

**FERNANDO SIMON WESTPHAL**

**DESENVOLVIMENTO DE UM ALGORITMO PARA ESTIMATIVA DO  
CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA DE EDIFICAÇÕES NÃO  
RESIDENCIAIS A PARTIR DE DADOS CLIMÁTICOS SIMPLIFICADOS**

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

Área de concentração: Construção Civil

Orientador: Prof. Roberto Lamberts, Ph.D.

**FLORIANÓPOLIS  
2002**

W537d WESTPHAL, Fernando Simon.  
Desenvolvimento de um algoritmo para estimativa do consumo de energia elétrica de edificações não residenciais a partir de dados climáticos simplificados / Fernando Simon Westphal. Florianópolis : UFSC, 2003  
xiii, 94 f.: il.

**Dissertação** (Mestrado em Engenharia civil) Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil, 2002.

Orientador: Roberto Lamberts

1. Simulação energética. 2. Dados climáticos. 3. Programação computacional. 4. Algoritmo. I. Lamberts, Roberto (Orient.). II. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil. III. Título.

CDU 621.3.017:004.421

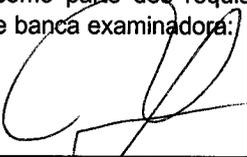
## FOLHA DE APROVAÇÃO

FERNANDO SIMON WESTPHAL

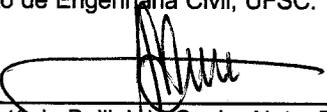
### DESENVOLVIMENTO DE UM ALGORITMO PARA ESTIMATIVA DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA DE EDIFICAÇÕES NÃO RESIDENCIAIS A PARTIR DE DADOS CLIMÁTICOS SIMPLIFICADOS

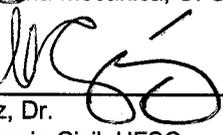
Dissertação aprovada no Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil da Universidade Federal de Santa Catarina, como parte dos requisitos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Civil, pela seguinte banca examinadora:

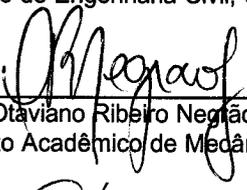
Orientador:

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Roberto Lamberts, Ph.D.  
Departamento de Engenharia Civil, UFSC.

Banca:

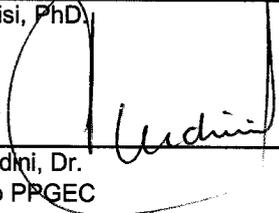
  
\_\_\_\_\_  
Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr.  
Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC.

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Luis Alberto Gómez, Dr.  
Departamento de Engenharia Civil, UFSC.

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Cezar Otaviano Ribeiro Negrão, Ph.D.  
Departamento Acadêmico de Mecânica, CEFET-PR

  
\_\_\_\_\_  
Prof. EneDir Ghisi, PhD

Coordenador:

  
\_\_\_\_\_  
Prof. Jucilei Cordini, Dr.  
Coordenador do PPGE

Florianópolis, 28 de junho de 2002

*Dedico este trabalho à  
minha esposa Roseli*

## AGRADECIMENTOS

Aos meus pais Robison Westphal e Maria Adília Simon Westphal, pelo amor e carinho dispensados e pelo conforto proporcionado durante toda a minha vida; e aos meus irmãos Gustavo, Fabíola e Robison pela amizade e incentivo.

À minha esposa e amiga Roseli Alves Madeira Westphal pelo apoio e pela felicidade que proporciona em minha vida.

Ao Professor Roberto Lamberts pela orientação e amizade durante os três anos de iniciação científica e dois anos de mestrado. Agradeço a confiança depositada e toda a experiência repassada nesses meus cinco anos de dedicação ao LabEEE.

Ao amigo Enedir Ghisi pela ajuda e orientação durante minha iniciação científica. Admiro sua busca pela perfeição.

Aos amigos Régis Signor e Pilar Alejandra Grasso Rodas por concederem a oportunidade de iniciar minhas atividades no LabEEE em outubro de 1996 e pelo tempo memorável em que trabalhamos juntos.

Aos meus “alunos” Deivis Luis Marinoski, Alexandre Simon Lee, Michele Matos, Gladson Hoffmann da Silva, Rhafael de Souza Moretti e Érika Suzuki pelo respeito retribuído e por transformar a rotina do laboratório ainda mais gratificante.

Aos colegas do Laboratório de Eficiência Energética em Edificações (LabEEE), pela amizade e incentivo.

Ao amigo Antônio Augusto de Paula Xavier pela amizade e motivação na minha decisão pela carreira científica.

Ao amigo Antônio César Baptista por compartilhar comigo os sucessos e decepções alcançadas durante a elaboração do algoritmo de cálculo de carga térmica em edificações.

Ao amigo Alexandre César dos Reis Três pela ajuda com o uso da linguagem de programação VisualBasic.

Aos professores José Antônio Bellini da Cunha Neto, Luis Alberto Gómez, Cezar Otaviano Ribeiro Negrão e EneDir Ghisi por aceitarem o convite para participarem da banca de avaliação deste trabalho.

Ao Professor José Antônio Bellini pela ajuda nos primeiros passos de desenvolvimento do algoritmo para cálculo de carga térmica e pelas sugestões oferecidas no exame de qualificação.

Ao Professor Malik Cheriaf pela ajuda no desenvolvimento dos algoritmos e pelo incentivo prestado durante a elaboração dessa pesquisa.

Aos professores do Programa de Pós-graduação em Engenharia Civil da Universidade Federal de Santa Catarina.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelas bolsas de iniciação científica e de mestrado concedidas nesses cinco anos.

## RESUMO

A maioria dos programas computacionais para análise térmica e energética de edificações utiliza arquivos com dados climáticos horários para representar a influência do ambiente externo sobre a edificação. Geralmente, esses dados são obtidos em aeroportos ou estações meteorológicas e necessitam de tratamento adequado para adaptar ao formato do programa de simulação energética desejado. O custo desses arquivos é alto e o tratamento dos dados exige elevado tempo de dedicação por parte do analista. O presente trabalho apresenta uma metodologia para estimativa de consumo de energia elétrica de edificações não residenciais climatizadas, utilizando-se dados de temperatura de bulbo seco, umidade relativa, nebulosidade e pressão atmosférica extraídos de normais climatológicas. O Instituto Nacional de Meteorologia possui esses dados para 206 estações meteorológicas, abrangendo todo o território nacional. A partir das médias das temperaturas extremas mensais (máximas e mínimas) são gerados dois dias extremos de carga térmica para cada mês do ano: o dia de maior pico e o dia com a menor carga térmica de resfriamento do mês. O cálculo da carga térmica para esses dias é feito através do Método da Função de Transferência (*Transfer Function Method*), apresentado no *ASHRAE Handbook of Fundamentals 1997*. O consumo mensal de energia elétrica do sistema de condicionamento de ar é estimado a partir de curvas de desempenho dos equipamentos e dos valores horários de carga térmica ocorrida no ambiente. Todo o algoritmo de cálculo foi transcrito em linguagem BASIC associada a planilhas eletrônicas. A validação do programa, em relação à modelagem do envoltório da edificação, foi feita de acordo com o método BESTEST, adotado na *ASHRAE Standard 140*. Nessa validação obteve-se bons resultados para os modelos de edificação com paredes leves. A simulação de casos com envoltório de alta densidade (paredes pesadas) revelou uma fragilidade do programa na representação da influência da inércia térmica nas cargas anuais de aquecimento e resfriamento da edificação, que chegaram a valores até 446% maiores que os apresentados na norma de validação. Para verificar a representação do desempenho de sistemas de condicionamento de ar foi adotado o método HVAC BESTEST. A simulação dos casos sugeridos pelo método permitiu a identificação e correção de falhas no algoritmo do programa desenvolvido. A diferença máxima verificada entre o consumo de energia elétrica estimado pela versão final do programa e o consumo apresentado como solução analítica na metodologia de validação foi de apenas 1,3%.

## ABSTRACT

Most of the computer programs for thermal and energy analysis of buildings are based on hourly climatic data to represent the external climatic influences on the building. Generally, these data are recorded at airports or meteorological stations and they have to be processed and converted to a format recognisable by the program. Files containing these data are expensive and the data processing is time consuming. This work presents a methodology to simulate the electricity consumption for non-residential buildings, artificially conditioned, using simplified climatic data, such as dry bulb temperature, relative humidity, cloud cover and atmospheric pressure. These data are obtained from the Brazilian National Meteorological Institute and are available for 206 locations in Brazil, covering the whole country. From the average of monthly extreme temperatures (maximum and minimum), two days with extreme values of thermal cooling loads are generated for each month of the year: the day with the highest cooling load and the day with the lowest cooling load in the month. The thermal load for these days is calculated using the Transfer Function Method, presented in the ASHRAE Handbook of Fundamentals, 1997. The monthly electricity consumption of cooling systems is predicted by using hourly cooling load in the room and equipment performance curves. The algorithm was written using BASIC language associated with spreadsheets. The validation of the program, regarding the modelling of the building envelope, was made according to the BESTEST method, presented in the ASHRAE Standard 140. Good results were obtained from the validation of building models with lightweight walls. The simulation of cases with heavyweight envelope (high density walls) revealed a weakness of the program to represent the thermal inertia influence on the annual cooling and heating loads of the building; figures 446% higher than those presented in the validation method were obtained. The HVAC BESTEST validation method was used to test the performance of the air conditioning system modelling. The simulation of the cases suggested by the method allowed the identification and correction of errors in the algorithm. The maximum difference verified between the electricity consumption estimated by the final version of the program and the consumption presented as analytical solution in the validation method was only 1.3%.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Interpolação do consumo de energia elétrica em condicionamento de ar (resfriamento) entre dois dias típicos de um mês.....	36
Figura 2. Distribuição normal de probabilidades. ....	37
Figura 3. Amplitude média mensal e desvio padrão das temperaturas máximas mensais para as cidades de Belém e Florianópolis. ....	38
Figura 4. Relação entre a média dos desvios das temperaturas máximas diárias ( $S_{\text{médio}}$ ) e o desvio padrão das médias das temperaturas máximas mensais ( $S(T_{\text{medmax}})$ ), para 14 cidades brasileiras. ....	40
Figura 5. Relação entre a média dos desvios das temperaturas mínimas diárias ( $S_{\text{médio}}$ ) e o desvio padrão das médias das temperaturas mínimas mensais ( $S(T_{\text{medmin}})$ ), para 14 cidades brasileiras.....	40
Figura 6. Valores de temperatura utilizados na caracterização dos dois dias típicos mensais. ....	42
Figura 7. Representação gráfica do caso base da ASHRAE Standard 140. ....	48
Figura 8. Modelo geométrico adotado no HVAC BESTEST.....	51
Figura 9. Carga anual de aquecimento para os casos com paredes leves (MWh).....	57
Figura 10. Carga anual de resfriamento para os casos com paredes leves (MWh).....	58
Figura 11. Pico de carga de aquecimento para os casos com paredes leves (kW).....	58
Figura 12. Pico de carga de resfriamento para os casos com paredes leves (kW). ....	59
Figura 13. Carga anual de aquecimento para os casos com paredes pesadas (MWh)....	60
Figura 14. Carga anual de resfriamento para os casos com paredes pesadas (MWh)....	61
Figura 15. Diferença entre o perfil de carga térmica de resfriamento entre o caso base com paredes leves (caso 600) e paredes pesadas (caso 900). ....	62
Figura 16. Pico de carga de aquecimento para os casos com paredes pesadas (kW).....	62

Figura 17. Pico de carga de resfriamento para os casos com paredes pesadas (kW). ....	63
Figura 18. Radiação solar incidente por ano (kWh/m <sup>2</sup> ).....	64
Figura 19. Radiação solar transmitida por ano (kWh/m <sup>2</sup> ). ....	64
Figura 20. Resultados obtidos para os primeiros casos simulados no HVAC BESTEST, antes e depois das correções no algoritmo.....	65
Figura 21. Carga térmica total dos 14 casos simulados no HVAC BESTEST.....	66
Figura 22. Consumo de energia elétrica dos 14 casos simulados no HVAC BESTEST.....	67

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Exemplo de coeficientes CTF: parede composta por madeira (9 mm), fibra de vidro (66 mm) e gesso (10 mm). (ASHRAE, 1997).....	18
Tabela 2. Coeficientes SATF (ASHRAE, 1997).....	27
Tabela 3. Fração da amplitude de temperatura média mensal para cada hora do dia e mês do ano.....	35
Tabela 4. Valores de temperatura (°C) para a cidade de Florianópolis utilizados na metodologia proposta.....	39
Tabela 5. Nebulosidade média mensal para 14 cidades brasileiras.....	44
Tabela 6. Casos da ASHRAE Standard 140 (método BESTEST) que foram simulados na ferramenta analisada.....	47
Tabela 7. Casos simulados no HVAC BESTEST (NEYMARK e JUDKOFF, 2002)....	53

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1 JUSTIFICATIVAS.....	2
1.2 CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NO BRASIL .....	3
1.3 ANÁLISE ENERGÉTICA DE EDIFICAÇÕES .....	4
1.4 PROGRAMAS PARA SIMULAÇÃO ENERGÉTICA DE EDIFICAÇÕES.....	6
1.5 OBJETIVOS .....	7
1.6 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO .....	8
<b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	<b>9</b>
2.1 INTRODUÇÃO.....	10
2.2 MÉTODOS DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA EM EDIFICAÇÕES.....	10
2.3 CONCEITOS IMPORTANTES SOBRE CARGA TÉRMICA .....	14
2.3.1 Ganho de calor .....	15
2.3.2 Carga térmica .....	15
2.3.3 Carga térmica que atinge o climatizador .....	16
2.3.4 Taxa de extração de calor .....	16
2.4 MÉTODO TFM (TRANSFER FUNCTION METHOD).....	17
2.4.1 Ganho de calor através de superfícies opacas – paredes e coberturas .....	19
2.4.2 Ganho de calor através de superfícies transparentes – janelas .....	21
2.4.3 Ganho de calor através de superfícies internas .....	23
2.4.4 Geração interna de calor .....	23
2.4.5 Ganho de calor por infiltração/ventilação de ar externo .....	24
2.4.6 Carga térmica .....	25
2.4.7 Taxa de extração de calor .....	26
2.5 VALIDAÇÃO DE PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO ENERGÉTICA.....	27
<b>3 METODOLOGIA .....</b>	<b>31</b>
3.1 INTRODUÇÃO.....	32
3.2 CONSUMO DOS SISTEMAS DE ILUMINAÇÃO E DEMAIS EQUIPAMENTOS ELÉTRICOS .....	32

3.3	CONSUMO DO SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR .....	32
3.4	MODELO DO PERFIL DE TEMPERATURA EXTERNA.....	34
3.5	DIMENSIONAMENTO DO CONDICIONADOR DE AR.....	42
3.6	MODELO DA RADIAÇÃO SOLAR .....	43
3.7	CÁLCULO DO CONSUMO MENSAL .....	44
3.8	VERIFICAÇÃO DO MÉTODO .....	46
3.8.1	Método BESTEST (ASHRAE Standard 140) .....	46
3.8.1.1	Características do caso base .....	47
3.8.1.2	Características dos demais casos simulados.....	48
3.8.1.3	Dados de saída analisados .....	49
3.8.1.4	CrITÉrios de validaÇão.....	50
3.8.2	Método HVAC BESTEST.....	50
3.8.2.1	Modelo geométrico adotado .....	51
3.8.2.2	Dados climáticos adotados .....	51
3.8.2.3	Casos simulados.....	52
3.8.2.4	Dados de saída analisados .....	54
3.8.2.5	CrITÉrios de validaÇão.....	54
<b>4</b>	<b>RESULTADOS .....</b>	<b>55</b>
4.1	INTRODUÇÃO.....	56
4.2	MÉTOD0 BESTEST (ASHRAE STANDARD 140).....	56
4.2.1	Casos com paredes leves .....	56
4.2.2	Casos com paredes pesadas .....	60
4.2.3	Radiação solar.....	63
4.3	MÉTOD0 HVAC BESTEST .....	65
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>69</b>
5.1	CONCLUSÕES GERAIS.....	70
5.2	SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS .....	71
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>73</b>
	<b>ANEXO A – COEFICIENTES RTF .....</b>	<b>76</b>
	<b>ANEXO B – GANHO DE CALOR GERADO POR PESSOAS NO AMBIENTE .....</b>	<b>79</b>
	<b>ANEXO C – COMPONENTES CONSTRUTIVOS ADOTADOS NA ASHRAE</b>	
	<b>STANDARD 140 .....</b>	<b>81</b>
	<b>ANEXO D – CARACTERÍSTICAS DOS CLIMAS ADOTADOS NO HVAC</b>	
	<b>BESTEST .....</b>	<b>83</b>

<b>ANEXO E – DADOS DE DESEMPENHO DO CLIMATIZADOR ADOTADO NO HVAC BESTEST .....</b>	<b>85</b>
<b>ANEXO F – RESULTADOS DA VALIDAÇÃO DO ALGORITMO NO MÉTODO HVAC BESTEST .....</b>	<b>87</b>

# **CAPÍTULO 1**

## **INTRODUÇÃO**

## 1.1 JUSTIFICATIVAS

O processo de globalização e a instauração de uma economia altamente competitiva vêm exigindo das empresas maior eficiência em suas atividades. O uso eficiente da energia elétrica não significa apenas uma redução nas despesas, mas também redução nos impactos ambientais. Além disso, a eficiência energética muitas vezes está ligada à melhoria na qualidade do ambiente de trabalho e do processo produtivo.

A crise do petróleo ocorrida na década de 70 serviu como alerta para que muitos países pesquisassem novas fontes de energia. Como as fontes disponíveis apresentavam custos mais altos e exigiam longos períodos para implantação, o uso racional de energia passou a ser encarado como a opção mais vantajosa, na medida em que a redução do consumo evitaria a instalação de novos parques geradores.

A partir desta data, o avanço tecnológico tem proporcionado equipamentos cada vez mais eficientes e o conceito de eficiência energética passou a vigorar no cotidiano das empresas.

No Brasil, a eletricidade representa 40% do total de energia consumida, sendo que as usinas hidrelétricas geram 95% dessa eletricidade (BRASIL, 2000b). A estiagem ocorrida no ano de 1999 e primeiro semestre de 2000, em decorrência do fenômeno climático El Niño, colocou o sistema elétrico brasileiro em alerta, forçando o governo a tomar medidas de impacto, como o lançamento de um programa para instalação de 49 usinas termelétricas no país.

Nesse contexto, a eficiência energética volta a ser tema de debate e, visando também a redução dos gastos públicos e a manutenção da estabilidade econômica, em julho de 2000 o Presidente da República assinou o decreto nº 3.330 (BRASIL, 2000a). Este documento determina que todos os prédios da Administração Pública Federal deverão reduzir em 20% o consumo de energia registrado em 1998 até o dia 31 de dezembro 2002. Em maio de 2001, na iminência de uma grave crise no sistema energético brasileiro, o governo edita o decreto nº 3.818 (BRASIL, 2001), que determina uma redução de 35% no consumo de energia elétrica de prédios públicos federais a partir do mês de junho daquele ano, em relação ao consumo registrado no mesmo mês do ano anterior.

## 1.2 CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NO BRASIL

No Brasil, os setores público e comercial consomem respectivamente 9% e 14% de toda eletricidade produzida (315 TWh). O setor residencial é responsável por 26% e o industrial por 44% da energia elétrica consumida no país (BRASIL, 2000b). Nas indústrias, 50% da eletricidade destina-se ao acionamento de motores elétricos, revelando-se a maior preocupação no setor. Já nas residências, o uso final de maior peso é a refrigeração (refrigeradores), responsável por 33% da energia elétrica consumida. Nos setores público e comercial, o condicionamento de ar e a iluminação artificial representam as maiores parcelas da energia elétrica consumida, com 48% e 24% de participação, respectivamente (GELLER, 1992).

Segundo GELLER (1992), o principal benefício do aumento da eficiência energética é a redução de custos, à medida que o preço do kWh gerado chega a custar o dobro do kWh economizado em uma indústria abastecida a alta tensão, por exemplo.

Medidas de melhoria na eficiência energética do setor residencial demandam longo prazo para surtir efeitos e exigem amplas campanhas para esclarecimento da população. Em geral, tais medidas envolvem a substituição de equipamentos menos eficientes por outros de maior eficiência. Na iluminação, o principal foco das campanhas é a substituição das lâmpadas incandescentes por fluorescentes compactas. Porém, os fabricantes ainda não conseguiram estabelecer um preço competitivo para a lâmpada fluorescente compacta, chegando a custar 20 vezes mais do que a sua equivalente incandescente. Aliado a esse fato, lâmpadas de baixo custo e qualidade inferior, produzidas na Ásia, entraram no mercado brasileiro em meados da década de 90, colocando em xeque a imagem desses equipamentos.

No ramo da refrigeração, o PROCEL/ELETROBRÁS (Programa Nacional de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica) instaurou o Programa Nacional de Etiquetagem, junto com o INMETRO (Instituto Nacional de Metrologia). De acordo com esse programa, os eletrodomésticos são classificados em função de seu desempenho energético, possibilitando ao consumidor a comparação entre equipamentos e a escolha daquele que seja mais eficiente.

Com sistemas de iluminação ultrapassados e projetos que não levam em conta preceitos bioclimáticos, os setores público e comercial apresentam um elevado potencial

para redução do consumo de energia elétrica. Foi o que constatou WESTPHAL (1999) ao propor a substituição total do sistema de iluminação do edifício sede da FIESC (Federação das Indústrias do Estado de Santa Catarina), em Florianópolis. Através de simulações termo-energéticas, estimou-se uma redução de 34% no consumo de energia elétrica desse edifício. Substituindo também a central de água gelada do prédio, a redução no consumo de eletricidade atingiria 43%. Nas faturas de energia elétrica, a economia representaria 67% do valor pago anualmente, considerando-se também a redução na demanda registrada.

Em outro edifício de escritórios da cidade de Florianópolis, a sede da TELESC (Telecomunicações do Estado de Santa Catarina), GRASSO (1997) estimou que 23% do consumo anual de eletricidade poderia ser reduzido através da adoção de um novo sistema de iluminação, mais eficiente. Aliando-se a reforma geral do sistema de condicionamento de ar, a economia chegaria a 39% do consumo de energia elétrica do prédio.

Em sua dissertação de mestrado, PEDRINI (1997) analisou o edifício sede da ELETROSUL (Centrais Elétricas do Sul do Brasil), identificando um potencial de conservação de energia de 21% ao simular uma reforma do sistema de iluminação e 35% incluindo também uma reforma no sistema de condicionamento de ar.

### 1.3 ANÁLISE ENERGÉTICA DE EDIFICAÇÕES

A crescente automatização de processos produtivos e de prestação de serviços, e a melhoria das condições de conforto interno têm ocasionado o aumento gradativo no consumo de energia elétrica em edificações. É o chamado “crescimento vegetativo”. Nos prédios públicos e comerciais, com uso tipicamente de escritórios, o aumento no consumo de eletricidade tem sido provocado principalmente pela inclusão de novos microcomputadores, conforme constataram WESTPHAL (1999) e GRASSO (1997) em dois edifícios comerciais de Florianópolis. Além do próprio consumo de eletricidade, esses equipamentos provocam aumento na geração interna de calor da edificação, e conseqüente aumento no consumo do sistema de condicionamento de ar.

O uso final da energia elétrica em edificações divide-se basicamente em iluminação, condicionamento de ar e outros equipamentos (conectados a tomadas). A

estimativa de consumo de energia elétrica de sistemas de iluminação e equipamentos de escritório é um procedimento simples, envolvendo duas variáveis: potência solicitada pelo equipamento e período de utilização do mesmo. Logo, estudos de melhoria na eficiência energética desses dois usos finais preocupam-se em minimizar essas duas variáveis. No caso de sistemas de condicionamento de ar, o consumo de energia elétrica é influenciado por inúmeras variáveis, exigindo conhecimento multidisciplinar para sua estimativa. Assim como o padrão de uso, ocupação e carga instalada (iluminação e equipamentos) de um prédio, também exercem influência sobre o consumo de energia do sistema de climatização: as variáveis ambientais da localidade onde o prédio foi construído (temperatura, umidade, radiação solar, nebulosidade e ventos) e o próprio desempenho do sistema de condicionamento de ar.

Um dos projetos desenvolvidos no LabEEE, como parte do Projeto 6 Cidades (LAMBERTS et al., 1998), coordenado pelo PROCEL/ELETROBRÁS, pretendia analisar propostas de melhoria na eficiência energética em 3 edifícios públicos e comerciais da cidade de Florianópolis, utilizando-se a simulação computacional como ferramenta de trabalho. O estudo envolvia o levantamento de dados na edificação, simulação e calibração do modelo do edifício (Caso Base) no microcomputador, elaboração de propostas de *retrofit* – reformas visando aumento na eficiência energética do prédio – simulação dessas propostas, estudo de viabilidade econômica, implantação, medição e verificação dos resultados. O projeto prosseguiu até a fase de implantação das reformas, quando foi interrompido por insuficiência de recursos dos proprietários das edificações, alegando-se que o período de retorno era muito longo, entre 4 e 8 anos. A experiência principal do Projeto 6 Cidades foi a constatação de que programas computacionais como o VisualDOE (adotado como ferramenta de análise energética no Projeto 6 Cidades) exigem tempo excessivo no treinamento dos usuários, o que compromete os prazos e encarece a pesquisa. A gama de variáveis envolvidas no processo de simulação exige um levantamento de dados minucioso na edificação, dificultando a etapa de calibração do modelo virtual.

Além dos três prédios simulados durante o Projeto 6 Cidades, o LabEEE também desenvolveu simulações do edifício sede de Furnas (RJ), da Caixa Econômica Federal (DF), do Banco Central (DF), entre outros prédios públicos e comerciais de grande porte.

#### 1.4 PROGRAMAS PARA SIMULAÇÃO ENERGÉTICA DE EDIFICAÇÕES

Os programas para simulação termo-energética de edificações passaram a ser mais difundidos a partir da década de 70, após a crise do petróleo e popularização dos microcomputadores pessoais. As novas ferramentas computacionais permitem a engenheiros e arquitetos analisar fenômenos complexos, como a transferência de calor em regime transiente através de componentes construtivos. Geralmente, problemas deste tipo envolvem cálculos matriciais e iterações que dificultam sua resolução manual. Porém, a maioria dos programas desenvolvidos, mesmo sendo destinados a uso comercial, exigem alto grau de qualificação e treinamento do usuário.

Dentre os diversos programas de simulação energética de edificações existentes, o LabEEE (Laboratório de Eficiência Energética em Edificações), onde este trabalho foi desenvolvido, vem utilizando o VisualDOE, uma interface do DOE-2.1E para sistema operacional Windows. O DOE-2.1E simula o consumo de energia de edificações a partir de informações climáticas horárias da região, descrição arquitetônica e construtiva do prédio, padrões de uso e ocupação, potência instalada em iluminação, equipamentos e características do sistema de condicionamento de ar (LBL/LANL, 1982). Através de uma interface gráfica e compatível com o Windows, o VisualDOE ampliou o leque de aplicações do DOE-2.1E, que é compatível apenas com sistema operacional UNIX. O DOE-2.1E foi desenvolvido nos Estados Unidos e toda a base de dados do programa, contendo padrões de uso, elementos construtivos, equipamentos, tarifas de energia e arquivos climáticos, está direcionada àquele país. O LabEEE é suporte do DOE-2.1E para a América do Sul desde 1994.

