

**MEDIÇÃO EM CAMPO DO COEFICIENTE DE EFICIÊNCIA
ENERGÉTICA (EER) DE CONDICIONADORES DE AR
DOMÉSTICOS**

ANASTÁCIO DA SILVA JUNIOR

*Dissertação apresentada ao Curso de Pós-Graduação em Engenharia Civil da
Universidade Federal de Santa Catarina, para obtenção do título de*

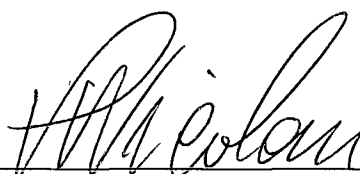
MESTRE EM ENGENHARIA

Orientador : Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr.

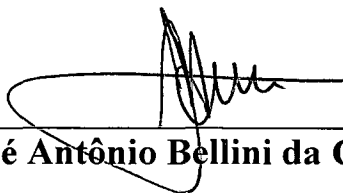
**Florianópolis
1998**

FOLHA DE APROVAÇÃO

Dissertação defendida e aprovada em 07/08 /98, pela comissão examinadora.



Prof. Vicente de Paulo Nicolau, Dr. – Orientador – Moderador.



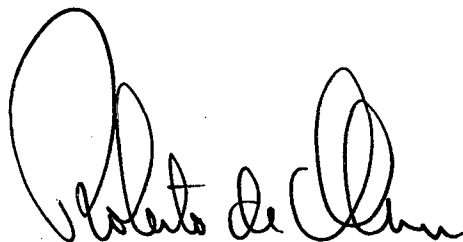
Prof. José Antônio Bellini da Cunha Neto, Dr.



Prof. Roberto Lamberts, Ph. D.



Prof. Nathan Mendes, Dr. Eng.



Prof. Roberto de Oliveira, Ph. D.– Coordenador de CPGEC

*Assim implorei e a inteligência me foi dada,
supliquei e o espírito da Sabedoria veio a mim.
Eu a preferi aos cetros e tronos,
e avaliei a riqueza como um nada ao lado da Sabedoria.
Não comparei a ela a pedra preciosa,
porque todo o ouro ao lado dela é apenas um pouco de areia,
e porque a prata diante dela será tida como lama.
Eu a amei mais que a saúde e a beleza,
e gozei mais dela do que da claridade do sol,
porque a claridade que dela emana jamais se extingue.
Com ela me vieram todos os bens,
e nas suas mãos inumeráveis riquezas.*

**LIVRO DA SABEDORIA 7, 7-11
BÍBLIA SAGRADA**

*Dedico este trabalho as mulheres da minha vida,
Silvana e Ana Carolina, esposa e filha,
por seu amor e dedicação nessa difícil caminhada.*

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Vicente, por sua competente orientação, amizade e infinita paciência, tornando possível a realização deste trabalho.

Ao Prof. Bellini, por estar sempre pronto a ajudar, contribuir com seu conhecimento técnico e “emprestar” os condicionadores de ar do LMPT.

Ao Prof. e grande amigo Rogério Vilain, que iniciou e terminou seu mestrado comigo, no mesmo laboratório, por seu companheirismo e por compartilhar os bons e maus momentos.

Ao Prof. Joaquim M. Gonçalves, por sua amizade, grande ajuda na realização dos créditos e preparação da apresentação.

Aos colegas do LMPT, Saulo, Aldomar, Nathan, Jesué, Celso, Rodrigo H., Claudia, Rodrigo P. (por seus desenhos), André, Luís Orlando, Matsuo, Vargas, Auro, Balen, Liang, Damiani, Anderson, Itamar, Paghi, Walter, pela sua grande amizade, agradável companhia, ajuda e inesquecíveis churrascos.

Ao Núcleo de Refrigeração e Ar Condicionado da Escola Técnica Federal de Santa Catarina - Unidade Descentralizada de São José, pelo incentivo à capacitação de seus docentes e por ceder seus equipamentos de medição para a realização dos experimentos.

Aos colegas da UNED/SJ, pelo companheirismo demonstrado nestes anos de convivência.

À empresa Multibrás-Consul, pela realização das medições em seu calorímetro, especialmente aos Engenheiros Marco E. Marques e Luiz Henrique M. Neves e ao Técnico Pascásio Feuser.

Aos meus pais, Nazareno e Madalena, meus irmãos, Ricardo, Sandra e Maytê, pela maravilhosa família que formam e a quem devo tudo em minha vida.

Ao AVAI F.C., time mais vezes campeão de Santa Catarina, pelas inúmeras alegrias dadas a sua grande torcida.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE TABELAS	iii
LISTA DE QUADROS	v
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	vi
LISTA DE SÍMBOLOS	vii
RESUMO	x
ABSTRACT	xi
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 IMPORTÂNCIA DO TEMA.....	2
1.2 NORMAS EXISTENTES.....	7
1.3 OBJETO DE ESTUDO.....	9
2 BALANÇO DE ENERGIA E DE MASSA	11
3 MEDIÇÕES BÁSICAS	15
3.1 SELEÇÃO DOS INSTRUMENTOS.....	15
3.2 TEMPERATURAS.....	16
3.2.1 Temperatura de bulbo seco (TBS)	16
3.2.2 Instrumentos para medição de TBS.....	17
3.2.3 Temperatura de bulbo úmido (TBU)	18
3.2.4 Instrumentos para medição de TBU.....	19
3.2.5 Calibração dos termômetros.....	20
3.3 POTÊNCIA ELÉTRICA.....	23

3.4 VELOCIDADE.....	23
3.4.1 Calibração dos anemômetros.....	26
4 METODOLOGIA.....	32
4.1 OBTENÇÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA (EER) EM CALORÍMETRO.....	32
4.2 MÉTODOS DE MEDIÇÃO DE VELOCIDADE, TBU E TBS EM CAMPO.....	34
4.2.1 Medição inicial de vazão e temperaturas posicionando os sensores diretamente na grelha de insuflamento.....	35
4.2.2 Medição de vazão e temperaturas com um duto na grelha de insuflamento.....	38
4.2.3 Medição de vazão e temperaturas com um duto com divisões internas na grelha de insuflamento.....	41
4.3 PROCEDIMENTO DE MEDIÇÃO E CÁLCULO.....	44
4.3.1 Pontos de medição das variáveis.....	45
4.4 CÁLCULO DAS CARACTERÍSTICAS DO CONDICIONADOR DE AR.....	49
5 VALIDAÇÃO DA METODOLOGIA.....	51
5.1 AR.....	51
5.2 PROPRIEDADES DO AR.....	52
5.2.1 Pressão de saturação do vapor d'água.....	52
5.2.2 Umidade específica para o ar úmido na saturação.....	53
5.2.3 Entalpia para o ar úmido na saturação.....	53
5.2.4 Entalpia específica da água.....	53
5.2.5 Umidade específica para o ar úmido.....	54
5.2.6 Entalpia do ar úmido.....	54
5.2.7 Entalpia do ar úmido.....	54
5.2.8 Vazão de ar.....	55
5.2.9 Fluxo de massa de ar.....	55
5.3 ANÁLISE DE INCERTEZAS.....	55
5.3.1 Cálculo da incerteza do resultado do EER.....	57
6 MODELIZAÇÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA (EER).....	60
6.1 MÉTODO DE IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS.....	60

6.2 NÚMERO DE CONDICIONAMENTO.....	64
7 RESULTADOS.....	66
7.1 RESULTADOS DO CALORÍMETRO.....	66
7.2 RESULTADOS DE CAMPO.....	69
7.3 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DO CALORÍMETRO X CAMPO.....	70
7.4 INFLUÊNCIA DE ALTERAÇÕES NO CONDICIONADOR.....	72
7.5 CORRELAÇÃO ENTRE AS VARIÁVEIS.....	73
7.5.1 Correlações simples.....	73
7.5.2 Correlações por identificação de coeficientes.....	76
8 CONCLUSÕES.....	87
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	90
APÊNDICE A - CONDICIONAMENTO.....	94
APÊNDICE B - PLANILHA DE MEDIÇÃO.....	96
APÊNDICE C - RESULTADOS DE CALORÍMETRO.....	98

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1- Condicionador de Ar Doméstico.....	10
Figura 2.1 - Esquema do ciclo padrão de compressão a vapor.....	12
Figura 3.1 - Termômetro digital portátil OMEGA.....	17
Figura 3.2 - Módulo de aquisição de temperatura Júnior ACR.....	18
Figura 3.3 - Psicrômetro de aspiração.....	19
Figura 3.4 - Montagem do sistema de calibração dos termômetros.....	21
Figura 3.5 - Medidor de consumo portátil MCP 500 YOKOGAWA.....	23
Figura 3.6 - Termoanemômetro ALNOR.....	24
Figura 3.7 - Anemômetro tipo sensor de hélice, da TESTOTERM.....	25
Figura 3.8 - Velômetro ALNOR.....	26
Figura 3.9 - Montagem do sistema de calibração dos anemômetros.....	27
Figura 4.1 - Calorímetro psicrométrico.....	33
Figura 4.2 - Medição na grelha de insuflamento.....	36
Figura 4.3 - Velocidade nos elementos de área de insuflamento.....	37
Figura 4.4 - Perfis de temperaturas TBS e TBU (°C) ao longo da grelha de insuflamento.....	38
Figura 4.5 - Medição com um duto na grelha de insuflamento.....	39
Figura 4.6 - Perfis de temperaturas TBS e TBU (°C) ao longo da grelha de insuflamento.....	39
Figura 4.7 - Velocidade nos elementos de área de insuflamento.....	40
Figura 4.8 - Medição com um duto com divisões internas na grelha de insuflamento.....	41
Figura 4.9 - Perfis de temperaturas TBS e TBU (°C) ao longo da grelha de insuflamento.....	42

Figura 4.10 - Velocidade nos elementos de área de insuflamento.....	42
Figura 4.11 - Pontos de medição no condicionador de ar.....	44
Figura 4.12 - Medição de TBU e TBS na entrada do evaporador.....	45
Figura 4.13 - Medição de TBU e TBS na saída do evaporador.....	47
Figura 4.14 - Medição da velocidade do ar na saída do evaporador.....	47
Figura 4.15 - Medição da temperatura externa do ar com termopar e sistema de aquisição de temperatura ACR Júnior.....	48
Figura 4.16 - Medição da potência elétrica consumida pelo condicionador de ar.....	49
Figura 7.1 - Eficiência em função da temperatura externa, condicionador modelo 10000..	74
Figura 7.2 - Potência em função da temperatura externa, condicionador modelo 10000....	74
Figura 7.3 - Eficiência em função da temperatura externa, condicionador modelo 18000..	75
Figura 7.4 - Potência em função da temperatura externa, condicionador modelo 18000....	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 - EER de condicionadores de ar domésticos.....	4
Tabela 3.1 – Resultados da calibração dos termômetros.....	22
Tabela 3.2 – Resultados para o anemômetro de fio quente.....	28
Tabela 3.3 – Resultados para o anemômetro com sensor de hélice.....	30
Tabela 4.1 - Condições de ensaio padrão para refrigeração.....	34
Tabela 4.2 - Vazões de ar de insuflamento obtidas no calorímetro tipo psicrométrico.....	35
Tabela 4.3 - Medições de vazão.....	35
Tabela 4.4 - Velocidades médias (V_m) e vazões resultantes.....	37
Tabela 4.5 - Velocidades médias (V_m) e vazões resultantes.....	40
Tabela 4.6 - Velocidades médias (V_m) e vazões resultantes.....	43
Tabela 5.1 - Dados da atmosfera padrão.....	52
Tabela 5.2 - Medições típicas para $T_{ext} = 29,9 \text{ }^\circ\text{C}$	57
Tabela 5.3 - Derivadas parciais do EER.....	58
Tabela 5.4 - Incerteza do resultado de medição devida a cada variável.....	58
Tabela 5.5 - Grandezas medidas e os valores calculados para obtenção do EER de um condicionador de ar modelo 10000	59
Tabela 6.1 - Número de condicionamento para diferentes variáveis.....	65
Tabela 7.1 – Características do condicionador de ar modelo 10000.....	66
Tabela 7.2 – Características do condicionador de ar modelo 18000.....	67
Tabela 7.3 – Resultados obtidos no calorímetro para o condicionador de ar modelo 10000, em condições normalizadas.....	67
Tabela 7.4 – Resultados obtidos no calorímetro para o condicionador de ar modelo 18000, em condições normalizadas.....	67
Tabela 7.5 – Resultados obtidos no calorímetro para o condicionador modelo 10000.....	68

