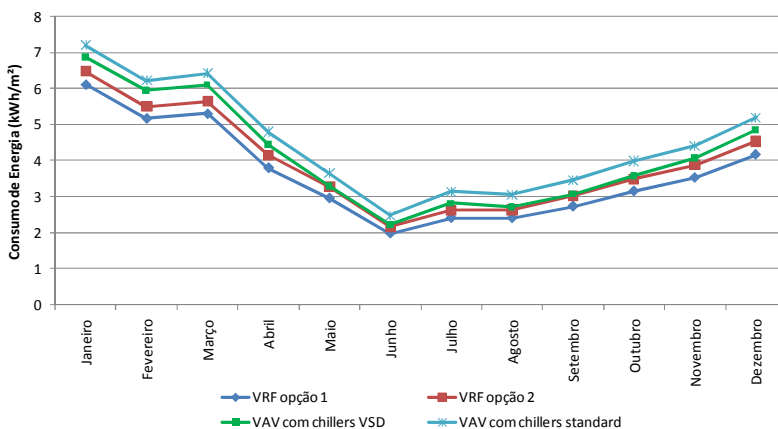


Figura 40. Consumo de energia mensal por uso final dos sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE Standard 90.1 (2007b).



A Figura 41 apresenta os resultados referentes ao consumo de energia mensal total para os sistemas de climatização VAV e VRF.

Figura 41. Consumo de energia mensal total para os sistemas de climatização VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE Standard 90.1 (2007b).

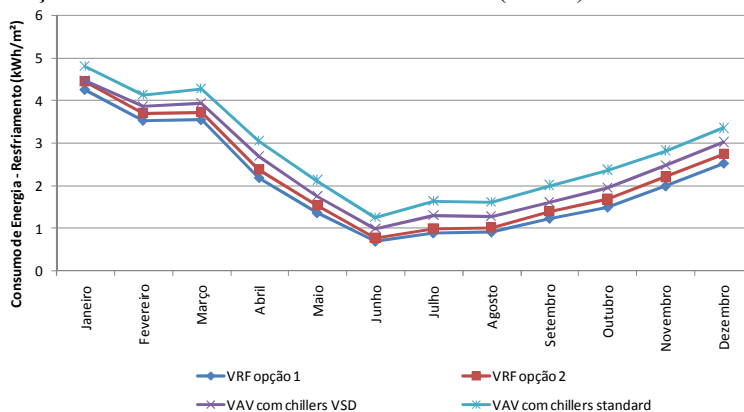


Observou-se que o sistema de climatização VRF opção 1 apresentou o menor consumo de energia durante todo período do ano, seguido do VRF opção 2, do VAV com *chillers* VSD e, por último, pelo VAV com *chillers* *standard*. Cabe destacar, que a diferença de consumo energético total entre os sistemas de climatização VRF opção 2 e o

VAV com *chillers* VSD diminui significativamente durante o período de maio até outubro.

A Figura 42 apresenta os resultados referentes ao consumo de energia mensal no resfriamento para os sistemas de climatização VAV e VRF.

Figura 42. Consumo de energia mensal por resfriamento para os sistemas de climatização VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b).



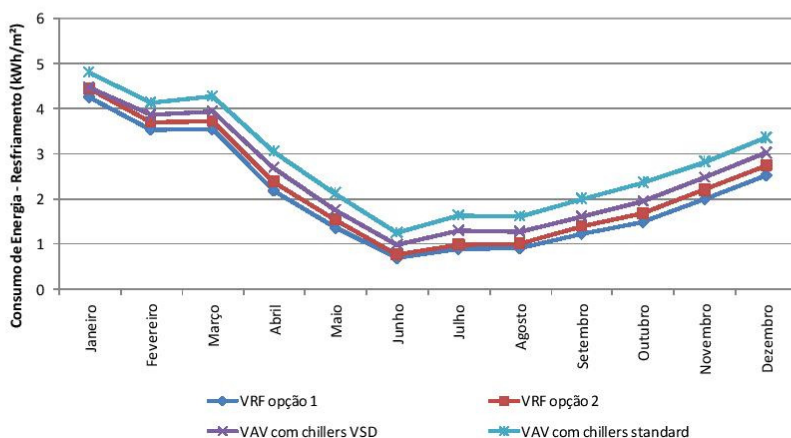
Observou-se que o sistema de climatização VRF opção 1 apresentou o menor consumo de energia durante todo período do ano, seguido do VRF opção 2, do VAV com *chillers* VSD e, por último, pelo VAV com *chillers standard*. Cabe ressaltar que a diferença da energia consumida entre os sistemas de climatização VRF opção 2 e o VAV com *chillers* VSD diminui no mês de janeiro. No mês de junho, a diferença de energia consumida para resfriamento entre os sistemas de climatização VRF opção 1 e opção 2 também não é significativa.

O desempenho energético dos sistemas de climatização do tipo VAV e do tipo VRF é aqui também aqui avaliado através do estudo horário, abordando a potência de cada uso final, a capacidade de resfriamento, a relação COP e PLR e o COP global, para os dias 08 de Janeiro e 29 de Abril do arquivo climático de referência.

A Figura 43 apresenta a potência de cada uso final em relação à capacidade de resfriamento para os sistemas de climatização VAV com *chillers* do tipo centrífugo *standard* e VAV com *chillers* do tipo centrífugo VSD, obtidas para o dia 08 de Janeiro.

A potência consumida para resfriamento no sistema de climatização VAV com *chillers standard*, em relação ao VAV com *chillers VSD*, foi maior durante todas as horas do dia, sendo o consumo de energia diário superior em 5,2%. Os demais usos finais não apresentam diferenças expressivas nas potências consumidas. Em relação à capacidade de resfriamento, o sistema de climatização com *chillers standard* apresentou seu melhor desempenho entre 15h00 e 17h00. O melhor desempenho do sistema de climatização VAV com *chillers VSD* foi entre 09h00 e 11h00 e entre 16h00 e 17h00.

Figura 43. Potência por uso final e capacidade de resfriamento dos sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b) para o dia 08 de Janeiro.

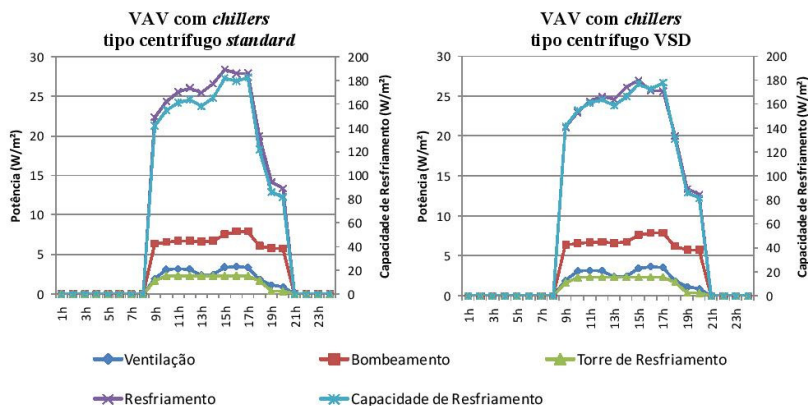


A Figura 44 apresenta a potência de cada uso final em relação à capacidade de resfriamento para os sistemas de climatização VRF opção 1 e VRF opção 2, obtidas para o dia 08 de Janeiro.

A potência consumida para resfriamento no sistema de climatização VRF opção 2, em relação ao sistema de climatização VRF opção 1, foi maior durante todas as horas do dia, sendo o consumo de energia diário superior em 5%. As potências obtidas para a torre de resfriamento e para a bomba de condensação também são maiores no caso do sistema de climatização VRF opção 2, sendo o consumo de energia diário superior em 16,3% e 20%, torre e bomba de condensação respectivamente. A potência horária consumida pela ventilação é idêntica. Em relação à capacidade de resfriamento, o melhor

desempenho ocorreu entre 18h00 e 20h00 para ambos os sistemas de climatização.

Figura 44. Potência por uso final e capacidade de resfriamento dos sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b) para o dia 08 de Janeiro.

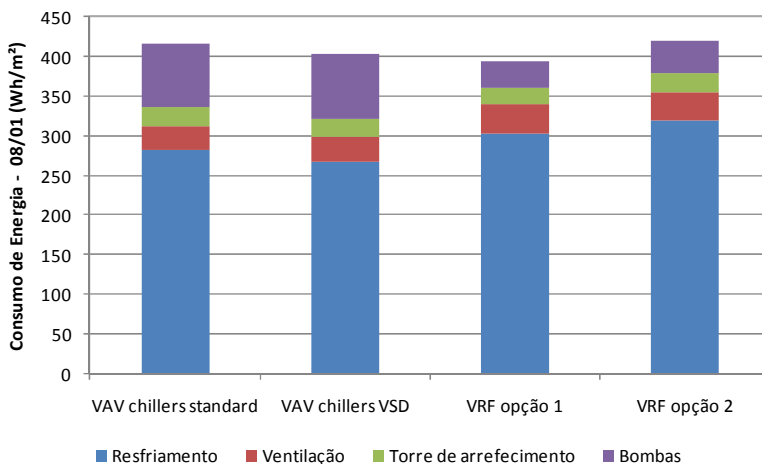


Considerando todos os sistemas de condicionamento de ar, os sistemas de climatização do tipo VAV apresentaram menores valores de potência consumida no resfriamento entre 10h00 às 17h00, em relação aos sistemas de climatização do tipo VRF. O consumo de energia elétrica diário no resfriamento foi maior para os sistemas de climatização VAV com *chillers standard*, VRF opção 1 e VRF opção 2, em relação ao sistema de climatização VAV com *chillers VSD*, 5,2%, 13,1% e 18,8% respectivamente. Em relação à ventilação, o consumo de energia diário pelos sistemas de climatização do tipo VRF foi superior, 15,8% e 17%, respectivamente em relação ao VAV com *chillers standard* e VAV com *chillers VSD*. A diferença da potência consumida pelas torres de resfriamento tem pouco impacto nas diferenças de consumo total. Em relação ao sistema de climatização VRF opção 1, o consumo de energia diário foi superior em 8,4%, 8,5% e 16,3%, respectivamente para os sistemas de climatização VAV com *chillers standard*, VAV com *chillers VSD* e VRF opção 2. A potência consumida pelo sistema de bombeamento dos sistemas de climatização do tipo VAV foi muito maior do que a obtida para os sistemas de climatização do tipo VRF. A diferença de energia elétrica consumida no dia, em relação ao sistema de climatização VRF opção 1, foi de 144,6%,

para o sistema de climatização VAV com *chillers standard* e de 145,8% para o VAV com *chillers VSD*.

Na Figura 45 é possível observar as diferenças de consumo total de energia elétrica diário, bem como a contribuição de cada uso final, para cada sistema de climatização avaliado.

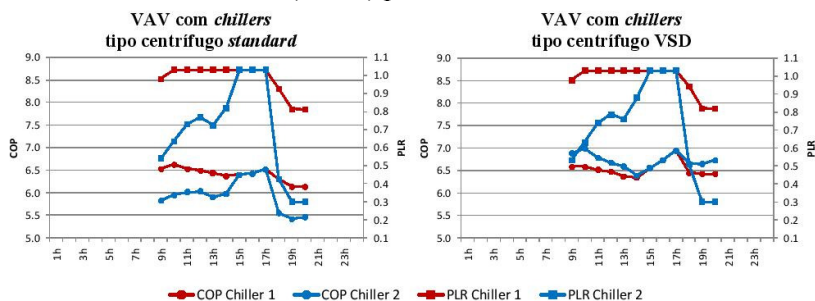
Figura 45. Consumo de energia por uso final para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b) para o dia 08 de Janeiro.



O consumo de energia elétrica diário do sistema de climatização VRF opção 1 foi menor, respectivamente 2,4%, 5,4% e 6,4% em relação aos sistemas de climatização VAV com *chillers VSD*, VAV com *chillers standard* e VRF opção 2. Os sistemas de climatização do tipo VAV apresentaram maior eficiência no resfriamento, todavia consumiram mais em outros usos finais, especialmente no sistema de bombeamento. As diferenças pouco expressivas obtidas para o consumo de energia elétrica indica uma eficiência global da mesma ordem de grandeza para todas as configurações dos sistemas de climatização abordados.

A Figura 46 apresenta, para o dia 08 de Janeiro, os resultados horários de COP e PLR obtidos separadamente para cada *chiller*, para os sistemas de climatização VAV com *chillers standard* e VAV com *chillers VSD*.

Figura 46. Relação entre o COP e o PLR para os sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b) para o dia 08 de Janeiro.



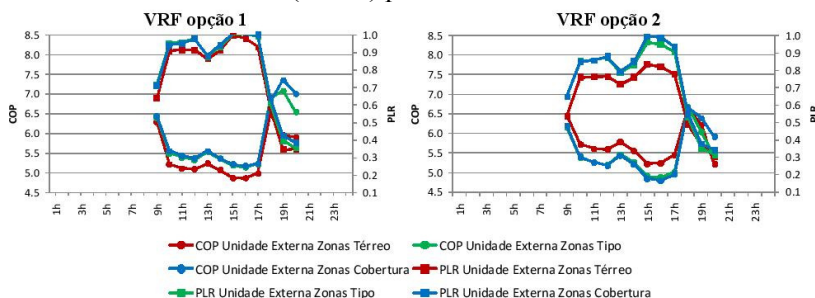
Para os sistemas de climatização do tipo VAV, pode-se observar os *chillers*1 operando em carga total até às 17h00, e funcionando em carga parcial até às 20h00 com PLR de 0,8. Em carga total, o *chiller standard*1 apresentou COP entre 6,4 e 6,6, enquanto que o *chiller VSD* 1 apresentou COP entre 6,4 e 6,9. Às 20h00, o COP foi de 6,1 e 6,4, respectivamente *chillers standard*1 e VSD 1. Os *chillers*2 entraram em operação às 08h00, com PLR 0,5 às 09h00 e COP de 5,8 e de 6,9, respectivamente *chillers standard*2 e VSD 2. A demanda por resfriamento aumentou até a carga total, entre 15h00 e 17h00, quando os *chiller standard*2 apresentou COP entre 6,4 e 6,5 e o *chiller VSD* 2 de 6,5 e 6,9. Às 20h00, o PLR foi de 0,3 e o COP foi de 5,4 para o *chiller standard*2 e 6,7 para o VSD 2. Os *chillers VSD* apresentaram melhor eficiência em relação aos *chillers standard*. Entre os dois modelos estudados, a diferença de eficiência foi maior para o *chiller*2, ou seja, na operação em cargas parciais.

A Figura 47 apresenta, para o dia 08 de Janeiro, os resultados horários de COP e PLR obtidos separadamente para cada unidade externa VRF, para os sistemas de climatização VRF opção 1 e VRF opção 2.

Para o sistema de climatização VRF opção 1, a unidade das zonas térreo operou com PLR de 0,6 e COP de 6,3 às 09h00, alcançando o PLR de 1 às 15h00, com COP de 4,9, e terminou operando em PLR de 0,35 e COP de 5,9 às 20h00. A mesma unidade externa do sistema de climatização VRF opção 2, operou com PLR de 0,53 e COP de 6,4 às 09h00, alcançando o PLR máximo diário de 0,83 às 15h00 com COP de 5,2 e terminou operando em PLR de 0,3 e COP de 5,2 às 20h00. As unidades externas das zonas tipo e cobertura do sistema de climatização

VRF opção 1 operaram com PLR entre 0,71 e 0,98 e COP entre 5,3 e 6,4 nas primeiras horas, alcançando o PLR de 1 entre 15h00 e 16h00, com COP de 5,2, e terminou operando em PLR de 0,35 e 0,37 e COP de 6,6 e 7 às 20h00. As unidades externas das zonas tipo e cobertura do sistema de climatização VRF opção 2 operaram com PLR de 0,65 e COP de 6,2 às 09h00, alcançando o PLR máximo diário de 0,96 e 0,99 às 15h00, com COP de 4,9, e terminou operando em PLR de 0,31 e 0,34 e COP de 5,4 e 5,9 às 20h00.

Figura 47. Relação entre o COP e o PLR para os sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE Standard 90.1 (2007b) para o dia 08 de Janeiro.