A maior dificuldade encontrada pelas equipes de desenvolvimento de programas deste tipo é estimar a carga térmica a ser retirada ou adicionada pelo sistema de condicionamento de ar para manter o ambiente em determinada temperatura de controle. Várias pesquisas vêm sendo desenvolvidas com o intuito de melhor representar a transferência de calor através de elementos opacos e transparentes, trocas de calor por radiação entre superfícies, etc. Outros pesquisadores têm-se preocupado em medir o calor gerado por equipamentos de escritório e sistemas de iluminação. Como resultado dessas pesquisas, novos métodos de cálculo de carga térmica são desenvolvidos e testados periodicamente.

A maioria dos programas computacionais para análise térmica e energética de edificações utiliza arquivos com dados climáticos horários de um ano para representar a

influência do ambiente externo sobre a edificação. Geralmente, esses arquivos são obtidos em estações meteorológicas de aeroportos e necessitam de tratamento adequado para adaptá-los ao formato do programa de simulação energética desejado. O custo desses arquivos é alto e o tratamento dos dados exige elevado tempo de dedicação por parte do analista.

O LabEEE tratou dados climáticos de 14 cidades brasileiras e disponibilizou, em sua página na internet, arquivos de dados horários dessas cidades em formato TRY (*Test Reference Year*), compatíveis com o programa VisualDOE. GOULART et al. (1998) apresentam as principais informações encontradas nesses arquivos e que possibilitam o projeto e avaliação energética de edificações.

## 1.5 OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho é o desenvolvimento de uma metodologia para estimativa de consumo de energia elétrica de edificações não residenciais, artificialmente condicionadas por aparelhos de expansão direta, utilizando-se dados de temperatura de bulbo seco, umidade relativa, nebulosidade e pressão atmosférica extraídos das Normas Climatológicas 1961/1990 (INMET, 1992). O Instituto Nacional de Meteorologia (INMET) do Ministério de Agricultura, Pecuária e Abastecimento apresenta esses dados para 206 estações meteorológicas, abrangendo praticamente todo o território nacional. Além dessa base de dados, as secretarias de agricultura também possuem essas informações monitoradas em vários municípios do país.

No desenvolvimento, transcrição e testes do algoritmo em uma linguagem de programação, espera-se alcançar outros objetivos específicos, tais como:

- a) desenvolvimento de uma metodologia para geração de arquivos climáticos destinados a simulação energética de edificações;
- b) validação do programa desenvolvido para que ele possa ser utilizado em outras pesquisas;
- c) desenvolvimento de um algoritmo para dimensionamento de sistemas de condicionamento de ar composto por equipamentos de expansão direta a partir do pico de carga térmica com probabilidade de 95% de ocorrência em um ano.

## 1.6 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Este primeiro capítulo da dissertação apresentou uma introdução sobre o consumo de energia elétrica e eficiência energética no Brasil, além de uma visão geral sobre simulação energética de edificações e o uso de arquivos climáticos para esta finalidade.

No segundo capítulo apresenta-se uma breve revisão bibliográfica sobre os métodos de cálculo de carga térmica empregados nos principais programas de simulação e uma descrição detalhada do método adotado neste trabalho. Conceitos importantes sobre carga térmica são apresentados como elemento fundamental ao entendimento da metodologia apresentada no capítulo seguinte.

A metodologia, apresentada no terceiro capítulo, é uma adaptação do método para cálculo de carga térmica descrito no segundo capítulo. Nesta adaptação, são feitas as considerações necessárias à utilização de dados climáticos simplificados na simulação do consumo de energia elétrica de edificações não residenciais.

No quarto capítulo apresenta-se o resultado da validação do algoritmo desenvolvido, de acordo com dois métodos de validação descritos na metodologia.

As conclusões são expostas no quinto capítulo, juntamente com as recomendações para futuros trabalhos.

# **CAPÍTULO 2**

## **REVISÃO BIBLIOGRÁFICA**

## 2.1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta uma revisão bibliográfica sobre os métodos de cálculo de carga térmica mais empregados em programas de simulação energética, abordando-se conceitos importantes sobre carga térmica.

Atenção especial é dispensada à descrição do método TFM (*Transfer Function Method*) adotado no algoritmo para estimativa de consumo desenvolvido ao longo desta dissertação. Ao final do capítulo, são discutidas algumas técnicas para teste e validação de programas computacionais destinados a simulação térmica e energética de edificações.

## 2.2 MÉTODOS DE CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA EM EDIFICAÇÕES

O condicionamento ambiental representa 48% da energia elétrica consumida nos setores público e comercial do país (GELLER, 1992). Medidas para redução do consumo de energia desse sistema envolvem desde o projeto arquitetônico do prédio até o sistema de controle dos equipamentos de climatização. Estimar o consumo de energia elétrica de um condicionador de ar e propor alternativas para minimizar esse consumo têm sido objetos de estudo de diversos pesquisadores desde o início do século XX.

AL-HOMOUD (2001) apresenta várias ferramentas utilizadas atualmente para análise energética de edificações, desde as mais simples até as mais detalhadas, de simulação horária. Nas palavras do próprio autor:

Embora esses programas possam desenvolver a simulação hora-a-hora dos sistemas de aquecimento e resfriamento, com diferentes opções de resultados incluindo análise econômica, eles requerem muito tempo em treinamento, preparação dos dados de entrada, execução e interpretação dos resultados com diferentes graus de dificuldade para cada programa. (AL-HOMOUD, 2001, p. 429)

Al-Homoud defende o desenvolvimento de ferramentas e métodos simplificados para análise energética em edificações, desde que o propósito da análise seja estudar tendências ou comparar sistemas e alternativas.

Porém, o desenvolvimento tecnológico possibilita o aumento das capacidades e recursos dos programas existentes, aumentando também a complexidade e dificuldade no uso dessas ferramentas. O programa EnergyPlus é um exemplo dessa transformação tecnológica, no qual o usuário pode definir o intervalo de cálculo da carga térmica para alguns segundos, ao invés de intervalos de uma hora (CRAWLEY et al., 2000).

Em desenvolvimento nos Estados Unidos, o EnergyPlus é um programa de código aberto que reúne as melhores capacidades dos programas DOE-2 e BLAST, também desenvolvidos com o suporte do governo norte-americano. Com entrada e saída de dados apenas no formato texto, CRAWLEY et al. (2000) convidam as mesmas empresas que criaram interfaces gráficas para o DOE-2 e BLAST para atuarem junto ao EnergyPlus, no intuito de disseminar o uso e, principalmente, os testes dessa nova ferramenta.

TIANZHEN HONG et al. (2000) apresentam uma série de aplicações dos programas de simulação em escritórios de engenharia e arquitetura. No setor de edificações, ferramentas desse tipo são muito utilizadas no projeto de soluções com menor consumo de energia e menor impacto ambiental, mantendo-se o conforto interno dos ocupantes. A simulação térmica e energética de edificações também pode ser empregada na definição de parâmetros de projeto, visando atender requisitos de normas de conforto térmico e eficiência energética.

Não só a eficiência energética, mas também o próprio projeto de um sistema de condicionamento de ar deve levar em conta inúmeras variáveis que exercem influência sobre a carga térmica no interior da edificação. O dimensionamento de um condicionador de ar é orientado para atender a carga térmica máxima ocorrida no interior da edificação. Para isso, devem ser consideradas as zonas térmicas que cada climatizador irá atender, as contribuições relativas de cada ganho de calor na carga térmica total, em função da temperatura de controle desejada, e a probabilidade de ocorrência dessa carga máxima.

O uso de simulação computacional tem possibilitado o desenvolvimento de diversas metodologias para determinação da carga térmica de edificações. ASHRAE (1997) apresenta 4 metodologias para esse cálculo: Balanço Térmico, Fatores de Peso (TFM), CLTD/CLF e TETD/TA; sendo que o Balanço Térmico é o que apresenta maior precisão. Porém, nenhum desses métodos consegue representar o processo completo e detalhado de transferência de calor, que resultaria em um modelo muito complexo e

impraticável, mesmo com o avanço tecnológico atual. A maioria dos métodos existentes calculam a carga térmica em, pelo menos, 2 etapas. Na primeira, considera-se os ganhos (fluxos) de calor entrando e sendo gerados na zona. Em seguida, considera-se esse calor sendo retirado pelo sistema de climatização.

O método do Balanço Térmico tem como base a primeira lei da termodinâmica, de conservação da energia, sendo dividido em 4 processos principais: balanço térmico na superfície externa da parede (ou cobertura), condução de calor através da parede (ou cobertura), balanço térmico na superfície interna da parede (ou cobertura) e balanço térmico no ar interno (STRAND et al., 2001).

O método CLTD/CLF (*Cooling Load Temperature Differences/Cooling Load Factors*) trabalha com valores tabelados para situações específicas e, sendo muito limitado, a *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers* (ASHRAE) decidiu abandonar a pesquisa e investir em métodos mais promissores. A falta de validação científica também obrigou a suspensão do desenvolvimento do método TETD/TA (*Total Equivalent Temperature Differential/Time-Averaging*), que depende muito da experiência do usuário para sua aplicação bem sucedida. De acordo com esse método, a equação básica da transferência de calor através de uma superfície opaca é aplicada usando-se os valores de TETD no lugar da diferença entre a temperatura externa e interna. Os valores de TETD são tabelados para determinados componentes construtivos, determinada latitude, temperatura interna média, temperatura externa máxima e variação de temperatura externa. Segundo HILL e FURLONG (1973) a precisão do método TETD/TA é maior para paredes e coberturas mais pesadas, o que não é comum no Brasil.

Segundo STRAND et al. (2001), o Balanço Térmico (HB – *Heat Balance*) deveria ser o método mais preciso e com pouquíssimas suposições a serem adotadas por parte do usuário. Até poucos anos atrás, o HB era menos utilizado por falta de equipamentos avançados para desenvolverem os cálculos e iterações em tempo hábil. Mesmo assim, o programa desenvolvido e distribuído pela ASHRAE para cálculo de carga térmica (PEDERSEN et al., 1998), ainda usa o TFM como ponto de partida para as iterações utilizadas para resolver o HB. Essa complexidade do HB está na quantidade de equações necessárias para resolver o cálculo da carga térmica para um ambiente.

O procedimento básico do HB é definir equações de balanço de energia usando volumes de controle nas faces interna e externa de cada superfície em uma determinada zona e um volume de controle em torno do ar (da zona). Para uma zona com  $N$  superfícies, isso resulta em um sistema de  $2N+1$  equações com  $2N+1$  incógnitas. (STRAND et al., 2001, p. 45).

A ASHRAE está patrocinando novas pesquisas para tornar o Balanço Térmico mais simplificado e aplicável. Neste sentido, PEDERSEN et al. (1998) apresentam o método RTS (Radiant Time Series), baseado no Balanço Térmico e que substituiu todos os outros métodos simplificados apresentados em ASHRAE (1997). No RTS, o ganho de calor por condução através de cada superfície de uma sala e a geração interna de calor são divididos em porções radiante e convectiva. Esta última é adicionada instantaneamente à carga térmica da sala. A porção radiante é operada pelos coeficientes RTS para determinar a fração do ganho de calor que será convertida para carga térmica na hora atual e subsequente.

O método mais próximo ao Balanço Térmico é o TFM (*Transfer Function Method*) e devido a sua simplicidade de aplicação aliada à satisfatória precisão dos resultados, foi o método escolhido para a utilização neste trabalho. Este método aplica uma primeira série de fatores de peso para representar a inércia térmica de superfícies opacas no processo de condução de calor. Uma segunda série de coeficientes é aplicada sobre os ganhos de calor e de cargas que possuem componentes radiantes. Esses coeficientes procuram representar o armazenamento de calor na envoltória da edificação e objetos no seu interior, antes de transferi-lo ao ar como carga térmica a ser removida pelo climatizador. Segundo MITALAS (1972), a grande vantagem do TFM é avançar um passo além do cálculo de carga térmica, permitindo o cálculo da taxa de extração de calor e da temperatura interna da sala.

HARRIS e McQUISTON (1988) apresentam a metodologia adotada para a classificação de paredes e coberturas em grupos e a utilização das tabelas do TFM. Inicialmente, a ASHRAE – em seus manuais de fundamentos publicados em 1977, 1981 e 1985 – apresentou o método CLTD para cálculo de carga térmica e dimensionamento de condicionadores de ar. Porém o CLTD abrangia apenas 7 tipos de paredes e 26 tipos de coberturas. Se a parede ou cobertura não fosse igual a esses tipos, ajustes complicados eram necessários. Desde então, diversos métodos para caracterização do

comportamento transiente de paredes e coberturas têm sido desenvolvidos, classificando-se os componentes construtivos através do atraso térmico e amortecimento. Para isso, existem métodos analíticos e métodos correlacionais. Os métodos analíticos resolvem o problema da transferência de calor por analogia elétrica e através das equações de Fourier. A resolução de componentes com mais de uma camada torna-se difícil e a ordem das camadas não interferem no desempenho térmico, o que não ocorre na realidade. Nos métodos correlacionais tenta-se encontrar uma correlação entre atraso e amortecimento térmicos e as propriedades físicas e geométricas do componente. Superfícies compostas por elementos de propriedades semelhantes podem apresentar atraso e amortecimento completamente diferentes. Após a tentativa de correlação entre diversas propriedades dos componentes, agrupou-se paredes e coberturas a partir de características como: massa, transmitância, posição dos elementos principais (*massive elements*) no componente, acabamento interno e externo, e existência de forro, no caso de coberturas. O agrupamento desenvolvido por HARRIS e McQUISTON (1988) resultou em 41 paredes e 42 coberturas representativas, e o método desenvolvido é muito simples de ser aplicado, exigindo apenas o cálculo da resistência térmica do componente, o que pode ser feito manualmente. Esse método é o apresentado em ASHRAE (1997) junto ao TFM para cálculo de carga térmica em edificações não residenciais e que foi escolhido para aplicação da metodologia proposta nesta dissertação de mestrado.

### 2.3 CONCEITOS IMPORTANTES SOBRE CARGA TÉRMICA

O entendimento do processo de condicionamento artificial de uma edificação exige o conhecimento de alguns conceitos básicos, expostos neste capítulo. O cálculo da carga térmica de edificações pode ser aplicado para o dimensionamento de sistemas de condicionamento de ar, bem como para a estimativa do consumo de energia desses sistemas. Para ambas as finalidades, é necessário distinguir 4 taxas de fluxo de calor: ganho de calor do ambiente climatizado, carga térmica transferida para o ar interno, carga térmica que atinge o condicionador de ar e taxa de extração de calor pelo sistema.

### 2.3.1 Ganho de calor

McQUISTON e SPITLER (1992) definem a taxa instantânea de ganho de calor como à taxa na qual o calor entra ou é gerado no ambiente em um dado instante. O ganho de calor pode ser classificado quanto ao modo de entrada no ambiente e se é sensível ou latente. O modo de entrada determina quanto do ganho de calor ocorre por radiação e quanto que ocorre por convecção. McQUISTON e SPITLER (1992) listam 5 modos de ganho de calor em um ambiente:

- a) radiação solar através de superfícies transparentes;
- b) condução de calor através de paredes externas e coberturas;
- c) condução de calor através de paredes internas, forros e pisos;
- d) calor gerado no ambiente por ocupantes, iluminação artificial e outros equipamentos;
- e) energia transferida como consequência de ventilação e infiltração de ar externo.

Além da classificação quanto ao modo de entrada no ambiente, os ganhos de calor ainda podem ser sensível ou latente. Ganho de calor sensível pode ser adicionado ao ambiente por condução, convecção ou radiação, e está associado apenas à variação de temperatura do espaço interno. Já o ganho de calor latente ocorre quando há adição de umidade ao ambiente condicionado, como o vapor gerado por pessoas, equipamentos e infiltração de ar externo.

### 2.3.2 Carga térmica

McQUISTON e SPITLER (1992) definem carga térmica como “a taxa na qual o calor deve ser retirado do ambiente para manter sua temperatura e umidade relativa constantes”. Como o ganho de calor por radiação não é diretamente convertido em carga térmica, muitas vezes a soma de todos os ganhos de calor não equivalem a carga térmica do ambiente em um dado instante. A energia radiante precisa ser absorvida pelas

superfícies que envolvem (paredes, cobertura/forro e piso) e preenchem (móveis e objetos) o ambiente antes de ser diretamente adicionada como carga térmica desse espaço. Quando essas superfícies estão mais aquecidas do que o ar interno ocorre a transferência de calor por convecção entre as superfícies e o ar. A capacidade de armazenamento de calor de cada objeto ou componente é que irá determinar a velocidade com que o ganho de calor radiante é transformado em carga térmica no ambiente.

### 2.3.3 Carga térmica que atinge o climatizador

A capacidade de extração de calor por um climatizador precisa considerar não só a soma de todas as cargas térmicas dos ambientes por ele atendidos, como também as cargas externas ocorridas no sistema de condicionamento. Como exemplo de carga adicional, cita-se a reposição que o sistema deve fazer para compensar a perda de ar refrigerado ocorrida nos dutos de distribuição de ar.

### 2.3.4 Taxa de extração de calor

A taxa de extração de calor pelo climatizador só é igual à carga térmica do ambiente quando a temperatura do ar é mantida constante e o sistema de condicionamento funcionando 24 horas por dia (ASHRAE, 1997). Na realidade, essa condição é praticamente impossível. Geralmente, a carga térmica varia no decorrer do dia e a temperatura de controle do sistema é variada, principalmente, durante a noite e finais de semana, períodos em que o sistema é menos solicitado ou completamente desligado.

A taxa de extração de calor de um sistema em uma determinada hora é a carga térmica ajustada em função da capacidade máxima de resfriamento do aparelho, da faixa de temperatura na qual o sistema é acionado e da temperatura interna do ambiente naquela hora.

## 2.4 MÉTODO TFM (*TRANSFER FUNCTION METHOD*)

Desde a década de 70 até o ano 2001, o TFM foi adotado pela ASHRAE como método básico para cálculo de carga térmica em edificações. Neste período, o método foi aplicado em diversos programas de simulação térmica e energética, incluindo o DOE-2.1E. Em 2001, a nova versão do ASHRAE Fundamentals (ASHRAE, 2001a) introduziu o Balanço Térmico como o método básico para cálculo de carga térmica, dado o avanço tecnológico dos microcomputadores e das linguagens de programação, permitindo o desenvolvimento de programas detalhados e com interfaces amigáveis.

Como o objetivo principal deste trabalho é apresentar o uso de dados climáticos simplificados para a estimativa de consumo de energia elétrica em edificações, adotou-se o TFM como método de cálculo de carga térmica, dada sua facilidade de aplicação e satisfatória precisão dos resultados. Além de ser o método mais próximo do Balanço Térmico, a diversidade de coeficientes tabelados para componentes construtivos permite a aplicação direta às tecnologias construtivas comumente encontradas em edificações. Outra vantagem do TFM é a possibilidade de análise da influência do padrão de operação do sistema de condicionamento de ar no consumo de energia e na temperatura interna do ambiente.

O procedimento de cálculo através do TFM é baseado em dois conceitos importantes: Funções de Transferência por Condução ou CTF (*Conduction Transfer Functions*) e Fatores de Peso ou WF (*Weighting Factors*). Os CTFs e WFs são coeficientes que relacionam o valor atual de uma variável com os seus valores anteriores e de outras variáveis em um intervalo de tempo definido, geralmente de 1 hora.

Os coeficientes CTF são utilizados para descrever o fluxo de calor por condução através de fechamentos opacos (paredes e coberturas), combinando os efeitos da convecção e radiação nas duas superfícies limitantes (interna e externa). O fluxo de calor em um determinado instante é calculado em função dos valores de fluxo dos instantes anteriores e dos valores de temperatura interna e externa. Os coeficientes CTF podem ser calculados analiticamente e dependem das propriedades físicas do componente construtivo e do coeficiente de convecção nas superfícies interna e externa. Neste trabalho, são utilizados os valores tabelados de CTF apresentados em ASHRAE (1997), para 41 tipos de paredes e 42 tipos de coberturas. Esses valores consideram coeficiente de convecção externa ( $h_o$ ) igual a  $17,0 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$  e coeficiente de convecção

interna ( $h_i$ ) igual a  $8,3 \text{ W/m}^2\text{.K}$ . Os valores de CTF são selecionados para um componente construtivo semelhante ao de interesse, devendo ser corrigidos em função da relação entre a transmitância térmica do componente real e do componente tabelado. A seleção dos valores adequados dos coeficientes CTF para cada parede e cobertura é apresentada em ASHRAE (1997) e consiste basicamente na definição dos seguintes fatores:

- faixa de resistência térmica ( $\text{m}^2\text{.K/W}$ ) na qual o componente está enquadrado;
- material construtivo dominante (maior densidade e resistência térmica);
- posição do material dominante no componente (interna, externa ou distribuído no componente);
- material secundário – acabamento, no caso de paredes, ou existência de forro, no caso de coberturas.

A Tabela 1 lista, como exemplo, os coeficientes CTF selecionados para uma parede composta por um isolante térmico (manta de fibra de vidro de 66 mm de espessura), com acabamento externo em madeira (9 mm) e interno em gesso (10 mm).

**Tabela 1. Exemplo de coeficientes CTF: parede composta por madeira (9 mm), fibra de vidro (66 mm) e gesso (10 mm). (ASHRAE, 1997).**

---

$U_{\text{real}} = 0,514 \text{ W/m}^2\text{.K}$

$U_{\text{tabelado}} = 0,314 \text{ W/m}^2\text{.K}$

$U_{\text{real}}/U_{\text{tabelado}} = 1,637$

n	$b_n$		$c_n$		$d_n$
	tabelado	ajustado	tabelado	ajustado	tabelado*
0	0,00089	0,00146			1,00000
1	0,03097	0,05065			-0,93389
2	0,05456	0,08923			0,27396
3	0,01224	0,02002	0,098947	0,161816	-0,02561
4	0,00029	0,00047			0,00014
5	0,00000	0,00000			0,00000
6	0,00000	0,00000			0,00000

(\*) Segundo a metodologia apresentada em ASHRAE (1997), os coeficientes  $d_n$  não precisam ser ajustados em função da transmitância térmica do componente.

Os Fatores de Peso (WF), também chamados de Funções de Transferência do Ambiente ou RTF (*Room Transfer Functions*) relacionam a carga térmica horária devido a cada tipo de ganho de calor com os valores prévios daquele ganho e valores prévios da carga térmica gerada por aquele ganho. A porção do ganho de calor transmitida por convecção é adicionada instantaneamente ao valor da carga térmica do ambiente calculada para o instante determinado. A porção do ganho de calor transmitida por radiação deverá ser absorvida pelas superfícies e objetos do ambiente antes de ser adicionada à carga térmica do ambiente. A transferência dessa parcela do ganho de calor ao ar, como carga térmica, é feita através dos fatores de peso, determinados para cada ambiente em função das suas características térmicas e da natureza do ganho de calor.

SOWELL (1988) calculou Fatores de Peso para 200.640 tipos de zonas térmicas (ou ambientes) resultantes da variação de 14 parâmetros diferentes, incluindo o número de paredes externas, geometria da zona, área envidraçada, tipo de parede, cobertura e piso. Os resultados formaram grupos de zonas que apresentam comportamentos semelhantes. Para uso do TFM na metodologia proposta neste trabalho serão aplicados os fatores de peso apresentados nas tabelas 24 e 25 do capítulo 28 de ASHRAE (1997) para diferentes tipos de ganho de calor e de inércia térmica do ambiente. Essas tabelas foram traduzidas e transcritas no Anexo A deste trabalho.

Os itens seguintes apresentam o TFM passo a passo, desde o ganho de calor através de componentes construtivos até o cálculo da carga térmica, apresentado por McQUISTON e SPITLER (1992) e adotado em ASHRAE (1997).

#### 2.4.1 Ganho de calor através de superfícies opacas – paredes e coberturas

No cálculo do fluxo de calor através de superfícies opacas, o TFM usa a temperatura sol-ar para representar as condições externas e assume um valor constante para a temperatura interna da sala. Os coeficientes CTF (*Conduction Transfer Function*) são aplicados à parcela do ganho de calor transferido ao ar interno por radiação. A parcela do ganho transferida por convecção é instantaneamente transformada em carga térmica. Considerando essas condições, aplica-se a equação básica de transferência de calor para cada superfície do ambiente. O fluxo de calor ( $q_{e,\theta}$ ) através de um elemento

construtivo opaco em um instante  $\theta$  é dado pela eq. (1), apresentada por McQUISTON e SPITLER (1992).

$$q_{e,\theta} = A \left[ \sum_{n=0} b_n (t_{e,\theta-n\delta}) - \sum_{n=1} \frac{d_n (q_{e,\theta-n\delta})}{A} - t_{rc} \sum_{n=0} c_n \right] \quad (1)$$

Onde:

$q_{e,\theta}$  = ganho de calor através da parede ou cobertura, no instante (hora)  $\theta$ , em W;

$A$  = área da superfície interna do elemento construtivo, em m<sup>2</sup>;

$\theta$  = hora calculada;

$\delta$  = intervalo de tempo (geralmente 1 hora);

$n$  = índice de somatório;

$t_{e,\theta-n\delta}$  = temperatura sol-ar no instante  $\theta-n\delta$ , em °C;

$t_{rc}$  = temperatura interna (constante), em °C;

$b_n, c_n, d_n$  = coeficientes CTF.

A eq. 1 deve ser resolvida por iterações arbitrando-se valores iniciais para os fluxos de calor das primeiras 24 horas. O cálculo é resolvido sucessivamente até a convergência, que geralmente não exige mais do que 5 iterações.

A temperatura sol-ar ( $t_e$ ) equivale à temperatura do ar externo que, na ausência de todas as trocas por radiação, proporciona o mesmo fluxo de calor que atravessaria a superfície combinando: a troca de calor por radiação solar incidente; a troca de calor por radiação com o céu e superfícies de arredores e a troca de calor por convecção com o ar externo. A temperatura sol-ar ( $t_e$ ) pode ser calculada através da eq. (2):

$$t_e = t_o + \frac{\alpha \times I_t}{h_o} - \frac{\varepsilon \times \Delta R}{h_o} \quad (2)$$

Onde:

$t_e$  = temperatura sol-ar, em °C;

$t_o$  = temperatura do ar externo, em °C;

$\alpha$  = absorptância da superfície à radiação solar;

$I_t$  = radiação solar total incidente na superfície, em W/m<sup>2</sup>;

$h_o$  = coeficiente de troca de calor por radiação em ondas longas e convecção na superfície externa, em W/m<sup>2</sup>.K;

$\varepsilon$  = emitância hemisférica da superfície;

$\Delta R$  = diferença entre a radiação em onda longa incidente na superfície, proveniente do céu e arredores e a radiação emitida pelo corpo negro aquecido à temperatura do ar externo, em W/m<sup>2</sup>.