Tabela 7.6 – Resultados obtidos no calorímetro para o condicionador modelo 18000.....	68
Tabela 7.7 – Resultados obtidos em campo para o condicionador ar modelo 10000.....	69
Tabela 7.8 – Resultados obtidos em campo para o condicionador ar modelo 18000.....	70
Tabela 7.9 – Comparação entre resultados obtidos em calorímetro e campo para o condicionador de ar modelo 10000.....	70
Tabela 7.10 – Comparação entre resultados obtidos em calorímetro e campo para o condicionador de ar de 18000.....	71
Tabela 7.11 – Comparação entre resultados obtidos com filtro de ar sujo e limpo.....	72
Tabela 7.12 - Comparação dos resultados para os parâmetros Text, TBS_r , TBU_r , condicionador modelo 10000.....	76
Tabela 7.13 - Comparação dos resultados para os parâmetros Text, TBS_r , TBU_r , condicionador modelo 18000.....	77
Tabela 7.14 - Comparação dos resultados para os parâmetros Text, TBS_r e UR, condicionador modelo 10000.....	78
Tabela 7.15 - Comparação dos resultados para os parâmetros Text, TBS_r , UR, condicionador modelo 18000.....	78
Tabela 7.16 - Comparação dos resultados para os parâmetros Text, TBU_r , condicionador modelo 10000.....	79
Tabela 7.17- Comparação dos resultados para os parâmetros Text, TBU_r , condicionador modelo 18000.....	80
Tabela 7.18 - Comparação dos resultados para os parâmetros Text, TBS_r , condicionador modelo 10000.....	81
Tabela 7.19- Comparação dos resultados para os parâmetros Text, TBS_r , condicionador modelo 18000.....	81
Tabela 7.20 - Comparação dos resultados para os parâmetros ΔT , UR, condicionador modelo 18000.....	82
Tabela 7.21- Comparação dos resultados para os parâmetros ΔT e UR, condicionador modelo 18000.....	83
Tabela 7.22 - Comparação dos resultados para os parâmetros ΔT e UR, condicionador modelo 10000.....	84
Tabela 7.23 - Comparação dos resultados para os parâmetros ΔT e UR, condicionador modelo 18000.....	85

LISTA DE QUADROS

Quadro 3.1 - Dados do termômetro padrão (SMP).....	20
Quadro 3.2 - Termômetros do psicrômetro	21
Quadro 3.3 - Dados do anemômetro padrão (SMP).....	26
Quadro 3.4 - Anemômetro tipo fio quente	28
Quadro 3.5 - Anemômetro de hélice	29

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABRAVA	Associação Brasileira de Ventilação e Ar Condicionado
ABS	Valor absoluto
ANSI	American National Standards Institute
ARI	Air-Conditioning and Refrigeration Institute
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
BSI	British Standard Institute
CEPEL	Centro de Pesquisa em Engenharia Elétrica - Eletrobrás
EMC	Departamento de Engenharia Mecânica
LMPT	Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Termofísicas dos Materiais
NIST	National Institute of Standards and Technology
SMP	Sistema de medição padrão
UFSC	Universidade Federal de Santa Catarina
VFE	Valor final de escala

LISTA DE SÍMBOLOS

\dot{m}_{calc}	Capacidade de desumidificação calculada, kg/s;
\dot{m}_{med}	Capacidade de desumidificação medida, kg/s;
\dot{m}	Fluxo de massa de ar, kg/s;
β	Coefficiente de desempenho ou coeficiente de eficácia;
β'	Coefficiente de desempenho para bomba de calor;
Δt	Diferença de temperatura de bulbo seco entre o ar do ambiente e o ar no interior do túnel psicrométrico;
A	Área de passagem do ar, m ² ;
b	Vazão de ar que passa pelo evaporador, m ³ /s;
c	Fator de conversão de W para Btu/h;
c_1 a c_6	Constantes para o cálculo da pressão de saturação do vapor d'água;
EER	Coefficiente de eficiência energética, adimensional;
h	Entalpia do ar, kJ/kg de ar seco;
h_1	Entalpia do fluido refrigerante na saída evaporador, kJ/kg de ar seco;
h_2	Entalpia do fluido refrigerante na saída do compressor, kJ/kg de ar seco;
h_3	Entalpia do fluido refrigerante na saída do condensador, kJ/kg de ar seco;
h_4	Entalpia do fluido refrigerante na entrada do evaporador, kJ/kg de ar seco;
h_l	Entalpia da água, kJ/kg de ar seco;
h_{TBU}	Entalpia para o ar úmido na saturação, kJ/kg de ar seco;
I_n	Incerteza do resultado associada à medição de cada variável independente;
I_R	Incerteza do resultado;
k	Coefficiente global de troca de calor pelas paredes do túnel psicrométrico;

$M_{\text{água}}$	Massa de água condensada, kg;
P_a	Pressão atmosférica padrão, kPa;
P_{comp}	Potência dissipada pelo compressor, W;
P_{ot}	Potência elétrica consumida pelo compressor, W;
P_s	Pressão de saturação do vapor d'água, kPa;
Q_c	Capacidade de troca de calor no condensador, W;
Q_H	Calor transferido ao reservatório a temperatura superior, W;
Q_i	Capacidade de refrigeração, W;
Q_L	Calor retirado do espaço refrigerado, W;
q_p	Perda de calor, W;
TBS	Temperaturas de bulbo seco, °C;
TBU	Temperaturas de bulbo úmido, °C;
T_H	Temperatura do reservatório quente, K;
T_L	Temperatura do reservatório frio, K;
V	Velocidade de passagem do ar, m/s;
v	Volume específico do ar (base seca), m ³ /kg de ar seco;
W_g	Energia gasta ou trabalho, J;
W	Umidade específica para o ar úmido, kg de água/kg ar seco;
W_{comp}	Trabalho de compressão, J;
W_{TBU}	Umidade específica para o ar úmido na saturação, kg de água/kg ar seco;
X_n	Variáveis independentes;

Subíndices

c	Condensador;
comp	Compressor;

<i>ext</i>	Ambiente externo;
<i>i</i>	Insuflamento de ar, saída do evaporador;
<i>m</i>	Média;
<i>n</i>	Seção do duto no insuflamento;
<i>r</i>	Retorno de ar, entrada do evaporador;

RESUMO

SILVA JR., A. *Medição em Campo do Coeficiente de Eficiência Energética (EER) de Condicionadores de Ar Domésticos*. Florianópolis, 1998 – UFSC, Santa Catarina.

O presente trabalho tem como objetivo a obtenção em campo do coeficiente de eficiência energética de condicionadores de ar domésticos. Atualmente este dado é obtido em calorímetros, para aparelhos novos, em condições controladas, e não se tem dados para os sistemas de condicionamento de ar em condições reais de funcionamento.

Para a obtenção deste índice, chamado de EER (Energy Efficiency Ratio - coeficiente de eficiência energética), desenvolveu-se uma metodologia específica, através de medições de temperaturas, vazão e potência elétrica, já que as condições do calorímetro não podem ser levadas a campo devido a sua complexidade.

Na verificação da incerteza do método, devido as incertezas de medição, concluiu-se que o seu valor é de 6,5 % do EER.

Após o método de obtenção do EER estar implementado, realizou-se uma série de medições em campo e em calorímetro, para verificação dos resultados, sendo que estes mostraram que a metodologia está adequada, uma vez que as diferenças percentuais entre os valores de campo e calorímetro atingiram um valor máximo de 10%.

Em um modelamento, propôs-se equações para a obtenção do EER, capacidade de refrigeração e potência elétrica consumida, em função de duas variáveis.

Palavras – chaves : Ar Condicionado - Conservação de Energia - Conforto Térmico - Eficiência Energética - EER

ABSTRACT

SILVA JR., A. *Determination of Energy Efficiency Ratio (EER) of Domestic Air Conditioning in Field*. Florianópolis, 1998 – UFSC, Santa Catarina.

The present work shows how to obtain in field the energy efficiency ratio of residential air conditionings. Currently, this data is obtained in calorimeters under temperature control for brand new equipment, however there is no data available for old ones under real working conditions

A specific methodology, to obtain the EER (energy efficiency ratio), was developed, through temperatures, airflow and electric power measurements, since the calorimeter conditions can not be taken to the field, due to its complexity.

The mensuration uncertainties, related to the new methodology, were evaluated and showed to be about 6,5% of EER.

After having implemented the methodology, it was made a series of mensurations in field and in calorimeter, to verify the results, and it was possible to conclude that the methodology is adapted, once the differences between the field and calorimeter values reached a maximum value of 10%.

Equations representing EER, refrigeration capacity and consumed electric power were obtained, taking into account two independent variables.

Keywords : Air Conditioning - Energy resource – Thermal comfort - Energy efficiency - EER

1 INTRODUÇÃO

Com a crescente preocupação quanto ao consumo energético no planeta, à conservação de recursos naturais, à poluição, à destruição da camada de ozônio, etc., é de suma importância que se obtenha a máxima eficiência dos equipamentos em geral, com um consumo mínimo de energia. Neste contexto se coloca a conservação de energia, onde se procura identificar e reduzir os desperdícios, de modo a evitar futuros racionamentos que levam à perda de qualidade de vida, do conforto e da segurança proporcionados pela energia elétrica e ainda a perda de produtividade comercial e industrial. A conservação também se faz importante no sentido de minimizar os investimentos realizados no setor elétrico, reduzindo custos para o País e para o consumidor. Estudos mostram que medidas para economizar energia custam menos do que a geração de energia adicional, além de diminuir os impactos ambientais.

No caso particular de edificações, sabe-se que um dos maiores responsáveis pelo consumo de energia é o sistema de condicionamento de ar. A eficiência energética destes sistemas normalmente é expressa pelo índice chamado EER (Energy Efficiency Ratio), sendo este valor fornecido pelo fabricante e obtido em calorímetros sob condições especiais estabelecidas por normas para aparelhos novos. Como para qualquer análise energética este é o índice que serve como parâmetro para o levantamento de custos com energia elétrica, é de grande importância que se conheça com precisão o seu valor. Entretanto as características de funcionamento dos sistemas de condicionamento de ar alteram-se com o tempo e cada ambiente possui diferentes condições de operação, tais como taxa de ocupação, carga térmica, dimensões, temperaturas, etc., que irão afetar o valor da eficiência energética destes sistemas. Daí a necessidade de se obter em campo as suas reais características, nas condições reais de funcionamento.

Neste trabalho desenvolveu-se uma metodologia para a obtenção do EER em campo, a partir de medições de vazão, temperatura e consumo de energia elétrica. Foi realizada uma análise de incerteza referente ao processo de medição utilizado, estimando-se o seu valor final em relação ao valor do EER. Dois condicionadores de ar foram ensaiados em campo em condições diversas e também em calorímetro. No calorímetro, simulou-se as condições encontradas em campo em algumas medições e também mediu-se nas condições previstas em norma. Estudos comparativos foram feitos, tentando-se no final estabelecer uma expressão que relacione os valores do EER com aqueles das variáveis envolvidas.

Atualmente existem muitos programas de computador para a simulação do consumo de energia elétrica em edificações e um dado de entrada importante é a eficiência energética dos aparelhos de condicionamento de ar existentes. Assim, com os dados mais precisos, pode-se aumentar a confiabilidade destes programas. Outra importante contribuição deste trabalho será o uso dos resultados obtidos em programas de conservação de energia, que são diagnósticos em edificações públicas ou privadas, com o objetivo de economizar energia. Estes programas incluem análise das instalações, estudo de consumo, estudo de soluções técnicas alternativas e avaliação do custo destas soluções. Atualmente, não se tem qualquer dado que justifique por exemplo a substituição ou não de sistemas de condicionamento de ar em operação há vários anos. Após validado o método, pode-se também avaliar o impacto sobre o EER de condicionadores de ar instalados inapropriadamente, como o que ocorre em muitos edifícios, onde são instalados abaixo das janelas. Pode-se ainda determinar a validade de utilização das proteções (caixas de fibra de vidro), com relação ao rendimento do aparelho. Os dados levantados em campo reforçarão a necessidade de se modificar a situação vigente.

1.1 IMPORTÂNCIA DO TEMA

Atualmente, os sistemas de condicionamento de ar são um dos principais consumidores de energia elétrica em edificações. Em residências sua parcela ainda é pequena, representando cerca de 7% do consumo residencial (Lamberts, 1996), sendo que o mercado de vendas está em franco crescimento e certamente este valor vai aumentar muito.

No Brasil a percentagem de residências com condicionador de ar de janela é de 6% das casas com eletricidade (Geller, 1994), que funcionam cerca de 540 h/ano, representando um consumo de 860 kWh/ano por aparelho (Eletrobrás, 1989) e totalizando 1,4 milhões de aparelhos.

Em edifícios comerciais a gama de tipos de equipamentos de condicionamento de ar é enorme e podem ser de janela até instalações de grande porte e a maioria dos aparelhos de janela vendidos no Brasil é usada em edifícios comerciais, funcionando em média 1700 h/ano, representando um consumo de 2700 kWh/ano por aparelho, ou seja, 20 % em média do gasto total de energia elétrica do edifício (Geller, 1994).

Somando os consumos dos edifícios comerciais e residenciais, tem-se que o condicionamento de ar é responsável por 10% do uso final da energia elétrica gasta nestes setores em todo o Brasil, significando um consumo de 6800 MWh por ano (Geller, 1994). Em função

destes valores torna-se evidente a necessidade de estudos visando a quantificação e o aumento da eficiência energética dos condicionadores de ar domésticos.