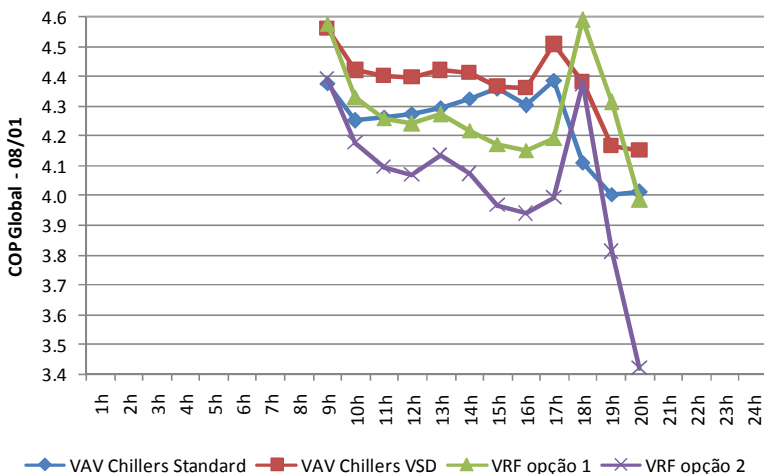


Comparando o resultado de COP para as unidades externas VRF, observou-se que a unidade externa das zonas térreo do sistema de climatização VRF opção 2 foi mais eficiente do que a do VRF opção 1, mas que as unidades das zonas tipo e cobertura apresentaram valores de COP inferiores, resultando na eficiência de resfriamento superior apresentada pelo sistema de climatização VRF opção 1.

Entre todos os sistemas de climatização, é possível observar que os *chillers standard* e VSD apresentam melhor eficiência em relação às unidades externas VRF, tanto na operação em carga total, quanto em carga parcial durante quase todo período do dia. A partir das 18h00, o rendimento dos sistemas de climatização do tipo VAV é reduzido devido ao baixo PLR em que os *chillers* passam a operar. Ao mesmo tempo, as unidades externas VRF passam a operar numa faixa de PLR favorável e aumentam o COP, apresentando nesse período eficiência superior aos *chillers*. Na última hora de funcionamento, os sistemas de climatização do tipo VRF passam a operar abaixo de PLR 0,4 e sua eficiência diminui, sendo possível observar todos os sistemas de condicionamento de ar operando na mesma faixa de COP.

A Figura 48 apresenta, para o dia 08 de Janeiro, os resultados horários de COP global obtidos para cada tipo de sistema de climatização.

Figura 48. COP Global para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b) em 08 de Janeiro.

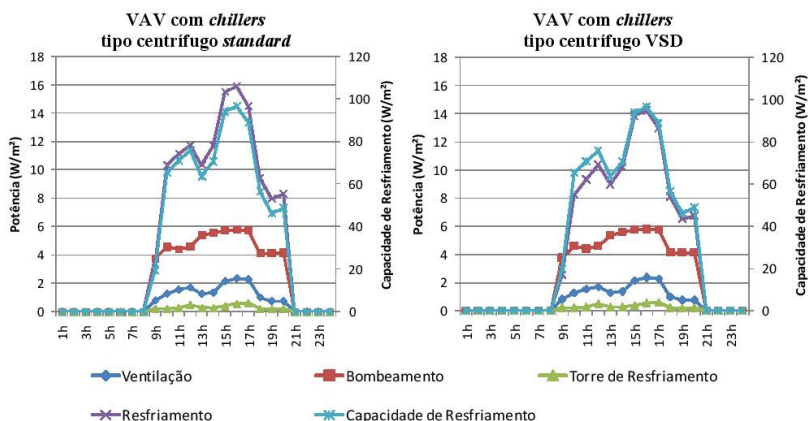


O estudo indica eficiência global da mesma ordem de grandeza, principalmente entre os sistemas de climatização do tipo VAV e o VRF opção 1, com valores de COP global oscilando entre 4 e 4,6. O sistema de climatização VRF opção 2 apresenta rendimento um pouco inferior, com COP global mínimo de 3,4. Os sistemas de climatização do tipo VAV apresentam eficiência superior na maior parte do dia, enquanto que os do tipo VRF são mais eficientes no final do dia. Na última hora, no entanto, verifica-se que o rendimento dos sistemas de climatização do tipo VRF diminuiu, voltando a ficar inferior ao rendimento global apresentado pelos sistemas de climatização do tipo VAV. Em relação ao consumo de energia elétrica, observou-se que o sistema de climatização VRF opção 1 consome menos que os do tipo VAV. Já na Figura 48, nota-se o sistema de climatização VAV com *chillers* VSD com eficiência global um pouco superior à do VRF opção 1. Assim como ocorreu para o estudo com o padrão de uso constante da edificação, este resultado do COP global é influenciado pela capacidade de resfriamento calculada pelo programa *EnergyPlus* um pouco menor para os sistemas

de climatização do tipo VRF. Como a diferença de consumo de energia elétrica apresentada entre os sistemas é pequena, o desvio no cálculo da capacidade de resfriamento se nota no resultado do COP global.

A Figura 49 apresenta a potência de cada uso final em relação à capacidade de resfriamento para os sistemas de climatização VAV com *chillers* do tipo centrífugo *standard* e VAV com *chillers* do tipo centrífugo VSD, obtidas para o dia 29 de Abril.

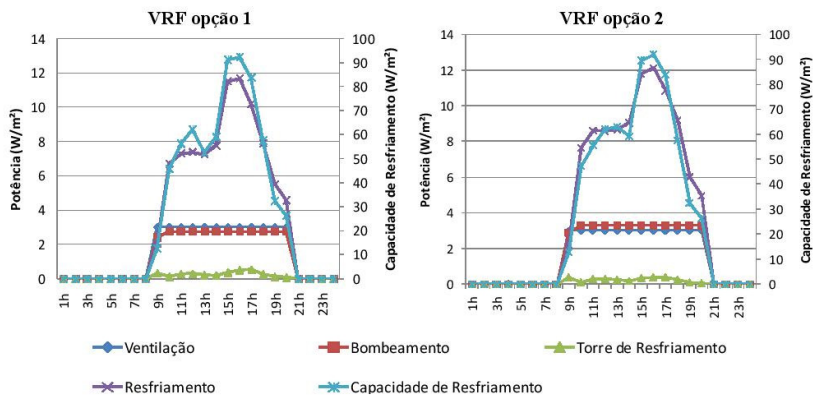
Figura 49. Potência por uso final e capacidade de resfriamento dos sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b) para o dia 29 de Abril.



A potência consumida para resfriamento no sistema de climatização VAV com *chillers standard*, em relação ao VAV com *chillers VSD*, foi maior durante todas as horas do dia, sendo o consumo de energia diário superior em 16%. Para os demais usos finais, as diferenças obtidas nas potências consumidas não são expressivas. Em relação à capacidade de resfriamento, o sistema de climatização VAV com *chillers standard* apresentou seu melhor desempenho entre 10h00 e 12h00. O melhor desempenho do sistema de climatização VAV com *chillers VSD* foi entre 09h00 e 12h00.

A Figura 50 apresenta a potência de cada uso final em relação à capacidade de resfriamento para os sistemas de climatização VRF opção 1 e VRF opção 2, obtidas para o dia 29 de Abril.

Figura 50. Potência por uso final e capacidade de resfriamento dos sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b) para o dia 29 de Abril.



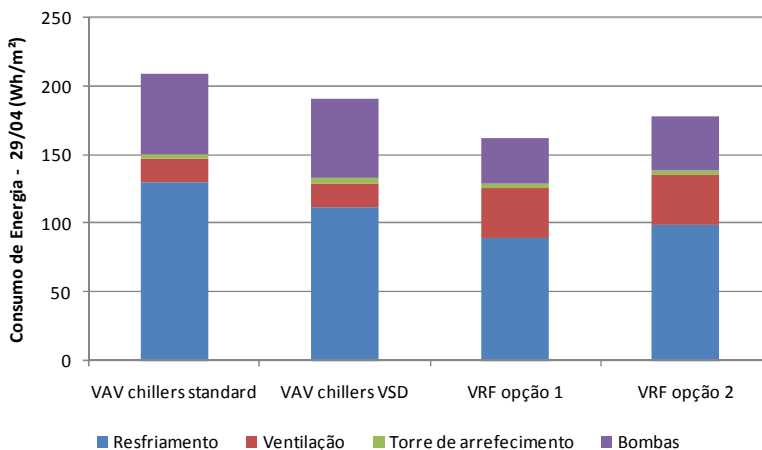
A potência consumida para resfriamento no sistema de climatização VRF opção 2, em relação ao sistema de climatização VRF opção 1, foi maior durante todas as horas do dia. O consumo de energia diário no resfriamento do sistema de climatização VRF opção 2 foi maior 11%. A potência horária consumida pelo sistema de ventilação é idêntica para ambos os sistemas de condicionamento de ar. O maior valor de potência para a torre de resfriamento oscila entre os dois sistemas de climatização ao longo do dia, sendo maior o consumo de energia diário obtido pelo sistema de climatização VRF opção 1, 7%. Para a bomba de condensação, o consumo de energia diário do sistema de climatização VRF opção 2 continua superior, 20%. Em relação à capacidade de resfriamento, o melhor desempenho ocorreu entre 11h00 e 12h00 e entre 15h00 e 17h00 para o sistema de climatização VRF opção 1 e entre 12h00 e 13h00 e entre 15h00 e 17h00 para o sistema de climatização VRF opção 2.

Considerando os dois tipos de sistemas de climatização, os menores valores de potência horária consumida no resfriamento foram apresentados pelos sistemas de climatização do tipo VRF. O consumo de energia diário no resfriamento foi superior para os sistemas de climatização VRF opção 2, VAV com *chillers* VSD e VAV com *chillers standard*, em relação ao sistema de climatização VRF opção 1, 11%, 24,7% e 44,8% respectivamente. Em relação à ventilação, o consumo de energia diário dos sistemas de climatização do tipo VRF foi superior 109,8%, em relação aos sistemas de climatização VAV. Para as torres

de resfriamento, em relação ao sistema de climatização VRF opção 2, o consumo de energia diário foi superior em 19,6% e 23,3%, respectivamente para os sistemas de climatização VAV com *chillers* VSD e VAV com *chillers standard*. Para o sistema de bombeamento, o consumo de energia diário consumida pelos sistemas de climatização do tipo VAV foi 77% superior em relação ao sistema de climatização VRF opção 1

Na Figura 51 é possível observar as diferenças de consumo total de energia elétrica diário, bem como a contribuição de cada uso final, para cada sistema de climatização avaliado.

Figura 51. Consumo de energia por uso final para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b) para o dia 29 de Abril.

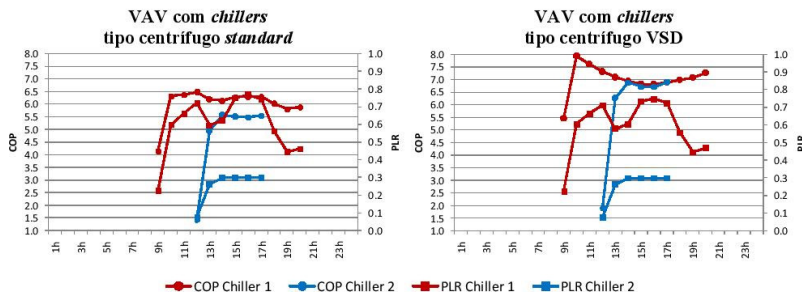


O consumo total de energia elétrica total diário do sistema de climatização VRF opção 1 foi menor, respectivamente 10%, 17,8% e 29% em relação aos sistemas de climatização VRF opção 2, VAV com *chillers* VSD e VAV com *chillers standard*. A melhor eficiência global apresentada pelos sistemas de climatização do tipo VRF se deve principalmente ao rendimento superior apresentado por estes no resfriamento. A potência instalada bem maior do sistema de bombeamento dos sistemas de climatização do tipo VAV também é um fator importante neste resultado de eficiência global obtido. O consumo de energia na ventilação é bem menor no caso dos sistemas de climatização do tipo VAV, porém essa diferença é muito inferior ao

resultado favorável apresentado pelos sistemas de climatização do tipo VRF verificado no resfriamento e no bombeamento.

A Figura 52 apresenta, para o dia 29 de Abril, os resultados horários de COP e PLR obtidos separadamente para cada *chiller*, para os sistemas de climatização VAV com *chillers standard* e VAV com *chillers VSD*.

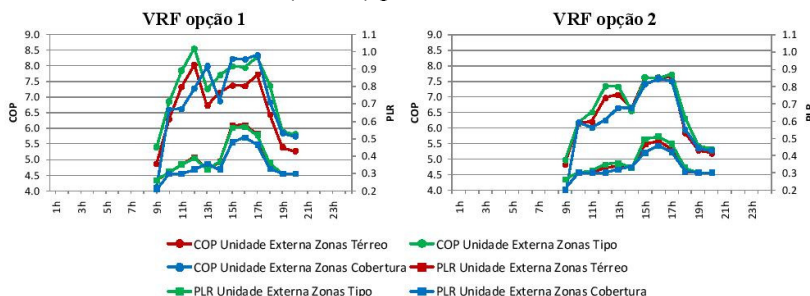
Figura 52. Relação entre o COP e o PLR para os sistemas de climatização VAV para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE Standard 90.1 (2007b) para o dia 29 de Abril.



Para os sistemas de climatização do tipo VAV, verifica-se que os *chillers1* entraram em operação entre 08h00 e 09h00 apresentando PLR de 0,23. O COP obtido foi de 4,1 para o *chiller standard1* e 5,5 para o *chiller VSD 1*. O máximo PLR foi de 0,76 às 16h00, quando o COP foi de 6,2 e 6,8, respectivamente *chillers standard1* e VSD 1. Às 20h00, o PLR foi de 0,46 e o COP de 5,9 e 7,2. Os *chillers2* entraram em operação entre 12h00 e 13h00 registrando PLR de 0,1 e operaram em PLR de 0,3 até às 17h00, quando saíram de operação. O *chiller standard2* entrou em operação com COP de 1,4 e o *chiller VSD 2* com COP de 2. Durante a operação em PLR mínimo de 0,3, o COP ficou entre 5,5 e 5,6 e entre 6,7 e 6,9, respectivamente *chiller standard* e *chiller VSD*. Portanto, os *chillers VSD* apresentaram maior eficiência em relação aos *chillers standard* e também maior amplitude de variação do COP para a mesma faixa de variação de PLR durante o dia analisado.

A Figura 53 apresenta, para o dia 29 de Abril, os resultados horários de COP e PLR obtidos separadamente para cada unidade externa VRF, para os sistemas de climatização VRF opção 1 e VRF opção 2.

Figura 53. Relação entre o COP e o PLR para os sistemas de climatização VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b) para o dia 29 de Abril.