Segundo ASHRAE (1997), para superfícies horizontais pode-se adotar 3,9°C como o valor para o termo de correção da temperatura sol-ar devido à troca de calor com o céu por radiação em ondas longas ( $\varepsilon \times \Delta R / h_o$ ). No caso de superfícies verticais, pode-se considerar  $\Delta R = 0$ , pois geralmente as superfícies dos arredores estão às mesmas temperaturas e a troca de calor por radiação entre elas é nula.

#### 2.4.2 Ganho de calor através de superfícies transparentes – janelas

O fluxo de calor através de uma superfície envidraçada ocorre por: condução e convecção devido à diferença de temperatura entre o ambiente interno e externo; troca de calor entre a janela e superfícies dos arredores através de radiação em ondas longas; radiação solar em ondas curtas incidente na janela, seja ela direta, difusa ou refletida. De forma simplificada, o fluxo de calor através de janelas pode ser calculado a partir da eq. 3.

$$q = A[SC \times SHGF \times IAC + U(t_o - t_i)] \quad (3)$$

Onde:

$q$  = fluxo de calor através da janela, em W;

$A$  = área da superfície envidraçada, em  $m^2$ ;

SC = fator de sombreamento do vidro (propriedade intrínseca);

SHGF = fator de ganho de calor solar, em  $W/m^2$ ;

IAC = coeficiente de atenuação devido ao sombreamento interno (cortinas ou persianas) – assume valor 1,0 quando não há sombreamento;

$U$  = transmitância global da janela, em  $W/m^2.K$ ;

$t_o$  = temperatura externa, em  $^{\circ}C$ ;

$t_i$  = temperatura interna, em  $^{\circ}C$ .

O fator de sombreamento (SC – *Shading Coefficient*) pode ser obtido junto aos catálogos de fabricantes de vidros e representa o quanto da radiação solar incidente atravessa o vidro na forma de calor.

O fator de ganho de calor solar (SHGF – *Solar Heat Gain Factor*) representa o quanto de radiação solar que atravessa um vidro de referência (vidro claro, espessura de 3 mm, SC = 1,00), na forma de calor, a cada hora do ano. ASHRAE (1997) apresenta valores tabelados de SHGF para o vidro de referência para cada hora do dia 21 de cada mês para diferentes latitudes do hemisfério norte. Para diferentes altitudes e orientações de fachada, ASHRAE (1997) apresenta um algoritmo de cálculo da radiação solar direta, difusa e global para qualquer orientação, latitude e hora do dia.

A determinação da transmitância global da janela deve considerar as diferenças entre a transmitância no centro do vidro, bordas do vidro e esquadria. Já existem programas computacionais consagrados para o cálculo desses valores. No algoritmo proposto neste trabalho foi utilizada a base de dados disponível no programa de simulação VisualDOE. Essa base de dados foi montada através de simulações no programa WINDOW (atualmente na versão 5.0), desenvolvido no *Lawrence Berkeley National Laboratory* (LBNL), na Califórnia – mesmo laboratório que desenvolveu o DOE-2.1E.

### 2.4.3 Ganho de calor através de superfícies internas

O fluxo de calor através de paredes internas, ou seja, entre duas zonas adjacentes, pode ser calculado pela eq. 4, desde que a temperatura ( $t_b$ ) do espaço adjacente seja praticamente constante. Caso  $t_b$  varie muito ao longo do dia, ela deverá ser calculada e o fluxo de calor através da parede pode ser determinado através da eq. 1, substituindo-se  $t_e$  (temperatura sol-ar) por  $t_b$  (temperatura do ambiente adjacente).

$$q_{p,\theta} = UA(t_b - t_{rc}) \quad (4)$$

Onde:

$q_{p,\theta}$  = fluxo de calor através da parede, em W;

$U$  = transmitância térmica global da parede que separa os dois ambientes adjacentes, em  $W/m^2.K$ ;

$t_b$  = temperatura do ambiente adjacente, em  $^{\circ}C$ ;

$t_{rc}$  = temperatura de controle do ambiente em questão, em  $^{\circ}C$ ;

$A$  = área da parede interna, em  $m^2$ .

### 2.4.4 Geração interna de calor

Os ocupantes de um ambiente geram calor sensível e latente, em função da atividade que estão desempenhando e das características fisiológicas próprias de cada pessoa. ASHRAE (1997) apresenta uma tabela de valores representativos para a taxa de calor dissipada por seres humanos em atividades comuns em escritórios. A tabela (apresentada no Anexo B deste trabalho) fornece valores divididos em calor sensível e latente, além de estimativas da porção do calor sensível que é radiante e será absorvido pelas superfícies do ambiente – paredes, teto, objetos e móveis – antes de ser transferido ao ar por convecção.

Quanto ao sistema de iluminação, parte do calor emitido por lâmpadas e reatores é convectiva e parte é radiante. ASHRAE (1997) apresenta estimativas para a parcela do calor emitido por sistemas de iluminação por radiação e por convecção. Para

sistemas com lâmpadas incandescentes estima-se que 80% da potência nominal seja emitida na forma de radiação e 20% transferida ao ambiente por convecção. Para sistemas com lâmpadas fluorescentes a estimativa de calor emitido por radiação é de 50% da potência do conjunto lâmpadas e reatores.

Para os demais equipamentos elétricos, ASHRAE (1997) fornece tabelas detalhadas com valores medidos de taxas de calor sensível e latente emitido por equipamentos em condições de funcionamento normal e em *stand-by*. O calor sensível é dividido em parcela radiante e convectiva, sendo que, de modo geral, considera-se que para equipamentos comuns em escritórios, 50% do calor sensível gerado é transferido ao ar por convecção. Os 50% restantes são transferidos às superfícies do ambiente por radiação antes de chegar ao ar como carga térmica.

#### 2.4.5 Ganho de calor por infiltração/ventilação de ar externo

O ar externo, em condições de temperatura e umidade diferentes do ar interno da edificação pode provocar o ganho ou perda de calor sensível e latente.

O termo “ventilação”, ou renovação de ar, é empregado para designar a vazão de ar externo necessária para manter condições saudáveis de ocupação no ambiente, sendo definida na etapa de projeto do sistema de condicionamento de ar. Já a “infiltração” de ar corresponde à parcela indesejada de ar externo, introduzida na edificação através das aberturas e frestas, trazendo consigo (na maior parte do tempo) condições diferentes do ar interno e diminuindo o desempenho do sistema de condicionamento ambiental.

O ganho (ou perda) de calor provocado pela introdução de ar externo na edificação pode ser estimado através da eq. (5) para representar a transferência de calor sensível ( $q_{sensível}$ ) e pela eq. (6), representando a transferência de calor latente ( $q_{latente}$ ) entre o ar externo e interno (ASHRAE, 1997).

$$q_{sensível} = 1,23 \times VazãoAr(t_o - t_i) \quad (5)$$

$$q_{latente} = 3010 \times VazãoAr(W_o - W_i) \quad (6)$$

Onde:

$q_{\text{sensível}}$  = ganho de calor sensível, em W;

$q_{\text{latente}}$  = ganho de calor latente, em W;

VazãoAr = vazão de ar infiltrado ou ventilado, em l/s;

$t_o$  e  $t_i$  = temperatura do ar externo e interno, em °C;

$W_o$  e  $W_i$  = conteúdo de umidade do ar externo e interno, em  $\text{kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$ .

#### 2.4.6 Carga térmica

Como foi explicado no item 2.3.2, a carga térmica de um ambiente muitas vezes não é igual ao ganho de calor deste ambiente em um determinado instante. Isso ocorre porque a parcela do ganho de calor radiante gerado no ambiente, ou transferido para ele, é absorvido por suas superfícies e objetos antes de ser transferida ao ar como carga térmica. No método TFM, a conversão dos ganhos de calor em carga térmica é feita através dos Fatores de Peso, que dependem da natureza do ganho de calor, das características de armazenamento de calor do envelope da edificação e do intervalo de cálculo adotado (ASHRAE, 1997).

Os Fatores de Peso (ou coeficientes RTF – *Room Transfer Function*) relacionam a carga térmica do ambiente em uma determinada hora, com o ganho de calor daquela hora e horas anteriores, e com a carga térmica das horas anteriores, conforme apresenta a eq. (7).

$$Q_{\theta} = \sum_{i=1} (v_0 q_{i,\theta} + v_1 q_{i,\theta-\delta} + v_2 q_{i,\theta-2\delta} + \dots) - (w_1 Q_{\theta-\delta} + w_2 Q_{\theta-2\delta}) \quad (7)$$

Onde:

$Q_{\theta}$  = carga térmica no instante  $\theta$ , em W;

$q_{i,\theta}$  = ganho de calor do componente  $i$  no instante  $\theta$ , em W;

$\delta$  = intervalo de tempo adotado para cálculo, geralmente 1 hora;

$v_0, v_1, v_2 \dots, w_1, w_2 \dots$  = fatores de peso.

ASHRAE (1997) fornece tabelas com Fatores de Peso para diferentes tipos de ganho de calor e em função da massa do envelope da edificação (leve, média ou pesada), para intervalo de cálculo de 1 hora. Os valores tabelados em ASHRAE (1997) são resultados das simulações desenvolvidas por SOWELL (1988) para mais de 200 mil zonas térmicas e são apresentados no Anexo A deste trabalho.

Admite-se que os ganhos de calor por convecção, como a parcela do ganho gerado por equipamentos, pessoas e equipamentos, por exemplo, sejam adicionados ao ar diretamente como carga térmica no instante em que são gerados ou transferidos para o ambiente. Neste caso, o coeficiente  $v_0$  da eq. (5) é igual a 1,0 e o coeficiente  $v_1$  é nulo.

#### 2.4.7 Taxa de extração de calor

Para o cálculo da carga térmica através da eq. (7), considera-se que a temperatura da sala (ou zona térmica) seja mantida constante e, para que isso aconteça, toda a carga térmica deve ser retirada da zona a fim de atingir-se a temperatura de controle. Na realidade, essa situação raramente ocorre, a não ser, para sistemas de condicionamento de ar adequadamente dimensionados e operando 24 horas por dia, durante vários dias. Outro detalhe não considerado na determinação da carga térmica é o fato da edificação estar perdendo calor por radiação para o ambiente externo através de suas paredes e coberturas. Essa perda de calor pode ser significativa e deve influenciar no dimensionamento do sistema de climatização.

Considerando características do condicionador de ar, como a capacidade máxima e mínima de extração de calor e a faixa de temperatura em torno da qual o compressor permanece ligado, MITALAS (1972) apresenta o conceito de Taxa de Extração de Calor (ER – *Extraction Rate*). A carga térmica calculada através do TFM serve de dado de entrada para o cálculo da taxa de extração de calor e da correção da temperatura interna da sala, agora, não mais constante, em função do tipo e capacidade do condicionador empregado. A eq. (8) relaciona estas variáveis através da introdução de mais dois fatores de peso,  $g_i$  e  $p_i$ , denominados SATF – *Space Air Transfer Function* – (ASHRAE, 1997).

$$\sum_{i=0}^1 p_i (ER_{\theta-i\delta} - Q_{\theta-i\delta}) = \sum_{i=0}^2 g_i (t_{rc} - t_{r,\theta-i\delta}) \quad (8)$$

Onde:

ER = taxa de extração de calor, em W;

$\theta$  = hora de cálculo;

$\delta$  = intervalo de tempo, geralmente 1 hora;

$t_{rc}$  = temperatura de controle da sala, em °C;

$t_{r,\theta-i\delta}$  = temperatura da sala no instante  $\theta-i\delta$ , em °C.

A Tabela 2 lista os valores de  $g_i$  e  $p_i$  apresentados em ASHRAE (1997) para edificações com envelope leve (245 kg/m<sup>2</sup>), médio (489 kg/m<sup>2</sup>) e pesado (1.062 kg/m<sup>2</sup>). Os coeficientes  $g_i$  são corrigidos em função da taxa de ventilação e transmitância térmica do envelope da edificação. As perdas de calor para o ambiente externo podem ser maiores ou menores em função dessas variáveis, o que deve ser considerado no cálculo da taxa de extração de calor a ser proporcionada pelo sistema de condicionamento de ar para manter a temperatura da sala constante.

**Tabela 2. Coeficientes SATF (ASHRAE, 1997).**

Tipo de envelope	$g_0$	$g_1$	$g_2$	$p_0$	$p_1$
	W/m <sup>2</sup> .K			Adimensional	
Leve	9,54	-9,82	0,28	1,0	-0,82
Médio	10,28	-10,73	0,45	1,0	-0,87
Pesado	10,50	-11,07	0,57	1,0	-0,93

## 2.5 VALIDAÇÃO DE PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO ENERGÉTICA

JENSEN (1995) define validação como “[...] um rigoroso teste de um programa compreendendo sua base teórica, implementação do programa e interface com

o usuário sob uma gama de condições típicas de uso esperado do programa.” A validação deveria compreender uma revisão bibliográfica, checagem do código, verificação analítica, comparação entre modelos, estudos de sensibilidade e validação empírica. Este último seria o procedimento mais aceitável em termos de validação, pois se trata da verificação dos resultados simulados por um determinado programa através de medições de campo em um modelo semelhante ao simulado. Porém, nem sempre é possível efetuar em uma edificação todas as medições necessárias para validação de um programa de simulação térmica.

Dada essa dificuldade para efetuar a validação empírica, o NREL (*National Renewable Energy Laboratory*) desenvolveu um método de validação chamado BESTEST (JUDKOFF e NEYMARK, 1998), publicado pela primeira vez em 1995. O método BESTEST foi desenvolvido para ajudar no teste e detecção de erros em programas de simulação energética de edificações e, na realidade, não apresenta os resultados que cada programa deve apresentar para cada modelo simulado, mas fornece uma base de dados de saída (carga térmica de aquecimento e resfriamento, temperatura interna, radiação solar incidente e transmitida através de janelas, etc.) calculados por programas denominados Estados da Arte em simulação energética nos Estados Unidos e Europa.

Segundo JUDKOFF e NEYMARK (1998), a validação de um programa pode ser feita de 3 maneiras: verificação analítica, a partir de uma solução numérica conhecida; verificação empírica, a partir de resultados de medição em um caso real; e teste comparativo, ou seja, entre diferentes programas ou versões de um mesmo programa. Este último método é o adotado no BESTEST e também neste trabalho.

Na verdade, o NREL desenvolveu um conjunto de métodos para o teste de programas de simulação. Inicialmente, foi desenvolvido o IEA BESTEST (IEA – *International Energy Agency*), que permite apenas o teste do modelo do envelope da edificação. Foi o método que deu origem à norma ASHRAE Standard 140 (ASHRAE, 2001b). Em seguida, o HERS BESTEST foi desenvolvido para testar ferramentas simplificadas de uso direcionado principalmente a edificações residenciais. Baseado nele, o Florida-HERS BESTEST foi criado incorporando-se o clima quente e úmido de Orlando. Todos estes testam apenas algoritmos para representação do envelope da edificação.

O BESTEST (ASHRAE Standard 140), adotado como um dos métodos de validação neste trabalho, apresenta 40 casos, todos com maior sensibilidade às cargas dependentes do envelope. As variáveis testadas incluem: massa térmica, ganho de calor através de radiação solar direta, sombreamento nas janelas, zonas ensolaradas, efeito do solo, ventilação noturna, programação e ajuste da temperatura de controle do condicionador de ar. Atualmente, é utilizado apenas o clima frio e seco de Denver, Colorado (latitude = 39,8°N, longitude = 104,9°O e altitude = 1.609m); com verão seco, inverno seco e grandes variações diárias de temperatura (temperatura do ar média de 9,71°C, mínima de -24,39°C e máxima de 35,00°C). Segundo JUDKOFF e NEYMARK (1998), em uma próxima etapa o método deverá ser adaptado para clima quente e úmido.

Outro método de validação desenvolvido no NREL e adotado neste trabalho, o HVAC BESTEST, permite o teste dos modelos de sistemas de condicionamento de ar e, por enquanto, apenas 4 parâmetros de entrada são variados: ganho de calor sensível e latente, TBS interna e externa. O processo de desenvolvimento do HVAC BESTEST foi iterativo, de maneira que a execução das simulações levou ao aprimoramento da própria metodologia e dos programas testados, à medida que novas falhas e erros foram identificados. O relatório final apresentado por NEYMARK e JUDKOFF (2002) lista os resultados analíticos (resolvidos matematicamente por duas instituições de pesquisa) e simulados por programas norte-americanos e europeus. No decorrer dos testes de cada programa de simulação, a equipe de desenvolvimento do HVAC BESTEST constatou que, geralmente, quando um programa apresenta grandes distorções em relação à solução analítica, a causa é uma falha no algoritmo ou problema na documentação para uso da ferramenta de simulação.

Alguns dos erros detectados nos programas testados chegavam a provocar diferenças entre 30% e 40% em relação às soluções analíticas de cada caso. Depois da correção dos programas, essas diferenças foram reduzidas para menos de 6% (NEYMARK e JUDKOFF, 2002).

Uma das principais vantagens dos métodos BESTEST e HVAC BESTEST é a possibilidade de comparação entre resultados de programas com níveis de detalhamento diferentes. Além disso, a tendência das próximas adaptações é permitir que uma quantidade ainda maior de programas de simulação não horária possa ser testada.

JENSEN (1995) aplicou uma metodologia de validação comparativa, analítica e empírica no programa ESP-r (desenvolvido na Escócia) envolvendo: clima, convecção na superfície externa e interna, radiação interna e externa em ondas curtas e longas, condução de calor em componentes construtivos, fluxo de ar, conforto térmico e controles do sistema de condicionamento de ar. Por fim, conclui que não é possível validar um programa por completo, mas pode-se aumentar sua confiabilidade aplicando-se uma metodologia de validação ampla e bem documentada.

# **CAPÍTULO 3**

## **METODOLOGIA**

### 3.1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta os métodos adotados e desenvolvidos para estimar o consumo de energia elétrica em edificações não residenciais a partir de dados climáticos simplificados. A maior parte do texto é dedicada à explicação do desenvolvimento do modelo dos dias típicos mensais de temperatura externa e estimativa do consumo mensal de energia do sistema de condicionamento de ar a partir desses dias.

Todo o método descrito foi implementado e testado em linguagem de programação Basic, integrada a planilhas eletrônicas. O processo de validação do programa desenvolvido é discutido ao final do capítulo.

### 3.2 CONSUMO DOS SISTEMAS DE ILUMINAÇÃO E DEMAIS EQUIPAMENTOS ELÉTRICOS

O uso final de energia elétrica em edificações não residenciais é dividido basicamente em: iluminação, condicionamento de ar e demais equipamentos elétricos (conectados a tomadas). A energia elétrica consumida por sistemas de iluminação artificial pode ser estimada diretamente pela multiplicação da potência solicitada pelo sistema, em W ou kW, e o seu período de utilização, em horas. A mesma consideração pode ser adotada para equipamentos elétricos que não sofrem alterações significativas de desempenho em função do ambiente externo, como temperatura, umidade relativa e radiação solar, por exemplo.

### 3.3 CONSUMO DO SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR

Para a estimativa de consumo de energia do sistema de condicionamento de ar, além das cargas internas e padrão de operação, deve-se considerar também a influência de variáveis externas no desempenho do climatizador, assim como a condição de funcionamento, se o equipamento está sendo solicitado à plena carga ou carga parcial.

WINKELMANN et al. (1993) apresentam curvas de desempenho obtidas de especificações técnicas disponíveis em catálogos de fabricantes de equipamentos de

climatização, em função de variáveis como temperatura de bulbo seco (TBS) verificada na entrada do condensador e temperatura de bulbo úmido (TBU) medida na entrada do evaporador. Aplicando-se essas funções em cada hora de cálculo do consumo, pode-se corrigir a capacidade nominal (total e sensível) do climatizador, além do seu EIR (*Energy Input Ratio*), de acordo com as condições de temperaturas às quais está submetido. O EIR é uma medida de eficiência de condicionadores de ar que representa a potência solicitada pelo equipamento, em W, para fornecer 1 W de capacidade de resfriamento. No cálculo do EIR não é considerada a potência elétrica solicitada pelo ventilador.

Inicialmente, o algoritmo proposto irá contemplar apenas equipamentos de expansão-direta, tipo *splits* e aparelhos de janelas (PTAC – *Packaged Terminal Air Conditioner*). Para modelar esses equipamentos foram utilizadas 3 funções apresentadas em LBL/LANL (1980) para ajuste do desempenho do climatizador em função da TBU interna e TBS externa. Cada equipamento de climatização apresenta características próprias em relação ao desempenho térmico e energético. Os fatores de correção apresentados em LBL/LANL (1980) foram obtidas a partir da análise de dados de uma série de equipamentos norte-americanos.

O fator de correção  $f_1$  calculado pela eq. (9) é utilizado para corrigir a capacidade de resfriamento sensível do climatizador a partir da temperatura de bulbo seco na entrada do condensador (TBS) e da temperatura de bulbo úmido na entrada do evaporador (TBU). O fator  $f_2$  (eq. (10)) é utilizado para corrigir a capacidade de resfriamento total e o fator  $f_3$  (eq. (11)) é utilizado para corrigir o EIR, ambos em função da TBS externa e TBU interna. Para uso dessas equações, as temperaturas devem ser informadas em graus Fahrenheit (°F), sendo que o limite mínimo admitido para TBS externa é de 70°F (21,1°C) e TBU interna é 50°F (10,0°C). Abaixo desses limites, considera-se que o desempenho do equipamento não sofre alterações significativas (LBL/LANL, 1980).

$$f_1 = 6,3112707 - 0,1129951 \times TBU + 0,0004334 \times TBU^2 + 0,0037738 \times TBS - 0,0000499 \times TBS^2 + 0,0000637 \times TBU \times TBS \quad (9)$$

$$f_2 = 1,1839345 - 0,0081087 \times TBU + 0,000211 \times TBU^2 - 0,0061425 \times TBS + 0,0000016 \times TBS^2 - 0,000003 \times TBU \times TBS \quad (10)$$

$$f3 = -0,6550461 + 0,038891 \times TBU - 0,0001925 \times TBU^2 - 0,0013046 \times TBS + 0,0001352 \times TBS^2 - 0,0002247 \times TBU \times TBS \quad (11)$$

Multiplicando-se o fator  $f1$  pela capacidade sensível do climatizador obtém-se a capacidade sensível instantânea dadas as condições de temperatura da hora de cálculo. O mesmo procedimento é adotado para obter a capacidade total e o EIR instantâneo, multiplicando-se  $f2$  e  $f3$ , respectivamente, pelos valores nominais do equipamento.

No algoritmo proposto, o consumo horário de energia elétrica do condicionador de ar (sem considerar o ventilador) é determinado pela multiplicação da capacidade total de resfriamento pelo EIR e fração de funcionamento. A fração de funcionamento é a relação entre a carga sensível total estimada para a hora de cálculo e a capacidade sensível do climatizador naquela hora, corrigida pelo fator  $f1$ . A capacidade total de resfriamento e o EIR também são ajustados pelos seus respectivos fatores de correção,  $f2$  e  $f3$ , como mostra a eq. (12). Como consumo horário do ventilador, considera-se sua potência nominal.

$$Consumo = (CapacidadeTotal \times f2) \times (EIR \times f3) \times \left( \frac{CargaSensívelTotal}{CapacidadeSensível \times f1} \right) \quad (12)$$

### 3.4 MODELO DO PERFIL DE TEMPERATURA EXTERNA

O objetivo principal deste trabalho é determinar um método para cálculo do consumo mensal de energia elétrica de sistemas de condicionamento de ar a partir de dados climáticos simplificados. Ao invés de arquivos climáticos de dados horários, são utilizados os dados mensais de temperatura, pressão, nebulosidade e umidade relativa, disponíveis nas Normais Climatológicas 1961/1990 (INMET, 1992) para 206 localidades brasileiras.

O perfil horário de temperatura do ar externo é gerado a partir da fração da amplitude média mensal para cada hora do dia (Tabela 3). As frações apresentadas na Tabela 3 são multiplicadas pela amplitude média mensal e adicionadas ao valor da

temperatura média das mínimas mensal, obtendo-se o perfil de temperatura horária para os dias típicos.

**Tabela 3. Fração da amplitude de temperatura média mensal para cada hora do dia e mês do ano.**

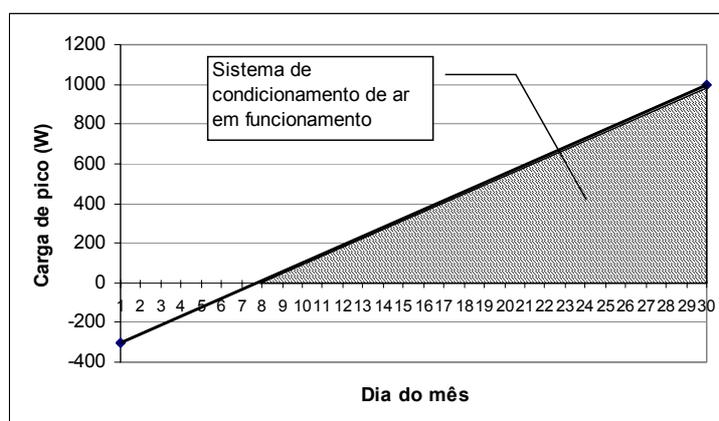
Hora	jan	fev	mar	abr	mai	jun	jul	ago	set	out	nov	dez
0	0,133	0,162	0,139	0,156	0,174	0,177	0,162	0,145	0,131	0,150	0,137	0,128
1	0,103	0,131	0,123	0,137	0,148	0,147	0,133	0,122	0,098	0,125	0,103	0,096
2	0,065	0,108	0,092	0,118	0,123	0,128	0,100	0,095	0,071	0,083	0,075	0,070
3	0,046	0,072	0,070	0,093	0,098	0,101	0,069	0,067	0,054	0,051	0,046	0,053
4	0,029	0,039	0,036	0,052	0,069	0,071	0,051	0,034	0,016	0,020	0,019	0,016
5	0,000	0,015	0,007	0,017	0,036	0,043	0,026	0,009	0,000	0,000	0,000	0,000
6	0,009	0,000	0,000	0,000	0,019	0,025	0,015	0,004	0,008	0,016	0,057	0,035
7	0,190	0,114	0,069	0,008	0,000	0,000	0,000	0,000	0,078	0,192	0,255	0,248
8	0,395	0,357	0,290	0,234	0,186	0,115	0,096	0,165	0,280	0,392	0,439	0,450
9	0,577	0,535	0,497	0,457	0,400	0,366	0,347	0,390	0,476	0,579	0,624	0,623
10	0,747	0,743	0,702	0,656	0,613	0,565	0,536	0,593	0,668	0,790	0,783	0,798
11	0,867	0,875	0,833	0,831	0,793	0,742	0,743	0,765	0,816	0,903	0,900	0,920
12	0,986	0,958	0,933	0,930	0,911	0,895	0,878	0,889	0,936	0,984	0,971	0,985
13	1,000	0,994	0,990	0,981	0,981	0,978	0,967	0,982	0,990	1,000	0,993	0,992
14	0,986	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	0,992	1,000	1,000
15	0,954	0,968	0,958	0,939	0,945	0,964	0,962	0,955	0,941	0,906	0,968	0,940
16	0,835	0,850	0,853	0,817	0,835	0,839	0,855	0,842	0,844	0,782	0,862	0,857
17	0,729	0,713	0,715	0,690	0,692	0,668	0,685	0,686	0,668	0,653	0,718	0,743
18	0,580	0,554	0,553	0,509	0,499	0,464	0,481	0,491	0,495	0,520	0,555	0,597
19	0,427	0,431	0,380	0,349	0,382	0,369	0,349	0,360	0,354	0,349	0,383	0,401
20	0,315	0,312	0,296	0,265	0,325	0,300	0,285	0,294	0,288	0,289	0,302	0,311
21	0,258	0,268	0,241	0,207	0,266	0,263	0,244	0,273	0,242	0,249	0,241	0,269
22	0,229	0,227	0,198	0,181	0,247	0,232	0,234	0,230	0,197	0,216	0,206	0,211
23	0,176	0,197	0,162	0,156	0,206	0,194	0,213	0,195	0,166	0,168	0,178	0,190

Fonte: Dados gerados por GOULART et al. (1998) e não publicados. Disponíveis nos arquivos do LabEEE.