Em estudo realizado pelo CEPEL (Centro de Pesquisa em Engenharia Elétrica - Eletrobrás) (Lamberts, 1996), observa-se que os dados dos fabricantes de condicionadores de ar de janela, obtidos em calorímetro, não conferem com a realidade, mostrando que estão abaixo do fornecido. Os dados dos fabricantes variam de 2,3 a 2,8 (8,0 a 9,6 Btu/Wh), enquanto os do CEPEL variam de 2,0 a 2,3 (6,8 a 8,0 Btu/Wh). Segundo o Energy Code da ASHRAE (1993), a eficiência mínima admissível para um condicionador de ar doméstico ser colocado no mercado americano é de $EER = 2,9$ (10 Btu /Wh), para ensaios previstos por norma, sendo que os aparelhos de janela vendidos no Brasil não alcançam esta especificação.

No Brasil, até 1990, os aparelhos fabricados pela Springer com pequenas capacidades possuíam um EER entre 1,9 a 2,3 (6,5 e 7,7 Btu/Wh), e os aparelhos com maiores capacidades um EER entre 2,26 a 2,3 (7,7 a 8,0 Btu/ Wh). Já nos Estados Unidos, em 1989, os aparelhos de condicionamento de ar possuíam um EER médio de 2,3 (8,0 Btu/Wh) e um máximo de 3,5 (12 Btu/Wh). Para exportação a Springer, usa compressores rotativos importados do Japão ou da Coreia, que são mais eficientes, obtendo aparelhos com EER variando de 2,4 a 3,5 (8,2 a 12 Btu/Wh), mas para o mercado interno usa-se compressores alternativos. Isto se deve ao fato de que até 1990 eram cobradas altas taxas para importação de compressores, mas os mesmos eram isentos, quando destinados a aparelhos para a exportação. A partir de 1990, passou-se a cobrar menores taxas e reduzir as restrições para importar tecnologia avançada, como a de compressores rotativos. Em 1989, o aparelho mais eficiente vendido nos Estados Unidos foi montado no Brasil pela Springer (Geller,1994). A tabela 1.1, montada a partir de dados fornecidos pela Multibras e Springer Carrier, mostra que a eficiência é maior quando o aparelho é equipado com compressores rotativos, em relação aos com compressores alternativos e que varia pouco com a capacidade do condicionador.

TABELA 1.1 – EER de condicionadores de ar domésticos.

capacidade (Btu/h)	compressor	EER	EER (Btu/Wh)
7.000	alternativo	2,2	7,5
10.000	alternativo	2,3	8,0
12.000	alternativo	2,3	7,9
15.000	alternativo	2,3	7,9
18.000	rotativo	2,8	9,5
21.000	rotativo	2,8	9,6
30.000	rotativo	2,8	9,7

Muitos estudos são realizados na área de conservação de energia em edificações, tratando este assunto de forma global e apresentando como resultado a percentagem do consumo de energia elétrica de cada equipamento. Estes estudos consistem de levantamentos feitos em campo e são importantes para a quantificação do gasto de energia no País. A seguir, apresentam-se os resultados de uma série de trabalhos.

Rosa (1991) realizou uma pesquisa, no Brasil, para os setores de comércio e serviços e apresenta estimativas para o uso final de energia elétrica, com dados fornecidos pela Eletrobrás. Concluiu que a iluminação divide com o condicionamento de ar, as maiores participações no consumo total de energia; respectivamente 20,3% e 28,5% do consumo total.

Jannuzzi e Shipper (1991) pesquisaram o setor residencial na cidade de Rio Claro-SP e concluíram que o ar condicionado é responsável por 7% do consumo de eletricidade.

Geller (1991) mostrou que no setor comercial (lojas de varejo, escritórios, mercearias e centros comerciais) na cidade de São Paulo, o condicionamento de ar com 20% e a iluminação com 40%, são os maiores responsáveis pela energia elétrica consumida. Já nas edificações do setor residencial os maiores consumidores são os chuveiros elétricos, a geladeira e a iluminação.

Mascaró (1983) pesquisou prédios comerciais em Porto Alegre, analisando o consumo de energia para os períodos quente e frio. No período frio o condicionamento de ar entra com 25% e a iluminação com 43%, enquanto que no período quente esta situação se inverte, pois o condicionamento de ar entra com 45% e a iluminação com 31%. A conclusão é que em termos de média anual, o consumo de energia elétrica devido ao condicionamento de ar é maior, com 37%, contra 36% devido a iluminação.

Toledo (1995) obteve dados de consumo de eletricidade em edifícios comerciais e públicos em Florianópolis (SC). Para 11 edifícios comerciais e 2 bancos, verificou que a média anual é de aproximadamente 120 kWh/m² ano. Também em termos médios, tem-se que os edifícios públicos

consomem 50% de energia em condicionamento de ar no período úmido (dezembro a abril) e 35% no período seco (maio a novembro). No caso dos bancos a situação é semelhante, com apenas uma diferença de 6% a menos no consumo devido ao ar condicionado, no período seco, em relação aos edifícios públicos.

Lamberts et al. (1995), realizaram uma simulação energética do prédio do Fórum de Florianópolis, com sérios problemas energéticos, apresentando possibilidades interessantes de conservação de energia. O programa computacional utilizado para a simulação energética foi o DOE-2. Para efeito de comparação, o consumo de energia dos equipamentos de condicionamento de ar, iluminação, elevadores, etc., foram realizados através de levantamento in loco. Os resultados da simulação comparados com o consumo de energia medido mostraram uma grande semelhança, validando a metodologia. Os resultados obtidos mostraram que o condicionamento de ar é o responsável por 52% do consumo, enquanto que a iluminação por 35%, elevadores por 10% e os demais equipamentos por 3%.

Pedrini (1997), seguindo também a linha de simulação energética, realizou um estudo visando a calibração do programa DOE-2.1E, através da reprodução do comportamento energético de uma edificação real do tipo comercial. Para tanto, monitorou o edifício sede da ELETROSUL em Florianópolis. Como resultado final chegou a cinco tipos de técnicas de construção e calibração de modelos, que variam em função do nível de detalhamento dos mesmos. Verificou grandes variações nos valores finais em relação a cada técnica utilizada. Através de medições em campo dos valores de consumo de eletricidade, obteve como resultado que 39 % do consumo se deve ao condicionamento de ar, 22% à iluminação e 29% aos equipamentos.

Lomardo (1988), monitorou 4 edifícios comerciais, na cidade do Rio de Janeiro, verificando o consumo de eletricidade e o desmembramento por uso final com equipamentos de ar condicionado, iluminação e outros equipamentos. Constatou que o consumo em condicionamento de ar é o maior de todos, com 51,7% do consumo em média, tendo-se em segundo lugar a iluminação, com 36,4% do consumo em média.

Hallak (1995), partindo do pressuposto que o condicionamento de ar é o maior consumidor de energia elétrica em edificações, realizou um estudo sobre a estrutura tarifária, a conta de energia elétrica e as alternativas de tarifas existentes em uma Estação de Telecomunicações da TELEMIG. O estudo tinha com objetivo a procura de alternativas de projeto e a importância cada vez maior da parceria entre o engenheiro mecânico e o electricista no projeto de sistemas de condicionamento de ar. Através da conta de energia elétrica verificou que o condicionador de ar

representa 55% do gasto total da instalação, os equipamentos para telecomunicações representam 37%, enquanto que a iluminação e outros equipamentos ficaram com 8%.

A CEMIG (1993) realizou estudos para o setor bancário em Minas Gerais, dividindo as edificações em três portes diferentes: pequeno, médio e grande. Como resultado, verificou que os edifícios pequenos consomem 62,9%, os médios 56,0% e os grandes 38% de sua energia para o condicionamento de ar. Em um estudo em seu edifício-sede, foi verificado que o condicionamento de ar consome 35% da eletricidade gasta.

Como pode-se verificar, todos os trabalhos citados anteriormente concluíram que o condicionamento de ar divide com a iluminação a maior parcela de consumo de energia em uma edificação. Entretanto, estes estudos quantificaram o consumo de energia elétrica devido a cada aparelho, mas não levaram em conta a eficiência energética dos mesmos. Desta forma, percebe-se a necessidade de estudos no sentido da verificação da eficiência energética dos equipamentos instalados em edificações, tornando-se claro a importância do desenvolvimento de uma metodologia para a medição e aquisição de dados, para que se obtenha a eficiência energética (EER) de condicionadores de ar domésticos em campo.

Poucos estudos foram encontrados tratando da eficiência energética dos aparelhos de condicionamento de ar domésticos propriamente ditos e ainda estes tratam de simulação. Marques (1991), realizou um trabalho que verifica a adequação do programa HPSIM, desenvolvido pelo NIST (National Institute of Standards and Technology), na previsão de desempenho de unidades de condicionamento de ar. Para tanto, comparou os resultados computacionais com os experimentais em uma unidade típica de fabricação nacional. Os experimentos foram realizados em calorímetro psicrométrico, visando exclusivamente a validação do programa, não se propondo a realização de metodologia de levantamento do desempenho dos condicionadores.

Um dos grandes problemas da determinação da eficiência energética de condicionadores de ar em campo é a determinação da vazão de ar que passa pelo evaporador (ar de insuflamento). Silva e Andrade (1997), desenvolveram uma instalação que permite a avaliação das vazões de ar movimentadas por unidades de climatização, tanto em regime nominal de funcionamento, como em condições de funcionamento real. Trata-se de um sistema complexo instalado em laboratório, onde a vazão é medida por um sistema de tubeiras e manômetros diferenciais, semelhante ao do calorímetro. Este sistema, entretanto, está limitado ao uso em laboratório, não podendo ser levado a campo.

1.2 NORMAS EXISTENTES

Como não existe procedimento normalizado para a obtenção do valor do parâmetro EER em campo é importante que se procure adaptá-lo às normas existentes. A realização deste trabalho terá como suporte as normas descritas a seguir :

- a) Norma NBR 5882.1983 - Condicionadores de Ar Domésticos, Determinação das Características (ABNT.1983). Esta norma prescreve os métodos de ensaio para a determinação das características dos condicionadores de ar domésticos, apresentados na NBR 5858. A abrangência desta norma inclui uma série de definições, a especificação dos instrumentos de medição necessários e a precisão exigida. Descreve-se três tipos de calorímetros com suas características construtivas. Descreve-se ainda o processo de medição de vazão de ar e especifica-se os ensaios de capacidade e desempenho.
- b) Norma NBR 5858.1983 - Condicionadores de Ar Domésticos - Especificação (ABNT.1980). Esta norma fixa as condições exigíveis para a determinação do desempenho do condicionador de ar doméstico e estabelece os padrões mínimos de qualidade e capacidade. Aplica-se aos aparelhos com condensador resfriado a ar, destinados a ligação em fonte de tensão monofásica, em propriedades públicas ou particulares, usados para fins residenciais, comerciais ou industriais, com a finalidade de obtenção de conforto.
- c) ASHRAE Standard 41.1 - Standard Measurement Guide - Section on Temperature Measurement (ASHRAE.1986). Descreve os instrumentos, técnicas de medição e práticas recomendadas para medição de temperatura em ensaios de equipamentos de ar condicionado. A faixa de temperatura é limitada entre 4,4 a 204,4 °C. Os instrumentos abrangidos são termômetros de coluna de mercúrio, termômetros de resistência e termopares.
- d) ASHRAE Standard 41.5 - Standard Measurement Guide - Engineering Analysis of Experimental Data (ASHRAE.1986). Apresenta as definições, práticas recomendadas e os procedimentos para o tratamento dos dados de ensaio, bem como para a confecção do relatório final.

- e) ASHRAE Standard 41.6 - Standard Measurement Guide - Standard Method for Measurement of Moist Air Properties (ASHRAE.1986). Descreve os instrumentos e recomendações para medição de umidade do ar. Fornece os procedimentos de cálculo recomendados para a obtenção das propriedades do ar. Os instrumentos incluídos são psicrômetros, higrômetros de ponto de orvalho e higrômetros eletrolíticos.

- f) ANSI/ASHRAE Standard 58-1986 - Method of Testing For Rating Room Air Conditioner and Packaged Terminal Air Conditioner Heating Capacity (ANSI/ASHRAE.1986). Esta norma fornece os métodos de teste para determinar a capacidade de aquecimento e vazão dos condicionadores de ar, bem como especifica os instrumentos de medição necessários e a precisão exigida. Esta norma não prescreve os métodos de ensaio para obter a capacidade de resfriamento.

- g) ANSI/ASHRAE Standard 83-1985 - Capacity Measurement of Field Erected Compression-Type Refrigeration and Air Conditioning Systems. (ANSI/ASHRAE.1985). Esta norma fornece um procedimento padronizado para determinar a capacidade sob condições de operação em campo de sistemas de condicionamento de ar e de refrigeração de grande porte. Neste tipo de norma é impossível especificar explicitamente todos os detalhes, onde um julgamento do que é significativo se faz necessário pelo usuário. De todos os tipos de normas esta normalmente apresenta uma grande variação entre as soluções propostas por diferentes usuários para o mesmo problema.