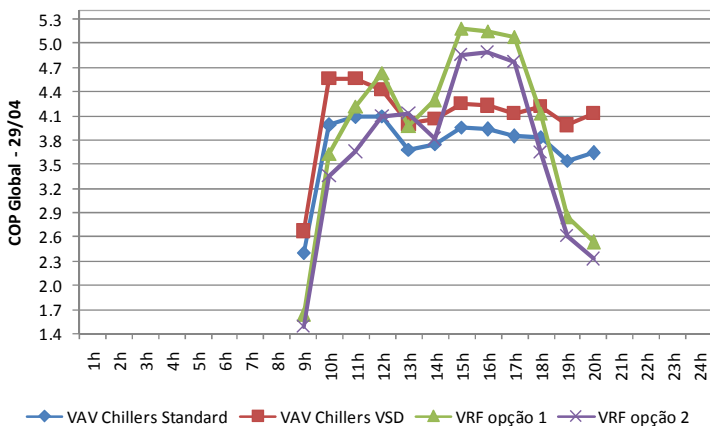
Para os sistemas de climatização do tipo VRF, a unidade externa VRF opção 1 das zonas térreo entrou em operação entre 08h00 e 09h00 registrando PLR de 0,26 e COP de 4,9 às 09h00, alcançando a maior demanda por resfriamento em PLR 0,58 entre 15h00 e 16h00, com COP de 8, e terminou operando em PLR de 0,3 e COP de 5,3 às 20h00. Às 12h00 apresenta o COP máximo do dia de 8. Já a unidade externa VRF opção 2 das zonas térreo entrou em operação entre 08h00 e 09h00 registrando PLR de 0,26 e COP de 4,8 às 09h00, alcançando a maior demanda por resfriamento em PLR 0,48 às 16h00, com COP máximo do dia de 7,6, e terminou operando em PLR de 0,3 e COP de 5,2 às 20h00. A unidade externa VRF opção 1 das zonas tipo entrou em operação entre 08h00 e 09h00 registrando PLR de 0,26 e COP de 5,4 às 09h00. Entre 15 e 16h00, a demanda por resfriamento foi máxima, com PLR 0,56, registrando COP de 8,2 e terminou operando em PLR de 0,3 e COP de 5,8 às 20h00. Às 12h00, apresenta o COP máximo do dia de 8,5. A unidade externa VRF opção 2 das zonas tipo entrou em operação entre 08h00 e 09h00 registrando PLR de 0,26 e COP de 5 às 09h00. Entre 15h00 e 16h00, a demanda por resfriamento foi máxima, com PLR 0,5, registrando COP de 7,6, e terminou operando em PLR de 0,3 e COP de 5,3 às 20h00. Às 17h00, o COP máximo do dia é de 7,7. A unidade externa VRF opção 1 das zonas da cobertura entrou em operação entre 08h00 e 09h00 registrando PLR de 0,21 e COP de 4,1 às 09h00. A carga máxima de resfriamento ocorreu para PLR 0,51 às 16h00 com COP de 8,2 e terminou o dia operando em PLR de 0,3 e COP de 5,7 às 20h00. Às 17h00, o PLR máximo do dia é de 8,3. Já a unidade externa VRF opção 2 das zonas da cobertura entrou em operação entre 08h00 e 09h00 registrando PLR de 0,21 e COP de 3,8 às

09h00. A carga máxima de resfriamento ocorreu em PLR 0,46 às 16h00 com COP máximo do dia de 7,6 e terminou o dia operando em PLR de 0,3 e COP de 5,2 às 20h00. Portanto, observou-se que, entre os dois sistemas de climatização do tipo VRF, o VRF opção 1 apresentou melhor desempenho no resfriamento em relação ao VRF opção 2 para todas as unidades externas, as das zonas térreo, tipo e cobertura.

Comparando todos os sistemas de climatização, verifica-se a melhor eficiência apresentada pelas unidades externas VRF em relação aos *chillers standard* e VSD. Quando comparadas ao *chiller standard*1 e ao *chiller VSD* 1, as unidades externas VRF apresentam melhor desempenho para a maior parte do dia, pois possuem melhor eficiência na faixa de operação de PLR próximo de 0,5. Nas primeiras e nas últimas horas do dia, quando o PLR cai pra o valor mínimo de 0,3 e o desempenho das unidades externas VRF diminui, a eficiência dos *chillers standard*1 e VSD 1 se equivale ou supera às das unidades externas VRF. Observou-se que o desempenho dos *chillers*2 operando em PLR de 0,3 contribui para o resultado de desempenho no resfriamento inferior dos sistemas de climatização do tipo VAV em relação aos do tipo VRF.

A Figura 54 apresenta, para o dia 29 de Abril, os resultados horários de COP global obtidos para cada tipo de sistema de climatização.

Figura 54. COP Global para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na *ASHRAE Standard* 90.1 (2007b) para o dia 29 de Abril.

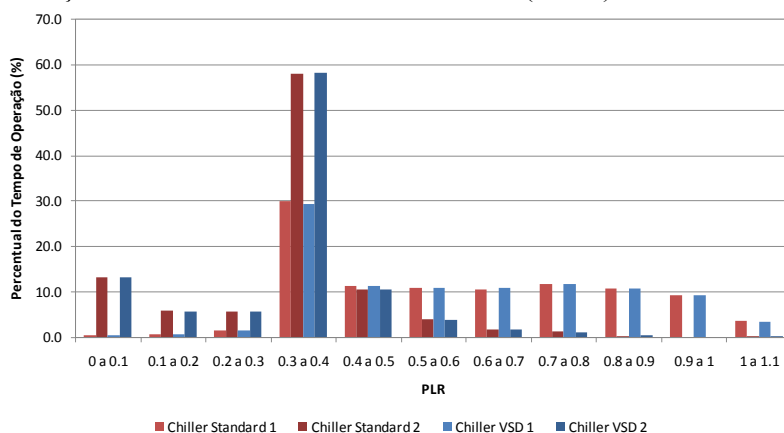


O estudo indica eficiência global superior dos sistemas de climatização do tipo VRF na maior parte do dia, enquanto que os sistemas de climatização do tipo VAV são mais eficientes no final do dia. Nota-se que o resultado de consumo de energia elétrica é muito influenciado pelo desempenho de resfriamento superior dos sistemas de climatização do tipo VRF que ocorre entre 12h00 e 18h00, faixa que opera perto de PLR 0,5. Assim, mesmo estes apresentando consumo energético bem maior na ventilação e com diferenças menores de consumo energético nas bombas em relação ao dia 08 de Janeiro, apresentam valores de COP global superiores em relação aos sistemas de climatização do tipo VAV durante a maior parte do dia.

As figuras a seguir quantificam o percentual do tempo de operação no ano em relação à faixa de PLR, à faixa de COP de resfriamento e à faixa de COP global, obtidos para cada sistema de climatização, visando estudar sua relação com o resultado anual de consumo de energia elétrica obtido.

A Figura 55 apresenta, para os sistemas de climatização do tipo VAV, os resultados do percentual do tempo de operação no ano por faixa de PLR.

Figura 55. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de PLR para os sistemas de climatização do tipo VAV para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b).

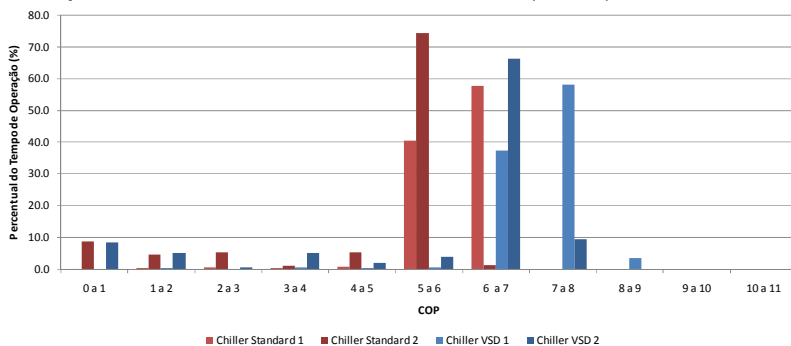


Para os *chillers*1, a faixa de PLR em que mais operaram foi de 0,3 a 0,4, 29,5%. Além dessa faixa principal de PLR, apresentaram percentagem de tempo de operação distribuída entre as faixas de PLR

0,3 a 0,4 até a faixa de PLR 0,8 a 0,9, em média 11% por faixa de carga parcial. Apresentaram também percentual de tempo de operação significativa na faixa de PLR de 0,9 a 1, 9%. Os *chillers2* também apresentaram maior percentual de operação na faixa de PLR de 0,3 a 0,4, 58%. Para a faixa de operação para PLR menores que 0,3, o percentual de tempo de operação foi de 26%. A faixa de PLR de 0,4 a 0,5 apresentou percentual de tempo de operação significativa de 11%.

A Figura 56 apresenta, para os sistemas de climatização do tipo VAV, os resultados do percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP.

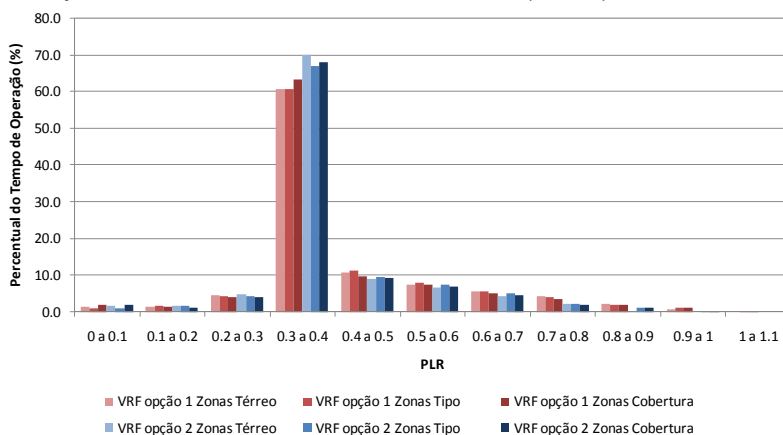
Figura 56. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP para os sistemas de climatização do tipo VAV para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b).



Em relação à eficiência no resfriamento do sistema de climatização VAV com *chillers standard*, é possível observar que em 58% do tempo, o *chiller1* operou com COP de 6 a 7 e em 40% com COP de 5 a 6. O *chiller2* operou principalmente na faixa de COP de 5 a 6, 74%. Para o sistema de climatização com *chillers VSD*, observa-se a operação predominante na faixa de COP de 6 a 7 e de 7 a 8. O *chiller1* operou 37% e o *chiller 2* 66% do tempo na primeira faixa. 58% e 9% foram o percentual de tempo de operação na segunda faixa, *chillers1* e 2 respectivamente.

A Figura 57 apresenta, para os sistemas de climatização do tipo VRF, os resultados do percentual do tempo de operação no ano por faixa de PLR.

Figura 57. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de PLR para os sistemas de climatização do tipo VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b).



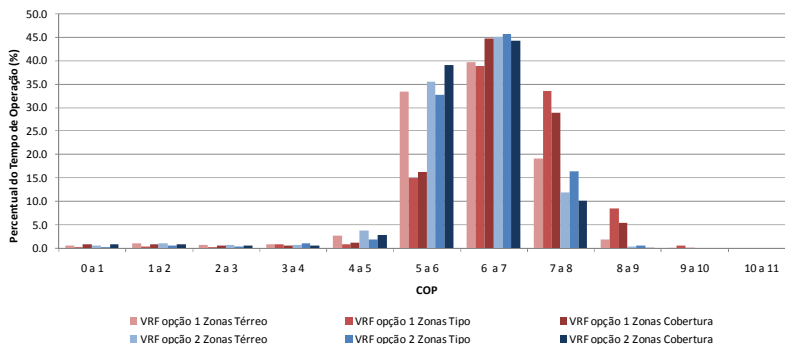
Observa-se que ambos os sistemas de climatização do tipo VRF operaram na maior parte do tempo na faixa de PLR de 0,3 a 0,4. Na opção 1, as unidades externas para as zonas térreo, tipo e cobertura operaram respectivamente 60%, 61% e 63% do tempo nessa faixa de PLR. Na opção 2, o percentual de tempo de operação foi de 70%, 67% e 68%, respectivamente para as mesmas unidades externas. As faixas de PLR 0,4 a 0,5 e PLR 0,5 a 0,6 também apresentaram percentual de tempo de operação expressivo. Para as unidades externas das zonas térreo, tipo e cobertura do sistema de climatização VRF opção 1, esse valor foi de 11%, 11% e 10% para PLR 0,4 a 0,5 e de 7% 8% e 7% para PLR 0,5 a 0,6. Para as mesmas unidades externas correspondentes no sistema de climatização VRF opção 2, o percentual de tempo de operação foi de 9% 10% e 9% para PLR 0,4 a 0,5 e de 7% 8% e 7% para PLR 0,5 a 0,6.

A Figura 58 apresenta, para os sistemas de climatização do tipo VRF, os resultados do percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP.

Em relação à eficiência no resfriamento, as faixas de COP em que o sistema de climatização VRF opção 1 mais operou foram as de COP 6 a 7, 40%, 39% e 45% do tempo, de COP 7, 8, 19%, 33% e 29% do tempo e de COP: 5 a 6, 33%, 15%, 16% do tempo, respectivamente para as unidades externas das zonas térreo, tipo e cobertura. Para o sistema de climatização VRF opção 2, as faixas de COP que

apresentaram percentual de tempo de operação mais expressivos foram as de COP 6 a 7, 45%, 46% e 44%, de COP 5 a 6, 35%, 33% e 40% e de COP 7 a 8, 12%, 16%, 10%, respectivamente para as unidades externas das zonas térreo, tipo e cobertura.

Figura 58. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP para os sistemas de climatização do tipo VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b).

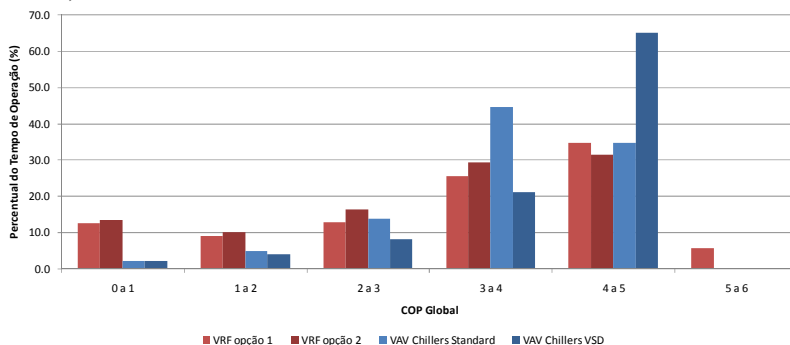


Entre todos os sistemas de condicionamento de ar, o sistema de climatização VAV com *chillers satandard* apresentou resultado anual de desempenho inferior. Já o sistema de climatização VAV com *chillers* VSD apresentou eficiência pouco inferior aos sistemas de climatização do tipo VRF. Para ambos os sistemas de climatização do tipo VAV, os *chillers*1 operaram 57% do tempo com PLR entre 0,6 e 1,1, faixa que apresentam bom rendimento. Porém, operaram percentual expressivo de tempo 52% na faixa desfavorável de PLR entre 0,3 e 0,6. Os *chillers*2 operaram 58% na faixa de PLR de 0,3 a 0,4e somente 3,5% na faixa de PLR acima de 0,6, influenciando negativamente o rendimento de resfriamento total desses sistemas de condicionamento de ar.

Os sistemas de climatização do tipo VRF operaram a maior parte do tempo,entre 60% e 70%, com PLR entre 0,3 e 0,4, faixa que seu rendimento começa a diminuir. O VRF opção 2 funcionou em média 6,5% de tempo a mais nessa faixa de PLR do que o VRF opção 1. Por outro lado, 23% do tempo de funcionamento destes sistemas de condicionamento de ar ocorreram com PLR entre 0,4 e 0,7, faixa em que apresentam alto rendimento. Por isso, os resultados anuais obtidos para o COP de resfriamento foram melhores para o sistema de climatização VRF opção 1 em relação ao VRF opção 2 e destes em relação aos sistemas de climatização do tipo VAV.

Na Figura 59, são apresentados os resultados do percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP global para cada tipo de sistema de climatização.

Figura 59. Percentual do tempo de operação no ano por faixa de COP Global para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard 90.1* (2007b).



Todos os sistemas de climatização estudados operam a maior parte do tempo na faixa de COP global de 4 a 5, 35% 31% 35% e 65% do tempo, em ordem para os sistemas de climatização VRF opção 1, opção 2, VAV com *chillers standard* e VAV com *chillers VSD*. O tempo de operação na faixa de COP global de 3 a 4 também é expressivo para todos os sistemas de climatização. O percentual de tempo é de 25%, 29% 45% e 21%, para cada sistema de condicionamento de ar, considerando a mesma ordem citada. Cabe ressaltar ainda que o sistema de climatização VRF opção 1 é o único que opera na faixa de COP global de 5 a 6, 6% do tempo no ano.

Portanto, as diferenças nas eficiências globais obtidas entre os sistemas de condicionamento de ar são pequenas para o cenário estudado. Os sistemas de climatização do tipo VAV apresentam resultado de COP global pouco superior aos do tipo VRF, embora estes últimos apresentem menor consumo de energia elétrica. Cabe ressaltar a influência, sobre o resultado final de rendimento global obtido, do cálculo da capacidade de resfriamento pelo programa *EnergyPlus* ser um pouco menor para os sistemas de climatização do tipo VRF em relação aos do tipo VAV. Como a diferença no consumo de energia elétrica entre eles é pequena, o desvio no cálculo da capacidade de resfriamento se nota no resultado do COP global.