Inicialmente, pensou-se em utilizar a média das temperaturas máximas e mínimas mensais para gerar um dia típico para cada mês, aplicando-se a fração de amplitude sobre a diferença entre essas duas temperaturas. O consumo mensal de energia seria representado pela multiplicação do consumo estimado para o dia típico pelo número de dias de cada mês. Porém, o uso de apenas um dia típico mensal não permite a representação do consumo mensal de energia elétrica da edificação nos meses em que há uma forte variação de temperatura de um dia para o outro. Esta variação pode ser mais acentuada em um clima como o de Florianópolis (latitude 27°40' S) e menos acentuada no clima de Belém (latitude 1°23' S), por exemplo. Para representar melhor a variação no perfil de temperatura no decorrer do mês optou-se pela determinação de

dois dias típicos mensais: um correspondente ao dia de maior pico de carga térmica, denominado “dia de pico”, e outro correspondente ao dia de menor pico de carga térmica do mês, denominado “dia de base”. Os demais dias do mês são gerados através de interpolação linear entre os dois extremos, conforme mostra a Figura 1. A influência dessa consideração na estimativa do consumo mensal de energia elétrica será verificada na validação do programa.

De acordo com o esquema apresentado na Figura 1, no consumo mensal de energia elétrica do condicionador de ar, na função de resfriamento, são computados apenas aqueles dias em que o pico de carga térmica é positivo (área hachurada). O programa desenvolvido neste trabalho será destinado ao cálculo do consumo de energia do condicionador de ar operando apenas na função de resfriamento, já que a função de aquecimento é pouco comum no Brasil. Porém, nada impede que o método seja aplicado também para cargas de aquecimento.



**Figura 1. Interpolação do consumo de energia elétrica em condicionamento de ar (resfriamento) entre dois dias típicos de um mês.**

Para cada um dos dois dias típicos mensais é desenvolvido o cálculo de carga térmica considerando-se todas as variáveis envolvidas no método adotado (TFM). O padrão de uso da edificação, a potência instalada em equipamentos, iluminação e condicionamento de ar assumem os mesmos valores para os dois dias: de pico e de base.

Os dois dias típicos são gerados a partir dos valores de temperatura correspondentes à frequência de ocorrência de temperaturas iguais ou inferiores a 95% para o “dia de pico” e 5% para o “dia de base”. Aplicando-se o teste de normalidade de Kolmogorov-Smirnov verificou-se, com 95% de confiabilidade, que as temperaturas

mínimas e máximas mensais apresentam distribuição normal. Estatisticamente, as temperaturas máxima e mínima do dia de pico seriam representadas pelas eq. (13) e (14), e do dia de base pelas eq. (15) e (16).

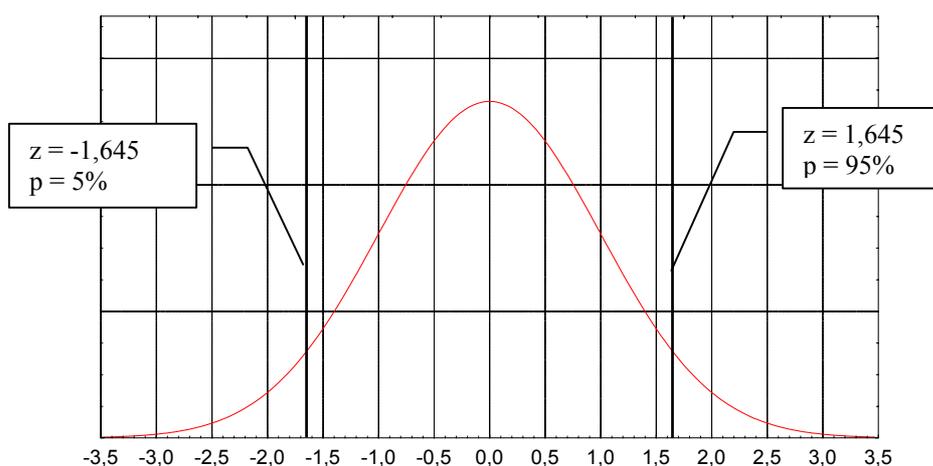
$$T_{\text{picomax}} = 1,645 \times S_{\text{max}} + T_{\text{medmax}} \quad (13)$$

$$T_{\text{picomin}} = 1,645 \times S_{\text{min}} + T_{\text{medmin}} \quad (14)$$

$$T_{\text{basemax}} = -1,645 \times S_{\text{max}} + T_{\text{medmax}} \quad (15)$$

$$T_{\text{basemin}} = -1,645 \times S_{\text{min}} + T_{\text{medmin}} \quad (16)$$

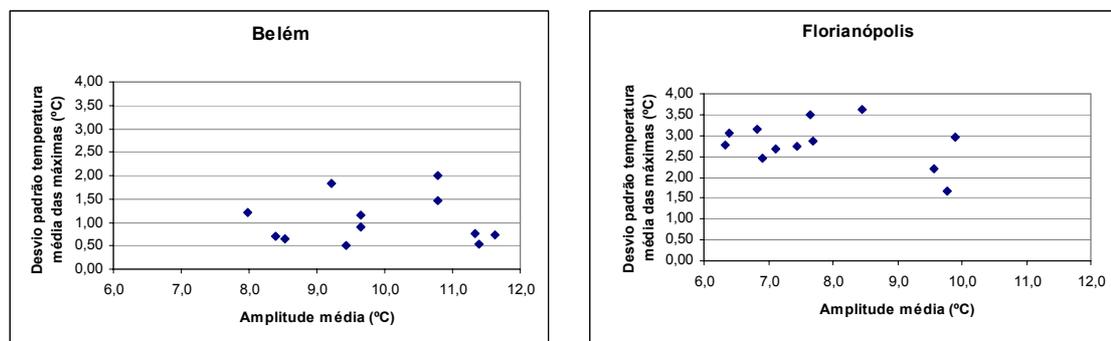
Nas eq. (13) a (16),  $T_{\text{picomax}}$  e  $T_{\text{picomin}}$  representam, respectivamente, as temperaturas máxima e mínima para o dia de pico, assim como  $T_{\text{basemax}}$  e  $T_{\text{basemin}}$  representam as temperaturas máxima e mínima para o dia de base.  $S_{\text{max}}$  e  $S_{\text{min}}$  representam, respectivamente, o desvio padrão das temperaturas máximas e mínimas para cada mês do ano.  $T_{\text{medmax}}$  e  $T_{\text{medmin}}$  correspondem às médias das temperaturas máximas e mínimas mensais. Os valores 1,645 e  $-1,645$  são os valores da variável  $z$  (distribuição normal) para os quais há uma a probabilidade de 95% e 5% de ocorrência de valores de temperatura iguais ou inferiores ao valor calculado, conforme indica a Figura 2.



**Figura 2. Distribuição normal de probabilidades.**

As Normais Climatológicas não fornecem os valores de desvio padrão das temperaturas máximas e mínimas diárias para cada mês. Porém, utilizando-se os arquivos TRY (*Test Reference Year*) de 14 cidades brasileiras da base de dados do LabEEE esses valores foram calculados, investigando-se alguma correlação com as variáveis disponíveis nas Normais Climatológicas, de forma que pudessem ser estimados para as 206 estações meteorológicas disponíveis na base de dados do Instituto Nacional de Meteorologia (INMET, 1992).

Iniciou-se a análise confrontando-se o desvio padrão das temperaturas máximas mensais das 14 cidades com valores de amplitude média mensal, temperatura média mensal e amplitude absoluta. Não foi detectada nenhuma correlação. A falta de dependência entre os desvios e as amplitudes médias mensais é apresentada no gráfico da Figura 3 para as cidades de Belém e Florianópolis. Em ambos os gráficos foram assinalados, para cada mês, os valores de desvio padrão das temperaturas máximas no eixo das ordenadas e os valores de amplitude média no eixo das abscissas. Visualmente, é possível perceber a independência entre as duas variáveis.



**Figura 3. Amplitude média mensal e desvio padrão das temperaturas máximas mensais para as cidades de Belém e Florianópolis.**

Já que não é possível estimar o desvio padrão das temperaturas máximas em cada mês, optou-se por utilizar o desvio padrão médio dos 12 meses, porém essa média ainda é disponível somente para as 14 cidades para as quais se têm os dados climáticos horários (arquivos TRY). Analisando-se o desvio padrão das temperaturas máximas diárias de cada mês para cada cidade percebe-se que a variação desses valores apresenta certa relação com a variação das médias das temperaturas máximas mensais, ou seja, se

em uma cidade as temperaturas máximas variam muito de um dia para o outro, provavelmente deverão variar de maneira semelhante de um mês para o outro.

A Tabela 4 apresenta, para a cidade de Florianópolis, as médias das temperaturas máximas e mínimas mensais, a amplitude média mensal e o desvio padrão das temperaturas máximas e mínimas para cada mês do ano. Os dados foram obtidos do arquivo TRY e as duas últimas linhas da tabela apresentam os desvios das temperaturas médias mensais e as médias dos desvios. Compilando-se o mesmo grupo de informações dos arquivos TRY das outras 13 cidades, estabeleceu-se as relações apresentadas nos gráficos da Figura 4 e Figura 5.

**Tabela 4. Valores de temperatura (°C) para a cidade de Florianópolis utilizados na metodologia proposta.**

Mês	$T_{medmin}$	$T_{medmax}$	$S_{(Tmin)}$	$S_{(Tmax)}$	Amplitude Média
Janeiro	21,6	29,3	1,8	3,50	7,6
Fevereiro	21,2	28,2	1,7	2,46	6,9
Março	21,4	28,2	2,1	3,15	6,8
Abril	17,2	26,9	2,5	1,66	9,8
Maio	14,7	24,3	2,6	2,19	9,6
Junho	12,5	22,5	3,9	2,95	9,9
Julho	13,8	22,2	3,1	3,64	8,4
Agosto	13,7	21,2	3,9	2,75	7,4
Setembro	16,4	22,7	1,9	2,77	6,3
Outubro	16,9	23,3	2,2	3,04	6,4
Novembro	18,0	25,2	2,4	2,67	7,1
Dezembro	19,1	26,8	2,3	2,86	7,7
<b>Desvio padrão</b>	<b>3,16<sup>a</sup></b>	<b>2,75<sup>b</sup></b>			
<b>Média</b>			<b>2,53<sup>c</sup></b>	<b>2,80<sup>d</sup></b>	

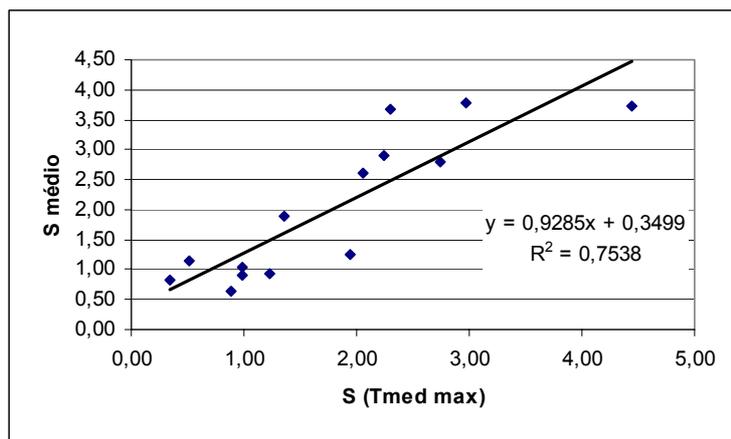
Notas: a. Representa  $S_{(Tmedmin)}$ .

b. Representa  $S_{(Tmedmax)}$ .

c. Representa  $\bar{S}_{(Tmin)}$ .

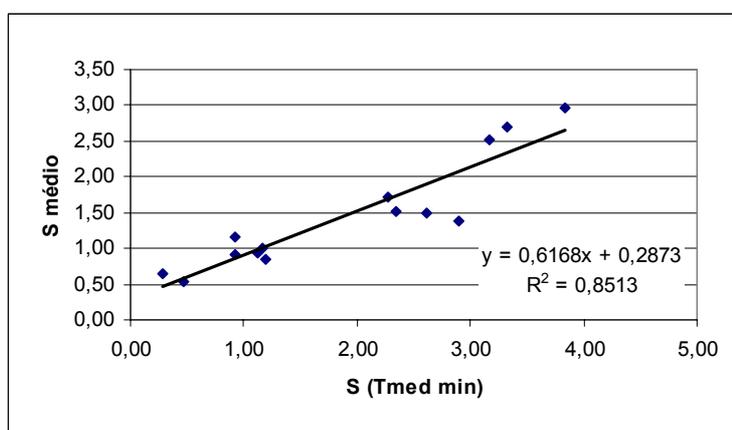
d. Representa  $\bar{S}_{(Tmax)}$ .

A Figura 4 confirma a relação entre a média dos desvios padrões das temperaturas máximas diárias (registros de 28, 30 e 31 dias, dependendo do mês do ano) e o desvio das médias das temperaturas máximas mensais (12 valores), com coeficiente de determinação igual a 0,7538.



**Figura 4. Relação entre a média dos desvios das temperaturas máximas diárias ( $S_{\text{médio}}$ ) e o desvio padrão das médias das temperaturas máximas mensais ( $S_{(T_{\text{med max}})}$ ), para 14 cidades brasileiras.**

O mesmo tipo de relação pode ser estendida para as temperaturas mínimas, sendo que neste caso o coeficiente de determinação é melhor ( $R^2 = 0,8513$ ), conforme indicado na Figura 5.



**Figura 5. Relação entre a média dos desvios das temperaturas mínimas diárias ( $S_{\text{médio}}$ ) e o desvio padrão das médias das temperaturas mínimas mensais ( $S_{(T_{\text{med min}})}$ ), para 14 cidades brasileiras.**

Dessa forma, o desvio padrão médio das temperaturas máximas ( $\bar{S}_{(T_{\text{max}})}$ ) é calculado de acordo com a eq. (17), em função do desvio padrão das médias das

temperaturas máximas mensais ( $S_{(T_{medmax})}$ ). De maneira semelhante, o desvio padrão médio das temperaturas mínimas ( $\bar{S}_{(T_{min})}$ ) é calculado de acordo com a eq. (18).

$$\bar{S}_{(T_{max})} = 0,9285 \times S_{(T_{medmax})} + 0,3499 \quad (17)$$

$$\bar{S}_{(T_{min})} = 0,6168 \times S_{(T_{medmin})} + 0,2873 \quad (18)$$

Utilizando-se as eq. (17) e (18) para obter o desvio padrão médio das temperaturas de cada cidade, as eq. (13) a (16) são ajustadas, gerando-se as eq. (19) a (22). O desvio padrão médio é obtido tanto para as temperaturas máximas diárias quanto para as mínimas, estimando-se as temperaturas máxima e mínima do dia de pico e as temperaturas máximas e mínimas do dia de base.

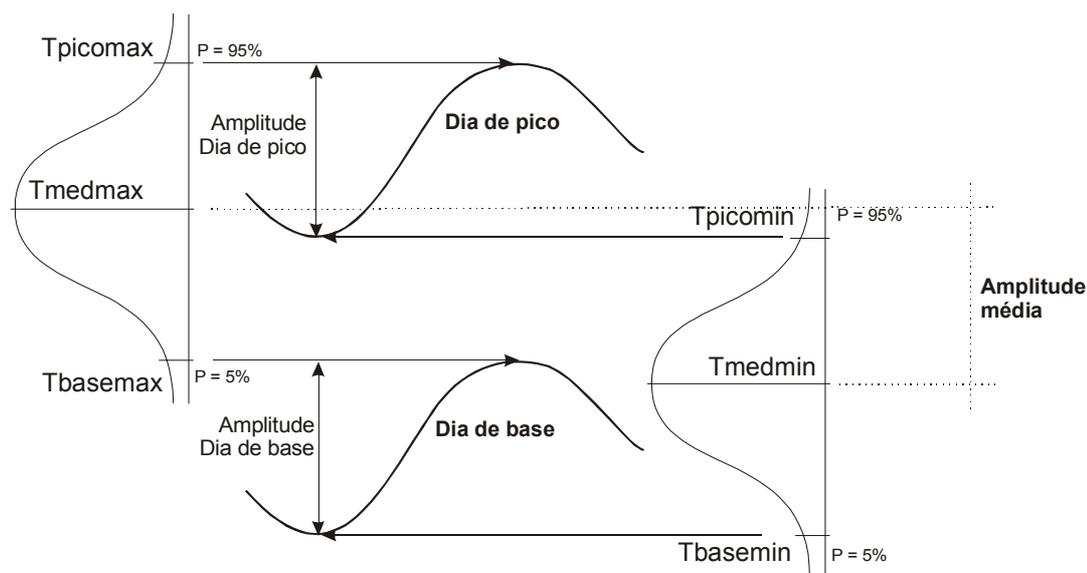
$$T_{picomax} = 1,645 \times \bar{S}_{(T_{max})} + T_{medmax} \quad (19)$$

$$T_{picomin} = 1,645 \times \bar{S}_{(T_{min})} + T_{medmin} \quad (20)$$

$$T_{basemax} = -1,645 \times \bar{S}_{(T_{max})} + T_{medmax} \quad (21)$$

$$T_{basemin} = -1,645 \times \bar{S}_{(T_{min})} + T_{medmin} \quad (22)$$

A Figura 6 ilustra a obtenção dos picos mínimos e máximos de temperatura dos dois dias típicos. Observa-se que a média das temperaturas máximas ( $T_{medmax}$ ) origina a temperatura máxima do dia de pico e a temperatura máxima do dia de base. A partir da média das temperaturas mínimas ( $T_{medmin}$ ) obtém-se os valores mínimos de temperatura dos dois dias típicos.



**Figura 6. Valores de temperatura utilizados na caracterização dos dois dias típicos mensais.**

Para estimar a temperatura de bulbo úmido (TBU) externa foram utilizados os dados de pressão atmosférica, temperatura do ar e umidade relativa média mensal, disponíveis nas Normas Climatológicas (INMET, 1992). A partir dessas três variáveis determinou-se o conteúdo de umidade médio mensal. Para cada dia típico, considerou-se variação de  $3g_{\text{vapor}}/kg_{\text{ar}}$  ao longo do dia (GOULART et al., 1998), ou seja, o pico de umidade é igual ao conteúdo médio acrescido de  $1,5g_{\text{vapor}}/kg_{\text{ar}}$  e a umidade mais baixa corresponde ao conteúdo médio menos  $1,5g_{\text{vapor}}/kg_{\text{ar}}$ .

Aplicando-se as relações psicrométricas apresentadas no capítulo 6 de ASHRAE (1997), obtém-se, por iterações, o valor da TBU externa para o correspondente valor de TBS e conteúdo de umidade.

### 3.5 DIMENSIONAMENTO DO CONDICIONADOR DE AR

O valor máximo de carga térmica total calculado para a edificação com o dia de pico é adotado como capacidade total de resfriamento do condicionador. Na mesma hora em que esse valor é detectado, obtém-se o valor total da carga sensível, calculando-se o fator de calor sensível, ou seja, a relação entre carga sensível e carga total.

A potência do ventilador é estimada de acordo com a metodologia adotada no DOE-2.1E (LBL/LANL, 1980). Primeiro, determina-se a vazão de ar que o ventilador deve fornecer, em função da carga térmica, temperatura de controle da sala e temperatura de insuflamento do ar. Em seguida, a potência do ventilador é relacionada linearmente com a vazão de ar calculada, aplicando-se o coeficiente 0,68W/l/s.

### 3.6 MODELO DA RADIAÇÃO SOLAR

Para representar a influência da radiação solar incidente nas superfícies externas do ambiente foi utilizado o modelo de cálculo apresentado em ASHRAE (1997), que permite o cálculo da radiação solar global incidente em uma superfície qualquer, dada a sua latitude, longitude, azimute, inclinação e hora do dia. Esse modelo permite apenas o cálculo para o dia 21 de cada mês do ano para condições de céu claro. Os valores calculados de acordo com essa metodologia foram utilizados para representar a radiação solar, tanto no dia de pico, quanto no dia de base.

Para representar a condição de céu encoberto, os valores de nebulosidade média mensal, disponíveis nas Normais Climatológicas (INMET, 1992), foram aplicados sobre os dados horários de radiação solar do dia de base. Para o dia de pico, considerou-se céu claro.

A Tabela 5 apresenta os valores de nebulosidade média mensal para as 14 cidades com arquivos TRY e dados de Normais Climatológicas disponíveis. Os índices vão de 0 (céu claro) a 10 (céu totalmente encoberto). Para Florianópolis, nos 30 anos abrangidos pelas Normais Climatológicas o céu esteve 62% encoberto por nuvens, em média.

**Tabela 5. Nebulosidade média mensal para 14 cidades brasileiras.**

<b>Cidade</b>	<b>jan</b>	<b>fev</b>	<b>mar</b>	<b>abr</b>	<b>mai</b>	<b>jun</b>	<b>jul</b>	<b>ago</b>	<b>set</b>	<b>out</b>	<b>nov</b>	<b>dez</b>	<b>ano</b>
Belém	7,3	8,1	8,0	7,9	7,1	6,0	5,5	5,3	5,8	5,9	6,5	6,6	6,6
Brasília	7,0	7,0	7,0	6,0	5,0	3,0	3,0	3,0	4,0	7,0	8,0	8,0	6,0
Curitiba	7,3	7,3	7,3	6,7	6,1	5,7	6,0	7,6	7,3	7,7	7,4	7,7	7,0
Florianópolis	6,7	6,6	6,1	5,7	5,1	5,2	5,4	6,1	6,7	6,9	6,8	6,8	6,2
Fortaleza	6,0	6,0	7,0	7,0	6,0	5,0	4,0	4,0	4,0	4,0	5,0	5,0	5,3
Maceió	5,9	6,0	6,3	6,8	6,8	6,8	6,8	6,3	6,2	5,5	5,5	5,6	6,2
Natal	5,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	6,0	5,0	5,0	5,0	4,0	5,0	5,4
Porto Alegre	5,3	5,1	5,5	5,1	5,5	5,8	5,7	5,8	6,0	5,6	5,4	5,8	6,0
Recife	6,1	6,3	6,3	6,7	6,7	6,7	6,5	6,4	6,1	5,7	5,5	5,9	6,2
Rio de Janeiro	6,0	5,0	5,0	6,0	5,0	4,0	4,0	5,0	6,0	7,0	7,0	7,0	6,0
Salvador	5,0	5,2	5,3	5,9	4,6	3,7	3,3	3,1	3,9	5,8	6,4	6,4	5,1
São Luís	7,2	7,8	7,9	7,7	6,9	5,7	5,3	4,7	4,6	4,9	5,1	5,8	6,1
São Paulo	8,1	7,5	7,7	7,4	6,6	6,2	6,1	6,2	7,2	7,7	7,7	8,2	7,2
Vitória	5,0	4,0	5,0	5,0	4,0	4,0	5,0	4,0	6,0	7,0	7,0	6,0	5,0

Fonte: Normais Climatológicas 1961/1990 (INMET, 1992).

### 3.7 CÁLCULO DO CONSUMO MENSAL

O consumo diário de energia elétrica do sistema de iluminação, dos equipamentos (conectados a tomadas) e do ventilador do sistema de condicionamento de ar é calculado diretamente pela multiplicação do número de horas de uso diário pela potência nominal de cada equipamento/sistema. Multiplicando-se o consumo diário pelo número de dias de cada mês obtém-se o consumo de energia elétrica mensal desses equipamentos.

Já o consumo horário de energia elétrica do condicionador de ar (sem o ventilador) deve levar em consideração a carga térmica interna do ambiente naquela hora, pois se admite que se a carga térmica for negativa – edificação perdendo calor para o exterior – o sistema de climatização (resfriamento) não será acionado, mesmo que no padrão de uso esteja definido o seu funcionamento. Neste caso, considera-se que apenas o ventilador esteja ligado. Além disso, o desempenho do climatizador depende da carga térmica do ambiente, temperatura de bulbo seco na entrada do condensador e temperatura de bulbo úmido na entrada do evaporador. Para cada hora dos dois dias típicos, o consumo horário do condicionador é calculado em função dessas variáveis. Determina-se o consumo de energia do condicionador durante o “dia de pico” e o “dia

de base”. A próxima etapa é determinar o número de dias em que o aparelho permanece ligado em cada mês.

Se a carga térmica total máxima do “dia de base” for maior que zero, admite-se que o condicionador estará funcionando em todos os dias do mês. Caso a carga térmica máxima desse dia seja negativa, significa que em alguns dias do mês não é necessário o uso do condicionador na função de resfriamento, conforme apresentado na Figura 1, do item 3.4. O número de dias (*DiasOFF*) em que o condicionador não precisa ser ligado é calculado de acordo com a eq. (23).

$$DiasOFF = \left\lceil \frac{CargaMáximaBase}{\left( \frac{CargaMáximaPico - CargaMáximaBase}{nDias} \right)} \right\rceil \quad (23)$$

Onde:

*DiasOFF* = número de dias do mês em que o condicionador de ar não funciona;

*CargaMáximaBase* = carga térmica total máxima do “dia de base”, em W;

*CargaMáximaPico* = carga térmica total máxima do “dia de pico”, em W;

*nDias* = número total de dias do mês.

Para calcular o consumo de energia mensal do condicionador (*ConsumoAC*), em kWh, aplica-se a eq. (24), na qual *ConsumoPico* e *ConsumoBase* representam, respectivamente, o consumo de energia do condicionador no “dia de pico” e no “dia de base”, ambos em kWh.

$$ConsumoAC = \frac{(ConsumoPico + ConsumoBase)}{2} \times (nDias - DiasOFF) \quad (24)$$

### 3.8 VERIFICAÇÃO DO MÉTODO

Depois de transcrito em linguagem de programação, o programa de simulação (algoritmo) foi testado e validado para garantir o cálculo correto dos dados e que os valores calculados estejam dentro de padrões de erro aceitáveis para sua natureza.