- h) ANSI/ASHRAE Standard 111-1988 - Practices for Measurement, Testing, Adjusting, and Balancing of Building Heating, Ventilation, Air Conditioning and Refrigeration Systems.(ANSI/ASHRAE.1988). Esta norma fornece um procedimento uniforme e sistemático para teste, ajuste, balanceamento e relatório de performance de sistemas de aquecimento, ventilação, condicionamento de ar e refrigeração de edificações em campo. Esta norma inclui métodos para determinação de temperaturas, entalpia, vazão, pressão, pressão diferencial, tensão, corrente, potência e fator de potência. Estabelece ainda a configuração mínima requerida para assegurar que o sistema possa ser testado e balanceado em campo, a instrumentação mínima para medições em campo e os procedimentos para medição em campo usados em testes e em balanceamento.

- i) ANSI/ASHRAE Standard 114-1986 - Energy Management Control Systems Instrumentation.(ANSI/ASHRAE.1986). Esta norma fornece diretrizes para a especificação da medição e instrumentação requeridas para sistemas de controle e gerenciamento de energia (SCGE) e métodos para verificação da precisão em um procedimento padrão. Este sistema é constituído de um computador, sensores, dispositivos de controle e todos os componentes necessários para à verificação da performance das seguintes funções :
- Medição de condições relacionadas ao uso de várias formas de energia por sistemas de aquecimento, ventilação e condicionamento de ar (AVCA).
 - Controle de condições por set-points.
 - Monitoração e/ou controle de uso de energia.
 - Geração de relatórios sobre a performance de sistemas de AVCA.
 - Geração de informação para gerenciamento de ambientes construídos e/ou sua eficiência energética e/ou manutenção de sistemas de AVCA.
- j) ARI Standard 210-1981. Unitary Air-Conditioning Equipment (ARI.1981). Fornece definições, classificações, requisitos para ensaios e performance, requisitos de segurança e condições de conformidade para fabricação de condicionadores de ar residencial, comercial e industrial. Esta norma se aplica a unidades cuja capacidade de resfriamento seja menor que 40000 W (135000 Btu/h).

1.3 OBJETO DE ESTUDO

Os condicionadores de ar estudados são do tipo mostrado na figura 1.1. Foram escolhidos por apresentarem as características construtivas predominantes no mercado brasileiro. Estes aparelhos são de instalação local, de expansão direta e condensação a ar, projetados principalmente para serem montados em janelas ou através de paredes. Estas unidades são projetadas para insuflar ar já condicionado, frio ou aquecido, no ambiente, sem dutos ou com dutos muito pequenos (no máximo 1200 mm). Cada unidade inclui uma fonte primária de refrigeração e desumidificação e um meio para circulação e filtragem do ar. Podem também incluir um meio para ventilação e/ou exaustão e aquecimento.

A função básica dos condicionadores de ar domésticos é fornecer conforto por resfriamento, desumidificação, filtragem, limpeza e circulação do ar ambiente. Pode também

renovar o ar, introduzindo ar externo no ambiente ou por exaustão do ar interno. A temperatura do ambiente pode ser controlada através de um termostato. Muitos modelos de condicionadores podem promover o aquecimento trabalhando como bomba de calor, ou através de resistência elétrica ou uma combinação de ambos.

A figura 1.1 mostra um condicionador de ar no modo resfriamento. O ar de retorno passa por uma serpentina de resfriamento (evaporador), dissipando calor sensível e latente. O condicionador recircula o ar no ambiente por uma hélice ou ventilador. O calor do ar ambiente aquecido vaporiza o fluido refrigerante frio (a baixa pressão) que circula pelo evaporador. O fluido vaporizado vai até o compressor, que comprime o vapor e aumenta sua temperatura acima da temperatura do ar externo. No condensador, o fluido refrigerante se liquefaz, entregando o calor retirado do ar interno do ambiente para o ar externo. Na seqüência, o fluido refrigerante a alta pressão passa através de um dispositivo de expansão do tipo capilar, que reduz sua pressão e temperatura. O fluido refrigerante frio (baixa pressão), entra então no evaporador, para continuar o ciclo de refrigeração.

As capacidades de refrigeração de condicionadores de ar domésticos, comercialmente disponíveis, estão na faixa de 2000 a 10000 W (7000 a 30000 Btu/h).

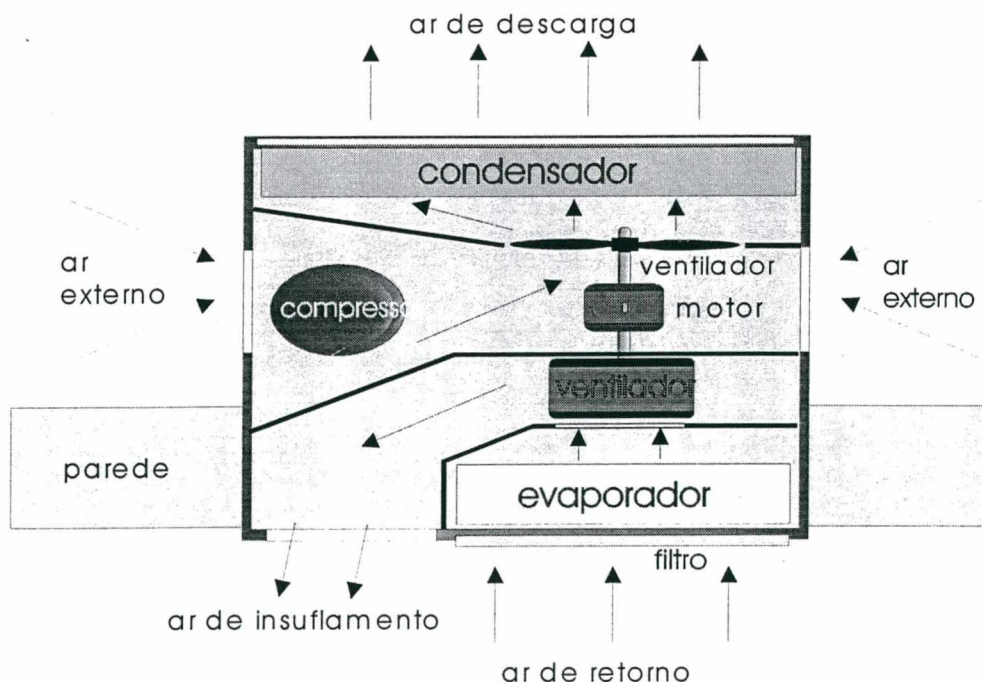


FIGURA 1.1- Condicionador de ar doméstico.

2 BALANÇO DE MASSA E DE ENERGIA

Para a obtenção das equações necessárias ao cálculo das características do condicionador, serão realizados um balanço de massa e de energia no mesmo (STOECKER, 1985). Na figura 2.1 tem-se um desenho esquemático de um ciclo padrão de compressão mecânica de vapor, onde se mostram os pontos nos quais serão feitos estes balanços de energia e de massa.

Neste ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor, o fluido de trabalho é o refrigerante que percorre um ciclo termodinâmico. Transfere-se calor para o refrigerante no evaporador, onde a pressão e a temperatura são baixas. O refrigerante recebe um certo trabalho no compressor e transfere calor no condensador, onde a pressão e a temperatura são altas. A queda de pressão é provocada no fluido, quando este escoar através da válvula de expansão ou do tubo capilar. Assim, o condicionador de ar é um dispositivo que opera segundo um ciclo e necessita de trabalho para que retire calor de um corpo de menor, para outro de maior temperatura.

A eficiência do condicionador de ar pode, então, ser expressa conforme a equação (2.1) (Van Wylen & Sonntag, 1985), em termos do coeficiente de desempenho ou coeficiente de eficácia, representado pelo símbolo β . Neste caso o objetivo é o calor retirado do espaço refrigerado (Q_L), e a energia gasta é o trabalho (W).

$$\beta = \frac{Q_L}{W} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_L} - 1} \quad (2.1)$$

onde Q_H é a quantidade de calor transferida ao reservatório a temperatura superior.

Um condicionador de ar também pode ser utilizado para fornecer Q_H , funcionando então como bomba de calor. Neste caso, o coeficiente de desempenho é dado pela equação (2.2).

$$\beta' = \frac{Q_H}{W} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{1}{1 - \frac{Q_L}{Q_H}} \quad (2.2)$$

O refrigerador mais eficiente que pode operar entre dois reservatórios de temperatura constante é aquele que segue o ciclo de Carnot, um ciclo ideal formado por processos reversíveis. Como se está considerando reservatórios térmicos, nota-se que as temperaturas dos reservatórios devem ser constantes e assim permanecerem, para qualquer quantidade de calor transferida. Admitindo-se que o refrigerador opera entre os dois dados reservatórios térmicos, funcionando segundo um ciclo no qual todos os processos são reversíveis, o ciclo também é reversível e se o ciclo for invertido, o refrigerador se transforma em um motor térmico.

Como o rendimento térmico do ciclo de Carnot é função somente da temperatura, e usando a relação para a escala termodinâmica proposta originalmente por Lord Kelvin (Van Wylen & Sonntag, 1985):

$$\frac{Q_H}{Q_L} = \frac{T_H}{T_L}, \quad (2.3)$$

pode-se expressar a eficiência do ciclo Carnot em função das temperaturas absolutas:

$$\beta = \frac{1}{\frac{Q_H}{Q_L} - 1} = \frac{1}{\frac{T_H}{T_L} - 1} \quad (2.4)$$

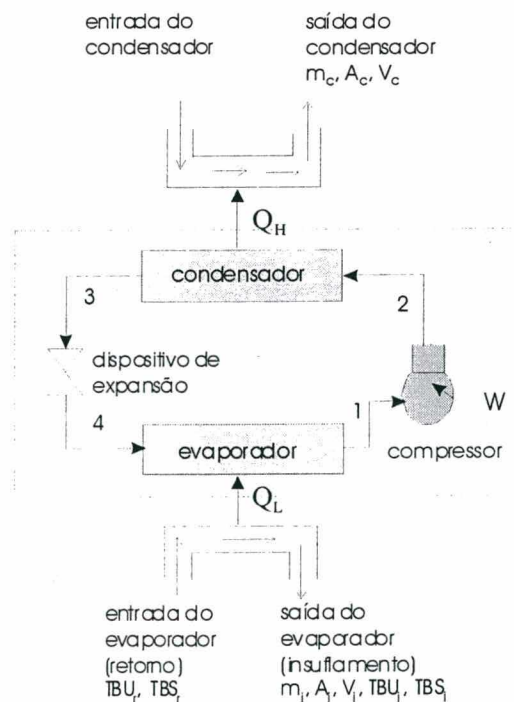


FIGURA 2.1 - Esquema do ciclo padrão de compressão mecânica de vapor.

Apesar da equação (2.4) ser uma expressão simples e de fácil medição na prática, o resultado não é conveniente, servindo apenas como valor comparativo. A expressão representa o maior valor de eficiência possível para um refrigerador ideal que funciona entre T_L e T_H . A existência de atritos e de uma série de perdas reduz consideravelmente esta eficiência. Assim torna-se base a equação (2.1), com a eficiência dada em função de W e Q_L . O trabalho entregue será medido na entrada do motor elétrico, incluindo o rendimento deste e do próprio compressor. No caso do ciclo de Carnot o trabalho é entregue diretamente ao fluido refrigerante, sendo Q_H e Q_L trocados com este fluido. Na presente abordagem não se mede diretamente W , Q_H e Q_L , mas sim valores diretamente relacionados a estas taxas, ou mais especificamente, relacionados a W e Q_L . Para o caso do condicionador de ar usa-se então o calor trocado pelo ar entre a entrada e a saída do evaporador e não o calor trocado diretamente com o fluido refrigerante, considerando que no evaporador existem perdas por condução e radiação para a parte externa do aparelho. No entanto, a quantidade de calor trocada com o ar é exatamente a quantia que nos interessa na avaliação do desempenho do condicionador.

Assim, para obter o EER, será medida a taxa de troca de calor no evaporador ou capacidade de refrigeração (Q_i), através da troca com o ar circulante e a potência elétrica fornecida ao compressor.

Para a determinação do valor do EER é necessário se conhecer uma série de variáveis, obtidas através do balanço de energia e massa realizado no condicionador de ar, mostrado na figura 2.1. A seguir são definidas estas variáveis.

O fluxo de massa de ar no evaporador (\dot{m}_i), dado pela equação (2.5), é calculado em função da área (A_i) e da velocidade de passagem do ar (V_i) no insuflamento do condicionador (saída do evaporador).

$$\dot{m}_i = \frac{A_i V_i}{v_i} \quad (2.5)$$

sendo v_i o volume específico do ar (base seca).