4.3 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Comparando os resultados obtidos para ambos os padrões de uso da edificação, verifica-se que o menor consumo de energia elétrica para condicionamento de ar foi apresentado pelo sistema de climatização VRF com *combination ratio* maior que 1, em seguida pelo VRF com *combination ratio* menor que 1 e pelo VAV com *chillers* VSD, que o sistema de climatização VAV com *chillers standard* apresentou o maior consumo de energia e que as diferenças percentuais de consumo de energia elétrica entre os sistemas de condicionamento de ar obtidas para cada padrão de uso de edificação foram equivalentes. No resfriamento, uso final mais influente no resultado de consumo de energia total, foi possível observar que o desempenho dos sistemas de climatização do tipo VRF em relação aos do tipo VAV foi melhor para o padrão de uso baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b) do que para o padrão de uso constante. Entre o sistema de climatização VRF com *combination ratio* maior que 1 e o VAV com *chillers* VSD, a diferença de energia consumida no resfriamento foi de 10,2% para o padrão de uso de edificação constante e de 19,3% para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b). Por outro lado, a energia consumida pelo sistema de bombeamento era 92,8% maior no caso do sistema de climatização VAV VSD e foi para 85,6%. No sistema de ventilação, o consumo de energia do sistema de climatização VRF com *combination ratio* maior que 1 era 67,3% maior e passou a ser de 139,5%.

Os resultados obtidos para o COP de resfriamento revelam que todos os sistemas de climatização apresentaram redução na eficiência para o padrão de uso baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b) em relação ao padrão de uso constante. Considerando os sistemas de climatização do tipo VAV, observou-se que os *chillers*₁ operaram com PLR entre 0,6 e 1,1, faixa que apresentam melhor eficiência, 65% do tempo para o padrão de uso de edificação constante e 57% para o padrão de uso baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b). Os *chillers*₂ operaram a maior tempo na faixa de PLR em que não possuem bom rendimento, entre 0,3 e 0,4, para ambos os padrões de uso da edificação avaliados. Para o padrão de uso de edificação constante, o percentual de tempo foi de 55%, enquanto que para o padrão de uso baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b) foi de 58%. Além disso, o percentual de tempo de operação na faixa de PLR menores que 0,3 também

aumentou para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b), de 18% para 26%.

Já os sistemas de climatização do tipo VRF operaram a maior parte do tempo na faixa de PLR em que seu rendimento começa a diminuir, entre 0,3 e 0,4. Para o padrão de uso de edificação constante, a porcentagem de tempo nessa faixa de PLR foi de 45% a 58%, para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b), foi de 60% a 70%. Na faixa de PLR em que apresentam melhor rendimento, entre 0,4 e 0,7, a porcentagem de tempo de operação foi de 38% e 23%, respectivamente para cada padrão de uso de edificação.

Portanto, os sistemas de condicionamento de ar já operavam a maior parte do tempo abaixo da faixa de PLR que seriam mais eficientes para a simulação utilizando o padrão de uso de edificação constante. Com a menor demanda por resfriamento observada na simulação com o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b), o tempo de operação na faixa de PLR menos eficiente de cada sistema de climatização aumentou, resultando nos menores valores de COP obtidos.

Tendo como referência a avaliação de desempenho realizada para os dias 08 de Janeiro e 29 de Abril, pode-se inferir que, nos períodos mais quentes do ano, a diminuição da eficiência no resfriamento dos sistemas de climatização do tipo VAV para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b) é maior do que os do tipo VRF. Com a redução dos valores de PLR, os sistemas de climatização do tipo VRF passam a operar maior percentual de tempo sob valores mais próximos de PLR 0,5 do que para o padrão de uso de edificação constante, faixa que são competitivamente mais eficientes, o que contribui para amenizar sua queda de rendimento. Nos períodos de temperaturas externas mais amenas, o mesmo fato não se repete. Apesar de operarem em PLR 0,5 no período de maior carga térmica do dia, apresentam valores de PLR muito baixos no início e final do dia, prejudicando seu desempenho.

Em relação ao resultado de COP global, verificou-se redução do rendimento total dos sistemas de condicionamento de ar para o padrão de uso da edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b) em relação ao padrão de uso constante. Observou-se que a menor eficiência no resfriamento ocasionou este resultado. Comparativamente, os sistemas de climatização do tipo VAV apresentaram maior redução de eficiência no resfriamento, entretanto os sistemas de climatização do tipo VRF apresentaram maior redução de eficiência nos sistemas de bombeamento e no sistema de ventilação. Como resultado final,

observou-se que a diferença percentual no consumo de energia entre os sistemas de condicionamento de ar avaliados se manteve a mesma para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b).

Os estudos do comportamento energético para os sistemas de climatização do tipo VAV e VRF realizados apontam as principais diretrizes que, em conjunto com adequada avaliação de investimento/retorno, permitem as escolhas de projeto que resultem na melhor configuração, do ponto de vista de eficiência energética, de cada tipo de sistema de condicionamento de ar, para os dois padrões de uso da edificação considerados. Para ambos os tipos de sistema de condicionamento de ar, a principal modificação se refere à necessidade de melhorar o desempenho no resfriamento, através, por exemplo, de intervenções na seqüência de operação, nas capacidades e na quantidade de *chillers* e de unidades externas VRF, visando adequar o funcionamento destes equipamentos maior percentual de tempo durante o ano em suas respectivas faixas de PLR de maior eficiência. Além do resfriamento, o circuito hidráulico de bombeamento do sistema de climatização do tipo VAV é um importante uso final que deve ser avaliado quanto à redução do consumo energético. Para o sistema de climatização do tipo VRF, medidas que aumentem a eficiência energética do sistema de ventilação são necessárias visando melhorar seu rendimento global.

5. CONCLUSÃO

O estudo realizado com o programa de simulação *EnergyPlus* permitiu comparar o desempenho energético, para dois padrões de uso de uma mesma edificação, entre os sistemas de climatização VAV com *chillers standard*, VAV com *chillers VSD*, VRF com *combination ratio* maior que 1 e VRF com *combination ratio* menor que 1, analisando o comportamento energético de cada sistema de condicionamento de ar, através de seus parâmetros de eficiência, com satisfatório grau de precisão. O estudo demonstrou a importância do conhecimento das ferramentas de simulação computacional, que permitem a modelagem de sistemas de climatização reais, para estudos energéticos em edificações e a grande contribuição que as análises podem proporcionar para reduzir o consumo de energia das edificações.

A avaliação das curvas de desempenho em cargas parciais, utilizadas pelo programa *EnergyPlus*, dos *chillers* e das unidades externas VRF adotados como referência permitiram identificar em que faixa de PLR cada equipamento de refrigeração apresenta melhor COP. Para o *chiller* centrífugo *standard* a maior eficiência no resfriamento é obtida quando o compressor trabalha em plena carga, enquanto que para o *chiller* centrífugo VSD, os valores ótimos de COP ocorrem na faixa de PLR entre 70% e 90%. Para o modelo de unidade externa VRF adotado, os maiores valores de COP correspondem à faixa de trabalho de PLR entre 40% e 60%.

As análises de consumo de energia anual por uso final demonstraram que, entre o padrão de uso de edificação constante e o padrão de uso baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b), os sistemas de climatização do tipo VAV apresentaram maior redução de eficiência no resfriamento, entretanto os sistemas de climatização do tipo VRF apresentaram maior redução de eficiência no sistema de bombeamento e no sistema de ventilação. Como resultado final, considerando respectivamente o padrão de uso de edificação constante e o padrão de uso baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b), a diferença percentual no consumo de energia entre os sistemas de condicionamento de ar avaliados foram semelhantes para ambos os padrões de uso de edificação. O sistema de climatização VRF com *combination ratio* maior que 1 apresentou o menor consumo de energia elétrica, 6,6%, e 7,6%, em relação ao VRF com *combination ratio* menor que 1, 11,7% e 12,5% em relação VAV com *chillers VSD* e 17,8% e 19,2% em relação VAV com *chillers standard*.

A avaliação dos resultados mensais de consumo energético para o padrão de uso de edificação constante revelou que, para todos os meses do ano, o menor consumo foi apresentado, em ordem, pelo sistema de climatização VRF com *combination ratio* maior que 1, VRF com *combination ratio* menor que 1, VAV com *chillers* VSD e VAV com *chillers standard*. Para o consumo de energia por resfriamento, os sistemas de climatização VAV foram mais eficientes do que os sistemas de climatização VRF de janeiro a fevereiro. Para os demais meses do ano, o menor consumo por resfriamento foi obtido, em ordem, pelo sistema de climatização VRF com *combination ratio* maior que 1, VRF com *combination ratio* menor que 1, VAV com *chillers* VSD e VAV com *chillers standard*. Já para o padrão de uso baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b), observou-se que tanto para o consumo total, quanto para o consumo de energia no resfriamento, o sistema de climatização VRF com *combination ratio* maior que 1 foi mais eficiente durante todos os meses do ano, seguido do VRF com *combination ratio* menor que 1, do VAV com *chillers* VSD e, por último, pelo VAV com *chillers standard*.

A análise dos resultados de potência consumida para o dia 08 de janeiro demonstrou menor consumo de energia elétrica do sistema de climatização VRF com *combination ratio* maior que 1, respectivamente para o padrão de uso de edificação constante e padrão de uso baseado na ASHRAE *Standard* 90.1(2007b), 0,13% e 2,40% em relação ao VAV com *chillers* VSD, 3,30% e 5,40% em relação ao VAV com *chillers standard* e 6,32% e 6,40% em relação ao VRF com *combination ratio* menor que 1. Para ambos os padrões de uso de edificação, os sistemas de climatização do tipo VAV apresentaram eficiência no resfriamento superior aos do tipo VRF, entretanto a diferença de eficiência foi menor no padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b) do que a observada no padrão de uso constante. Os valores de COP global obtidos, para ambos os padrões de uso de edificação, indicaram eficiência de mesma ordem de grandeza entre todos os sistemas de climatização avaliados, o que coincide com a pequena diferença percentual observada nos resultados de consumo de energia elétrica.

Para o dia 29 de abril, a análise dos resultados de potência consumida também demonstrou menor consumo de energia elétrica do sistema de climatização VRF com *combination ratio* maior que 1, respectivamente para o padrão de uso de edificação constante e padrão de uso baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b), 7,52% e 10% em relação ao VRF com *combination ratio* menor que 1, 18,90% e 17,8%

em relação ao VAV com *chillers* VSD e 24,94% e 29% em relação ao VAV com *chillers standard*. No resfriamento, os sistemas de climatização do tipo VRF foram mais eficientes do que os do tipo VAV, para ambos os padrões de uso de edificação. Os resultados de COP global obtidos indicaram eficiência global superior dos sistemas de climatização do tipo VRF em relação aos do tipo VAV, para ambos os padrões de uso de edificação.

O estudo realizado para quantificar o percentual das horas de operação para cada faixa de PLR, cada faixa de COP de resfriamento e cada faixa de COP global de cada sistema de climatização permitiu analisar a eficiência no resfriamento e a eficiência global durante o ano e, com base nas características e no comportamento energético observados, relacionar estes resultados com os resultados anuais de consumo de energia elétrica obtidos. Para ambos os padrões de uso de edificação, os resultados obtidos para o COP de resfriamento demonstraram maior eficiência dos sistemas de climatização VRF em relação aos do tipo VAV e os resultados de COP global demonstraram diferenças de eficiência pouco significativas entre todos os sistemas de condicionamento de ar. No entanto, os valores absolutos de COP de resfriamento e COP global obtidos revelaram que a eficiência no resfriamento e a eficiência global foram menores para o padrão de uso de edificação baseado na ASHRAE *Standard* 90.1 (2007b) do que para o padrão de uso constante, para todos os sistemas de climatização.

As análises do comportamento energético realizadas para os sistemas de climatização do tipo VAV e do tipo VRF permitiram estabelecer as principais diretrizes que devem fomentar estudos específicos visando o aumento da eficiência global destes sistemas de condicionamento de ar para os dois padrões de uso da edificação considerados. Para ambos os tipos de sistema de condicionamento de ar, a principal foco de investigação se refere à necessidade de melhorar o desempenho no resfriamento, visando adequar o funcionamento destes equipamentos maior percentual de tempo durante o ano em suas respectivas faixas de PLR que possuem maior eficiência.

5.1 LIMITAÇÕES DO TRABALHO

As principais limitações observadas neste trabalho foram:

- As curvas para simulação de desempenho dos *chillers* centrífugos utilizadas da pasta *datasets* do programa *EnergyPlus* não correspondem exatamente aos equipamentos

dimensionados, à faixa de temperatura da simulação e à eficiência mínima requerida;

- Para efeito de simplificação do modelo e considerando as mesmas curvas de desempenho para todas as unidades internas adotadas, foi modelada uma unidade interna para cada zona térmica, quando na realidade seria necessário um conjunto de unidades internas cuja soma das capacidades atenderia a zona térmica.

5.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Considerando os resultados deste trabalho, as limitações observadas e visando expandir e aprofundar as análises realizadas, são apresentadas as seguintes sugestões de estudos:

- Modificar o zoneamento do modelo e adotar uma unidade interna VRF por zona térmica.
- Obter dados suficientes do fabricante que possibilitem adotar as curvas de desempenho de acordo com os equipamentos dimensionado e a aplicação considerada;
- Avaliar curvas de desempenho para modelos de *chillers* centrifugos que apresentem diferentes comportamentos em carga parcial;
- Avaliar curvas de desempenho para diferentes fabricantes de equipamentos VRF
- Avaliar modelos de *chillers* que possuem COP e IPLV maiores que o nível mínimo de eficiência energética A do RTQ-C;
- Avaliar também o desempenho energético de *chillers* com compressor do tipo parafuso;
- Avaliar diferentes configurações para o número de *chillers*, para as capacidades entre eles, para os tipos entre eles e para a seqüência de operação;
- Avaliar diferentes configurações para o número de unidades externas adotadas para cada pavimento e sua seqüência de operação;
- Avaliar diferentes configurações para o sistema de bombeamento para os sistemas de climatização VAV e VRF;
- Avaliar diferentes configurações para o sistema de ventilação para os sistemas de climatização VAV e VRF;
- Simular para outros climas;

- Considerar alternativas de aquecimento nas análises;
- Considerar em conjunto uma análise custo/benefício.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS.
NBR 15220-1: Desempenho térmico de edificações, parte 1: Definições, símbolos e unidades. Rio de Janeiro, 2005a.

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

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS.
NBR 15220-3: Desempenho térmico de edificações, parte 3: Zoneamento bioclimático brasileiro e diretrizes construtivas para habitações unifamiliares de interesse social. Rio de Janeiro, 2005c.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS.
NBR 16401-1: Instalações de ar condicionado – sistemas centrais e unitários, parte 1: projeto das instalações. Rio de Janeiro, 2008a.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS.
NBR 16401-2: Instalações de ar condicionado – sistemas centrais e unitários, parte 2: parâmetros de conforto técnico. Rio de Janeiro, 2008b.

ABNT – ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS.
NBR 16401-3: Instalações de ar condicionado – sistemas centrais e unitários, parte 3: qualidade do ar interior. Rio de Janeiro, 2008c.

AMARNATH, A.; BLATT, M. Variable refrigerant flow: an emerging air conditioner and heat pump technology. ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Buildings Conference. **Proceedings...** Califórnia, EUA. 2008.

ASHRAE – AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS.
Chapter 26 - Ventilation and Infiltration. ASHRAE Fundamentals Handbook. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, **Inc.** Atlanta, EUA. 2001.

ASHRAE – AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. ANSI/ASHRAE Standard 90.1-2007: Energy Standard for Building Except Low-Rise Residential Buildings. Atlanta, EUA. 2007a.

ASHRAE – AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **90.1 User's Manual**. ANSI/ASHRAE/IESNA Standard 90.1-2007: Energy Standard for Building Except Low-Rise Residential Buildings. Atlanta, EUA. 2007b. ASHRAE – AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **Hanbook of Funfamentals**. Atlanta, EUA. 2009.

ASHRAE – AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **HVAC Systems and Equipaments**. Atlanta, EUA. 2012.

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**, v.41, p. 1143-1150. 2009.

AYNUR, T. N. Variable refrigerant flow systems: a review. **Energy and Buildings**, v.42, p. 1106-1112. 2010.

BRASIL. Decreto Nº 4.059, de 19 de dezembro de 2001. Regulamenta a Lei Nº 10.295 e dá outras providências. **Diário Oficial da República Federativa do Brasil**. Brasília, 20 dez. 2001.

BRASIL. INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL (INMETRO). Portaria Nº 372, de 17 de setembro de 2010. Regulamento Técnico da Qualidade do Nível de Eficiência Energética de Edifícios Comerciais, de Serviços e Públicos. Rio de Janeiro, 2010. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/legislacao/rtac/pdf/RTAC001599.pdf> . Acesso em: 08 de jul. 2013.