Testes sobre o algoritmo foram feitos à medida que cada rotina de cálculo era implementada, conferindo-se os resultados manualmente ou através de planilhas eletrônicas. A validação do programa, em relação à modelagem do envoltório, foi feita de acordo com o método BESTEST, adotado pela ASHRAE como norma para teste e avaliação de programas computacionais para análise energética de edificações, sob o título de ASHRAE Standard 140 (ASHRAE, 2001b). Para verificar a representação do desempenho de sistemas de condicionamento de ar foi adotado o método de verificação HVAC BESTEST, apresentado por NEYMARK e JUDKOFF (2002).

#### 3.8.1 Método BESTEST (ASHRAE Standard 140)

O método BESTEST (ASHRAE, 2001b) apresenta 40 modelos para teste da modelagem do envelope no programa de simulação em análise. Porém, nem todos os modelos podem ser simulados em algumas ferramentas simplificadas, como a analisada neste trabalho.

Os casos que puderam ser modelados de acordo com o algoritmo desenvolvido neste trabalho são listados na Tabela 6. Não foram simulados os casos que testam o sombreamento de janelas, modelos com duas zonas e modelos sem condicionamento de ar (temperatura interna variando). A nomenclatura adotada no BESTEST para denominar cada caso também é apresentada na Tabela 6. Os mesmos termos serão utilizados para a apresentação dos resultados das simulações, em comparação com os dados de saída dos outros programas de simulação que estão disponíveis na ASHRAE Standard 140.

**Tabela 6. Casos da ASHRAE Standard 140 (método BESTEST) que foram simulados na ferramenta analisada.**

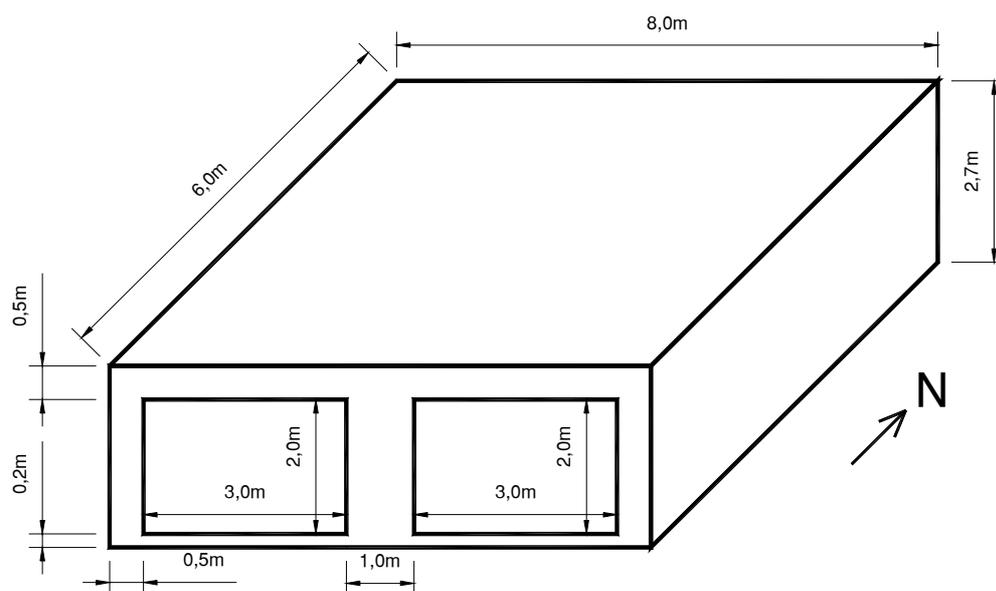
Código para o caso		Característica principal	Nomenclatura no BESTEST
Paredes leves	Paredes pesadas		
600	900	Caso base	S.WIN
620	920	Janelas nas fachadas leste e oeste	EW.WIN
640	940	Set-point de aquecimento reduzido	SETBACK
650	950	Ventilação noturna	NT.VENT

Os casos 600, 620, 640 e 650 (série 600) possuem paredes leves, compostas por 6,6 cm de fibra de vidro, acabamento externo em madeira (0,9 cm) e interno em gesso (1,2 cm). Os casos 900, 920, 940 e 950 (série 900) possuem paredes mais pesadas, compostas por blocos de concreto (10,0 cm de espessura), isolante térmico (4,0 cm) e acabamento externo em madeira (0,9 cm). A descrição detalhada dos componentes construtivos adotados no BESTEST é apresentada no Anexo C deste trabalho.

### 3.8.1.1 Características do caso base

O caso base (código 600 para paredes leves e 900 para paredes pesadas) corresponde a uma edificação de 6,0 m de largura por 8,0 m de comprimento, com pé-direito de 2,7 m. A fachada sul, com 8,0 m de extensão, possui duas janelas de 6,0 m<sup>2</sup> cada, conforme a representação da Figura 7. Salienta-se que a metodologia é aplicada para uma localidade no hemisfério norte, o que justifica a colocação das áreas envidraçadas na fachada sul, para testar a influência da radiação solar no modelo. No hemisfério sul, a fachada norte seria a orientação (vertical) que recebe maior incidência de radiação solar.

As paredes e a cobertura são modeladas de acordo com as tabelas apresentadas no Anexo C deste trabalho. A absorvância das superfícies externas é 0,6. As propriedades térmicas do vidro utilizadas como dados de entrada no programa em análise também são listadas no Anexo C.



**Figura 7. Representação gráfica do caso base da ASHRAE Standard 140.**

O sistema de condicionamento de ar do caso base é representado para fornecer os dados de carga térmica de aquecimento e resfriamento. Considera-se que o equipamento seja 100% eficiente, sem perdas nos dutos de ar e sem limite de capacidade. O sistema de aquecimento é acionado sempre que a temperatura da sala for menor do que 20°C e o sistema de resfriamento é acionado se a temperatura da sala for maior do que 27°C. A taxa de infiltração é de 0,5 troca de ar por hora (64,8 m<sup>3</sup>/h) e a ventilação, adicional a infiltração, é de 1.703,16 m<sup>3</sup>/h.

Representando as cargas internas considera-se um ganho de calor sensível de 200 W, durante 24 horas por dia, sendo 60% carga radiante e 40% convectiva. Não há ganho de calor latente.

### 3.8.1.2 Características dos demais casos simulados

O caso 620 é similar ao 600, sendo que o posicionamento das janelas é alterado. Ao invés das duas janelas estarem localizadas na fachada sul, modela-se uma na fachada leste e outra na fachada oeste.

O caso 640 é idêntico ao 600, porém a temperatura de controle de aquecimento é reduzida para 10°C durante as 7 primeiras horas do dia. A partir das 7h a temperatura de controle para o sistema de aquecimento volta a ser 20°C.

O caso 650 difere do 600 apenas por possuir o sistema de aquecimento permanentemente desligado e o sistema de resfriamento desligado durante a noite, das 18h às 7h do dia seguinte. Nesse período, considera-se apenas o funcionamento dos ventiladores, insuflando ar externo para dentro da sala.

Os casos da série 900 apresentam as mesmas características dos casos da série 600, com exceção do tipo de parede. Adota-se um componente construtivo de mesma transmitância térmica da série 600, mas com maior densidade específica e maior capacidade térmica.

### 3.8.1.3 Dados de saída analisados

Para todos os casos simulados de acordo com a ASHRAE Standard 140, são analisados os seguintes resultados fornecidos pelos programas de simulação térmica:

- a) carga anual de aquecimento, em MWh;
- b) carga anual de resfriamento, em MWh;
- c) pico de carga de aquecimento, em kW, com data e hora de ocorrência;
- d) pico de carga de resfriamento, em kW, com data e hora de ocorrência.

Apenas para o caso 600 (caso base), analisa-se também a radiação solar total incidente (kWh/m<sup>2</sup>) nas 4 fachadas e na cobertura; e a radiação total transmitida (kWh/m<sup>2</sup>) através das janelas da fachada sul. Do caso 620, obtém-se a radiação total transmitida através da janela da fachada oeste.

#### 3.8.1.4 Critérios de validação

A ASHRAE Standard 140 não apresenta quaisquer critérios para especificar se determinado programa de simulação foi corretamente validado ou não. Os dados de saída de 8 programas norte-americanos e europeus são listados para que se possa fazer uma análise comparativa. A norma deixa a cargo do usuário concluir se o programa testado apresenta resultados coerentes ou não. Para a interpretação dos dados, a norma recomenda a análise da magnitude de cada dado de saída individualmente, além da análise da magnitude e sentido (positivo ou negativo) das diferenças obtidas entre pares de casos simulados.

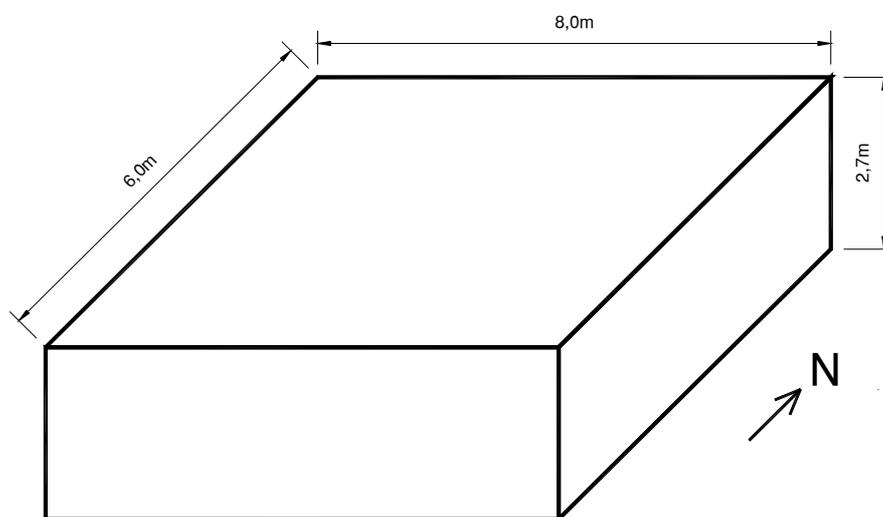
#### 3.8.2 Método HVAC BESTEST

NEYMARK e JUDKOFF (2002) apresentam um procedimento de verificação analítica e comparativa para identificação de erros ou falhas na representação do desempenho de sistemas de condicionamento de ar em programas de simulação energética. Chamado de HVAC BESTEST, o método consiste em uma série de testes em regime permanente usando um sistema de condicionamento de ar de expansão direta cuidadosamente especificado em uma edificação com envelope altamente simplificado e praticamente adiabático (sem troca de calor com o ambiente externo).

O HVAC BESTEST possui ao todo 14 casos em que são variados: ganhos de calor interno sensível e latente, temperatura de controle de resfriamento e temperatura de bulbo seco externa (mantida constante nos arquivos climáticos fornecidos). As variações de cada parâmetro buscam isolar o efeito de cada variável no desempenho do sistema de condicionamento de ar de maneira que todas as situações de funcionamento sejam testadas: carga parcial, fator de calor sensível, serpentina seca versus serpentina úmida e a condição padrão adotada pela ARI (*Air-conditioning and Refrigeration Institute*) para avaliar o desempenho de condicionadores de ar.

### 3.8.2.1 Modelo geométrico adotado

O modelo geométrico do ambiente simulado (Figura 8) continua sendo o mesmo da ASHRAE Standard 140, porém sem janelas e com elevado isolamento térmico no envoltório. As paredes e a cobertura são constituídas por um isolante térmico hipotético de condutividade igual a  $0,010 \text{ W/m.K}$  e espessura de  $1,0 \text{ m}$ . O modelo é considerado supostamente “flutuando”, sem contato com o solo, ou seja, o piso está em contato com o ar externo, mas não recebe radiação solar.



**Figura 8. Modelo geométrico adotado no HVAC BESTEST**

### 3.8.2.2 Dados climáticos adotados

O HVAC BESTEST utiliza 4 arquivos climáticos com dados horários de 3 meses (janeiro, fevereiro e março), sendo que a temperatura de bulbo seco e a temperatura de ponto de orvalho apresentam valores constantes em cada arquivo climático, simulando uma condição de uma edificação com envelope praticamente adiabático. Todas as demais variáveis ambientais são as mesmas para cada arquivo climático. Neste sentido, são fornecidas 4 condições de clima diferentes:

- a) temperatura externa igual a 29,4°C e umidade relativa igual a 39%;
- b) temperatura externa igual a 35,0°C e umidade relativa igual a 28%;
- c) temperatura externa igual a 40,6°C e umidade relativa igual a 21%;
- d) temperatura externa igual a 46,1°C e umidade relativa igual a 16%;

Um resumo das características dos arquivos climáticos é apresentado no Anexo D deste trabalho.

### 3.8.2.3 Casos simulados

A Tabela 7 lista os 14 casos do método HVAC BESTEST. Para a simulação destes casos na metodologia desenvolvida, algumas alterações tiveram que ser feitas na proposta inicial do método, tais como a modelagem do ventilador externo (condensador) separado do ventilador interno (evaporador) e o ajuste das curvas do sistema de condicionamento de ar de acordo com o desempenho do sistema proposto no HVAC BESTEST. Os dados de desempenho do climatizador, adotado na validação são apresentados no Anexo E deste trabalho.

Os primeiros 5 casos (E100 a E140) possuem apenas carga sensível no ambiente e os casos E150 a E195 simulam a condição de “serpentina úmida”, no qual o sistema de condicionamento de ar necessita retirar carga latente do ambiente climatizado. O último caso simula o equipamento de condicionamento de ar nas condições ARI (*Air Conditioning and Refrigeration Institute*) para avaliação do desempenho de climatizadores.

**Tabela 7. Casos simulados no HVAC BESTEST (NEYMARK e JUDKOFF, 2002).**

Caso	Características da zona			Clima	Observações
	Ganhos internos (W)		Temp. controle		
	Sensível	Latente	EDB (°C)	ODB(°C)	
<i>Casos com carga sensível apenas</i>					
E100	5400	0	22,2	46,1	Caso base. Alta PLR.
E110	5400	0	22,2	29,4	Alta PLR. Testa baixa ODB versus E100.
E120	5400	0	26,7	29,4	Alta PLR. Testa alta EDB versus E110. Testa interação entre ODB e EDB versus E100.
E130	270	0	22,2	46,1	Baixa PLR versus E100.
E140	270	0	22,2	29,4	Testa ODB em baixa PLR versus E130. Testa PLR em baixa ODB versus E110.
<i>Casos com carga latente e sensível</i>					
E150	5400	1100	22,2	29,4	Alta PLR. Alta SHR. Testa carga latente versus E110.
E160	5400	1100	26,7	29,4	Alta PLR. Alta SHR. Testa EDB versus E150.
E165	5400	1100	23,3	40,6	Alta PLR. Alta SHR. Testa a interação entre ODB e EDB com a carga latente versus E160.
E170	2100	1100	22,2	29,4	Média PLR. Média SHR. Testa baixa carga sensível versus E150.
E180	2100	4400	22,2	29,4	Alta PLR. Baixa SHR. Testa SHR versus E150. Testa alta carga latente versus E170.
E185	2100	4400	22,2	46,1	Alta PLR. Baixa SHR. Testa ODB versus E180.
E190	270	550	22,2	29,4	Baixa PLR. Baixa SHR. Testa baixa PLR em SHR constante versus E180. Testa carga latente em baixa PLR versus E140.
E195	270	550	22,2	46,1	Baixa PLR. Baixa SHR. Testa ODB em baixa PLR e SHR versus E190. Testa baixa PLR em SHR constante versus E185. Testa carga latente em baixa PLR versus E130.
<i>Teste nas condições ARI</i>					
E200	6.120	1.817	26,7	35,0	Teste na temperatura interna de bulbo úmido definida pela ARI, em carga máxima sensível e latente.

Abreviações:

PLR = Part Load Ration = Fração de Carga Parcial;

ODB = outdoor drybulb temperature = temperatura de bulbo seco externa;

EDB = entering drybulb temperature = temperatura de bulbo seco na entrada do evaporador;

SHR = Sensible Heat Ratio = Fração de Calor Sensível;

ARI = Air Conditioning and Refrigeration Institute.

#### 3.8.2.4 Dados de saída analisados

A simulação de cada caso é desenvolvida para o período de 3 meses, de acordo com as informações disponíveis nos arquivos climáticos adotados. Os dados de saída analisados são retirados apenas do segundo mês simulado (fevereiro). O primeiro mês (janeiro) é considerado apenas como um período de inicialização, e o terceiro mês (março) está presente nos arquivos climáticos porque um dos programas de simulação testados no HVAC BESTEST exigia dados adicionais para a simulação de um período de dois meses. Os resultados analisados incluem:

- a) consumo de energia elétrica do compressor e dos ventiladores, em kWh;
- b) carga térmica sensível e latente no ambiente, em kWh;
- c) carga térmica sensível e latente na serpentina, em kWh;
- d) eficiência do condicionador de ar (COP – *Coefficient of Performance*);
- e) temperatura interna e conteúdo de umidade do ambiente simulado.

#### 3.8.2.5 Critérios de validação

Assim como na ASHRAE Standard 140, o método HVAC BESTEST também não apresenta critérios específicos para determinação de que um programa de simulação foi corretamente validado ou não. Porém, o usuário deveria considerar que as soluções analíticas, apresentadas na documentação do método (NEYMARK e JUDKOFF, 2002), representam os padrões de solução com grande probabilidade de estarem corretos.

Além das soluções analíticas, o HVAC BESTEST também apresenta resultados de outros programas testados.

# **CAPÍTULO 4**

## **RESULTADOS**

## 4.1 INTRODUÇÃO

Este capítulo apresenta os resultados da validação do programa desenvolvido nesta dissertação, aplicando-se o método BESTEST, adotado na ASHRAE Standard 140 (ASHRAE, 2001b) e o método HVAC BESTEST (NEYMARK e JUDKOFF, 2002). Os valores obtidos com a simulação dos modelos propostos nas metodologias de validação são comparados com os resultados apresentados por outros programas de simulação energética e que são listados na documentação de cada metodologia. Nos gráficos comparativos dos dados de saída, o algoritmo desenvolvido neste trabalho foi denominado como “Teste”.

## 4.2 Método BESTEST (ASHRAE Standard 140)

Inicialmente são apresentados os resultados obtidos com as simulações dos 4 casos com paredes leves (série 600) propostos no método BESTEST (ASHRAE, 2001b). Em seguida, é feita a análise dos resultados obtidos para os 4 casos com paredes pesadas (série 900).

### 4.2.1 Casos com paredes leves

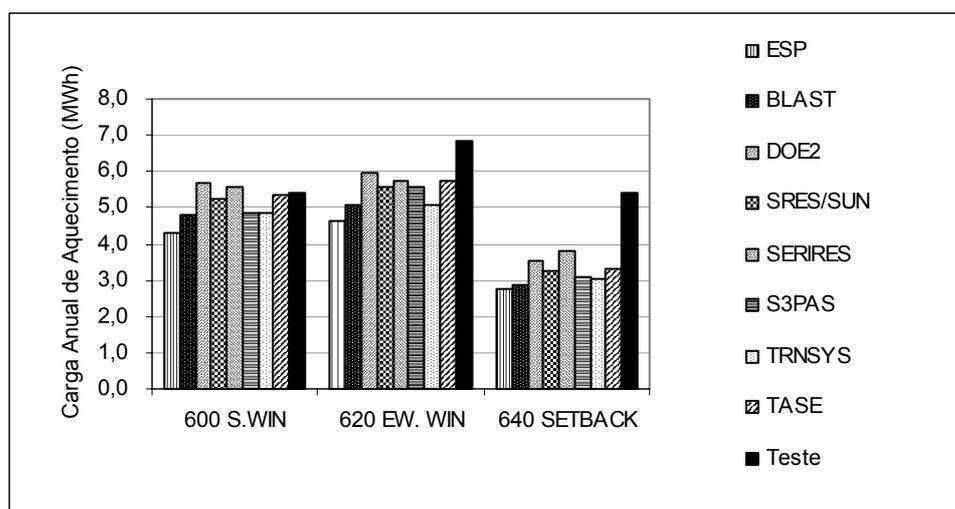
A Figura 9 apresenta a carga anual de aquecimento estimada para os casos com paredes leves. O caso 650 não aparece no gráfico porque possui o sistema de aquecimento desligado em período integral.

A simulação do caso 600 no programa Teste apresentou um resultado dentro da faixa de valores simulados pelos demais programas listados no BESTEST.

O caso 620 apresentou uma carga anual de aquecimento 15% superior ao valor mais alto (DOE2) entre os demais programas. Este caso possui 6 m<sup>2</sup> de área de janela nas fachadas leste e oeste, ao invés de 12 m<sup>2</sup> de janela na fachada sul, como no caso 600. O grande aumento na carga de aquecimento do caso 600 para o caso 620 indica que o programa pode estar subestimando o ganho de calor por radiação solar direta através de janelas. Enquanto os outros programas apresentam diferenças entre 0,138 e 0,682 MWh na carga anual de aquecimento do caso 620 para o caso 600, no programa Teste essa diferença foi de 1,458 MWh.

Como o programa Teste utiliza apenas dois dias típicos por mês para o cálculo da carga térmica, a redução da temperatura de controle do aquecimento nas 7 primeiras horas do dia não resultou em uma redução significativa na carga anual de aquecimento (caso 640 apresentado na Figura 9). Nos outros programas, essa redução ficou entre 1,545 e 2,166 MWh, enquanto que no programa Teste a diferença obtida entre os casos 640 e 600 foi de apenas 0,007 MWh.

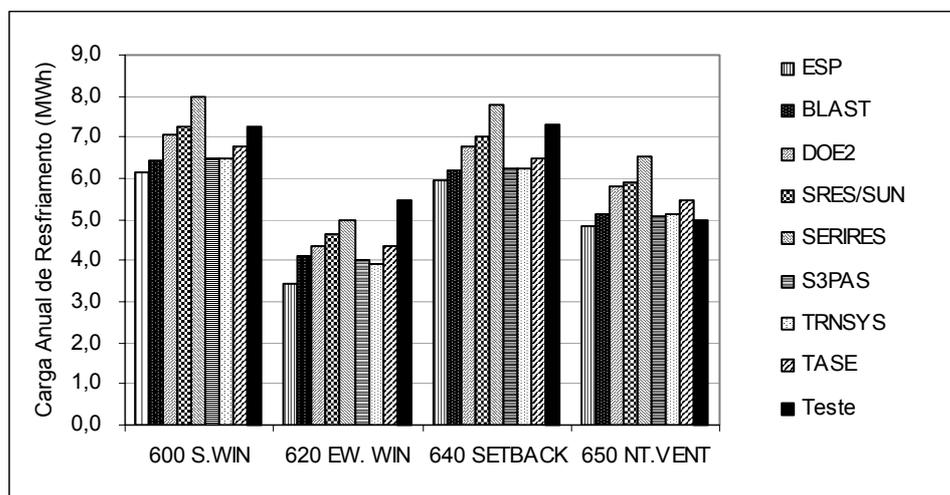
Esse comportamento ocorre devido às iterações utilizadas para resolver os cálculos do método dos fatores de resposta (TFM), que são repetidas sobre o mesmo padrão diário de temperatura e radiação solar, pois são utilizados apenas dois dias típicos por mês. O cálculo da carga térmica é feito individualmente para cada dia típico e para os demais dias do mês os valores de carga térmica são interpolados entre esses dois dias. Conseqüentemente, a carga térmica da hora 24 acaba influenciando a carga térmica da hora 1 do mesmo dia e não de um dia subsequente, que provavelmente teria outro padrão de variáveis climáticas.



**Figura 9. Carga anual de aquecimento para os casos com paredes leves (MWh).**

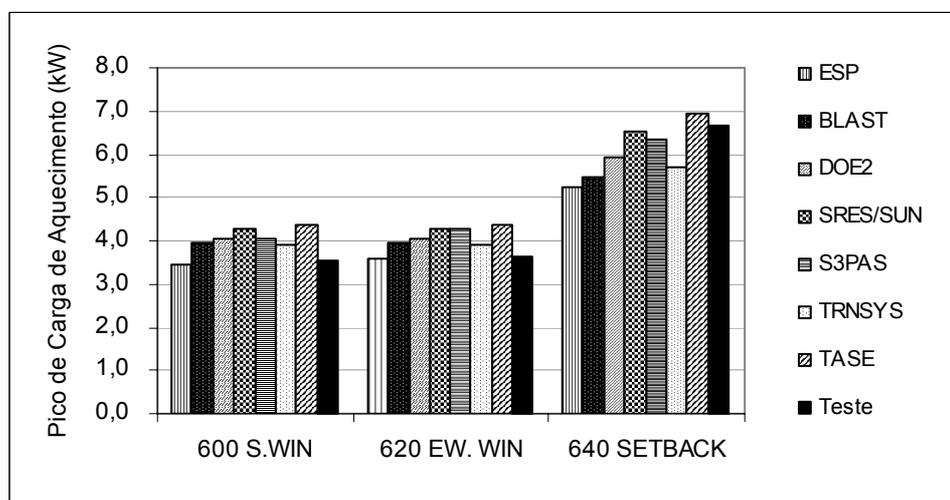
A carga anual de resfriamento estimada pelo programa Teste para os 4 casos simulados esteve dentro do intervalo de resultados apresentados pelos demais programas listados no BESTEST (Figura 10), com exceção do caso 620 (janelas nas fachadas leste e oeste), que apresentou um valor 10% superior ao resultado máximo, referente ao programa SERIRES.

Para os programas listados no BESTEST, a diferença na carga anual de resfriamento entre os casos 620 e 600 foi de  $-2,341$  a  $-2,960$  MWh, enquanto que no programa Teste essa diferença foi de  $-1,768$  MWh.



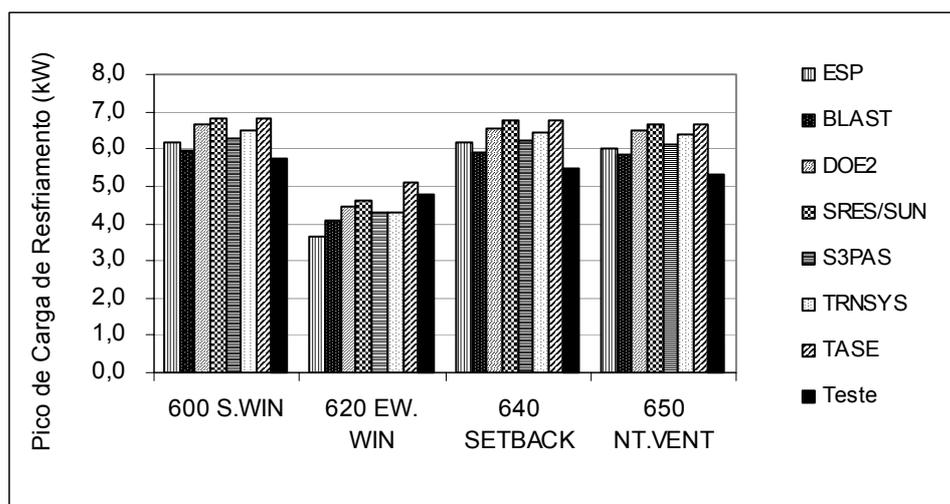
**Figura 10. Carga anual de resfriamento para os casos com paredes leves (MWh).**

A Figura 11 apresenta o pico de carga de aquecimento para os casos com paredes leves. Para os 4 casos simulados, os valores estimados pelo programa ficaram dentro da faixa de resultados apresentados pelos demais programas listados no BESTEST.