A capacidade de refrigeração (Q_i), dado pela equação (2.6), é calculada pelo fluxo de massa de ar no evaporador (\dot{m}_i), pela equação (2.5) e a diferença entre as entalpias do ar na entrada (retorno) (h_r) e na saída do evaporador (insuflamento) (h_i).

$$Q_i = \dot{m}_i (h_r - h_i) \quad (2.6)$$

A potência elétrica consumida pelo condicionador de ar (P_{cond}), dado pela equação (2.7), é constituída pela soma da potência elétrica consumida pelo compressor e pelos ventiladores e é medida na entrada do mesmo, diretamente na rede de alimentação elétrica.

$$P_{cond} = P_{comp} + P_{vent} \quad (2.7)$$

Como conclusão, pode-se acrescentar que efetivamente, serão usadas as seguintes variáveis :

- Fluxo de massa de ar no evaporador (\dot{m}_i), dado pela equação (2.5). Para o cálculo desta variável tem-se o processo de medição de velocidade, descrito no capítulo 4. O volume específico é retirado da carta psicrométrica em função de TBU e TBS ou calculado conforme o equacionamento dado no capítulo 5, sendo que utilizou-se os valores da carta psicrométrica.
- Capacidade de refrigeração (Q_i), dada pela equação (2.7). Para o seu cálculo, retira-se os valores de entalpia da carta psicrométrica ou também se utiliza o equacionamento descrito no capítulo 5, sendo que utilizou-se os valores da carta psicrométrica.
- Potência elétrica consumida pelo condicionador (P_{ot}). Será medida na entrada do mesmo, diretamente na rede de alimentação elétrica.

O procedimento para a realização das medições em campo das variáveis acima descritas, os instrumentos necessários, as incertezas associadas, bem como os procedimentos gerais de medição, estão descritos no capítulo 3.

3 MEDIÇÕES BÁSICAS

Neste capítulo tem-se os requisitos gerais para instrumentação, testes e técnicas básicas de medição em campo.

As variáveis necessárias para a obtenção do EER, são as seguintes :

- temperatura de bulbo seco na entrada e na saída do evaporador;
- temperatura de bulbo úmido na entrada e na saída do evaporador;
- vazão de ar na saída do evaporador;
- potência elétrica consumida pelo aparelho.

Como o EER varia com a temperatura externa, esta variável também deve ser medida, para efeitos de correlações e análises posteriores, apesar de não participar do cálculo.

3.1 SELEÇÃO DOS INSTRUMENTOS

O mais importante na seleção dos instrumentos é combinar a incerteza mínima destes com as tolerâncias de medição permitidas.

Com o objetivo de minimizar o erro da instrumentação, as faixas de medição dos instrumentos devem ser selecionadas próximas das medidas que se pretende realizar, sem risco de ultrapassar os limites do instrumento. Muitas incertezas de instrumentos são expressas em percentagem do valor final de escala, os quais irão resultar em erros muito grandes, quando as quantidades medidas não estiverem próximas ao valor final de escala. Nestes casos instrumentos com diferentes faixas de medição devem ser utilizados.

A seguir, apresentam-se os instrumentos que possibilitam o monitoramento das variáveis necessárias para a obtenção do EER. Os instrumentos, suas incertezas e procedimentos de medição descritos, são baseados nas normas NBR 5882.1983 - Condicionadores de Ar Domésticos, Determinação das Características (ABNT.1983), ANSI/ASHRAE Standard 111-1988 - Practices for Measurement, Testing, Adjusting, and balancing of Building Heating, Ventilation, Air Conditioning and Refrigeration Systems.(ANSI/ASHRAE.1989) e ARI Standard 210-1981- Unitary Air-Conditioning Equipament (ARI.1981).

3.2 TEMPERATURAS

As temperaturas do ar a serem medidas consistem nas temperaturas de bulbo seco (TBS) e de bulbo úmido (TBU). Estas são necessárias para determinar os volumes específicos, as umidades, as entalpias, de modo a quantificar as trocas de calor efetuadas pelo fluxo de ar que circula através do sistema.

3.2.1 Temperatura de bulbo seco

Para a medição da temperatura de bulbo seco, as seguintes recomendações se fazem necessárias (ANSI/ASHRAE Standard 111-1988):

- a) Como existe um perfil de temperatura não uniforme ao longo da área de passagem do ar, no insuflamento, um número suficiente de leituras deve ser obtido para assegurar que um valor médio represente o valor real.
- b) Se a velocidade que acompanha o perfil de temperatura também não for uniforme, os valores de temperatura deverão ser apropriadamente ponderados para a determinação da temperatura média.
- c) Quando TBU e TBS, são obtidas simultaneamente, o dispositivo de medição de bulbo seco (BS) deverá estar posicionado antes do dispositivo de medição de bulbo úmido (BU) dentro do fluxo de ar, para assegurar que as leituras do primeiro não sejam influenciadas pelos efeitos que o segundo possa ter na porção do fluxo de ar. Quando se determina a diferença entre TBU e TBS, os dois dispositivos de medição devem ser calibrados um contra o outro, para obter a melhor incerteza.
- d) Não deverá haver umidade “líquida” no fluxo de ar, no ponto onde é obtida a leitura de TBS.
- e) O sensor deverá estar protegido da radiação, pois esta poderá influenciar na leitura.
- f) As medições de temperatura deverão ser feitas em um tempo suficiente para assegurar que um valor constante seja lido. Se houver oscilação entre os valores, que valores médios representativos possam ser determinados.
- g) Para um ambiente condicionado normal, sob boas condições de medição em campo, a incerteza aceitável para a TBS é de $\pm 0,5$ °C.

3.2.2 Instrumentos para medição de TBS

As medições de temperatura de bulbo seco serão efetuadas com os seguintes instrumentos:

a) Termômetro de coluna:

Os termômetros de coluna são encontrados em várias graduações, sendo que a norma recomenda que o termômetro usado deve ter intervalos de graduação de $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ (NBR 5882-1983). Neste trabalho os termômetros disponíveis têm intervalos de $0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$. Para um melhor controle das incertezas de medição, deve-se calibrá-los contra um termômetro padrão. Deve-se considerar na leitura que possuem um tempo de resposta relativamente longo, havendo um retardo e uma perda na indicação de uma mudança brusca de temperatura.

b) Termômetro digital portátil (a base de termopares):

A incerteza do instrumento indicada é de $\pm 0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e pode ser conseguida com termopares calibrados pelo fabricante. Para o termômetro digital portátil OMEGA, mostrado na figura 3.1, pode-se efetuar medidas com termopares dos tipos K, T e J que possui resolução de $0,1\text{ }^{\circ}\text{C}$ e incerteza de medição de $\pm 0,6\text{ }^{\circ}\text{C}$, para os três tipos de termopar.

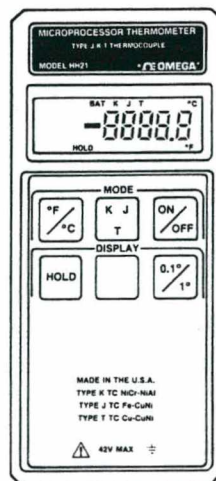


FIGURA 3.1 - Termômetro digital portátil OMEGA.

c) Módulo de aquisição de dados (a base de termistor (NTC)):

Para o monitoramento das temperaturas interna e externa durante todo o dia, utilizou-se um módulo de aquisição modelo “Júnior”, da empresa ACR, apresentado na figura 3.2. O ACR JR. Info Logger é um equipamento barato e fácil de usar, não apresenta chaves, botões ou opções de regulagem. É regulado para contínua aquisição de milhares de leituras, armazenando-as em sua memória interna. Os dados são visualizados através do programa JR Graph software, compatível com IBM PC e ambiente MS Windows. Este equipamento é revestido de poliuretano, com dimensões de 33 x 43 x 15 mm, possui 8 Kb de memória, bateria com dois anos de vida e faz uma leitura a cada dois minutos. Sua faixa de medição é de -40 a 85 °C e a incerteza de medição é de $\pm 0,2$ °C.

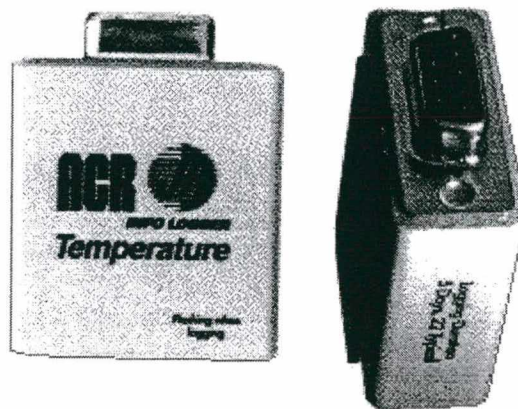


FIGURA 3.2 - Módulo de aquisição de temperatura ACR.

3.2.3 Temperatura de bulbo úmido

As recomendações feitas para as medições de bulbo seco, também se aplicam para as medições de bulbo úmido, acrescentando-se (ANSI/ASHRAE Standard 111-1988):

- Deverá ser usada somente água destilada para umedecer a mecha de algodão do sensor de bulbo úmido;
- As mechas devem estar limpas e completamente molhadas durante a medição;

- c) Em todas as medições de temperatura de bulbo úmido deve-se garantir a existência de umidade suficiente e aguardar o tempo necessário para que o equilíbrio de evaporação seja atingido;
- d) A velocidade de passagem do ar através do bulbo úmido deve ser de 3 a 5 m/s durante a leitura, para termômetros com diâmetro de bulbo igual ou inferior a 6,5 mm. Para qualquer outro tipo de instrumento, a velocidade do ar deve ser suficiente para obter as condições de equilíbrio;
- e) Para um ambiente condicionado normal, sob boas condições de medição em campo, a incerteza aceitável para a TBU é de $\pm 1,5$ °C (para temperaturas ambientes entre 10 e 27 °C).

3.2.4 Instrumentos para medição de TBU

As medições de temperatura de bulbo úmido serão efetuadas com um psicrômetro de aspiração, este instrumento, mostrado na figura 3.3, da marca Rossel Messtchnik (Alemanha), fornece simultaneamente as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido. Têm uma incerteza de $\pm 0,6$ °C, que é limitada pelo diâmetro do bulbo e pela graduação da escala, esta incerteza equivale a 3,5% da umidade relativa .

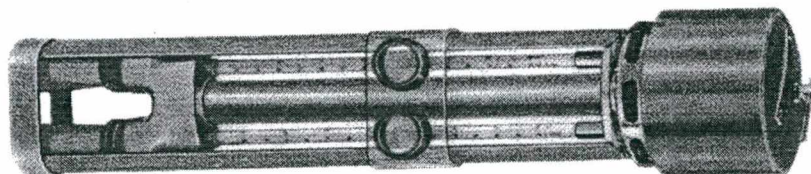


FIGURA 3.3 - Psicrômetro de aspiração.

3.2.5 Calibração dos termômetros

Nesta seção são especificados os termômetros destinados a medir TBU e TBS do psicrômetro de aspiração, descrito no item 3.2.4, descrito o processo de calibração, faixas e as incertezas de medição. O termômetro padrão utilizado possui certificado de calibração emitido pelo Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo (IPT) e dados conforme o quadro 3.1. Procedeu-se, então, uma comparação com os termômetros do psicrômetro usado nas medições.

QUADRO 3.1 – Dados do termômetro padrão (SMP).

Fabricante:	Precision
Líquido termostático :	Mercúrio
Numero de série:	3381
Faixa de operação:	-12,2 a 52,2 °C
Menor divisão de escala:	0,1 °C
Incerteza do SMP:	$\pm 0,02$ °C
Certificado de calibração:	Nº 765.917, emitido pelo IPT em 28/12/88.

A faixa de temperatura destas calibrações será de 6,0 a 40,0 °C, pois as temperaturas a serem medidas no desenvolvimento do trabalho sempre estarão nesta ordem de grandeza.

Para efetuar-se esta calibração desmontou-se o psicrômetro e retirou-se os termômetros, os quais foram calibrados simultaneamente em um banho termostático, modelo Q.350 2, marca QUIMIS, pertencente ao LMPT - EMC – UFSC. Os três termômetros (padrão e a calibrar) foram fixados em um suporte, imergindo-se os bulbos em água, como mostrado na figura 3.4. Para as medidas abaixo da temperatura ambiente (6 a 22 °C) colocou-se gelo na água do banho, com a hélice de homogeneização da temperatura do banho sempre ligada, até que se atingisse a temperatura desejada. A partir da temperatura ambiente aqueceu-se gradativamente o banho com uma resistência elétrica. Neste caso deve-se esperar sempre a estabilização da leitura, em razão de elevada constante de tempo dos termômetros.