BRASIL. INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIAL (INMETRO). Portaria Nº 50, de 01 de fevereiro de 2013. Anexo V – Catálogo de Propriedades Térmicas de Paredes, Cobertura e Vidros. Rio de Janeiro. 2013. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/consumidor/produtosPBE/regulamentos/AnexoV.pdf>. Acesso em: 06 de nov. 2013.

BRASIL. Lei Nº 10.295, de 17 de outubro de 2001. Dispõe sobre a Política Nacional de Conservação e Uso Racional de Energia e dá outras providências. **Diário Oficial da República Federativa do Brasil**. Brasília, 18 out. 2001.

BRASIL. MINISTÉRIO DO DESENVOLVIMENTO, INDÚSTRIA E COMÉRCIO EXTERIOR. INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, QUALIDADE E TECNOLOGIA (INMETRO). Portaria Nº 299, de 19 de junho de 2013. Determina modificações visando o aperfeiçoamento de itens do RTQ-C, aprovado pela Portaria Nº 372, de 17 de setembro de 2010 e complementado pela Portaria Nº 17, de 16 de janeiro de 2012. Rio de Janeiro. 2013. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/legislacao/rtac/pdf/RTAC001982.pdf>. Acesso em: 23 de jan. 2014.

BRASIL. MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA. **Balanco Energético Nacional 2012: ano base 2011**. EPE. Rio de Janeiro, RJ. 2012. BRASIL. MINISTÉRIO DA SAÚDE. AGÊNCIA NACIONAL DE VIGILÂNCIA SANITÁRIA (ANVISA). Resolução – RE Nº 9, de 16 de janeiro de 2003. Determina a publicação de Orientação Técnica elaborada por Grupo Técnico Assessor, sobre Padrões Referenciais de Qualidade do Ar Interior, em ambientes climatizados artificialmente de uso público e coletivo. 2003.

CAROTENUTO, A. R. S. **Análise do desempenho termo energético de um prédio histórico de elevada inércia térmica**. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós- Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, RS. 2009.

CB3E – CENTRO BRASILEIRO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM EDIFICAÇÕES. Disponível em: <http://cb3e.ufsc.br/etiquetagem>. Acesso em: 28 de jan. 2013.

CREDER, H. **Instalações de ar condicionado**. LTC. Rio de Janeiro, RJ. 2004.

EGAN, A. M. A. Three case studies using building simulation to predict energy performance of australian office buildings. In: Eleventh International IBPSA Conference. **Proceedings...** Glasgow, Escócia. 2009.

ENERGYPLUS – Energy Simulation software. Disponível em: <http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/>. Acesso em: 02 de fev. 2013.

ENERGYPLUS. **The Encyclopedic Reference to EnergyPlus Input and Output**. Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory (LBNL).EUA. 2012a.

ENERGYPLUS. **The Reference to EnergyPlus Calculations**. Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory (LBNL).EUA. 2012b.

ENERGYPLUS. **Getting Started with EnergyPlus**. Ernest Orlando Lawrence Berkeley National Laboratory (LBNL).EUA. 2012c.

ESTADOS UNIDOS DA AMÉRICA. U.S. Department of Energy (DOE). **2011 Buildings Energy Data Book**. EUA, 2012. Disponível em:http://buildingsdatabook.eren.doe.gov/docs%5CDataBooks%5C2011_BEDB.pdf Acesso em: 24 de jan. 2014.

GELLER, H. **O uso eficiente da eletricidade - uma estratégia de desenvolvimento para o Brasil**. INEE, ACEE. Rio de Janeiro, RJ. 1994.

GHISI, E.; GOSCH, S.; LAMBERTS, R. Electricity end-uses in the residential sector of Brazil. **Energy Policy**, v.35, p. 4107-4120.2007.
GOULART, S. V. G.; LAMBERTS, R.; FIRMINO, S. **Dados climáticos para projeto e avaliação energética de edificações para 14 cidades brasileiras**. Núcleo de Pesquisa em Construção. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, SC. 1998.

INCROPERA, F. P.; WITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. LTC. Rio de Janeiro, RJ. 1998

KWON, L., HWANG, Y.; RADERMACHER, R.; KIM, B. Modeling of variable refrigerant flow system for the cooling season. In: International Refrigeration and Air Conditioning Conference. **Proceedings...** Indiana, EUA. 2012.

LAMBERTS, R.; DUTRA, L.; PEREIRA, F.O.R. **Eficiência energética de arquitetura**. PW Editores. São Paulo, SP. 1997.

LAMBERTS, R.; WESTPHAL, F. Energy efficiency in buildings in Brazil. In: Construction and Environment: from theory into practice. **Proceedings...**São Paulo, CIB/ PCC.USP. 2000.

LG Electronics. **Air Conditioner Engineering Product Data Book, Multi V Water II, R410 A**. Coreia do Sul, 2011a. Disponível em: <http://www.lgvrf.ca/en/technical-literature.aspx?pagesize=25&resourcesType=Engineering%20Manuals&category=&product=&modelProduct=&rnd=1375720875189> .Acesso em: 05 de ago. 2013.

LG Electronics. **Total HVAC Solution Provider Engineering Product Data Book, Multi V Indoor Unit, R410 A**. Coreia do Sul, 2011b. Disponível em: <http://www.lgvrf.ca/en/technical-literature.aspx?pagesize=25&resourcesType=Engineering%20Manuals&category=&product=&modelProduct=&rnd=1375720875189> .Acesso em: 05 de ago. 2013.

LI, Y.; WU, J.; SHIOCHI, S. Modeling and energy simulation of the variable refrigerant flow air conditioning system with water-cooled condenser under cooling conditions. **Energy and Buildings**, v.41, p. 949-957. 2009.

LI, Y.; WU, J. Energy simulation and analysis of heat recovery variable refrigerant flow system in winter. **Energy and Buildings**, v.42, p. 1093-1099. 2010.

LUO, C.; MARSTON, A.; BAUMANN, O. Optimization of typical US HVAC systems through improved controls. In: SimBUILT 2012 IBPSA-US Conference. **Proceedings...** Wisconsin, EUA. 2012.

Mazzaferro, L. et al. **Manual de Simulação Computacional de Edifícios com o Uso do Pré-processador *Slab* no Programa *EnergyPlus***. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina - Laboratório de Eficiência Energética em Edificações, 2013. Relatório Técnico.

PASQUALI, F. E. et al. Potential for energy savings in retrofitting of an office building in São Paulo / Brazil. In: 12th Conference of International Building Performance Simulation Association. **Proceedings...**Sydney, Austrália.2011.

PBE – PROGRAMA BRASILEIRO DE ETIQUETAGEM. Disponível em: <http://www.inmetro.gov.br/qualidade/eficiencia.asp>. Acesso em: 28 de jan. 2013.

PROCEL EDIFICA - PROGRAMA NACIONAL DE CONSERVAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA VOLTADO À EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM EDIFICAÇÕES. Disponível em: <http://www.eletronbras.com/elb/procel/main.asp?TeamID={A8468F2A-5813-4D4B-953A-1F2A5DAC9B55}>. Acesso em: 28 de jan. 2013.

POZZA, F. **Análise térmica e energética de uma edificação residencial climatizada com sistema de fluxo de refrigerante variável – VRF**. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós- Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, RS. 2011.

RAUSTAD, R. **Creating performance curves for variable refrigerant flow heat pumps in EnergyPlus**. Florida Solar Energy Center. EUA. 2012.

SAKAI, A. P.; SCRAMIN, S.; IWAMOTO, G., MARINOSKI, D. L.; LAMBERTS, R. **Atualização da base de dados de propriedades térmicas de componentes construtivos: LABEEE/S3E/RAC**. Relatório interno de pesquisa. Laboratório de Eficiência Energética em Edificações. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, SC. 2013.

S3E – Simulador Eficiência Energética em Edificações. Disponível em: <http://www.s3e.ufsc.br/login?e=0&test=true>. Acesso em: 20 de fev. 2013.

Souza, E. P. **Economia de Energia em Ar Condicionado no Brasil: Eficiência e Economicidade**. Dissertação de Mestrado. Programa de Pós-Graduação em Engenharia da Energia, Universidade Federal de Itajubá. Itajubá, MG. 2010.

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

WANG, X. et al. Modeling and experiment analysis of variable refrigerant flow air-conditioning systems. In: Eleventh International IBPSA Conference. **Proceedings...** Glasgow, Escócia. 2009.

ZHOU, A. et al. Energy simulation in the variable refrigerant flow air-conditioning system under cooling conditions. **Energy and Buildings**, v.39, p. 212-220. 2007.

ZHOU, A. et al. Simulation and experimental validation of the variable-refrigerant-volume (VRV) air-conditioning system in EnergyPlus. **Energy and Buildings**, v.40, p. 1041-1047.2008.

APÊNDICES

APÊNDICE A – CURVAS DE DESEMPENHO UTILIZADAS PELO PROGRAMA ENERGYPLUS

A1. Para a Simulação de Desempenho Energético do Chiller

- a) Correlação da capacidade de resfriamento em função da temperatura:

ChillerCapFTemp

$$= a + b(T_{cw,l}) + c(T_{cw,l})^2 + d(T_{cond,e}) + e(T_{cond,e})^2 + f(T_{cw,l})(T_{cond,e}) \quad \text{Equação A1}$$

Onde:

ChillerCapFTemp = fator de capacidade. O fator de capacidade corresponde a 1 para as temperaturas e vazões de referência;

$T_{cw,l}$ = temperatura de saída da água gelada do *chiller* (°C);

$T_{cond,e}$ = temperatura da água de condensação na entrada no condensador (°C);

a até f = coeficientes da curva de desempenho.

- b) Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura:

ChillerEIRFTemp

$$= a + b(T_{cw,l}) + c(T_{cw,l})^2 + d(T_{cond,e}) + e(T_{cond,e})^2 + f(T_{cw,l})(T_{cond,e}) \quad \text{Equação A2}$$

Onde:

ChillerEIRFTemp = correlação da razão de entrada de energia para resfriamento. O fator corresponde a 1 para as temperaturas e vazões de referência;

$T_{cw,l}$ = temperatura de saída da água gelada do *chiller* (°C);

$T_{cond,e}$ = temperatura da água de condensação na entrada no condensador (°C);

a até f = coeficientes da curva de desempenho.

- c) Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função de PLR:

$$\begin{aligned} \text{ChillerEIRFPLR} &= a + b(\text{PLR}) + c(\text{PLR})^2 \\ &= \frac{P_{\text{chiller}}}{P_{\text{ref}}} (\text{ChillerCapFTemp} \times \text{ChillerEIRFTemp}) \end{aligned} \quad \text{Equação A3}$$

Onde:

ChillerEIRFPLR = correlação de entrada de energia para resfriamento. O fator corresponde a 1 para as temperaturas e vazões de referência;

PLR = razão de carga parcial. Corresponde a carga de resfriamento dividida pela capacidade de resfriamento disponível do *chiller*;

P_{chiller} = potência do *chiller* para um dado valor de PLR (W);

P_{ref} = potência nas condições de referência. Corresponde a capacidade nas condições de referência dividida pelo COP nas condições de referência (W);

a até c = coeficientes da curva de desempenho.

A2. Para a Simulação de Desempenho Energético da Unidade Interna Vazão de Refrigerante Variável (VRF)

a) Correlação da capacidade em função da temperatura:

$$\text{TotCapTempModFac} = a + b(T_{\text{wb},i}) + c(T_{\text{wb},i})^2 + d(T_{\text{wb},i})^3 \quad \text{Equação A4}$$

Onde:

TotCapTempModFac = fator de correção da capacidade em função da temperatura;

$T_{\text{wb},i}$ = temperatura de bulbo úmido interna na entrada da unidade terminal na zona (°C);

a até d = coeficientes da curva de desempenho.

A3. Para a Simulação de Desempenho Energético da Unidade Externa Vazão de Refrigerante Variável (VRF)

a) Correlação da capacidade de resfriamento em função da temperatura, para região de baixa temperatura:

$$\text{CAPFT}_{\text{low}} = a + b(T_{\text{wb},i}) + c(T_{\text{wb},i})^2 + d(T_c) + e(T_c)^2 + f(T_{\text{wb},i})(T_c) \quad \text{Equação A5}$$

Onde:

$T_{\text{wb},i}$ = temperatura de bulbo úmido do ar na entrada da serpentina de resfriamento da unidade interna (°C);

$\text{CAPFT}_{\text{low}}$ = correção da capacidade de resfriamento em função da temperatura, região de baixa temperatura;

T_c = temperatura da água de condensação na entrada do trocador de calor da unidade externa (°C);

a até f = coeficientes da curva de desempenho.

- b) Correlação da capacidade de resfriamento em função da temperatura, para região de alta temperatura:

$$CAPFT_{high} = a + b(T_{wb,i}) + c(T_{wb,i})^c + d(T_c) + e(T_c)^2 + f(T_{wb,i})(T_c) \quad \text{Equação A6}$$

Onde:

$T_{wb,i}$ = temperatura de bulbo úmido do ar na entrada da serpentina de resfriamento da unidade interna (°C);

$CAPFT_{high}$ = correção da capacidade de resfriamento em função da temperatura, região de alta temperatura;

T_c = temperatura da água de condensação na entrada do trocador de calor da unidade externa (°C);

a até f = coeficientes da curva de desempenho.

- c) Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura, para região de baixa temperatura:

$$EIRFT_{low} = a + b(T_{wb,i}) + c(T_{wb,i})^2 + d(T_c) + e(T_c)^2 + f(T_{wb,i})(T_c) \quad \text{Equação A7}$$

Onde:

$EIRFT_{low}$ = correção da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura;

$T_{wb,i}$ = temperatura de bulbo úmido do ar na entrada da serpentina de resfriamento da unidade interna (°C);

T_c = temperatura da água de condensação na entrada do trocador de calor da unidade externa (°C);

a até f = coeficientes da curva de desempenho.

- d) Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura, para região de alta temperatura:

$$EIRFT_{high} = a + b(T_{wb,i}) + c(T_{wb,i})^2 + d(T_c) + e(T_c)^2 + f(T_{wb,i})(T_c) \quad \text{Equação A8}$$

Onde:

$EIRFT_{high}$ = correção da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura;

$T_{wb,i}$ = temperatura de bulbo úmido do ar na entrada da serpentina de resfriamento da unidade interna (°C);

T_c = temperatura da água de condensação na entrada do trocador de calor da unidade externa (°C);

a até f = coeficientes da curva de desempenho.

e) Correlação do fator de correção do CR (*combination ratio*) para resfriamento:

$$CR_{\text{correction}} = a + b(CR_{\text{rated}}) + c(CR_{\text{rated}})^2 + d(CR_{\text{rated}})^3 \quad \text{Equação A9}$$

Onde:

$CR_{\text{correction}}$ = fator de correção do CR para resfriamento na condição nominal;
a até d = coeficientes da correlação do fator de correção do CR para resfriamento;

CR_{rated} = capacidade de resfriamento nominal das unidades internas dividida pela capacidade de resfriamento nominal da unidade externa.

f) Correlação do PLF (*partloadfraction*) para resfriamento:

$$PLF = 0,85 + 0,15PLR_{\text{cycling}} \quad \text{Equação A10}$$

Onde:

PLF = correlação fração de carga parcial para o modo de resfriamento;

PLR_{cycling} = PLR de resfriamento, curva compressor cíclico;

RuntimeFraction = fração de funcionamento do equipamento de condicionamento de ar;

P_{cycling} = potência consumida, curva compressor cíclico (W);

P_{minPLR} = potência consumida para o ponto de mínimo PLR para funcionamento do compressor cíclico (W).

g) Correlação do fator de correção em função da distância de tubulação para o modo de resfriamento:

$$P_{\text{correction}} = a + b(P_{\text{EQ}}) + c(P_{\text{EQ}})^2 + d(P_{\text{EQ}})^3 - e(P_H) \quad \text{Equação A11}$$

Onde:

$P_{\text{correction}}$ = fator de correção em função da distância de tubulação para o modo de resfriamento;

a até d = coeficientes da equação para o coeficiente de correção;

P_{EQ} = comprimento equivalente de tubulação (m);

e = coeficiente usado para o fator de correção em função da altura, representa a perda de capacidade para cada 1 metro de altura;

P_H = altura entre a unidade externa e a unidade interna mais desfavorável (m).