**Figura 11. Pico de carga de aquecimento para os casos com paredes leves (kW).**

A Figura 12 apresenta os picos de carga de resfriamento para os 4 casos com paredes leves. Os casos 600, 640 e 650 apresentaram valores inferiores ao menor valor estimado pelos programas listados no BESTEST, porém essas diferenças não ultrapassaram 10%.



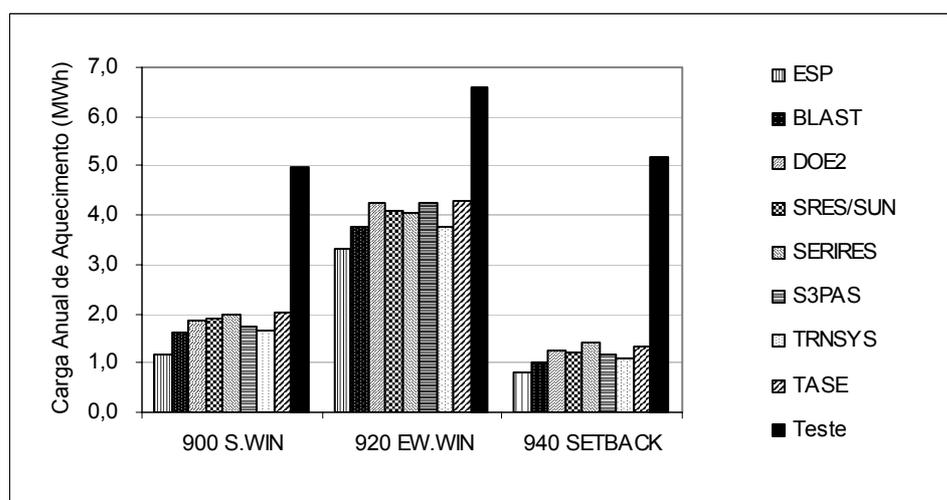
**Figura 12. Pico de carga de resfriamento para os casos com paredes leves (kW).**

Observa-se que o algoritmo desenvolvido neste trabalho (programa Teste) consegue representar bem os picos de carga de aquecimento e resfriamento, pois utiliza os valores médios das temperaturas máximas e mínimas mensais para gerar o padrão de temperatura dos dois dias extremos de carga térmica em cada mês do ano. Porém, na composição da carga térmica anual, a utilização desses dois dias típicos, com interpolação linear entre eles para o cálculo da carga térmica para os demais dias do mês, pode não representar bem o comportamento variável do padrão de temperatura e radiação solar global que ocorre em um mês real. Essa fragilidade do modelo foi melhor identificada na simulação dos casos com paredes pesadas, apresentados a seguir.

#### 4.2.2 Casos com paredes pesadas

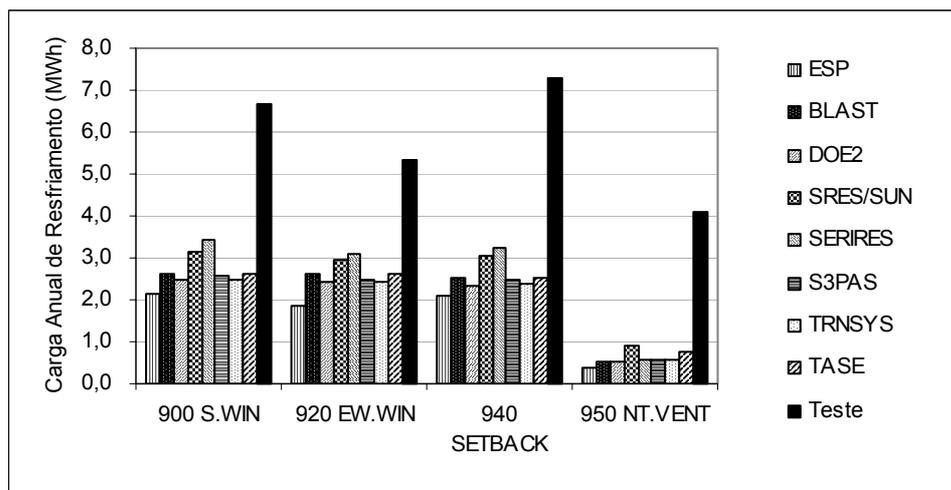
Na simulação dos 4 casos com paredes pesadas de acordo com o método BESTEST (ASHRAE, 2001b), notou-se uma fragilidade do programa Teste em representar a influência da inércia térmica na carga anual de aquecimento e resfriamento.

A Figura 13 mostra a carga anual de aquecimento para os casos simulados. Os resultados obtidos com o programa analisado foram 153% (caso 920) a 367% (caso 940) superiores ao máximo verificado entre os programas apresentados no BESTEST. Enquanto que nos demais programas a redução na carga térmica de aquecimento com a adoção de paredes pesadas (diferença entre a carga do caso 600 para o caso 900) foi de 3,126 a 3,837 MWh; no programa Teste essa redução foi de apenas 0,412 MWh.



**Figura 13. Carga anual de aquecimento para os casos com paredes pesadas (MWh).**

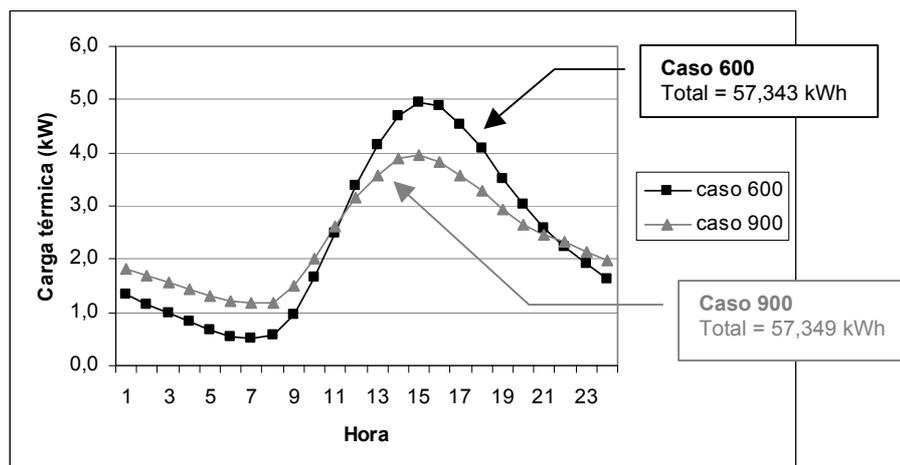
A Figura 14 mostra a carga anual de resfriamento, com o programa Teste apresentando resultados entre 172% (caso 920) e 446% (caso 950) superiores aos máximos verificados entre os programas listados no BESTEST. Enquanto que nos demais programas a redução na carga térmica de resfriamento com a adoção de paredes pesadas (diferença entre a carga do caso 600 para o caso 900) foi de 3,833 a 4,624 MWh; no programa Teste essa redução foi de apenas 0,602 MWh.



**Figura 14. Carga anual de resfriamento para os casos com paredes pesadas (MWh).**

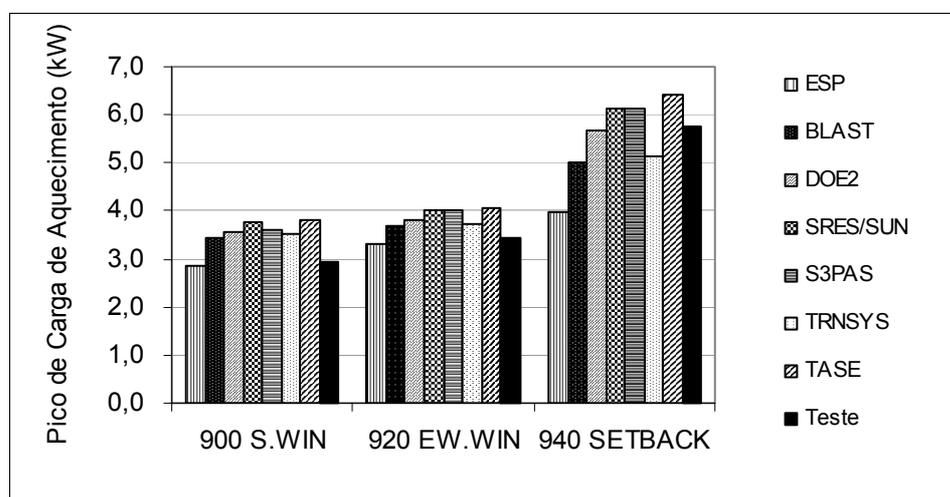
Essas diferenças significativas, detectadas nas cargas anuais entre o programa Teste e os demais programas, podem ser atribuídas ao fato do programa utilizar apenas dois dias típicos para a estimativa das cargas térmicas mensais. A fragilidade do algoritmo neste sentido já havia sido detectada na simulação dos casos com paredes leves, quando se reduziu a temperatura de controle de aquecimento nas primeiras horas do dia, do caso 600 para o caso 640.

Para compreender melhor o problema, a Figura 15 apresenta o perfil de carga térmica de resfriamento para o mês de julho obtido para os casos 600 e 900. Nota-se que o pico de carga é atenuado de um caso para o outro. Enquanto que no caso 600 o pico de carga foi de 4,961 kW, no caso 900 o pico foi de 3,973 kW. Porém a área abaixo de cada curva é a mesma, ou seja, a carga térmica integralizada em um dia, tanto para o caso com paredes leves quanto para o caso com paredes pesadas é praticamente a mesma. No perfil apresentado na Figura 15, a carga total no caso 600 é de 57,343 kWh e no caso 900 é de 57,349 kWh.



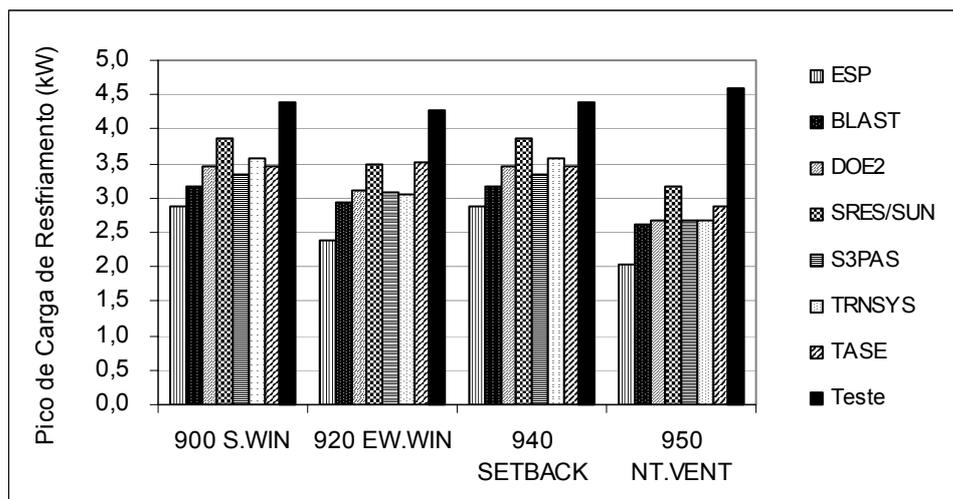
**Figura 15. Diferença entre o perfil de carga térmica de resfriamento entre o caso base com paredes leves (caso 600) e paredes pesadas (caso 900).**

Os picos de carga térmica de aquecimento para os casos com paredes pesadas são apresentados na Figura 16. O programa Teste apresentou resultados dentro do intervalo de valores fornecidos pelos demais programas listados no BESTEST.



**Figura 16. Pico de carga de aquecimento para os casos com paredes pesadas (kW).**

A Figura 17 apresenta os picos de carga térmica de resfriamento para os casos com paredes pesadas, na qual são observados valores até 45% mais altos (caso 950) do que o máximo entre os demais programas.

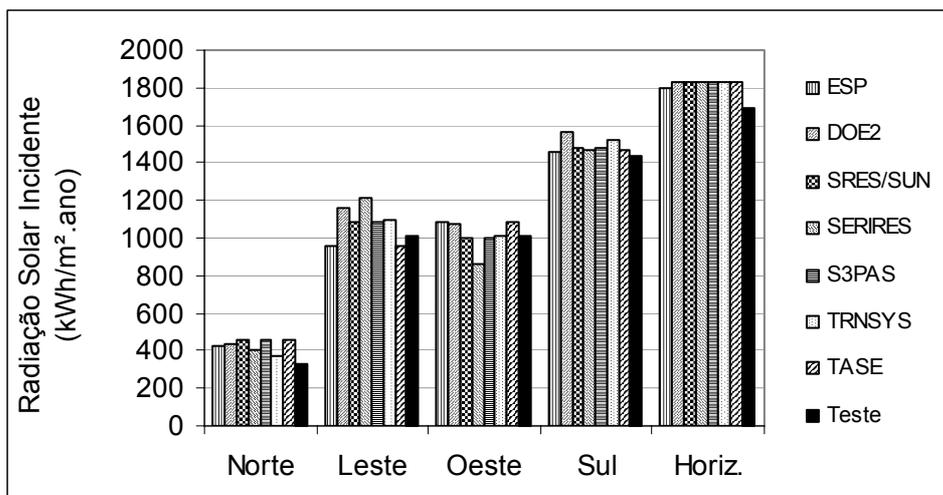


**Figura 17. Pico de carga de resfriamento para os casos com paredes pesadas (kW).**

Como esperado, a alta massa térmica das paredes provocou atenuação no pico de aquecimento e resfriamento (Figura 16 e Figura 17). Porém, a carga total computada para os casos com paredes leves e paredes pesadas é praticamente a mesma (Figura 13 e Figura 14). As diferenças encontradas nos casos com alta massa térmica poderiam ser minimizadas pela adoção de mais de dois dias típicos por mês. Provavelmente, a geração de dias intermediários entre os dois dias típicos, mesmo por interpolação linear, pode amenizar o efeito provocado pela aplicação das cargas térmicas sobre o mesmo dia típico. Adicionalmente, os climas brasileiros (onde o programa será utilizado) são menos severos do que o clima seco e frio de Denver (Colorado, Estados Unidos), adotado na ASHRAE Standard 140 (ASHRAE, 2001b). O programa em análise não representou bem a influência da massa térmica para esse clima, mas pode apresentar melhores resultados em um clima com menores variações de temperatura de um dia para o outro, como no Brasil.

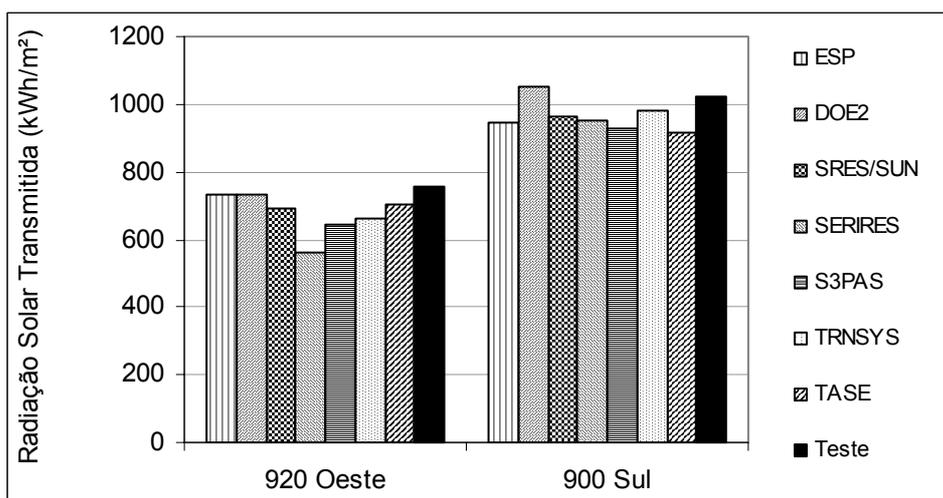
#### 4.2.3 Radiação solar

A metodologia usada para estimar a radiação solar incidente em cada superfície dos modelos simulados apresentou bons resultados em comparação aos valores estimados pelos outros programas listados no método BESTEST, conforme pode ser observado na Figura 18.



**Figura 18. Radiação solar incidente por ano (kWh/m²).**

A radiação solar transmitida através das janelas também foi bem estimada pelo programa, estando dentro da faixa de resultados apresentados pelos outros programas testados no BESTEST. A Figura 19 apresenta os valores estimados para uma janela na fachada oeste (caso 620 ou 920) e para uma janela na fachada sul (caso 600 ou 900).



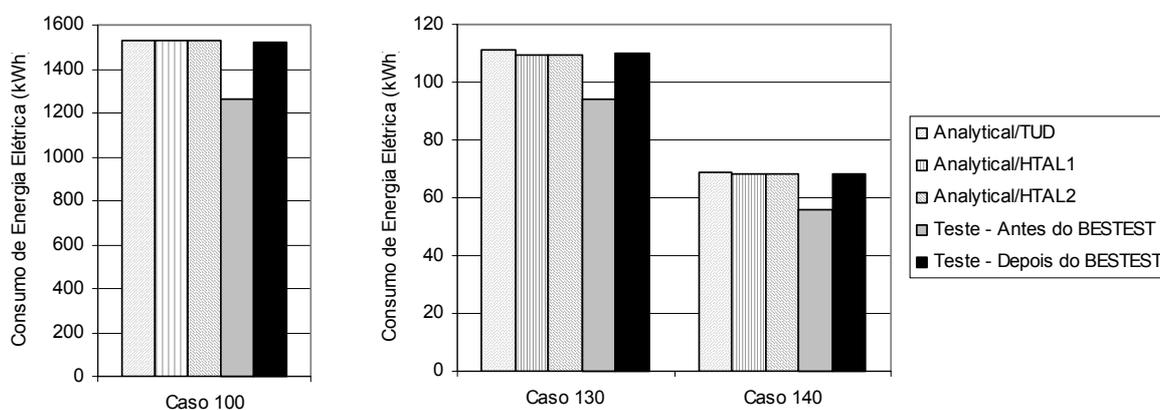
**Figura 19. Radiação solar transmitida por ano (kWh/m²).**

### 4.3 Método HVAC BESTEST

Para simular os casos de acordo com o HVAC BESTEST, algumas adaptações tiveram que ser efetuadas no programa desenvolvido, como a modelagem do ventilador externo (condensador) separado do ventilador interno (evaporador) do condicionador de ar; e o ajuste das curvas de desempenho do sistema de condicionamento de ar para representar o modelo fornecido no método de validação.

As primeiras simulações dos casos apresentados no HVAC BESTEST apresentaram resultados diferentes dos demais programas e das soluções analíticas listadas na metodologia de validação. A análise dos resultados obtidos permitiu a identificação e correção de falhas no algoritmo de cálculo do consumo de energia do condicionador de ar.

A Figura 20 mostra os resultados obtidos no programa testado para os 3 primeiros casos simulados de acordo com o HVAC BESTEST. O gráfico apresenta os resultados obtidos antes de efetuar as correções no programa e depois de corrigir as falhas detectadas através da metodologia de validação.



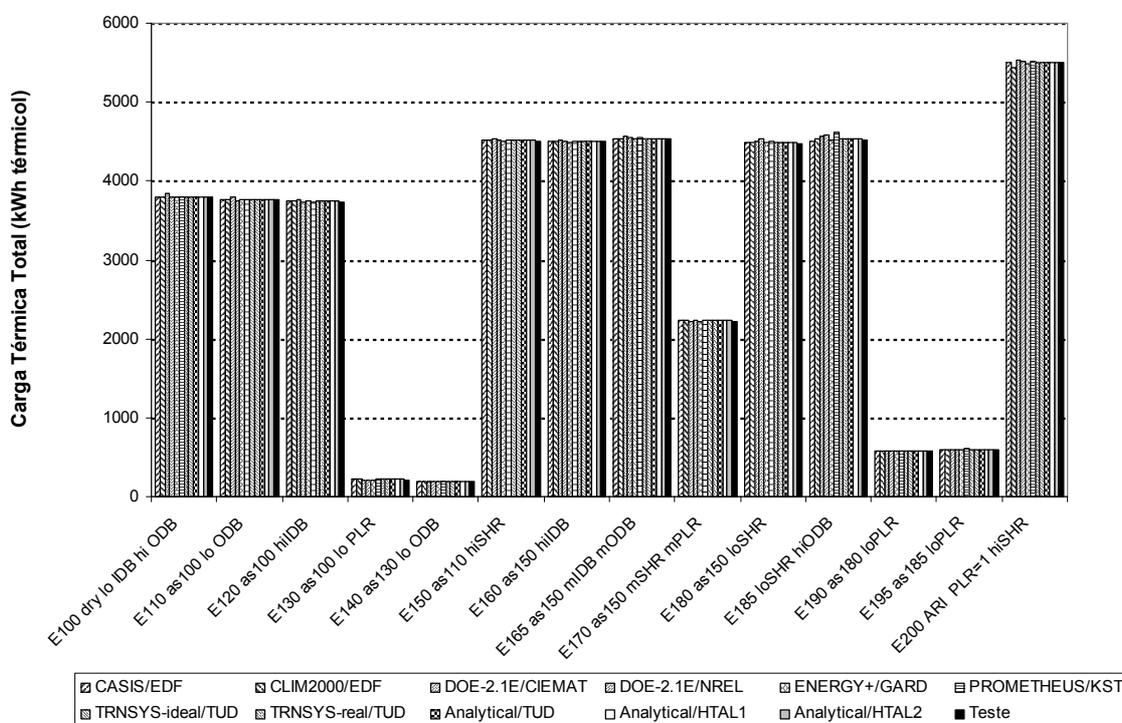
**Figura 20. Resultados obtidos para os primeiros casos simulados no HVAC BESTEST, antes e depois das correções no algoritmo.**

Entre os problemas corrigidos no programa Teste cita-se:

a) a conversão de algumas variáveis numéricas de precisão simples para dupla precisão;

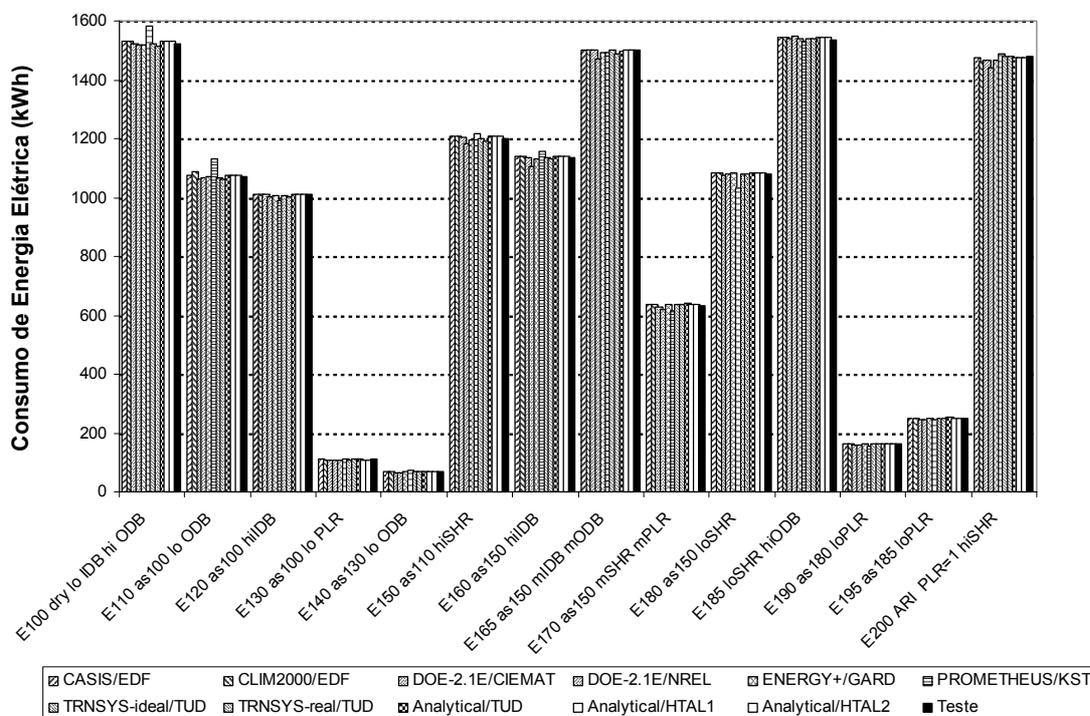
- b) a correção do algoritmo que ajusta o coeficiente de performance do condicionador de ar (COP) em função da carga parcial;
- c) a correção do algoritmo incluindo-se a carga térmica gerada pelo ventilador na carga térmica total da zona climatizada;
- e) a influência da condição de carga parcial no consumo dos ventiladores interno e externo.

Após a correção desses itens, os demais casos foram simulados, obtendo-se bons resultados. A Figura 21 apresenta a carga térmica total estimada para os casos do HVAC BESTEST simulados no programa desenvolvido e nos demais programas da metodologia de validação, além das soluções analíticas disponíveis na documentação da metodologia. As diferenças obtidas ficaram entre -1,8% e 0%. Os casos que apresentaram as maiores diferenças foram aqueles com carga parcial mais baixa, casos E130 e E140, ambos com -1,8% entre o valor estimado e a média das soluções analíticas.



**Figura 21. Carga térmica total dos 14 casos simulados no HVAC BESTEST.**

A Figura 22 apresenta os resultados finais de consumo de energia elétrica dos 14 casos da metodologia de validação simulados no programa Teste e dos demais programas e soluções analíticas listadas no HVAC BESTEST. As diferenças percentuais absolutas entre o programa Teste e as soluções analíticas ficaram entre 0,1% e 0,7% para os casos sem carga latente na zona (casos 100 a 140) e entre 0,0% e 1,3% para os casos com carga latente (casos 150 a 200). Esses valores são inferiores aos máximos verificados nos demais programas: 6% para os casos sem carga latente na zona e 3% para os casos com carga latente; indicando que a metodologia desenvolvida nesta dissertação consegue uma boa representação do consumo anual em condicionamento de ar.



**Figura 22. Consumo de energia elétrica dos 14 casos simulados no HVAC BESTEST.**

De modo geral, os resultados dos programas listados no HVAC BESTEST não apresentam grandes diferenças entre si. Por se tratar de um modelo de edificação quase adiabática, com poucas trocas de calor com o ambiente externo, os programas apresentaram praticamente os mesmos valores de carga térmica estimada.

O alto grau de detalhamento do desempenho do condicionador de ar adotado na metodologia contribui para a identificação de falhas no algoritmo de cada programa a ser testado, o que proporciona resultados muito próximos entre todos as ferramentas de simulação.