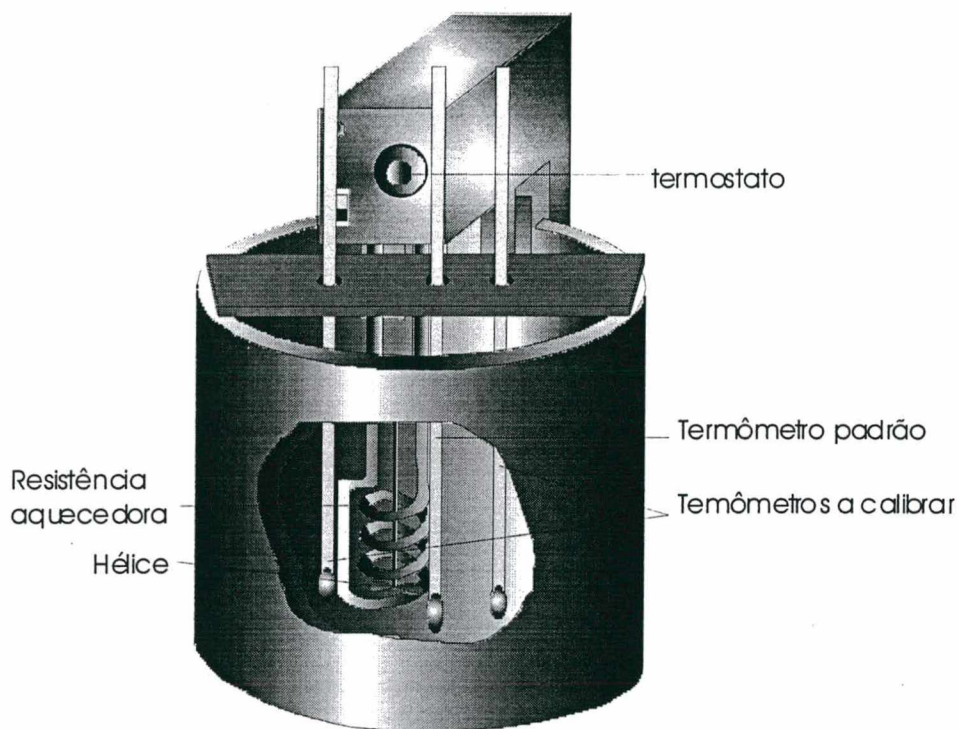


FIGURA 3.4 - Montagem do sistema de calibração, no banho termostático, modelo Q.350 2, marca QUIMIS.

Os dois termômetros (TBU e TBS) são iguais e seus principais dados são apresentados no quadro 3.2. Os resultados da calibração constam da tabela 3.1.

QUADRO 3.2 – Termômetros do psicrômetro.

Fabricante:	GDR –TG (Alemanha)
Líquido termostático :	Mercúrio
Numero de Série:	TBU - 5846 / TBS - 6161
Menor divisão de escala:	0,2 °C
Faixa de operação:	-30 a 40 °C

TABELA 3.1 – Resultados da calibração dos termômetros.

Termômetro TBS (°C)	Termômetro TBU (°C)	Termômetro Padrão (°C)	Erro _{TBS}	Erro _{TBU}
6,6	6,6	6,5	-0,1	-0,1
7,8	7,8	7,8	0,0	0,0
8,8	8,8	8,7	-0,1	-0,1
10,4	10,4	10,3	-0,1	-0,1
11,6	11,6	11,5	-0,1	-0,1
13,4	13,4	13,3	-0,1	-0,1
14,6	14,6	14,5	-0,1	-0,1
15,8	15,8	15,8	0,0	0,0
20,2	20,2	20,2	0,0	0,0
25,0	25,0	24,9	-0,1	-0,1
27,9	27,9	27,9	0,0	0,0
30,2	30,2	30,2	0,0	0,0
34,2	34,2	34,2	0,0	0,0
38,8	38,7	38,7	-0,1	0,0
40,0	40,0	40,0	0,0	0,0

Analisando-se os dados obtidos na calibração observa-se um erro máximo (E_{\max}) de 0,1 °C tanto para o termômetro de medição de TBS, como o para a medição de TBU. Considerando que o termômetro padrão apresenta uma incerteza de medição de 0,02 °C tem-se que a incerteza de medição (I_M) para os dois termômetros são iguais, dada pela soma dos valores acima:

$$I_M = \pm (0,10 + 0,02) = \pm 0,12 \text{ °C.}$$

Segundo a norma ANSI/ASHRAE Standard 111-1988 as incertezas de medição aceitáveis para TBS e TBU, são de $\pm 0,5 \text{ °C}$ e $\pm 1,5 \text{ °C}$, respectivamente, estando assim dentro das recomendações sugeridas. Desta forma com a calibração, verificou-se que os termômetros destinados a medir TBU e TBS apresentam incertezas de medição bastante razoáveis estando abaixo das incertezas estabelecidas por norma, conforme foi discutido nos itens 3.2.1 e 3.2.3.

3.3 POTÊNCIA ELÉTRICA

A potência elétrica consumida pelo condicionador de ar pode ser medida através de um medidor de potência ou medindo-se a corrente elétrica e a tensão, obtendo-se então o produto entre elas. O aparelho utilizado para esta medição foi o medidor portátil digital de potência, este aparelho mede a potência elétrica e tem opções de leitura de corrente, tensão e energia. A incerteza de medição admissível para a potência é de $\pm (1\% \text{ leitura} + 0,5\% \text{ VFE})$. O MCP 500, YOKOGAWA, mostrado na figura 3.5, possui um display para leitura direta da energia consumida em Wh, potência instantânea, tensão, corrente e tempo de ensaio. Também possui memória interna para armazenamento dos dados de medição e seus valores máximos e mínimos. Para a medição de potência a resolução deste aparelho é de 1 W e a incerteza de medição é de $\pm (0,2\% \text{ leitura} + 0,2\% \text{ VFE})$, sendo VFE o valor final de escala, igual a 4400 W.



FIGURA 3.5 – Medidor de consumo portátil MCP 500, YOKOGAWA.

3.4 VELOCIDADE

O medidor de fluxo de massa em calorímetros usa um sistema de bocais, sendo uma função da diferença de pressões estáticas, área, coeficiente de descarga, volume específico, etc. Este sistema de medição é inviável para uso em campo devido a sua complexidade e ao fato de impor uma perda de carga ao sistema. Por isto, a vazão mássica de ar (\dot{m}_i) será medida através de anemômetro, fazendo-se a integração ao longo da área de passagem do ar.

$$\dot{m}_i = \frac{A_i V_i}{v_i}, \quad (3.1)$$

sendo V a velocidade do escoamento de ar, A a área de passagem do fluxo de ar e v o volume específico.

A seguir, descreve-se os instrumentos usados para a medição de velocidade:

a) Termoanemômetro:

Consiste de um termoelemento montado sobre uma sonda, o que proporciona um método simples e direto de determinação da velocidade do ar em campo. A sonda é colocada na corrente de ar e o movimento do ar que passa pelo sensor de velocidade, eletricamente aquecido, tende a resfriá-lo em proporção à velocidade do fluxo de ar. Este resfriamento provoca uma variação da corrente elétrica, que é detectada para efetuar a medição da velocidade. Os componentes eletrônicos e os sensores são geralmente combinados em um equipamento portátil, que interpreta o sinal do sensor e fornece diretamente a leitura da velocidade do ar em um display analógico ou digital. Normalmente, este instrumento permite também a leitura da temperatura do ar sendo denominado então de termoanemômetro, como o da marca ALNOR, mostrado na figura 3.6, que possui faixas de medição de 0,1 a 15,0 m/s e 0 a 70 °C, com incerteza de medição de $\pm 0,03$ m/s para a velocidade e $\pm 0,4$ °C.

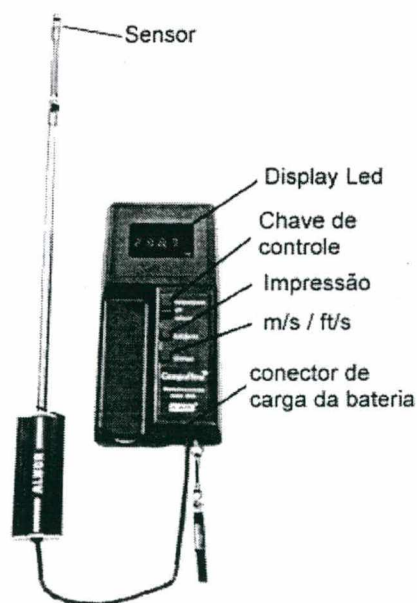


FIGURA 3.6 – Termoanemômetro ALNOR.

b) Anemômetro tipo sensor de hélice :

Seu princípio de medição consiste de um sensor indutivo que conta as voltas da hélice e envia uma série de pulsos para o instrumento, onde será convertido e indicado em velocidade, que é mostrada em um visor de cristal líquido. O erro inicial causado pela fricção é corrigido eletronicamente. O diâmetro da hélice é inferior a 25 mm e a faixa de medição varia de 0,4 a 40 m/s.

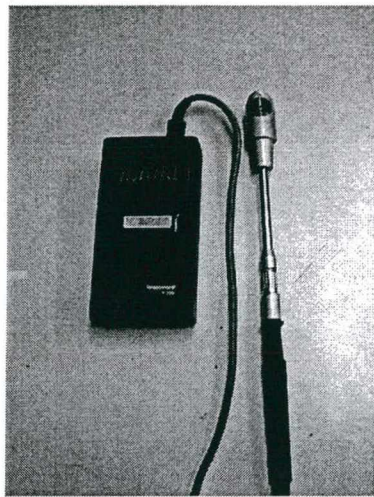


FIGURA 3.7 – Anemômetro tipo sensor de hélice, marca TestoTerm.

c) Velômetro:

Este instrumento é projetado para medir velocidades do ar dentro de dutos de aquecimento e ventilação, em grelhas, difusores e áreas abertas, também podendo ser usado para medir pressão estática em dutos. Seu princípio de funcionamento é baseado em um tubo de Pitot. O velômetro ALNOR, mostrado na figura 3.8, possui três dispositivos para a seleção da faixa de medição, sendo elas de 0 a 1,5 m/s, 1,0 a 12,5 m/s e 5,0 a 50,0 m/s. As incertezas de medição são de $\pm 2\%$ do valor final de escala para a velocidade em todas as faixas e de $\pm 5\%$ do valor final de escala para a pressão estática em todas as faixas.

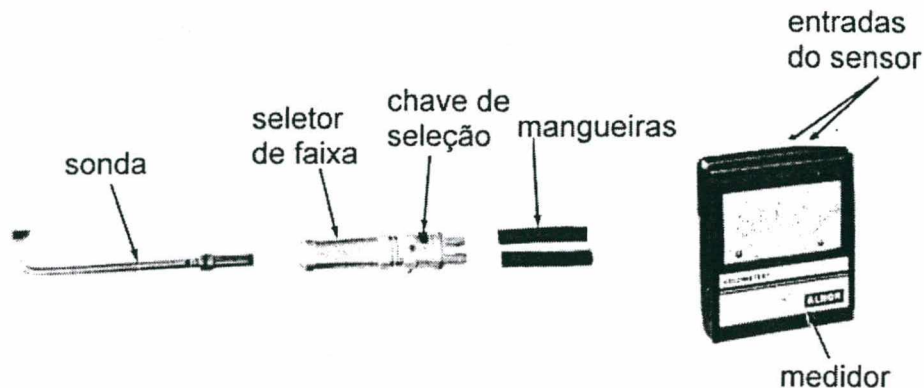


FIGURA 3.8 – Velômetro ALNOR.

Entretanto após uma comparação contra os anemômetros calibrados verificou-se que apesar de possuir sensor especial para baixa velocidade, existe uma grande diferença entre os valores lidos para a faixa de medição de interesse, sendo, portanto, descartado o uso deste equipamento.

3.4.1 Calibração dos anemômetros

Nesta seção serão especificados os anemômetros, descrito o processo de calibração, faixas e as incertezas de medição. O anemômetro padrão utilizado como referência foi um termoanemômetro com certificado de calibração emitido pelo British Standard Institute (BSI) e dados conforme o quadro 3.3. De posse deste padrão, procedeu-se, então, à comparação com os anemômetros usados nas medições.

QUADRO 3.3 – Dados do anemômetro padrão (SMP).

Fabricante:	Airflow Developments Limited (Inglaterra)
Tipo:	Termoanemômetro
Numero de Série:	74860
Faixa de medição:	0,00 a 30,00 m/s
Incerteza do SMP:	0,9 % ou 0,05 m/s
Certificado de calibração:	Nº 1F74860A5/95, emitido pelo BSI em 10/07/95.

A faixa de velocidade destas calibrações foi de 0 a 15 m/s, pois as velocidades a serem medidas no desenvolvimento do trabalho sempre estarão abaixo de 15 m/s.

Os anemômetros foram calibrados no túnel de vento, do Laboratório de Ciências Térmicas - EMC - UFSC. Este túnel possui seção transversal $457 \times 457 \text{ mm}^2$ e uma velocidade máxima de 30,5 m/s na seção de saída. Este processo foi realizado em túnel de vento, porque este proporciona um escoamento uniforme, com velocidade constante em quase toda a área da seção transversal na saída do túnel.

Para a calibração, fixou-se os dois anemômetros (padrão e a calibrar) em um suporte, que foi posicionado no centro da seção de saída do túnel, como mostrado na figura 3.9. Este procedimento foi repetido para os dois anemômetros, em dias diferentes.