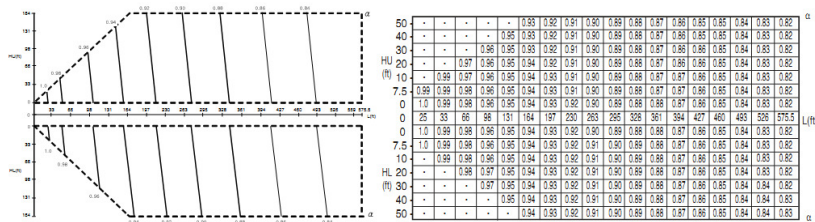
APÊNDICE B – INFORMAÇÕES DE FABRICANTE DOS EQUIPAMENTOS VAZÃO DE REFRIGERANTE VARIÁVEL (VRF)

Tabela B 1 Dados de desempenho da unidade interna VRF de referência modelo LG ARNU423BGA2.

Capacity Index	Outdoor Air Temp. °F DB	Indoor Air Temp. °F WB													
		57		61		64		67		70		73		76	
		TC	SHC	TC	SHC	TC	SHC	TC	SHC	TC	SHC	TC	SHC	TC	SHC
12.3	23	8.1	6.9	9.8	7.9	11.1	8.5	12.3	9.0	13.8	9.6	14.6	9.6	15.9	9.5
	25	8.1	6.9	9.8	7.9	11.1	8.5	12.3	9.0	13.8	9.6	14.6	9.6	15.9	9.5
	30	8.1	6.9	9.8	7.9	11.1	8.5	12.3	9.0	13.8	9.6	14.6	9.6	15.9	9.5
	35	8.1	6.9	9.8	7.9	11.1	8.5	12.3	9.0	13.8	9.6	14.6	9.6	15.9	9.5
	40	8.1	6.9	9.8	7.9	11.1	8.5	12.3	9.0	13.8	9.6	14.6	9.6	15.9	9.5
	45	8.1	6.9	9.8	7.9	11.1	8.5	12.3	9.0	13.8	9.6	14.6	9.6	15.9	9.5
	50	8.1	6.9	9.8	7.9	11.1	8.5	12.3	9.0	13.8	9.6	14.6	9.6	15.9	9.5
	55	8.1	6.9	9.8	7.9	11.1	8.5	12.3	9.0	13.8	9.6	14.6	9.6	15.9	9.6
	60	8.1	6.9	9.8	7.9	11.1	8.5	12.3	9.0	13.8	9.6	14.6	9.6	15.7	9.5
	65	8.1	6.9	9.8	7.9	11.1	8.5	12.3	9.0	13.8	9.6	14.6	9.6	15.5	9.4
	70	8.1	6.9	9.8	7.9	11.1	8.5	12.3	9.0	13.8	9.6	14.6	9.6	15.3	9.2
	75	8.1	6.9	9.8	7.9	11.1	8.5	12.3	9.0	13.8	9.6	14.6	9.6	14.9	9.0
	80	8.1	6.9	9.8	7.9	11.1	8.5	12.3	9.0	13.8	9.6	14.3	9.5	14.5	9.0
	85	8.1	6.9	9.8	7.9	11.1	8.5	12.3	9.0	13.7	9.6	13.8	9.1	14.0	8.6
	90	8.1	6.9	9.8	7.9	11.1	8.5	12.3	9.0	13.4	9.4	13.5	8.9	13.8	8.5
	95	8.1	6.9	9.8	7.9	11.1	8.5	12.3	9.0	13.2	9.3	13.4	8.9	13.7	8.4
	100	8.1	6.9	9.8	7.9	11.1	8.5	12.3	9.0	12.9	9.2	13.2	8.8	13.4	8.3
105	8.1	6.9	9.3	7.5	10.6	8.1	11.8	8.6	12.1	8.6	12.7	8.5	12.9	8.1	
110	7.9	6.7	8.9	7.1	9.8	7.5	11.1	8.1	11.3	8.1	12.1	8.1	12.5	7.9	

Fonte:ELETRONICS, 2011b.

Tabela B 2 Correção da capacidade em função do comprimento equivalente e altura para unidade externa VRF de referência modelo LG ARWN480DA2.



Fonte:ELETRONICS, 2011a.

Tabela B 3 Dados de desempenho da unidade externa VRF de referência modelo LG ARWN480DA2.

Combination (%)	Inlet Water Temperature (°F)	Water Flow Rate (gpm)	Indoor Air Temperature(°F WB)													
			57		61		64		67		70		73		76	
			TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)
130	59	86	436.9	12.17	473.1	14.19	515.3	16.53	560.1	18.82	576.9	19.08	599.3	19.53	616.1	19.88
		127	436.9	11.19	473.1	13.27	515.3	15.46	560.1	17.41	576.9	17.84	599.3	18.32	616.1	18.88
		158.5	436.9	10.88	473.1	12.99	515.3	15.14	560.1	17.07	576.9	17.51	599.3	17.96	616.1	18.28
	67	86	430.6	14.75	466.3	17.20	507.8	20.04	552.0	22.56	568.6	23.10	590.6	23.67	607.2	24.10
		127	430.6	13.56	466.3	16.08	507.8	18.74	552.0	21.10	568.6	21.82	590.6	22.20	607.2	22.64
		158.5	430.6	13.19	466.3	15.74	507.8	18.35	552.0	20.66	568.6	21.22	590.6	21.76	607.2	22.13
	75	86	430.6	18.19	466.3	21.22	507.8	24.71	552.0	27.83	568.6	28.49	590.6	29.19	607.2	29.72
		127	430.6	16.73	466.3	19.84	507.8	23.11	552.0	26.02	568.6	26.67	590.6	27.38	607.2	27.92
		158.5	430.6	16.27	466.3	19.41	507.8	22.63	552.0	25.51	568.6	26.17	590.6	26.84	607.2	27.30
	85	86	430.6	21.83	466.3	25.46	507.8	29.66	552.0	33.39	568.6	34.19	590.6	35.03	607.2	35.68
		127	430.6	20.07	466.3	23.80	507.8	27.73	552.0	31.22	568.6	32.00	590.6	32.85	607.2	33.51
		158.5	430.6	19.52	466.3	23.30	507.8	27.16	552.0	30.61	568.6	31.40	590.6	32.21	607.2	32.78
	95	86	397.5	22.07	419.6	26.75	457.1	29.89	496.8	33.77	511.7	34.58	531.6	35.43	546.5	36.07
		127	397.5	20.30	419.6	24.07	457.1	28.04	496.8	31.56	511.7	32.36	531.6	33.22	546.5	33.89
		158.5	397.5	19.74	419.6	23.56	457.1	27.46	496.8	30.96	511.7	31.76	531.6	32.57	546.5	33.12
	104	86	344.4	23.28	373.0	27.16	408.3	31.63	441.6	35.82	454.8	36.47	472.5	37.37	465.8	38.04
		127	344.4	21.41	373.0	25.39	408.3	29.58	441.6	33.31	454.8	34.13	472.5	35.04	465.8	35.74
		158.5	344.4	20.82	373.0	24.85	408.3	28.97	441.6	32.65	454.8	33.50	472.5	34.35	465.8	34.94
59	59	86	415.5	11.84	450.0	13.58	490.1	15.81	532.7	17.81	548.7	18.23	570.0	18.68	585.9	19.02
		127	415.5	10.70	450.0	12.69	490.1	14.79	532.7	16.65	548.7	17.06	570.0	17.51	585.9	17.85
		158.5	415.5	10.41	450.0	12.42	490.1	14.48	532.7	16.32	548.7	16.74	570.0	17.17	585.9	17.43
	67	86	411.3	14.18	445.4	16.54	485.1	19.27	527.3	21.70	543.1	22.22	564.2	22.76	580.0	23.17
		127	411.3	13.04	445.4	15.47	485.1	18.02	527.3	20.29	543.1	20.79	564.2	21.33	580.0	21.75
		158.5	411.3	12.88	445.4	15.14	485.1	17.65	527.3	19.89	543.1	20.40	564.2	20.92	580.0	21.23
	75	86	411.3	17.43	445.4	20.33	485.1	23.66	527.3	26.67	543.1	27.30	564.2	27.98	580.0	28.48
		127	411.3	16.03	445.4	19.01	485.1	22.14	527.3	24.93	543.1	25.55	564.2	26.22	580.0	26.73
		158.5	411.3	15.59	445.4	18.60	485.1	21.69	527.3	24.45	543.1	25.07	564.2	25.71	580.0	26.10
	85	86	411.3	21.07	445.4	24.59	485.1	28.64	527.3	32.25	543.1	33.01	564.2	33.83	580.0	34.44
		127	411.3	19.38	445.4	22.98	485.1	26.77	527.3	30.15	543.1	30.89	564.2	31.70	580.0	32.32
		158.5	411.3	18.85	445.4	22.49	485.1	26.22	527.3	29.56	543.1	30.31	564.2	31.09	580.0	31.55
	95	86	376.4	21.80	407.6	25.20	443.9	29.35	482.5	33.05	497.0	33.84	516.3	34.67	530.8	35.30
		127	376.4	19.87	407.6	23.56	443.9	27.44	482.5	30.90	497.0	31.68	516.3	32.49	530.8	33.12
		158.5	376.4	19.32	407.6	23.06	443.9	26.88	482.5	30.30	497.0	31.07	516.3	31.88	530.8	32.34
	104	86	341.4	23.25	369.8	27.12	402.7	31.59	437.7	35.57	450.9	36.42	468.4	37.31	481.5	37.99
		127	341.4	21.38	369.8	25.35	402.7	29.53	437.7	33.26	450.9	34.07	468.4	34.97	481.5	35.64
		158.5	341.4	20.79	369.8	24.81	402.7	28.93	437.7	32.60	450.9	33.44	468.4	34.29	481.5	34.80
59	59	86	394.1	11.11	426.8	12.96	464.8	15.09	505.2	17.00	520.4	17.40	540.8	17.83	555.8	18.15
		127	394.1	10.22	426.8	12.12	464.8	14.11	505.2	15.99	520.4	16.28	540.8	16.70	555.8	17.01
		158.5	394.1	9.84	426.8	11.86	464.8	13.82	505.2	15.58	520.4	15.97	540.8	16.38	555.8	16.58
	67	86	392.0	13.61	424.5	15.88	462.3	18.50	502.5	20.83	517.6	21.33	537.7	21.85	552.8	22.25
		127	392.0	12.52	424.5	14.85	462.3	17.30	502.5	19.46	517.6	19.95	537.7	20.47	552.8	20.85
		158.5	392.0	12.18	424.5	14.53	462.3	16.94	502.5	19.10	517.6	19.58	537.7	20.08	552.8	20.33
	75	86	392.0	16.87	424.5	19.45	462.3	22.65	502.5	25.51	517.6	26.12	537.7	26.76	552.8	27.24
		127	392.0	15.33	424.5	18.18	462.3	21.18	502.5	23.85	517.6	24.43	537.7	25.06	552.8	25.53
		158.5	392.0	14.91	424.5	17.79	462.3	20.74	502.5	23.38	517.6	23.97	537.7	24.56	552.8	24.90
	85	86	392.0	20.32	424.5	23.71	462.3	27.61	502.5	31.10	517.6	31.84	537.7	32.62	552.8	33.21
		127	392.0	18.69	424.5	22.17	462.3	25.82	502.5	29.07	517.6	29.78	537.7	30.55	552.8	31.12
		158.5	392.0	18.18	424.5	21.69	462.3	25.29	502.5	28.50	517.6	29.22	537.7	29.97	552.8	30.35
	95	86	365.2	21.13	395.5	24.65	430.8	28.71	468.2	32.33	482.3	33.10	501.0	33.92	515.0	34.53
		127	365.2	19.43	395.5	23.05	430.8	26.84	468.2	30.23	482.3	30.96	501.0	31.76	515.0	32.38
		158.5	365.2	18.90	395.5	22.55	430.8	26.29	468.2	29.64	482.3	30.38	501.0	31.16	515.0	31.55
	104	86	338.4	23.21	366.5	27.08	399.2	31.54	433.9	35.52	446.9	36.36	464.3	37.26	477.3	37.93
		127	338.4	21.35	366.5	25.32	399.2	29.49	433.9	33.21	446.9	34.01	464.3	34.89	477.3	35.54
		158.5	338.4	20.76	366.5	24.77	399.2	28.88	433.9	32.56	446.9	33.38	464.3	34.23	477.3	34.66