O Anexo F deste trabalho apresenta os demais gráficos com dados de saída solicitados no método HVAC BESTEST para validação do programa de simulação.

# **CAPÍTULO 5**

## **CONCLUSÕES**

## 5.1 CONCLUSÕES GERAIS

O algoritmo desenvolvido foi testado de acordo com duas metodologias de validação, abrangendo a capacidade do programa representar a influência do envelope na carga térmica da edificação e a influência das condições de funcionamento do sistema de condicionamento de ar no seu consumo.

Uma das principais etapas do trabalho foi o desenvolvimento de um método para a determinação de dias típicos que representam o perfil de temperatura de cada cidade, para cada mês do ano, dispensando-se o uso de arquivos climáticos com dados horários. A partir das informações disponíveis nas Normais Climatológicas, para 206 estações meteorológicas brasileiras, é estimado o desvio padrão para as temperaturas mínimas e máximas mensais. Estatisticamente são determinados: o dia de pico e o dia com as temperaturas mais baixas de cada mês. O cálculo da carga térmica e do consumo de energia elétrica de edificações é feito partir do uso desses dois dias típicos, ao invés de dados horários de temperatura.

Na validação do programa através do método BESTEST (ASHRAE Standard 140) obteve-se bons resultados para os modelos de edificação com paredes leves. A simulação de casos com envoltório de alta densidade (paredes pesadas) revelou uma fragilidade do programa na representação da influência da inércia térmica nas cargas anuais de aquecimento e resfriamento. A maior diferença entre o valor estimado pelo programa e os valores apresentados no método de validação foi de 446% na carga de resfriamento para um caso com paredes pesadas e ventilação noturna.

Este comportamento deve estar ocorrendo devido à utilização de apenas dois dias típicos por mês no cálculo da carga térmica da zona climatizada. Isso significa que as iterações para a determinação da carga térmica através do método dos fatores de resposta são desenvolvidas sobre o mesmo padrão diário de temperatura e radiação solar. Desta forma, a carga térmica da hora 24 irá afetar a carga térmica da hora 1 do mesmo dia e não de um dia subsequente, com comportamento climático diferente. Adicionalmente, o arquivo climático utilizado no BESTEST representa um clima muito severo (desértico), diferente do encontrado no Brasil, onde o programa será aplicado. Espera-se obter resultados melhores para os casos com alta massa térmica em climas brasileiros.

O modelo do sistema de condicionamento de ar foi testado através do método HVAC BESTEST. A simulação dos casos sugeridos pelo método permitiu a identificação e correção de falhas no algoritmo do programa. A diferença máxima obtida entre o consumo de energia elétrica estimado pela versão final do programa e o consumo apresentado como solução analítica na metodologia de validação foi de apenas 1,3%.

A metodologia desenvolvida poderia ser usada para a análise térmica e estimativa de consumo anual de energia elétrica de edificações não residenciais em 206 localidades brasileiras, incluindo 188 cidades que não possuem dados climáticos horários disponíveis. A partir dos dois dias típicos mensais poderiam ser estimados dias intermediários para representar a variação do clima no decorrer de cada mês do ano. Dessa forma, pode-se gerar arquivos climáticos com dados para as 8760 horas do ano em formatos compatíveis para o uso em ferramentas de simulação horária.

## 5.2 SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

A metodologia para criação dos dias típicos mensais pode ser adaptada para gerar arquivos de dados horários, que poderiam ser utilizados por outras ferramentas de simulação, cobrindo a deficiência de arquivos climáticos brasileiros compatíveis com programas de simulação horária. A validade desses arquivos poderia ser testada através dos mesmos métodos de validação adotados neste trabalho e através da comparação dos dados horários gerados para cidades que já possuem arquivos TRY (*Test Reference Year*), por exemplo.

A metodologia de validação adotada neste trabalho poderia ser aplicada em outras ferramentas de simulação em uso no Brasil, tais como DOE-2.1E, VisualDOE e EnergyPlus, utilizando-se arquivos climáticos nacionais. Os resultados obtidos poderiam ser agrupados em uma base de dados que serviria de parâmetro para a avaliação de novas ferramentas de simulação que venham a ser desenvolvidas ou introduzidas no país.

Alguns recursos podem ser incluídos ao programa desenvolvido neste trabalho, visando ampliar o campo de aplicação e permitir sua distribuição para uso profissional. O modelo de edificações com várias zonas térmicas e pavimentos, além da modelagem de outros sistemas de condicionamento de ar, incluindo expansão indireta, são algumas das implementações sugeridas. Implementado esses recursos, o desenvolvimento de uma interface gráfica para o programa seria fundamental para o uso do algoritmo como ferramenta de análise energética de edificações.

**REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

AL-HOMOUD, M. S. Computer-aided building energy analysis techniques. **Building and Environment**, [S.l.]: Elsevier, v. 36, p. 421-433, 2001.

ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **Handbook of Fundamentals, 1997**. Atlanta, 1997.

\_\_\_\_\_. **ANSI/ASHRAE Standard 140-2001**: Standard method of test for the evaluation of building energy analysis computer programs. Atlanta, 2001b. 91 p.

\_\_\_\_\_. **Handbook of Fundamentals, 2001**. Atlanta, 2001a.

BRASIL. Decreto-lei nº 3.330, de 6 de janeiro de 2000. Dispõe sobre a redução do consumo de energia elétrica em prédios públicos da Administração Pública Federal, e dá outras providências. **Diário Oficial da República Federativa do Brasil**, Brasília, 7 jan 2000, Seção 1, p. 26, v. 138, n. 5.

\_\_\_\_\_. Ministério de Minas e Energia. **Balço Energético Nacional**. Brasília, DF, 2000. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br>>. Acesso em: 20 nov. 2000.

\_\_\_\_\_. Decreto-lei nº 3.818, de 15 de maio de 2001. Dispõe sobre as medidas emergenciais de redução do consumo de energia elétrica no âmbito da Administração Pública Federal. **Diário Oficial [da] República Federativa do Brasil**, Brasília, DF, 16 maio 2001. Seção 1, p. 06, v. 139, n.94 – E.

CRAWLEY, D. B. et al. EnergyPlus: energy simulation program. **ASHRAE Journal**, Atlanta, v. 42, p. 49-56, 2000.

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

GOULART, S. V. G.; LAMBERTS, R; FIRMINO, S. **Dados climáticos de 14 cidades brasileiras para projeto e avaliação de sistemas de ar-condicionado**. Rio de Janeiro: Eletrobrás/Procel, 1998.

GRASSO, P. A. **Avaliação energética de um edifício comercial da cidade de Florianópolis**. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, dez. 1997.

HARRIS S. M.; McQUISTON, F.C. A study to categorize walls and roofs on the basis of thermal response. **ASHRAE Transactions**, Atlanta, p. 688-696, 1988.

HILL, J. E.; FURLONG, R. R. ASHRAE Cooling Load Calculation. **ASHRAE Journal**, Atlanta, p. 61-66, May 1973.

INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA – INMET. **Normais Climatológicas (1961/1990)**. Governo Federal, Ministério da Agricultura, Pecuária e Abastecimento, Brasília, DF, 1992. 84 p.

JENSEN, S. O. Validation of building energy validation program: a methodology. **Energy and Buildings**, [S.l.]: Elsevier, v. 22, p. 133-144, 1995.

JUDKOFF, R.; NEYMARK, J. The BESTEST Method for Evaluating and Diagnosing Building Energy Software. In: ACEEE SUMMER STUDY ON ENERGY EFFICIENCY IN BUILDINGS, 1998. **Proceedings...** Monterey – Califórnia (EUA), 1998. v.5, p. 175-190.

LAMBERTS, R. et al. Retrofit Demonstration in Brazilian Commercial and Public Buildings. In: ACEEE SUMMER STUDY ON ENERGY EFFICIENCY IN BUILDINGS, 1998. **Proceedings...** Monterey - Califórnia (EUA), 1998. v. 5, p. 227-238

LAWRENCE BERKELEY LABORATORY; LOS ALAMOS NATIONAL LABORATORY. **DOE-2 Engineers Manual**. Version 2.1A, 1982. (LBL-11353), (LA-8520-M).

LAWRENCE BERKELEY LABORATORY; LOS ALAMOS NATIONAL LABORATORY. **DOE-2 Reference Manual**. Part I. Version 2.1A, 1980. (LBL-8706), (LA-7689-Mver. 2.1).

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

MITALAS, G. P. Transfer function method of calculating cooling loads, heat extraction and space temperature. **ASHRAE Transactions**, Atlanta, p. 52-57, Dec. 1972.

NEYMARK, J.; JUDKOFF, R. **International energy agency building energy simulation test and diagnostic method for heating, ventilating and air-conditioning equipment models (HVAC BESTEST):** Volume 1: Cases E100-E200. Technical Report: NREL/TP-550-30152. Golden, Colorado: International Energy Agency, National Renewable Energy Laboratory: Jan 2002.

PEDERSEN, C. O. et al. **Cooling and heating load calculation principles**. Atlanta: American Society of Heating, Refrigeratin and Air-Conditioning Engineers, Inc., 1998. 248 p.

PEDRINI, A. **Desenvolvimento de uma metodologia para calibração do programa DOE-2.1E**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Curso de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, jun. 1997.

SOWELL, E. F. Classification of 200,640 parametric zones for cooling load calculations. **ASHRAE Transactions**, Atlanta, v. 94, part 2, p. 754-777, 1988.

STRAND, R. K.; PEDERSEN, C. O.; CRAWLEY, D. Modularization and simulation techniques for heat balance based energy and load calculation programs: the experience of the ASHRAE loads toolkit and Energyplus. In: BUILDING SIMULATION, 7<sup>th</sup>, 2001, Rio de Janeiro. **Proceedings...** Rio de Janeiro: IBPSA-Brasil, 2001. p 43-50.

TIANZHEN HONG. et al. Building simulation: an overview of developments and information sources. **Building and Environment**, v. 35, p. 347-361, 2000.

WESTPHAL, F. S. **Estudo de melhoria na eficiência energética de um edifício comercial**: auditoria, simulação energética e análise econômica. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, dez. 1999. 119 p.

WINKELMANN, F. C. et al. **DOE-2 Supplement Version 2.1E**. LBL-34947. California: Lawrence Berkeley Laboratory, 1993.

# **ANEXO A**

## **COEFICIENTES RTF**

Tabela A.1. Fatores de peso (*Room Transfer Functions*): coeficiente  $w_1$ .

Circulação de ar <sup>1</sup> na sala	Tipo de envelope do ambiente <sup>2</sup>				
	Piso de Madeira 50 mm	Piso de Concreto 75 mm	Piso de Concreto 150 mm	Piso de Concreto 200 mm	Piso de Concreto 300 mm
	Massa específica por unidade de área (kg/m <sup>2</sup> )				
	<b>50</b>	<b>200</b>	<b>370</b>	<b>590</b>	<b>780</b>
Baixa	-0,88	-0,92	-0,95	-0,97	-0,98
Média	-0,84	-0,90	-0,94	-0,96	-0,97
Alta	-0,81	-0,88	-0,93	-0,95	-0,97
Muito alta	-0,77	-0,85	-0,92	-0,95	-0,97
	-0,73	-0,83	-0,91	-0,94	-0,96

<sup>1</sup> Circulação de ar:

*Baixa*: Mínimo requerido para tratar a carga térmica gerada por iluminação e ocupantes em um zona interna. Insuflamento de ar pelo piso, paredes ou difusor no forro. Espaço do forro não utilizado para retorno do ar, e  $h = 2,3 \text{ W/m}^2\text{.K}$  (onde  $h$  = coeficiente de convecção nas superfícies internas, usado para cálculo do  $w_1$ ).

*Média*: Insuflamento de ar pelo piso, paredes ou difusor no forro. Espaço do forro não utilizado para retorno do ar, e  $h = 3,4 \text{ W/m}^2\text{.K}$ .

*Alta*: Circulação do ar induzida por unidade de indução ou ventilador (*fan-coil*) na sala. Espaço do forro utilizado para retorno do ar, e  $h = 4.5 \text{ W/m}^2\text{.K}$ .

*Muito alta*: Alta circulação de ar na sala usada para minimizar gradientes de temperatura. Espaço do forro utilizado para retorno do ar, e  $h = 4.5 \text{ W/m}^2\text{.K}$ .

<sup>2</sup> Piso coberto por carpete; para um piso com acabamento cerâmico, selecionar o valor de  $w_1$  logo abaixo, na mesma coluna.

Fonte: ASHRAE (1997).

**Tabela A.2. Fatores de peso (*Room Transfer Functions*): coeficientes  $v_0$  e  $v_1$ .**

Componente de ganho de calor	Tipo de envelope do ambiente <sup>1</sup>	$v_0$	$v_1$	
		Adimensional		
Ganho de calor solar através de vidro sem proteção interna; ganho de calor radiante emitido por pessoas e equipamentos	Leve	0,224	$1+w_1-v_0$	
	Médio	0,197	$1+w_1-v_0$	
	Pesado	0,187	$1+w_1-v_0$	
Ganho de calor por condução através de paredes, coberturas, portas, janelas com venezianas ou persianas	Leve	0,703	$1+w_1-v_0$	
	Médio	0,681	$1+w_1-v_0$	
	Pesado	0,676	$1+w_1-v_0$	
Ganho de calor por convecção gerado por pessoas e equipamentos, e transmitido por ventilação e infiltração de ar	Leve	1,000	0,0	
	Médio	1,000	0,0	
	Pesado	1,000	0,0	
<b>Ganho de calor provocado pela iluminação artificial</b>				
Mobiliário	Insuflamento e retorno do ar	Tipo de luminária	$v_0$	$v_1$
Mobília pesada, sem carpete no piso	Baixa vazão de ar, insuflamento e retorno abaixo do forro	Embutida, não ventilada	0,450	$1+w_1-v_0$
Mobília comum, sem carpete no piso	Média a alta vazão de ar, insuflamento e retorno abaixo do forro	Embutida, não ventilada	0,550	$1+w_1-v_0$
Mobília comum, com ou sem carpete no piso	Média a alta vazão de ar, ou unidade de indução, ou fan-coil, insuflamento e retorno de ar abaixo ou através do forro, retorno de ar no pleno	Ventilada	0,650	$1+w_1-v_0$
Qualquer tipo de mobília, com ou sem carpete no piso	Retorno de ar por meio de dutos através das luminárias	Ventilada ou suspensa no caminho do fluxo de ar de retorno	0,750	$1+w_1-v_0$

<sup>1</sup> Os tipos de envelope correspondem a:

*Leve*: parede em painéis, piso de concreto de 5 cm de espessura, aproximadamente 146 kg de material por metro quadrado de área de piso.

*Médio*: parede de concreto de 10 cm, piso de concreto de 10 cm de espessura, aproximadamente 342 kg de material por metro quadrado de área de piso.

*Pesado*: parede de concreto de 15 cm, piso de concreto de 15 cm de espessura, aproximadamente 635 kg de material por metro quadrado de área de piso.

Fonte: ASHRAE (1997).

# **ANEXO B**

## **GANHO DE CALOR GERADO POR PESSOAS NO AMBIENTE**

**Tabela B.1. Ganho de calor provocado por pessoa em um ambiente interno, em função da atividade exercida.**

Atividade	Calor gerado (W)		Fração radiante do calor sensível	
	Sensível	Latente	Baixa Ventilação	Alta Ventilação
Sentado, trabalho leve	70	45	60%	27%
Atividade moderada, escritórios	75	55	58%	38%
De pé, trabalho leve; caminhando	75	55	58%	38%
Caminhando; de pé	75	70	58%	38%
Atividade sedentária	80	80	58%	38%
Trabalho em bancada	80	140	49%	35%
Trabalho leve em maquinaria	110	185	49%	35%
Atividade pesada	170	255	54%	19%
Trabalho pesado em maquinaria	185	285	54%	19%
Atividade esportiva	210	315	54%	19%

Fonte: ASHRAE (1997).

# **ANEXO C**

## **COMPONENTES CONSTRUTIVOS ADOTADOS NA ASHRAE STANDARD 140**

**Tabela C.1. Componentes construtivos adotados na ASHRAE Standard 140 – método BESTEST.**

<b>Parede Leve</b>						
<b>Elemento</b>	<b>Condutividade térmica (W/m.K)</b>	<b>Espessura (m)</b>	<b>Transmitância Térmica (W/m².K)</b>	<b>Resistência Térmica (m².K/W)</b>	<b>Densidade específica (kg/m³)</b>	<b>Calor específico (J/kg.K)</b>
Resistência Superficial Interna			8,290	0,121		
Acabamento interno	0,160	0,012	13,333	0,075	950	840
Manta de fibra de vidro	0,040	0,066	0,606	1,650	12	840
Acabamento de madeira	0,140	0,009	15,556	0,064	530	900
Resistência Superficial Externa			29,300	0,034		
<b>Total (ar-ar)</b>			<b>0,514</b>	<b>1,944</b>		
<b>Total (ar-sup.)</b>			<b>0,559</b>	<b>1,789</b>		
<b>Parede Pesada</b>						
<b>Elemento</b>	<b>Condutividade térmica (W/m.K)</b>	<b>Espessura (m)</b>	<b>Transmitância Térmica (W/m².K)</b>	<b>Resistência Térmica (m².K/W)</b>	<b>Densidade específica (kg/m³)</b>	<b>Calor específico (J/kg.K)</b>
Resistência Superficial Interna			8,290	0,121		
Bloco de concreto	0,510	0,100	5,100	0,196	1400	1000
Espuma isolante	0,040	0,062	0,651	1,537	10	1400
Acabamento de madeira	0,140	0,009	15,556	0,064	530	900
Resistência Superficial Externa			29,300	0,034		
<b>Total (ar-ar)</b>			<b>0,512</b>	<b>1,952</b>		
<b>Total (ar-sup.)</b>			<b>0,556</b>	<b>1,797</b>		
<b>Cobertura</b>						
<b>Elemento</b>	<b>Condutividade térmica (W/m.K)</b>	<b>Espessura (m)</b>	<b>Transmitância Térmica (W/m².K)</b>	<b>Resistência Térmica (m².K/W)</b>	<b>Densidade (kg/m³)</b>	<b>Calor específico (J/kg.K)</b>
Resistência Superficial Interna			8,290	0,121		
Acabamento interno	0,160	0,010	16,000	0,063	950	840
Manta de fibra de vidro	0,040	0,112	0,358	2,794	12	840
Assoalho de madeira	0,140	0,019	7,368	0,136	530	900
Resistência Superficial Externa			29,300	0,034		
<b>Total (ar-ar)</b>			<b>0,318</b>	<b>3,147</b>		
<b>Total (ar-sup.)</b>			<b>0,334</b>	<b>2,992</b>		

Nota: O mesmo tipo de cobertura é utilizado para os casos com paredes leves e paredes pesadas.

Fonte: ASHRAE (2001b).

# **ANEXO D**

## **CARACTERÍSTICAS DOS CLIMAS ADOTADOS NO HVAC BESTEST**

**Tabela D.1. Resumo dos arquivos climáticos utilizados no HVAC BESTEST.**

Tipo de Clima	Condições Artificiais	
Formato do Arquivo	TMY	
Latitude	25,8° Norte	
Longitude	80,3 °Oeste	
Altitude	2 m	
Meridiano Padrão de Longitude	5 (75° Oeste)	
Refletividade do Solo	0,2	
Localidade	Plano, desobstruído, localizada exatamente na estação meteorológica	
Temperatura de Ponto de Orvalho (constante)	14,0 °C	
Conteúdo de Umidade	0,010 kg <sub>umidade</sub> /kg <sub>ar seco</sub>	
Velocidade Média dos Ventos (3 meses)	4,4 m/s	
Velocidade Máxima dos Ventos (3 meses)	12,4 m/s	
Radiação Solar Global no Plano Horizontal (total em 3 meses)	1.354 MJ/m <sup>2</sup>	
Radiação Solar Direta Normal (total em 3 meses)	1.350 MJ/m <sup>2</sup>	
Radiação Solar Direta no Plano Horizontal (total em 3 meses)	817 MJ/m <sup>2</sup>	
Radiação Solar Difusa no Plano Horizontal (total em 3 meses)	536 MJ/m <sup>2</sup>	
<b>Dados que variam entre os arquivos climáticos</b>	<b>Temperatura de Bulbo Seco (constante)</b>	<b>Umidade Relativa do Ar</b>
HVBT294.TMY	29,4 (°C)	39%
HVBT294.TMY	35,0 (°C)	28%
HVBT294.TMY	40,6 (°C)	21%
HVBT294.TMY	46,1 (°C)	16%

Fonte: NEYMARK e JUDKOFF (2002).

# **ANEXO E**

**DADOS DE DESEMPENHO DO CLIMATIZADOR  
ADOTADO NO HVAC BESTEST**

**Tabela E.1. Dados de desempenho do climatizador modelado no método de validação HVAC BESTEST.**

ODB (°C)	EDB (°C)	Capacidade Total (kW)	Capacidade sensível (kW)					Potência compressor (kW)	Ponto orvalho (°C)
			Temperatura de entrada (EDB, °C)						
			22,2	23,3	24,4	25,6	26,7		
29,4	15,0	7,19	6,21	6,77	7,18	7,38	7,56	1,62	8,9
29,4	17,2	7,78	5,16	5,71	6,27	6,80	7,35	1,66	11,1
29,4	19,4	8,42	4,01	4,57	5,13	5,65	6,21	1,71	13,4
29,4	21,7	9,06	2,87	3,40	3,96	4,48	5,04	1,76	15,8
32,2	15,0	7,01	6,12	6,68	7,03	7,21	7,41	1,69	9,1
32,2	17,2	7,57	5,10	5,63	6,18	6,71	7,27	1,74	11,3
32,2	19,4	8,19	3,93	4,48	5,04	5,57	6,12	1,79	13,6
32,2	21,7	8,80	2,75	3,31	3,87	4,39	4,95	1,84	15,9
35,0	15,0	6,81	6,07	6,59	6,89	7,06	7,24	1,77	9,3
35,0	17,2	7,37	5,01	5,54	6,09	6,62	7,18	1,81	11,4
35,0	19,4	7,95	3,84	4,39	4,95	5,48	6,04	1,86	13,8
35,0	21,7	8,57	2,67	3,22	3,75	4,31	4,86	1,91	16,2
37,8	15,0	6,63	5,98	6,53	6,71	6,89	7,06	1,85	9,4
37,8	17,2	7,16	4,92	5,45	6,01	6,53	7,06	1,89	11,6
37,8	19,4	7,72	3,75	4,31	4,83	5,39	5,95	1,94	13,9
37,8	21,7	8,27	2,58	3,14	3,66	4,22	4,75	1,98	16,3
40,6	15,0	6,43	5,89	6,39	6,53	6,71	6,89	1,94	9,6
40,6	17,2	6,93	4,83	5,36	5,92	6,45	6,89	1,98	11,8
40,6	19,4	7,45	3,66	4,22	4,75	5,30	5,83	2,02	14,2
40,6	21,7	8,01	2,49	3,02	3,57	4,13	4,66	2,06	16,6
46,1	15,0	6,02	5,71	6,04	6,21	6,36	6,50	2,11	10,0
46,1	17,2	6,49	4,66	5,19	5,74	6,27	6,50	2,14	12,2
46,1	19,4	6,98	3,49	4,04	4,57	5,13	5,65	2,18	14,6
46,1	21,7	7,48	2,31	2,84	3,40	3,93	4,48	2,21	16,9

Fonte: NEYMARK e JUDKOFF (2002).

# **ANEXO F**

## **RESULTADOS DA VALIDAÇÃO DO ALGORITMO NO MÉTODO HVAC BESTEST**

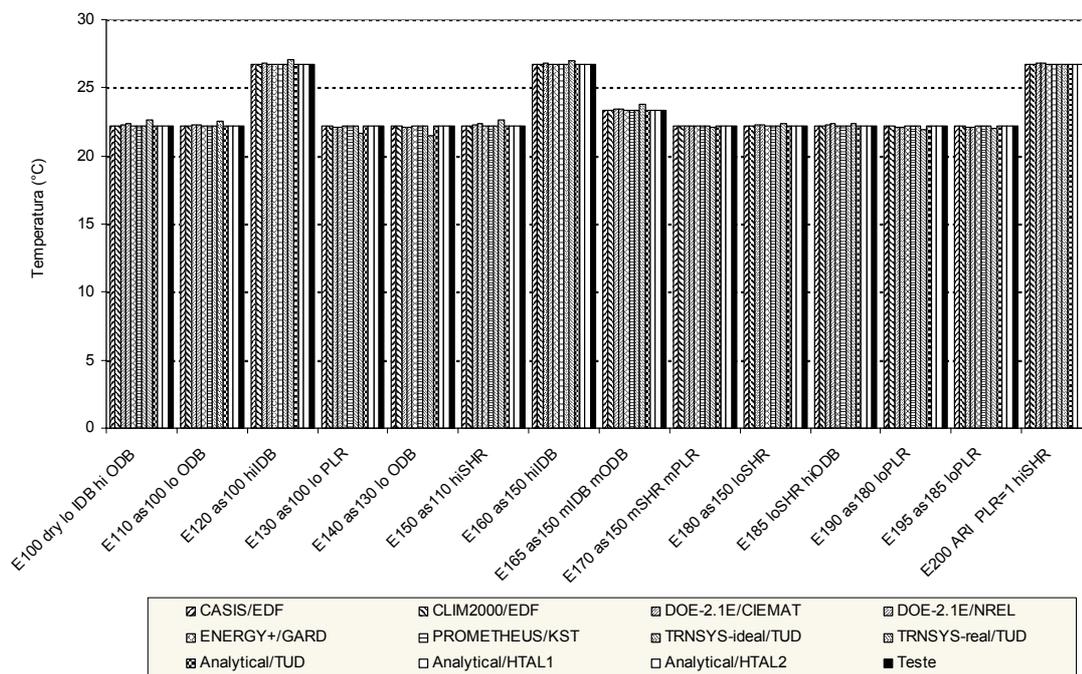


Figura F.1. Temperatura média interna.