Para verificar se a velocidade do ar seria a mesma nos dois anemômetros, fez-se algumas leituras em uma determinada posição e depois trocou-se as posições dos anemômetros uma pela outra, constatando-se que em cada posição a leitura se manteve constante para ambos.

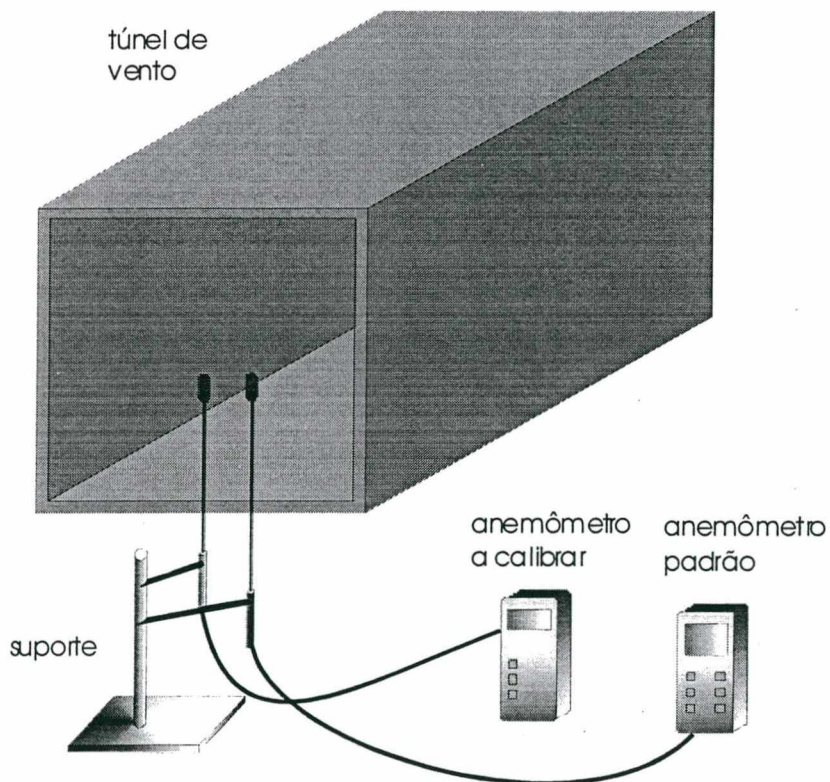


FIGURA 3.9 - Montagem do sistema de calibração.

a) Calibração do termoanemômetro:

O primeiro anemômetro a ser calibrado foi o termoanemômetro, cujos principais dados são apresentados no quadro 3.4. Os resultados da calibração constam da tabela 3.2.

QUADRO 3.4 – Anemômetro tipo fio quente.

Fabricante:	Alnor Instrument Company (EUA)
Tipo:	Termoanemômetro
Modelo:	CompuFlow 8565
Numero de Série:	P1229
Faixa de medição:	0,00 a 15,00 m/s

TABELA 3.2 – Resultados para o anemômetro de fio quente (ABS - Valor absoluto;
VFE - Valor final de escala - 15,00 m/s).

Leitura do instrumento (m/s)	Leitura do padrão (m/s)	Tendência	
		ABS	% VFE
0,35	0,40	-0,05	-0,33
0,61	0,63	-0,02	-0,13
0,82	0,82	0,00	0,00
1,00	1,00	0,00	0,00
1,22	1,22	0,00	0,00
1,59	1,54	0,05	0,33
1,83	1,80	0,03	0,20
2,13	2,13	0,00	0,00
2,53	2,54	-0,01	-0,07
2,70	2,72	-0,02	-0,13
3,05	3,10	-0,05	-0,33
3,50	3,60	-0,10	-0,67
3,90	4,08	-0,18	-1,20
4,20	4,35	-0,15	-1,00
5,30	5,77	-0,47	-3,13
6,40	6,70	-0,30	-2,00
9,40	9,64	-0,24	-1,60
11,30	11,60	-0,30	-2,00
14,30	14,22	0,08	0,53

Analisando-se os dados obtidos na calibração observa-se um erro máximo (E_{max}) de 0,47 m/s, para a velocidade de 5,3 m/s. Este valor corresponde a 3,13% do VFE. Considerando que o anemômetro padrão apresenta uma incerteza de medição de 0,05 m/s (0,9% do VFE) tem-se a incerteza de medição (I_M), dada pela soma dos valores acima:

$$I_M = \pm (0,47 + 0,05) = \pm 0,52 \text{ m/s.}$$

Para os percentuais relativos ao fundo de escala (VFE= 15 m/s) tem-se a soma, ou seja:

$$I_M = \pm (3,13 + 0,9)\% \text{ VFE} = \pm 4\% \text{ VFE.}$$

b) Calibração do anemômetro com sensor de hélice:

O segundo anemômetro a ser calibrado foi o de sensor de hélice, cujos principais dados são apresentados no quadro 3.5. Os resultados da calibração constam da tabela 3.3.

QUADRO 3.5 – Anemômetro de hélice.

Fabricante:	TestoTerm (Alemanha)
Tipo:	Sensor de hélice
Modelo:	Testovent 4300
Numero de Série:	6367
Faixa de medição:	0,5 a 40,0 m/s

TABELA 3.3 – Resultados para o anemômetro com sensor de hélice (ABS - Valor absoluto; VFE - Valor final de escala - 40,00 m/s).

Leitura do instrumento (m/s)	Leitura do padrão (m/s)	Tendência	
		ABS	% VFE
0,0	0,40	-0,4	-1,0
0,0	0,80	-0,8	-2,0
0,6	1,15	-0,55	-1,4
0,7	1,20	-0,5	-1,3
1,1	1,50	-0,4	-1,0
1,7	2,00	-0,3	-0,8
2,1	2,50	-0,4	-1,0
2,6	3,00	-0,4	-1,0
4,4	5,01	-0,61	-1,5
4,8	5,50	-0,7	-1,8
5,3	6,00	-0,7	-1,8
5,8	6,50	-0,7	-1,8
6,2	7,00	-0,8	-2,0
7,2	8,00	-0,8	-2,0
8,0	9,00	-1	-2,5
8,5	9,50	-1	-2,5
8,9	10,00	-1,1	-2,8
10	11,30	-1,3	-3,3
13,3	15,00	-1,7	-4,3

Analisando-se os dados obtidos na calibração observa-se um erro máximo (E_{\max}) de 1,7 m/s, para a velocidade de 13,3 m/s. Este valor corresponde a 4,3% do VFE. Considerando que o anemômetro padrão apresenta uma incerteza de medição de 0,05 m/s (0,9% do VFE) tem-se a incerteza de medição (I_M), dada pela soma dos valores acima:

$$I_M = \pm (1,7 + 0,05) = \pm 1,75 \text{ m/s.}$$

Para os preceituais relativos ao fundo de escala (VFE= 40 m/s) tem-se a soma, ou seja:

$$I_M = \pm (4,3 + 0,9)\% \text{ VFE} = \pm 5,2\% \text{ VFE.}$$

Após a calibração, verificou-se que o anemômetro com sensor de hélice não efetua leituras abaixo de 1,0 m/s e apresenta uma incerteza maior que a do termoanemômetro, ou seja $\pm 1,8$ m/s contra $\pm 0,5$ m/s. Assim, decidiu-se pelo uso do anemômetro de fio quente modelo Compu Flow 8563.

4 METODOLOGIA

O índice de eficiência que será usado neste trabalho será o EER (Energy Efficiency Ratio), especificado pela norma “ARI.1981. Standard for Unitary Air - Conditioning Equipment. ARI Standard 210 -1981”. Este índice é calculado pela divisão da capacidade de refrigeração em Btu/h pela potência consumida em Watts de um condicionador de ar, expresso em Btu/Wh. Este coeficiente é normalmente fornecido pelo fabricante. Entretanto, usando-se unidades do Sistema Internacional (SI), este valor torna-se adimensional.

Um outro índice de eficiência é o COP (Coeficiente de Performance), que é adimensional. Não foi porém utilizado neste trabalho por se aplicar somente a potência consumida pelo compressor, enquanto que o EER também considera a potência consumida pelos ventiladores.

4.1 OBTENÇÃO DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA (EER) EM CALORÍMETRO

Os valores de EER são obtidos atualmente em calorímetros, que são equipamentos destinados a medir a capacidade de refrigeração ou aquecimento de condicionadores de ar. Os calorímetros podem, complementarmente, ser usados para determinar a corrente absorvida, a potência elétrica consumida e vazões de ar dos condicionadores em ensaio, sob condições de umidade, pressão e temperatura controladas. O calorímetro pode ser do tipo psicrométrico ou balanceado e é composto de dois compartimentos, separados por uma parede divisória de material isolante, na qual o aparelho é instalado. Este trabalho será baseado nas condições de calorímetro psicrométrico, mostrado na figura 4.1.

A capacidade de refrigeração do condicionador neste tipo de calorímetro é medida de acordo com a norma “NBR 5882 (ABNT) - Condicionadores de ar domésticos, determinação das características”. O cálculo da capacidade de refrigeração é feito com base na diferença de entalpia do ar, na entrada e na saída do condicionador no ambiente interno.

A vazão de ar através do evaporador e as condições do ar na sua saída são medidas usando o túnel psicrométrico, mostrado na figura 4.1. Medindo-se a pressão estática no bocal e as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido do ar na saída do evaporador, calcula-se a vazão

do ar através da mesma. Do mesmo modo obtém-se as condições do ar no ambiente interno, ou seja, na entrada do evaporador, para calcular a diferença de entalpia do ar através do evaporador.

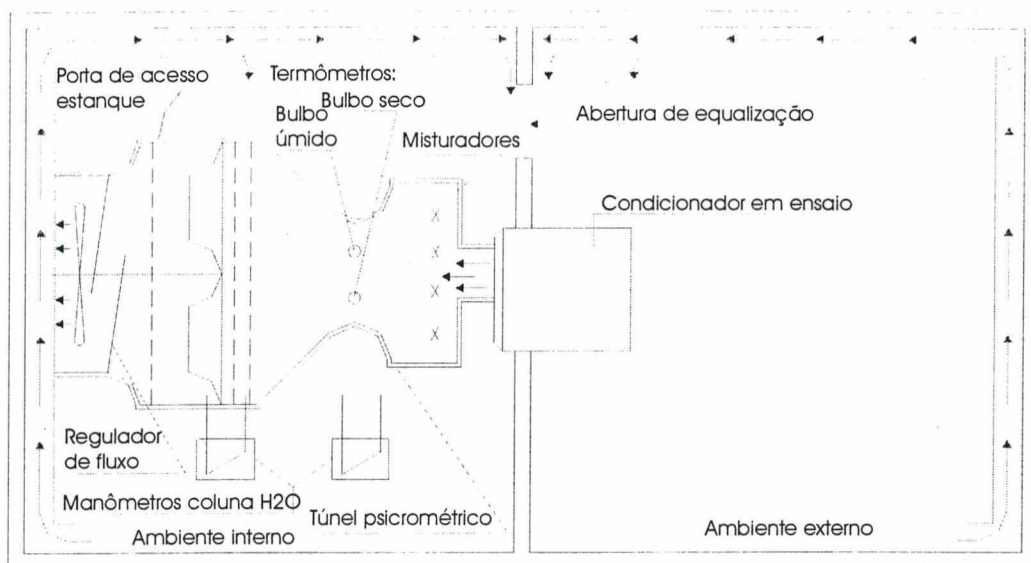


FIGURA 4.1 - Calorímetro psicrométrico.

Existe ainda uma parcela de perda de calor a ser considerada, uma vez que a medição não é feita logo na saída do evaporador, mas após o bocal do túnel psicrométrico. Ao percorrer esta distância, o ar troca calor com o ambiente interno, pela parede do túnel.

A capacidade de refrigeração ou aquecimento é dada pela equação (4.1), seguinte:

$$Q_s = \dot{m}_r (h_r - h_i) + q_p, \quad (4.1)$$

onde

\dot{m}_r é o fluxo de massa no evaporador; h_r é a entalpia do ar na entrada do evaporador; h_i é a entalpia do ar na saída do evaporador e q_p é a perda de calor no túnel, dada pela equação (4.2).

$$q_p = k \Delta t, \quad (4.2)$$

sendo Δt a diferença de temperatura de bulbo seco entre o ar do ambiente e o ar no interior da câmara plena (túnel psicrométrico) e k é o coeficiente global de troca de calor pelas paredes do túnel, dependente do isolamento.

De acordo com a norma “NBR 5858 (ABNT) - Condicionador de ar doméstico – Especificação”, a determinação da capacidade de refrigeração deve ser obtida por ensaios conduzidos nas condições da tabela 4.1. As especificações A e B referem-se ao tipo de clima ao qual o aparelho se destina, ou seja, clima similar ao especificado nas condições de ensaio, representado pela temperatura de bulbo seco externa.

TABELA 4.1 - Condições de ensaio padrão para refrigeração.