Combination (%)	Inlet Water Temperature (°F)	Water Flow Rate (gpm)	Indoor Air Temperature(°F WB)													
			57		61		64		67		70		73		76	
			TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)
100	59	66	372.7	10.58	403.6	12.34	439.6	14.37	477.8	16.19	492.1	16.57	511.2	16.98	525.6	17.29
		127	372.7	9.73	403.6	11.54	439.6	13.44	477.8	15.14	492.1	15.50	511.2	15.89	525.6	16.18
		158.5	372.7	9.46	403.6	11.29	439.6	13.16	477.8	14.84	492.1	15.21	511.2	15.60	525.6	15.75
	67	66	372.7	13.05	403.6	15.22	439.6	17.73	477.8	19.96	492.1	20.44	511.2	20.94	525.6	21.32
		127	372.7	12.00	403.6	14.23	439.6	16.58	477.8	18.87	492.1	19.11	511.2	19.60	525.6	19.95
		158.5	372.7	11.67	403.6	13.93	439.6	16.24	477.8	18.30	492.1	18.76	511.2	19.24	525.6	19.43
	75	66	372.7	15.91	403.6	18.66	439.6	21.62	477.8	24.35	492.1	24.93	511.2	25.54	525.6	26.00
		127	372.7	14.63	403.6	17.35	439.6	20.22	477.8	22.76	492.1	23.31	511.2	23.90	525.6	24.33
		158.5	372.7	14.23	403.6	16.98	439.6	19.80	477.8	22.32	492.1	22.87	511.2	23.48	525.6	23.70
	85	66	372.7	19.57	403.6	22.83	439.6	26.59	477.8	29.95	492.1	30.88	511.2	31.41	525.6	31.98
		127	372.7	18.00	403.6	21.35	439.6	24.86	477.8	28.00	492.1	28.87	511.2	29.40	525.6	29.93
		158.5	372.7	17.50	403.6	20.89	439.6	24.35	477.8	27.45	492.1	28.13	511.2	28.85	525.6	29.15
95	66	354.0	20.66	383.4	24.10	417.6	28.07	453.9	31.61	467.5	32.36	485.7	33.16	499.3	33.78	
	127	354.0	19.00	383.4	22.53	417.6	26.25	453.9	29.58	467.5	30.28	485.7	31.03	489.3	31.53	
	158.5	354.0	18.48	383.4	22.05	417.6	25.71	453.9	28.98	467.5	29.70	485.7	30.46	489.3	30.78	
104	66	335.4	23.18	363.2	27.04	395.6	31.49	430.0	35.48	442.9	36.31	480.1	37.20	473.0	37.87	
	127	335.4	21.32	363.2	25.28	395.6	29.45	430.0	33.16	442.9	33.95	460.1	34.82	473.0	35.45	
	158.5	335.4	20.73	363.2	24.74	395.6	28.84	430.0	32.51	442.9	33.32	460.1	34.17	473.0	34.51	
90	59	66	335.4	9.11	363.2	10.62	395.6	12.37	430.0	13.93	442.9	14.27	460.1	14.82	473.0	14.88
		127	335.4	8.38	363.2	9.93	395.6	11.57	430.0	13.03	442.9	13.34	460.1	13.68	473.0	13.93
		158.5	335.4	8.14	363.2	9.72	395.6	11.33	430.0	12.77	442.9	13.09	460.1	13.43	473.0	13.56
	67	66	335.4	11.23	363.2	13.10	395.6	15.26	430.0	17.18	442.9	17.59	460.1	18.03	473.0	18.35
		127	335.4	10.33	363.2	12.25	395.6	14.27	430.0	16.07	442.9	16.45	460.1	16.87	473.0	17.18
		158.5	335.4	10.04	363.2	11.99	395.6	13.98	430.0	15.75	442.9	16.14	460.1	16.56	473.0	16.73
	75	66	335.4	13.70	363.2	15.98	395.6	18.81	430.0	20.96	442.9	21.48	460.1	21.98	473.0	22.38
		127	335.4	12.80	363.2	14.94	395.6	17.40	430.0	19.60	442.9	20.08	460.1	20.58	473.0	20.95
		158.5	335.4	12.25	363.2	14.62	395.6	17.04	430.0	19.21	442.9	19.69	460.1	20.19	473.0	20.40
	85	66	335.4	16.85	363.2	19.65	395.6	22.89	430.0	25.78	442.9	26.39	460.1	27.04	473.0	27.53
		127	335.4	15.49	363.2	18.37	395.6	21.40	430.0	24.10	442.9	24.68	460.1	25.31	473.0	25.78
		158.5	335.4	15.07	363.2	17.98	395.6	20.96	430.0	23.63	442.9	24.22	460.1	24.84	473.0	25.09
95	66	326.1	18.18	353.1	21.20	384.6	24.70	418.1	27.81	430.6	28.47	447.3	29.17	459.9	29.70	
	127	326.1	16.72	353.1	19.82	384.6	23.09	418.1	26.00	430.6	26.82	447.3	27.30	459.9	27.80	
	158.5	326.1	16.25	353.1	19.40	384.6	22.62	418.1	25.49	430.6	26.13	447.3	26.79	459.9	27.07	
104	66	316.8	20.88	343.1	24.36	373.6	28.37	406.1	31.95	418.3	32.71	434.6	33.51	446.7	34.12	
	127	316.8	19.20	343.1	22.77	373.6	26.53	406.1	29.87	418.3	30.58	434.6	31.37	446.7	31.93	
	158.5	316.8	18.67	343.1	22.29	373.6	25.98	406.1	29.29	418.3	30.01	434.6	30.78	446.7	31.09	
80	59	66	298.1	7.63	322.9	8.90	351.7	10.37	382.2	11.88	393.7	11.96	409.0	12.25	420.5	12.47
		127	298.1	7.02	322.9	8.33	351.7	9.70	382.2	10.92	393.7	11.18	409.0	11.47	420.5	11.67
		158.5	298.1	6.83	322.9	8.15	351.7	9.50	382.2	10.71	393.7	10.97	409.0	11.25	420.5	11.37
	67	66	298.1	9.42	322.9	10.88	351.7	12.79	382.2	14.41	393.7	14.75	409.0	15.11	420.5	15.38
		127	298.1	8.66	322.9	10.27	351.7	11.96	382.2	13.47	393.7	13.79	409.0	14.14	420.5	14.40
		158.5	298.1	8.42	322.9	10.05	351.7	11.72	382.2	13.21	393.7	13.53	409.0	13.88	420.5	14.02
	75	66	298.1	11.48	322.9	13.39	351.7	15.60	382.2	17.57	393.7	17.98	409.0	18.43	420.5	18.78
		127	298.1	10.58	322.9	12.52	351.7	14.59	382.2	16.43	393.7	16.82	409.0	17.25	420.5	17.58
		158.5	298.1	10.27	322.9	12.25	351.7	14.29	382.2	16.10	393.7	16.50	409.0	16.93	420.5	17.10
	85	66	298.1	14.12	322.9	16.47	351.7	19.19	382.2	21.81	393.7	22.12	409.0	22.67	420.5	23.08
		127	298.1	12.99	322.9	15.40	351.7	17.94	382.2	20.20	393.7	20.69	409.0	21.22	420.5	21.60
		158.5	298.1	12.63	322.9	15.07	351.7	17.57	382.2	19.81	393.7	20.30	409.0	20.82	420.5	21.03
95	66	298.1	15.89	322.9	18.30	351.7	21.32	382.2	24.01	393.7	24.58	409.0	25.19	420.5	25.64	
	127	298.1	14.43	322.9	17.11	351.7	19.94	382.2	22.45	393.7	22.98	409.0	23.57	420.5	24.00	
	158.5	298.1	14.03	322.9	16.75	351.7	19.53	382.2	22.01	393.7	22.56	409.0	23.13	420.5	23.37	
104	66	298.1	18.58	322.9	21.88	351.7	25.25	382.2	28.43	393.7	29.11	409.0	29.83	420.5	30.36	
	127	298.1	17.09	322.9	20.27	351.7	23.61	382.2	26.58	393.7	27.22	409.0	27.91	420.5	28.42	
	158.5	298.1	16.62	322.9	19.83	351.7	23.12	382.2	26.06	393.7	26.71	409.0	27.39	420.5	27.67	

Combination (%)	Inlet Water Temperature (°F)	Water Flow Rate (gpm)	Indoor Air Temperature(°F WB)														
			57		61		64		67		70		73		76		
			TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)	TC (MBh)	PI (kW)	
70	59	66	260.9	6.35	282.5	7.40	307.7	8.62	334.5	9.71	344.5	9.94	357.9	10.19	367.9	10.37	
		127	260.9	5.84	282.5	6.92	307.7	8.08	334.5	9.08	344.5	9.30	357.9	9.53	367.9	9.71	
		158.5	260.9	5.68	282.5	6.77	307.7	7.90	334.5	8.90	344.5	9.12	357.9	9.36	367.9	9.45	
	67	66	260.9	7.83	282.5	9.13	307.7	10.64	334.5	11.98	344.5	12.26	357.9	12.56	367.9	12.79	
		127	260.9	7.20	282.5	8.54	307.7	9.94	334.5	11.20	344.5	11.47	357.9	11.76	367.9	11.97	
		158.5	260.9	7.00	282.5	8.35	307.7	9.74	334.5	10.98	344.5	11.25	357.9	11.54	367.9	11.86	
	75	66	260.9	9.55	282.5	11.13	307.7	12.97	334.5	14.61	344.5	14.95	357.9	15.32	367.9	15.60	
		127	260.9	8.78	282.5	10.41	307.7	12.13	334.5	13.66	344.5	13.98	357.9	14.34	367.9	14.60	
		158.5	260.9	8.54	282.5	10.19	307.7	11.88	334.5	13.39	344.5	13.72	357.9	14.07	367.9	14.21	
	85	66	260.9	11.74	282.5	13.70	307.7	15.95	334.5	17.97	344.5	18.39	357.9	18.85	367.9	19.19	
		127	260.9	10.80	282.5	12.81	307.7	14.92	334.5	16.80	344.5	17.20	357.9	17.64	367.9	17.96	
		158.5	260.9	10.50	282.5	12.53	307.7	14.61	334.5	16.47	344.5	16.88	357.9	17.31	367.9	17.48	
80	95	66	260.9	13.05	282.5	15.22	307.7	17.73	334.5	19.96	344.5	20.44	357.9	20.94	367.9	21.32	
		127	260.9	12.00	282.5	14.23	307.7	16.57	334.5	18.66	344.5	19.11	357.9	19.60	367.9	19.95	
		158.5	260.9	11.67	282.5	13.92	307.7	16.23	334.5	18.30	344.5	18.75	357.9	19.23	367.9	19.43	
	104	66	260.9	15.45	282.5	18.02	307.7	20.99	334.5	23.64	344.5	24.20	357.9	24.80	367.9	25.24	
		127	260.9	14.21	282.5	16.85	307.7	19.83	334.5	22.10	344.5	22.83	357.9	23.21	367.9	23.83	
		158.5	260.9	13.82	282.5	16.49	307.7	19.22	334.5	21.67	344.5	22.21	357.9	22.78	367.9	23.01	
	60	59	66	223.6	5.06	242.2	5.90	263.7	6.87	286.7	7.74	295.3	7.93	306.7	8.12	315.3	8.27
			127	223.6	4.65	242.2	5.52	263.7	6.43	286.7	7.24	295.3	7.41	306.7	7.60	315.3	7.74
			158.5	223.6	4.52	242.2	5.40	263.7	6.30	286.7	7.10	295.3	7.27	306.7	7.46	315.3	7.53
		67	66	223.6	6.24	242.2	7.28	263.7	8.48	286.7	9.55	295.3	9.78	306.7	10.02	315.3	10.20
			127	223.6	5.74	242.2	6.81	263.7	7.93	286.7	8.93	295.3	9.14	306.7	9.37	315.3	9.54
			158.5	223.6	5.58	242.2	6.66	263.7	7.76	286.7	8.75	295.3	8.97	306.7	9.20	315.3	9.29
75		66	223.6	7.61	242.2	8.88	263.7	10.34	286.7	11.84	295.3	11.92	306.7	12.21	315.3	12.44	
		127	223.6	7.00	242.2	8.30	263.7	9.67	286.7	10.89	295.3	11.15	306.7	11.43	315.3	11.64	
		158.5	223.6	6.81	242.2	8.12	263.7	9.47	286.7	10.67	295.3	10.94	306.7	11.22	315.3	11.33	
85		66	223.6	9.38	242.2	10.92	263.7	12.72	286.7	14.32	295.3	14.66	306.7	15.02	315.3	15.30	
		127	223.6	8.61	242.2	10.21	263.7	11.89	286.7	13.39	295.3	13.71	306.7	14.06	315.3	14.31	
		158.5	223.6	8.37	242.2	9.99	263.7	11.65	286.7	13.13	295.3	13.45	306.7	13.80	315.3	13.94	
95	66	223.6	10.40	242.2	12.13	263.7	14.13	286.7	15.91	295.3	16.29	306.7	16.69	315.3	16.99		
	127	223.6	9.57	242.2	11.34	263.7	13.21	286.7	14.86	295.3	15.23	306.7	15.62	315.3	15.91		
	158.5	223.6	9.30	242.2	11.10	263.7	12.94	286.7	14.59	295.3	14.95	306.7	15.33	315.3	15.49		
104	66	223.6	12.32	242.2	14.37	263.7	16.73	286.7	18.84	295.3	19.29	306.7	19.77	315.3	20.13		
	127	223.6	11.33	242.2	13.43	263.7	15.85	286.7	17.62	295.3	18.04	306.7	18.50	315.3	18.84		
	158.5	223.6	11.01	242.2	13.15	263.7	15.33	286.7	17.27	295.3	17.70	306.7	18.16	315.3	18.34		
50	59	66	186.3	3.77	201.8	4.40	219.8	5.13	238.9	5.77	246.1	5.91	255.6	6.08	262.8	6.16	
		127	186.3	3.47	201.8	4.11	219.8	4.79	238.9	5.40	246.1	5.53	255.6	5.67	262.8	5.77	
		158.5	186.3	3.37	201.8	4.03	219.8	4.69	238.9	5.29	246.1	5.42	255.6	5.56	262.8	5.62	
	67	66	186.3	4.65	201.8	5.43	219.8	6.32	238.9	7.12	246.1	7.29	255.6	7.47	262.8	7.60	
		127	186.3	4.28	201.8	5.07	219.8	5.91	238.9	6.66	246.1	6.82	255.6	6.99	262.8	7.12	
		158.5	186.3	4.16	201.8	4.97	219.8	5.79	238.9	6.53	246.1	6.69	255.6	6.86	262.8	6.93	
	75	66	186.3	5.67	201.8	6.62	219.8	7.71	238.9	8.68	246.1	8.89	255.6	9.11	262.8	9.27	
		127	186.3	5.22	201.8	6.19	219.8	7.21	238.9	8.12	246.1	8.31	255.6	8.52	262.8	8.68	
		158.5	186.3	5.07	201.8	6.06	219.8	7.06	238.9	7.96	246.1	8.16	255.6	8.36	262.8	8.45	
	85	66	186.3	6.98	201.8	8.14	219.8	9.48	238.9	10.66	246.1	10.93	255.6	11.20	262.8	11.40	
		127	186.3	6.42	201.8	7.61	219.8	8.67	238.9	9.68	246.1	10.22	255.6	10.46	262.8	10.67	
		158.5	186.3	6.24	201.8	7.45	219.8	8.68	238.9	9.79	246.1	10.03	255.6	10.29	262.8	10.39	
95	66	186.3	7.75	201.8	9.05	219.8	10.54	238.9	11.87	246.1	12.15	255.6	12.45	262.8	12.67		
	127	186.3	7.13	201.8	8.46	219.8	9.65	238.9	11.09	246.1	11.36	255.6	11.65	262.8	11.86		
	158.5	186.3	6.94	201.8	8.28	219.8	9.65	238.9	10.88	246.1	11.15	255.6	11.43	262.8	11.55		
104	66	186.3	9.18	201.8	10.71	219.8	12.48	238.9	14.05	246.1	14.39	255.6	14.74	262.8	15.01		
	127	186.3	8.45	201.8	10.02	219.8	11.67	238.9	13.14	246.1	13.45	255.6	13.80	262.8	14.04		
	158.5	186.3	8.21	201.8	9.80	219.8	11.43	238.9	12.88	246.1	13.20	255.6	13.54	262.8	13.67		

Fonte:ELETRONICS, 2011a.

APÊNDICE C – CURVAS DE DESEMPENHO UTILIZADAS NAS SIMULAÇÕES

C1. Para o *Chiller* Centrífugo *Standard* Trane Cvhe 1329kw/5.38cop/Vanes da Pasta *Dataset* do Programa *Energyplus*

Figura C 1 Correlação da capacidade de resfriamento em função da temperatura para o *chiller* centrífugo *standard*.

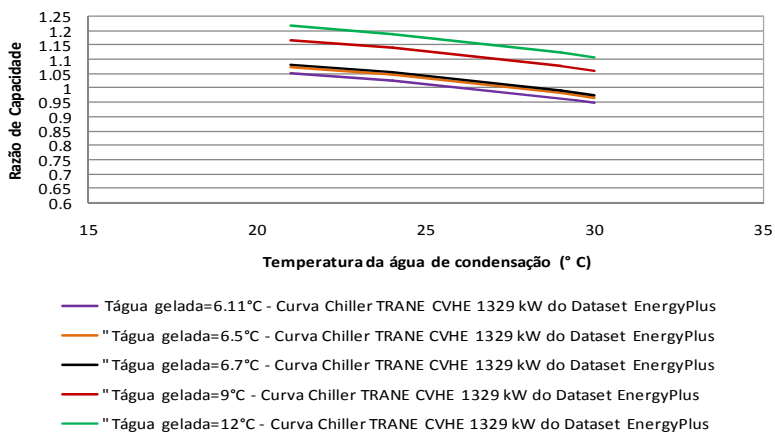


Figura C 2 Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura para o *chiller* centrífugo *standard*.

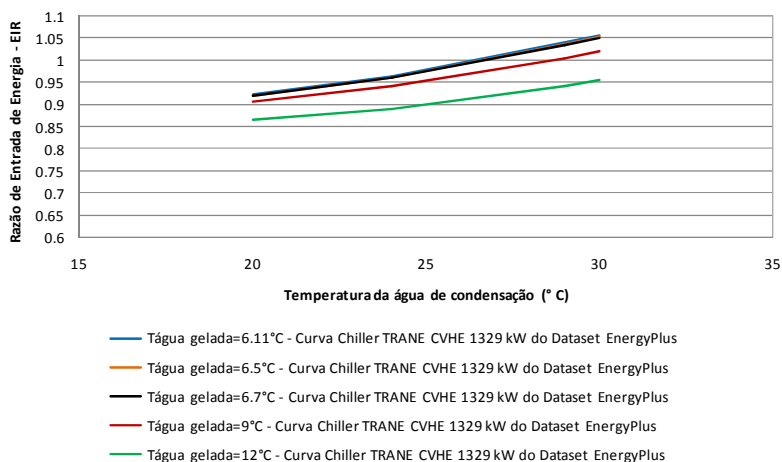
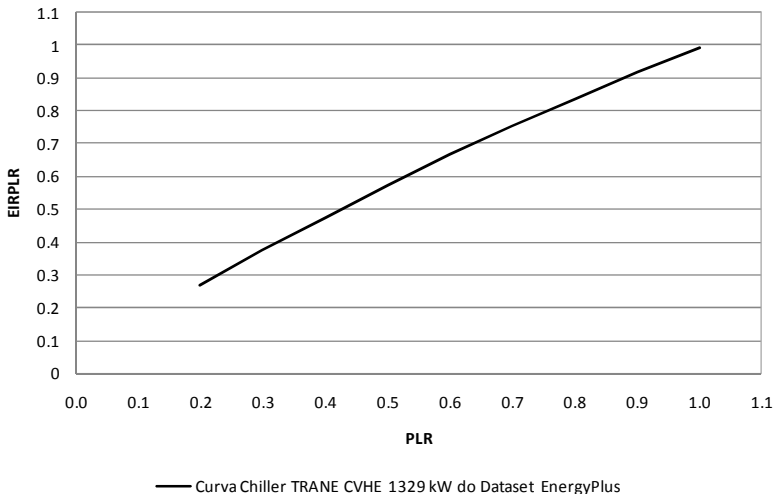


Figura C 3 Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função de PLR para o *chiller* centrífugo *standard*.