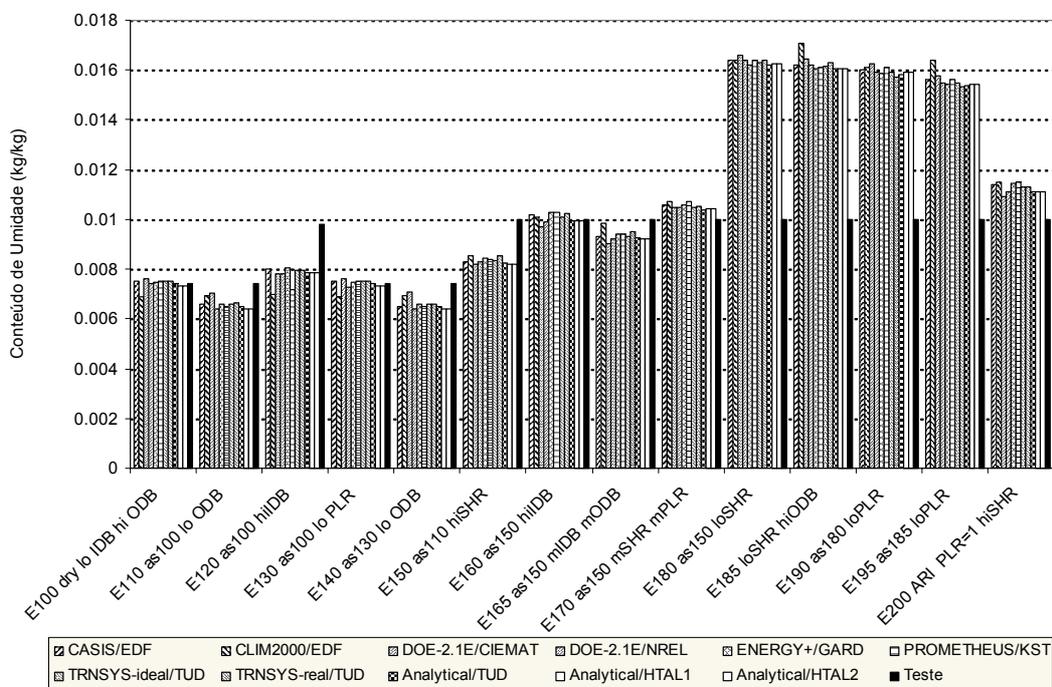


Figura F.2. Conteúdo de umidade médio interno.

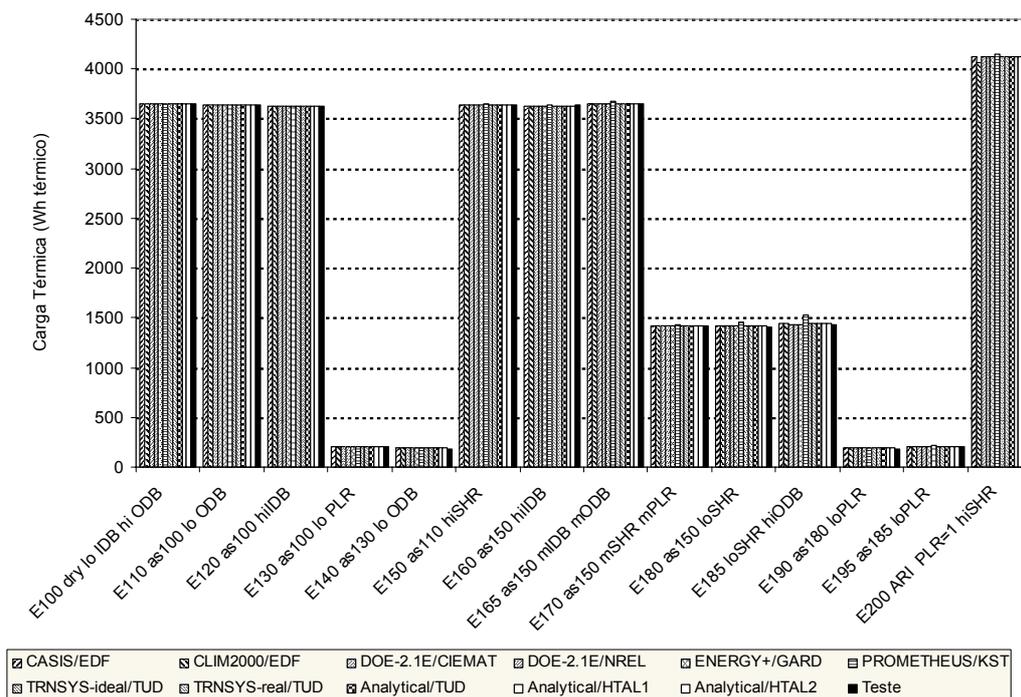


Figura F.3. Carga térmica sensível na zona.

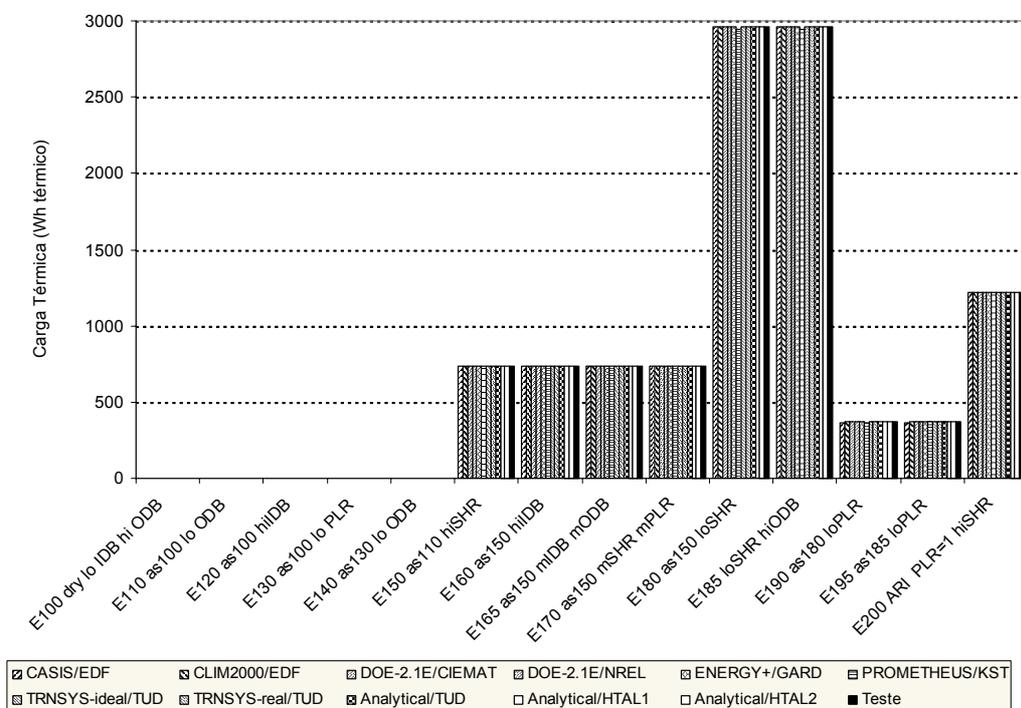


Figura F.4. Carga térmica latente na zona.

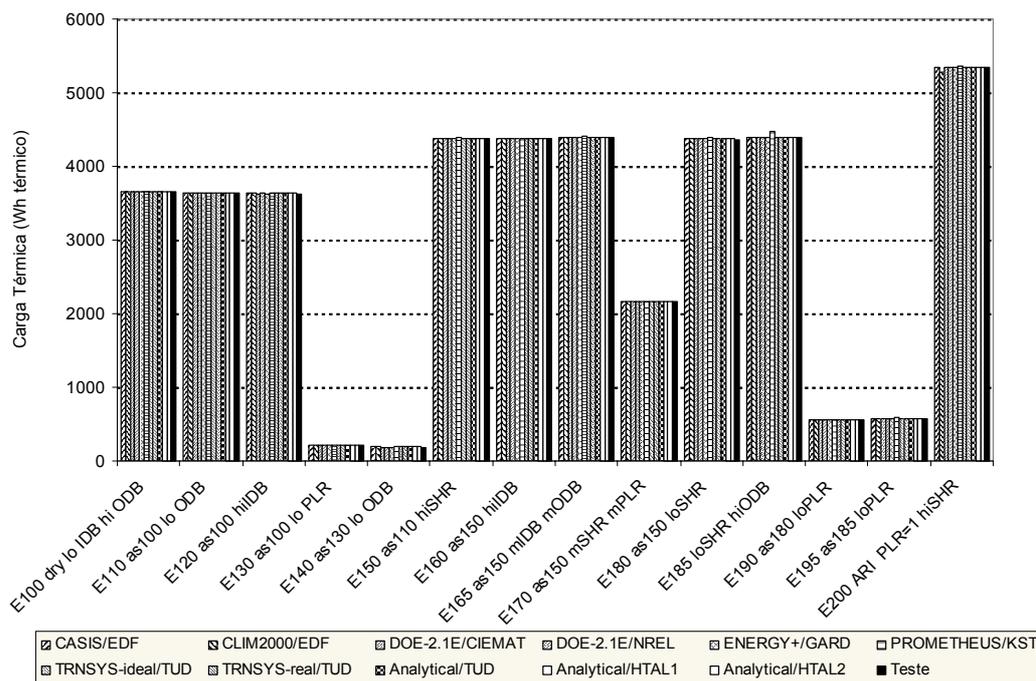


Figura F.5. Carga térmica total na zona.

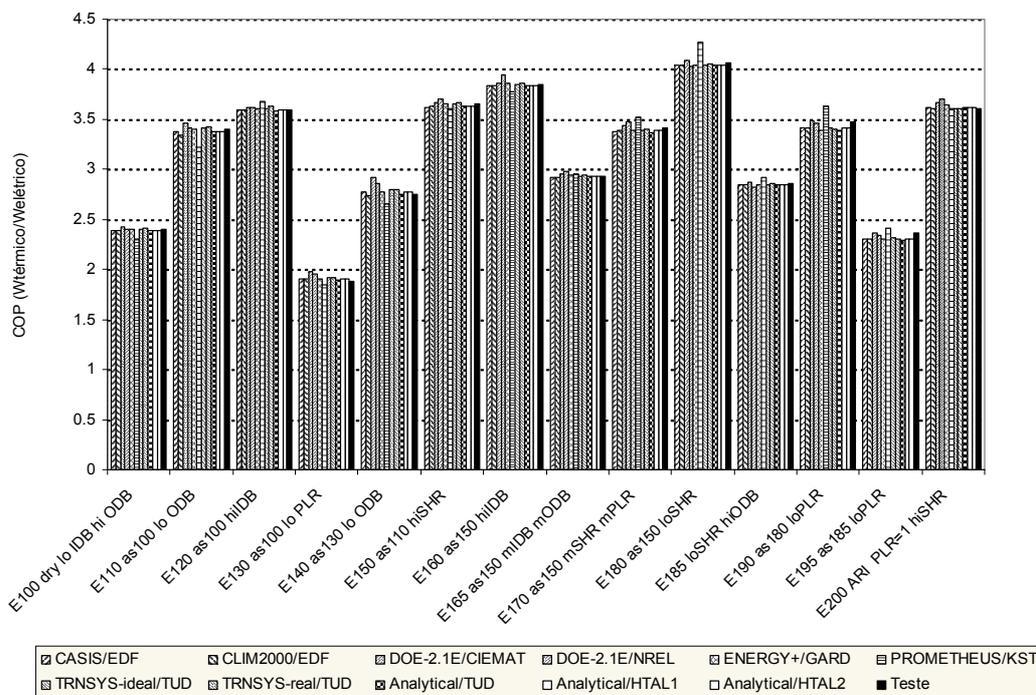


Figura F.6. Eficiência do climatizador (COP – Coefficient of Performance).

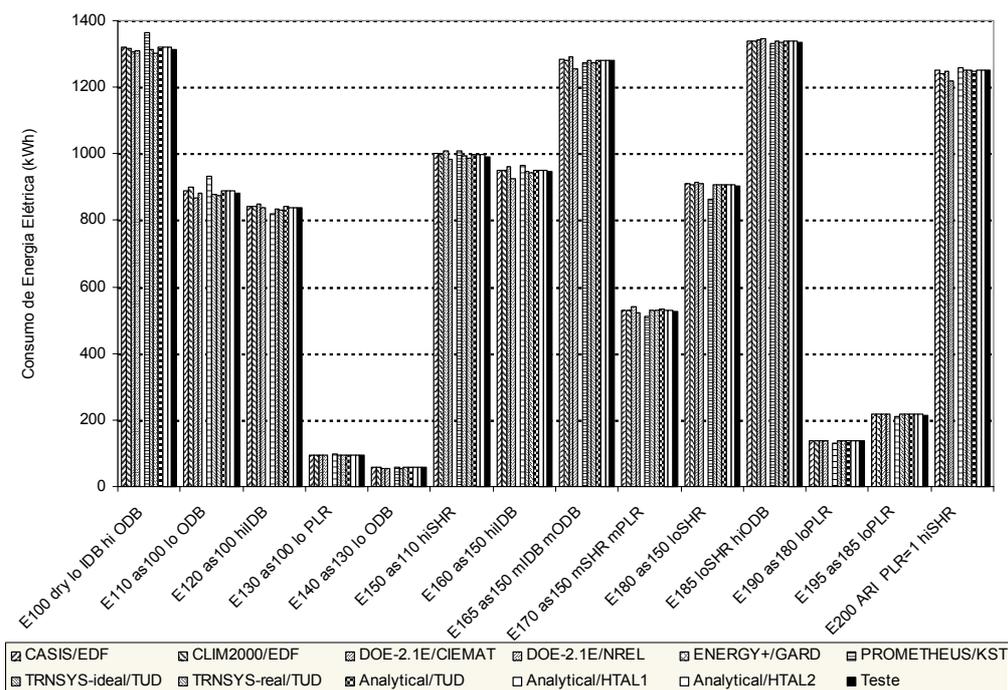


Figura F.7. Consumo de energia elétrica do compressor.

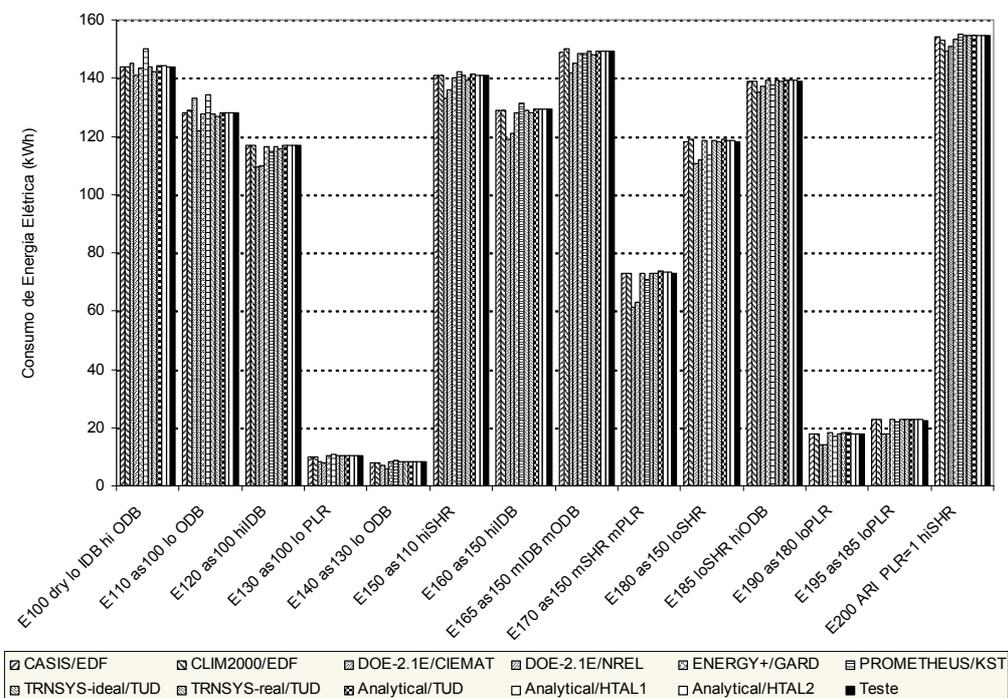


Figura F.8. Consumo de energia elétrica do ventilador interno.

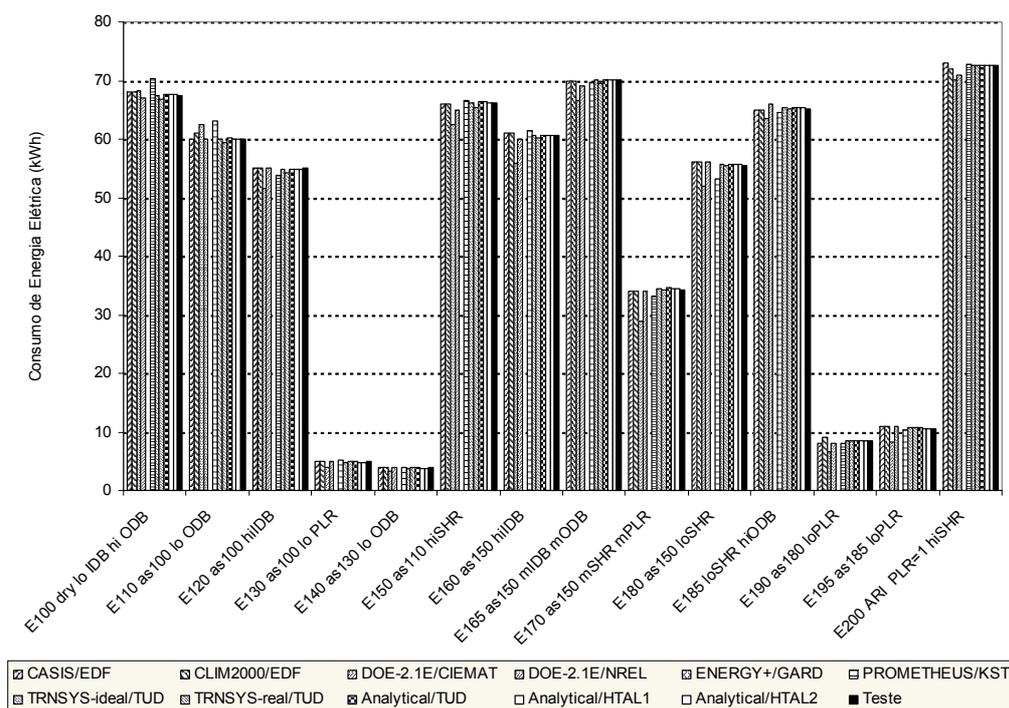


Figura F.9. Consumo de energia elétrica do ventilador externo.

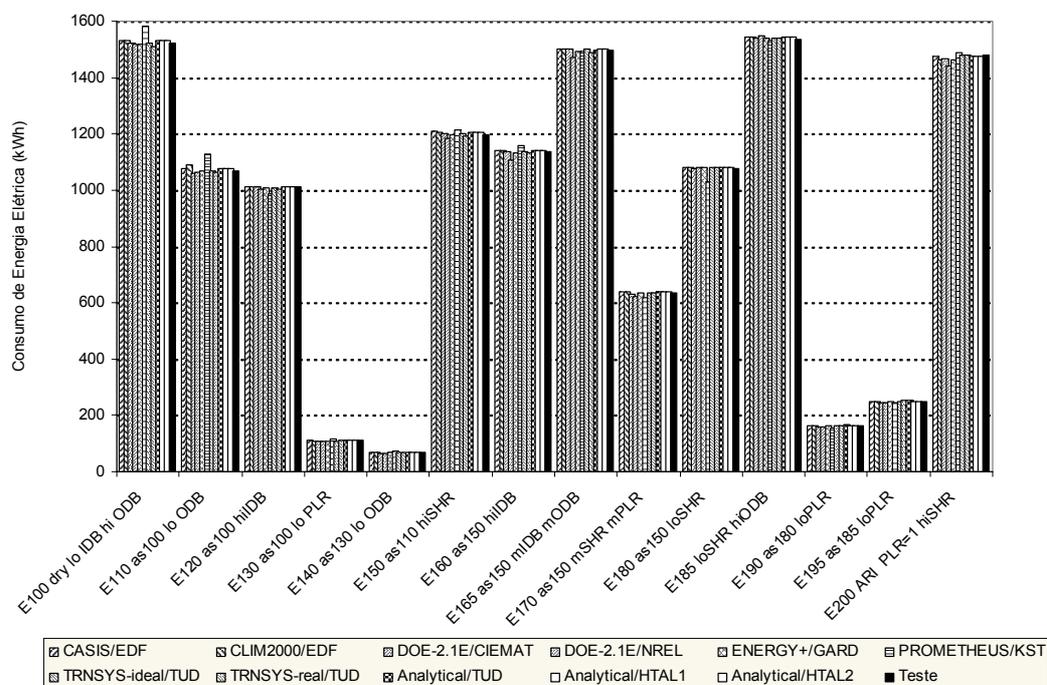


Figura F.10. Consumo total de energia elétrica.

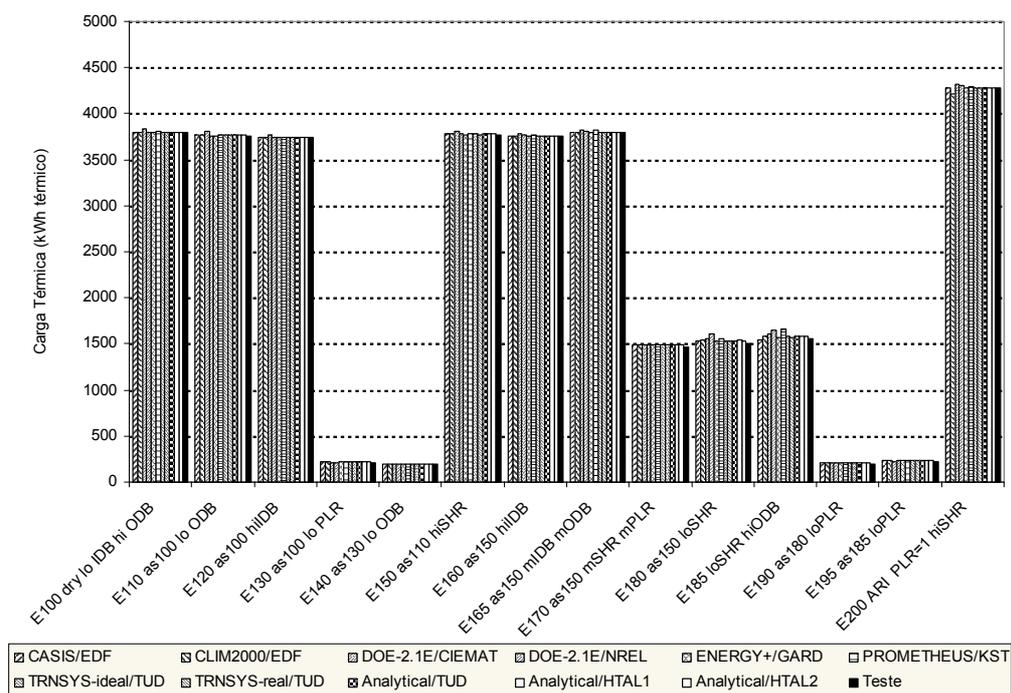


Figura F.11. Carga térmica sensível na serpentina

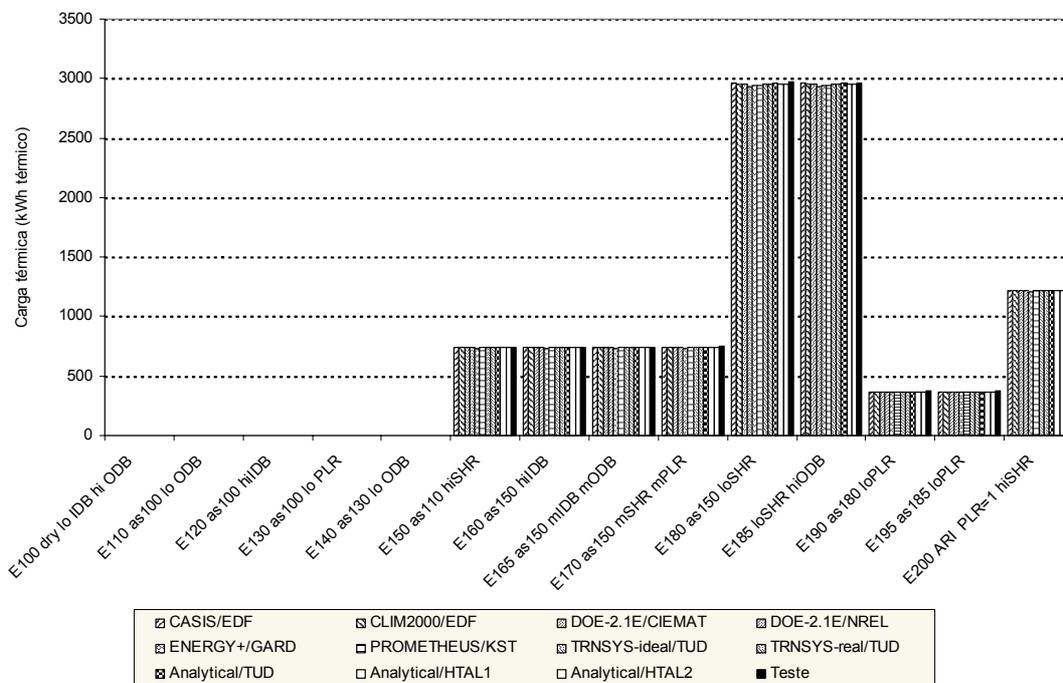


Figura F.12. Carga térmica latente na serpentina

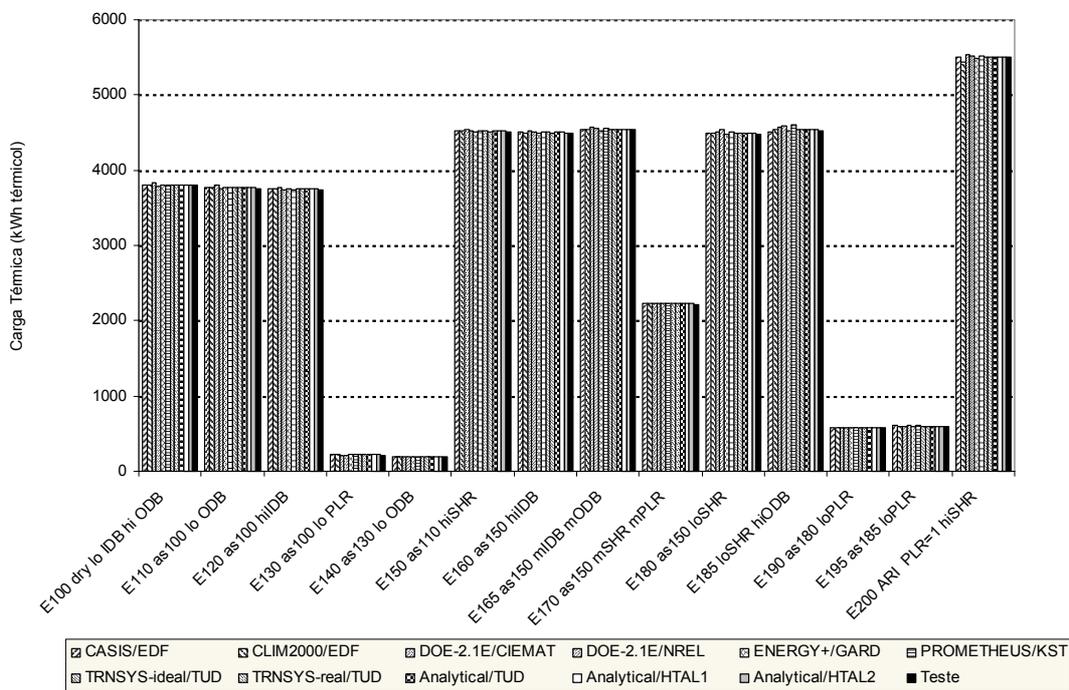


Figura F.13. Carga térmica total na serpentina.