C2. Para o *Chiller* Centrífugo Vsd Carrier 19xr 1407kw/6.04cop/Vsd da Pasta *Dataset* fo Programa *Energyplus*

Figura C 4 Correlação da capacidade de resfriamento em função da temperatura para o *chiller* centrífugo VSD.

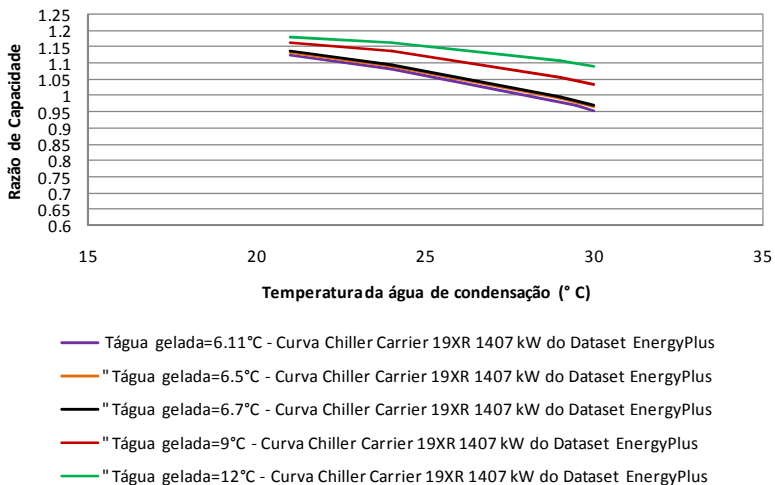


Figura C 5 Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura para o *chiller* centrífugo VSD.

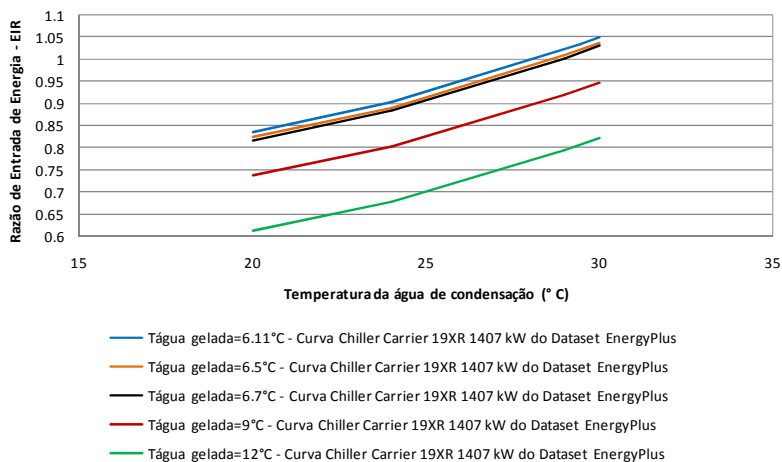
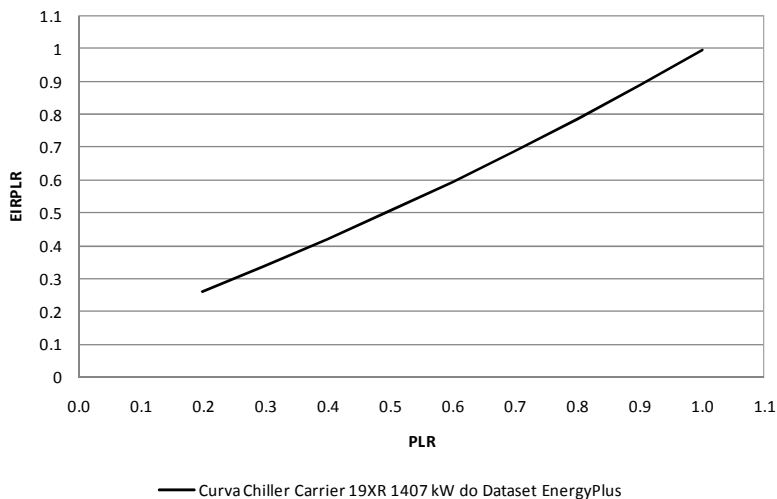


Figura C 6 Correlação da razão de entrada de energia para resfriamento em função de PLR para o *chiller* centrífugo VSD.



C3. Para as Unidades Internas VRF

Figura C 7 Correlação da capacidade em função da temperatura para a unidade interna VRF modelo LG ARNU423BGA2.

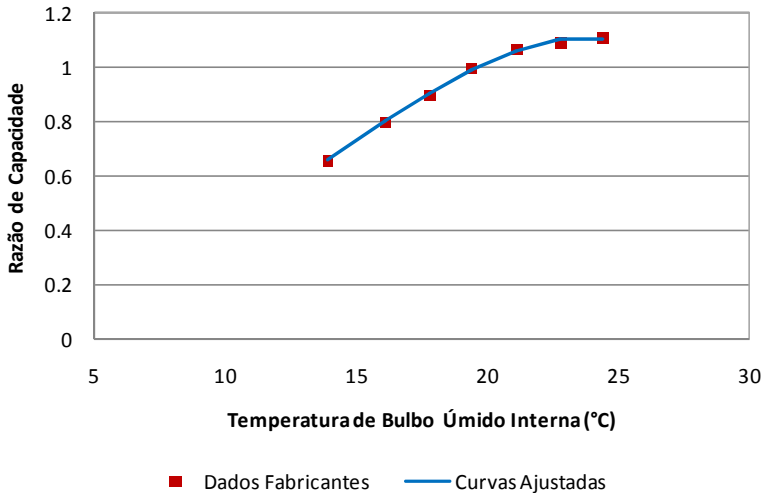
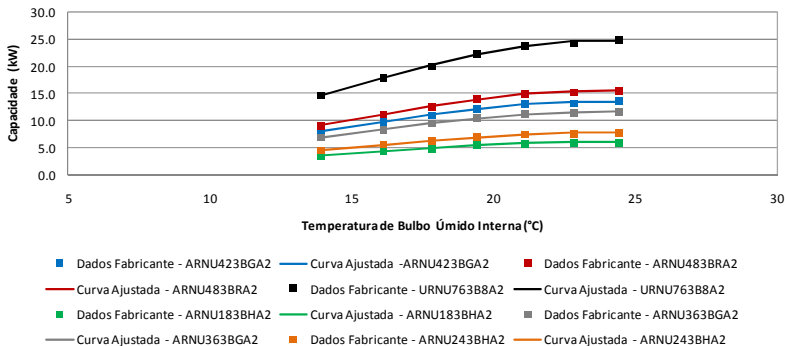


Figura C 8 Estudo da curva de desempenho para a unidade interna VRF LG ARNU423BGA2 relacionada aos dados do catálogo das demais unidades internas selecionadas no dimensionamento.



C4. Para as Unidades Externas VRF

As figuras mostradas a seguir são referentes ao estudo das curvas de desempenho obtidas com os dados de desempenho da unidade externa VRF LG ARWN480DA2 relacionadas aos respectivos dados do catálogo.

Figura C 9 Correlações da capacidade de resfriamento em função da temperatura, para região de baixa e de alta temperatura e correlação da temperatura limite para as curvas de capacidade de resfriamento para a unidade externa VRF com CR maior que 1.

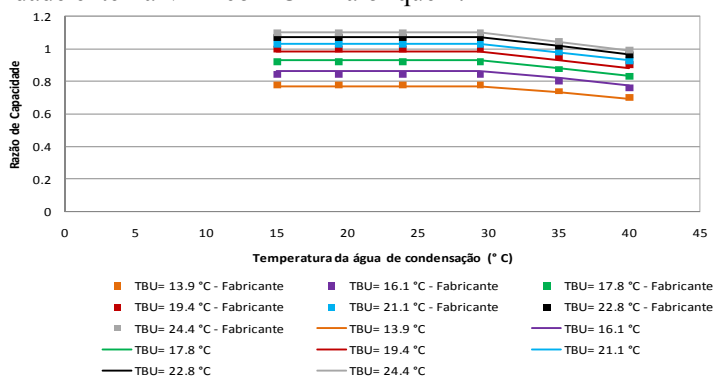


Figura C 10 Correlações da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura, para região de baixa e de alta temperatura e correlação da temperatura limite para as curvas da razão de entrada de energia para resfriamento para a unidade externa VRF com CR maior que 1.

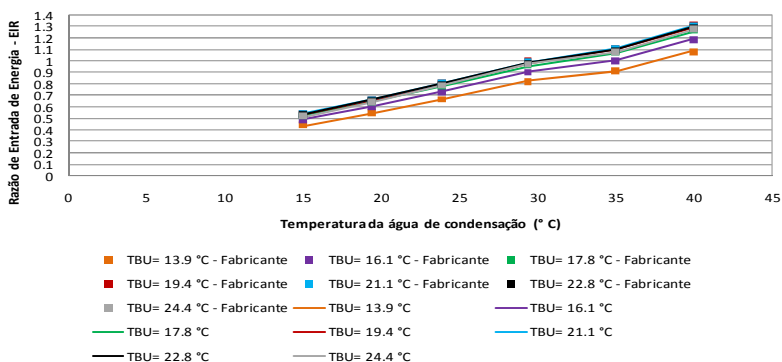


Figura C 11 Potência de resfriamento em função de baixo e alto PLR e potência relativa ao PLR mínimo, para condições nominais do catálogo para a unidade externa VRF com CR maior que 1.

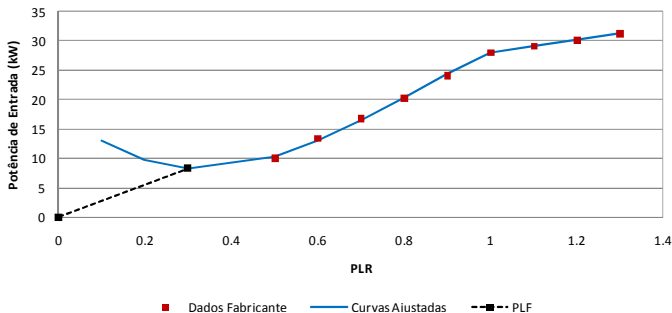


Figura C 12 Correlação do fator de correção do CR para resfriamento para a unidade externa VRF com CR maior que 1.

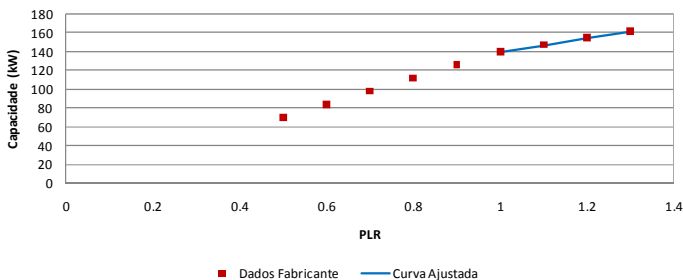
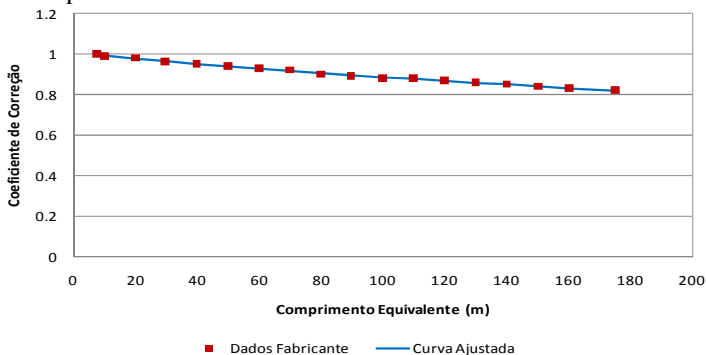


Figura C 13 Correlação do fator de correção em função da distância de tubulação para o modo de resfriamento para a unidade externa VRF com CR maior que 1.



As figuras mostradas a seguir são referentes ao estudo das curvas de desempenho para a unidade externa VRF LG ARWN480DA2 relacionadas aos dados do catálogo da unidade externa LG ARWN580DA2.

Figura C 14 Correlações da capacidade de resfriamento em função da temperatura, para região de baixa e de alta temperatura e correlação da temperatura limite para as curvas de capacidade de resfriamento para a unidade externa VRF com CR menor que 1.

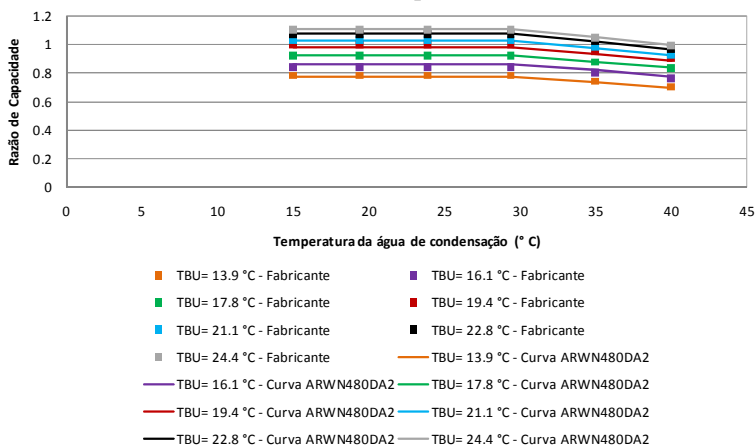


Figura C 15 Correlação do fator de correção do CR para resfriamento para a unidade externa VRF com CR menor que 1.

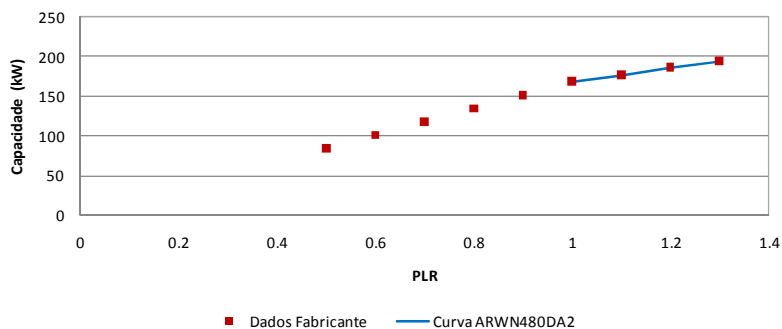


Figura C 16 Correlações da razão de entrada de energia para resfriamento em função da temperatura, para região de baixa e de alta temperatura e correlação da temperatura limite para as curvas da razão de entrada de energia para resfriamento para a unidade externa VRF com CR menor que 1.

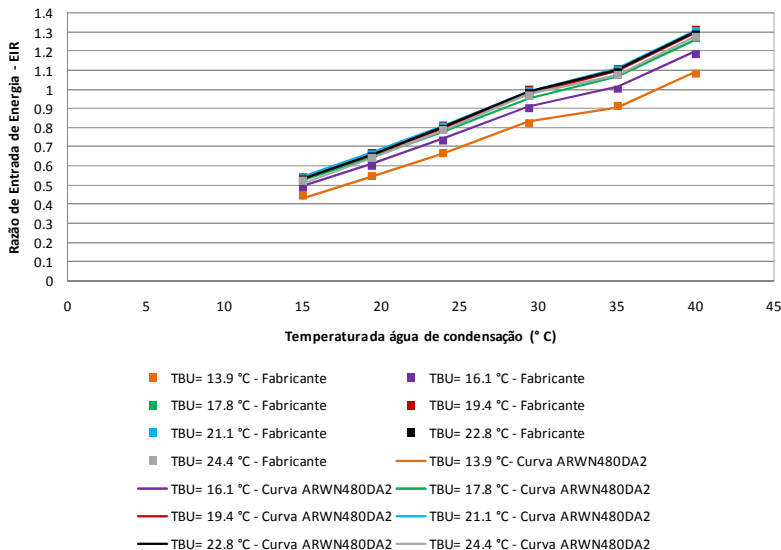


Figura C 17 Potência de resfriamento em função de baixo e alto PLR e potência relativa ao PLR mínimo, para condições nominais do catálogo para a unidade externa VRF com CR menor que 1.