Temperaturas		Tipo	
		A	B
Ambiente interno	bulbo seco	27 °C	29 °C
	bulbo úmido	19 °C	19 °C
Ambiente externo	bulbo seco	35 °C	46 °C
	bulbo úmido	24 °C	24 °C

4.2 MÉTODOS DE MEDIÇÃO DE VELOCIDADE, TBU E TBS EM CAMPO

Como foi visto no item anterior o processo de medição em calorímetro exige uma instalação especial, que é extremamente complexa, não apresentando condições de ser levada a campo. Desta forma, uma nova metodologia para obtenção das variáveis necessárias para o cálculo do EER foi desenvolvida e a seguir descreve-se este processo de medição.

As medições das velocidades e temperaturas de bulbo seco e úmido no insuflamento foram feitas utilizando-se um anemômetro e um psicrômetro. Durante o desenvolvimento do trabalho aperfeiçoou-se a metodologia de medição, cuja evolução descreve-se a seguir. O condicionador de ar utilizado para estes levantamentos iniciais foi da marca Consul, modelo Airmaster, com capacidade nominal de refrigeração igual a 10.000 Btu/h.

O valor real da vazão foi obtido em calorímetro, constituindo-se de sete medições por ensaio de onde se calcula a vazão média, conforme mostrado na tabela 4.2. Este valor será usado para efeito de comparação durante o processo de desenvolvimento e escolha da metodologia de medição mais adequada.

TABELA 4.2 – Vazões de ar de insuflamento obtidas no calorímetro tipo psicrométrico.

Medição	Vazão 1 (m ³ /s)	Vazão 2 (m ³ /s)	Vazão 3 (m ³ /s)	Vazão 4 (m ³ /s)	Vazão 5 (m ³ /s)	Vazão 6 (m ³ /s)	Vazão 7 (m ³ /s)	Média (m ³ /s)
1	0,104	0,105	0,104	0,104	0,104	0,105	0,104	0,104
2	0,105	0,105	0,105	0,105	0,105	0,105	0,105	0,105
3	0,105	0,105	0,105	0,105	0,105	0,105	0,105	0,105
4	0,104	0,104	0,104	0,104	0,104	0,104	0,104	0,104
5	0,105	0,105	0,105	0,105	0,104	0,105	0,105	0,105
Norma	0,105	0,105	0,105	0,105	0,105	0,105	0,105	0,105

4.2.1 Medição inicial de vazão e temperaturas posicionando os sensores diretamente na grelha de insuflamento

Inicialmente as medidas foram feitas tomando-se apenas um ponto no centro da grelha de insuflamento para medir TBU, TBS. A velocidade foi medida em vários pontos, mas sem a divisão por seções. Calculou-se então a velocidade média e as vazões, sendo estas mostradas na tabela 4.3.

TABELA 4.3 - Medições de vazão.

medidas	vazão (m ³ /s)
1	0,143
2	0,127
3	0,149
4	0,150

Analisando os valores das vazões, percebe-se que estes resultados apresentam pouca confiabilidade, pois as diferenças chegam a 15% entre os casos extremos. Sendo a vazão real do aparelho igual a 0,105 m³/s, ou seja, 21% de diferença entre o valor mais próximo e 42% de diferença entre o valor mais distante.

Ao verificar que as temperaturas e velocidades variavam muito, a área de insuflamento foi dividida em 16 seções, realizando-se as medidas no ponto central de cada uma, como mostrado na figura 4.2. Neste caso tem-se problemas com os direcionadores de ar da grelha, pois uma mudança em suas posições, resulta em alterações nos valores de vazão. Além disto esta situação não permite um correto posicionamento do psicrômetro no fluxo de ar. Os perfis de velocidade são mostrados na figura 4.3, representando as leituras em cada seção para quatro

situação não permite um correto posicionamento do psicrômetro no fluxo de ar. Os perfis de velocidade são mostrados na figura 4.3, representando as leituras em cada seção para quatro conjunto de medições. Observa-se uma grande flutuação nas velocidades em função das mudanças de direção impostas ao fluxo de ar e em função do tipo de ventilador utilizado pelo equipamento.

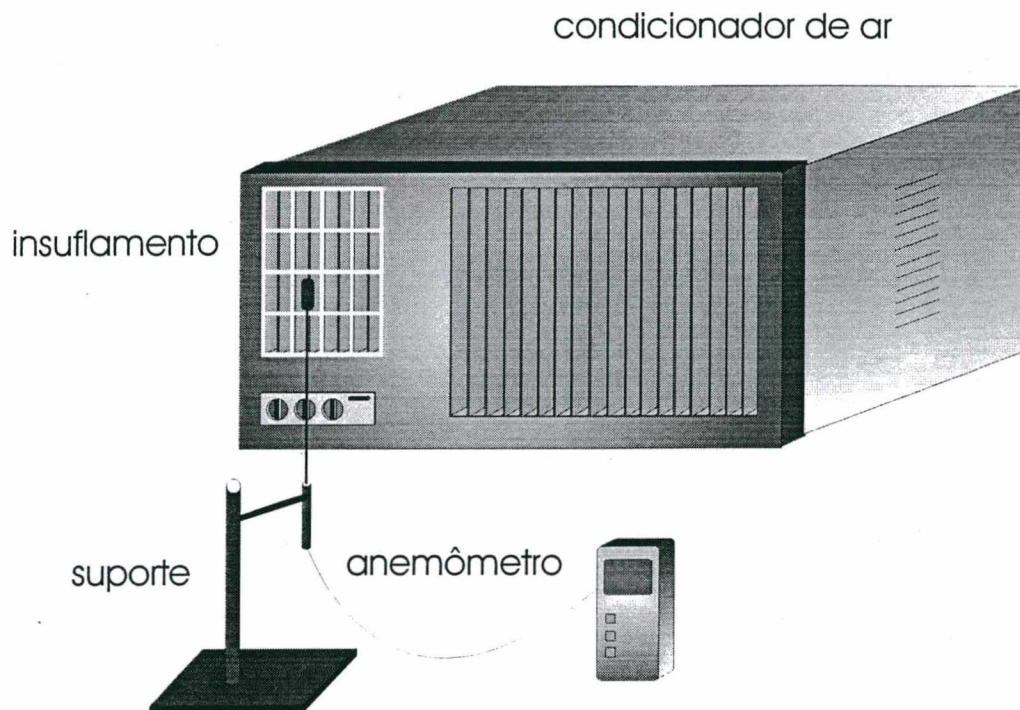


FIGURA 4.2- Medição na grelha de insuflamento.

4,98	3,38	0,35	-1,13
4,92	3,55	0,36	-0,72
5,02	3,61	0,42	-0,65
5,02	3,47	0,38	-0,71
5,35	3,63	0,91	-0,85
5,27	3,88	0,64	-0,49
5,43	4,00	0,67	-0,50
5,39	3,98	0,63	-0,56
5,40	2,47	-0,44	-0,38
5,13	2,8	-0,43	-0,5
5,33	2,89	-0,46	-0,53
5,33	2,74	-0,46	-0,50
4,76	3,13	2,22	2,57
5,33	3,16	1,82	2,11
5,29	3,24	2,29	2,33
5,35	3,05	2,25	2,32

FIGURA 4.3- Velocidade (m/s) nos elementos de área de insuflamento.

Os resultados de vazão obtidos em função das velocidades neste sistema, para os quatro conjuntos de medições, são mostrados na tabela 4.4.

TABELA 4.4 – Velocidades médias (V_m) e vazões resultantes.

Séries	V_m (m/s)	vazão (m^3/s)
1	2,27	0,138
2	2,30	0,140
3	2,11	0,128
4	2,36	0,143

Analisando os valores das vazões, percebe-se que estes resultados continuam apresentando grandes diferenças, chegando a 10,5 % entre os casos extremos. No caso de se calcular uma vazão média entre os conjuntos de medição tem-se um erro percentual de 30,8 %, em relação a vazão real obtida em calorímetro.

As temperaturas medidas em cada elemento de área, TBS e TBU, também variam bastante conforme a posição na grelha de insuflamento. Os valores constam da figura 4.4.

9,8	9,6	12,2	19,8
8,6	8,6	9,6	12,8
10,0	10,4	10,4	19,8
8,8	9,2	9,2	14,8
10,4	11,2	11,2	19,2
9,2	9,8	9,8	13,0
11,0	11,6	11,6	15,2
9,4	9,6	9,6	10,6

FIGURA 4.4 - Perfis de temperaturas TBS e TBU (°C), na grelha de insuflamento.

4.2.2 Medição de vazão e temperaturas com um duto na grelha de insuflamento

Em uma tentativa de uniformizar o escoamento do ar, adaptou-se um duto (seção de 210 mm x 290 mm e 250 mm de comprimento), na grelha de insuflamento, sendo que o valor da seção do duto é igual ao da seção de saída no insuflamento. Os aparelhos de medição foram posicionados na extremidade do duto, conforme a figura 4.5. Para este conjunto de medições, a área de passagem do ar também foi dividida em 16 seções, com a colocação de fios para a delimitação. Neste caso verificou-se que o escoamento se mantinha muito instável e como não havia divisão física entre as seções, não se podia ter certeza das velocidades e temperaturas do ar medidas em cada área de passagem. As temperaturas TBS e TBU medidas segundo este procedimento, estão representadas na figura 4.6. Observa-se, também, grandes variações conforme a área de medição, indicando uma mistura incompleta do ar de insuflamento.

Também as velocidades em cada elemento de área foram medidas na saída do duto. Os resultados encontram-se na figura 4.7. Observa-se igualmente nesta montagem as grandes variações nas velocidades medidas, seja por flutuação desta, seja pela dificuldade de posicionamento dos sensores.

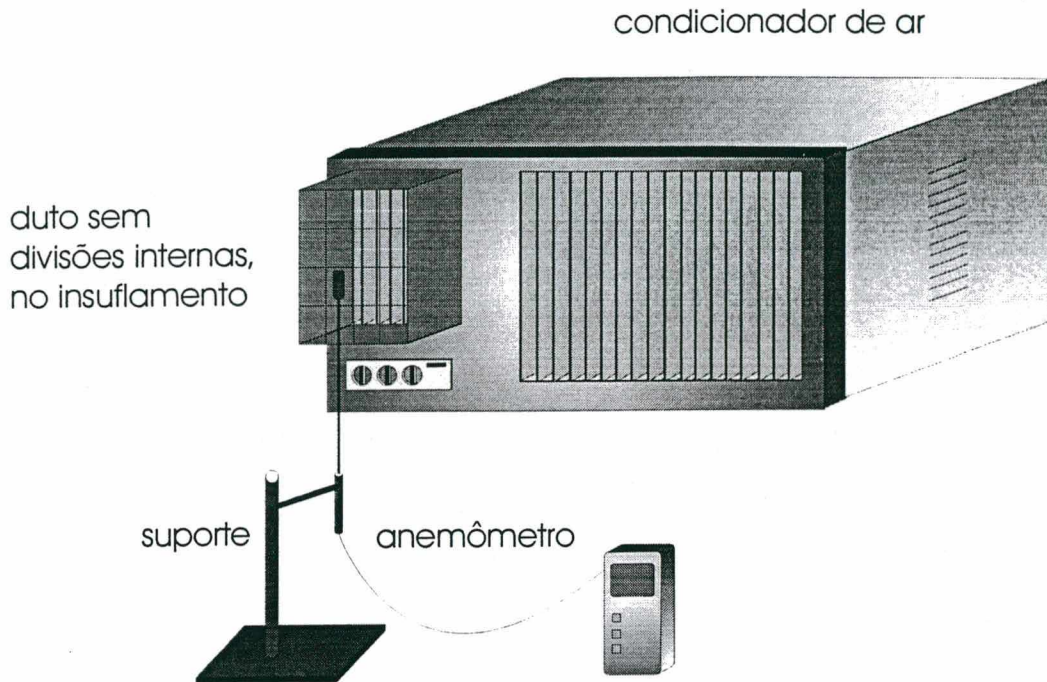


FIGURA 4.5- Medição com um duto na grelha de insuflamento.

10,4	10,4	10,4	11,2
9,6	9,6	9,6	11,0
10,6	10,8	11,4	15,2
9,6	9,8	10,4	13,0
10,8	10,6	11,4	13,2
9,8	9,8	10,6	11,6
11,0	11,6	13,4	15,8
10,2	10,4	13,0	15,0

FIGURA 4.6 – Perfis de temperaturas TBS e TBU (°C), na grelha de insuflamento.

1,84	1,44	-0,41	-0,36
1,59	1,09	-0,46	-0,41
1,59	0,92	-0,42	-0,43
1,71	1,43	-0,48	-0,50
3,19	2,31	0,40	0,28
3,18	2,29	0,48	0,28
3,15	2,29	0,55	0,27
3,31	2,42	0,65	0,30
3,33	4,00	2,31	1,23
3,24	3,90	2,21	0,98
3,05	3,57	2,07	1,09
3,30	4,04	2,49	1,20
4,75	3,44	2,64	1,8
4,70	3,33	2,50	1,81
4,62	3,21	2,49	1,71
4,76	3,44	2,75	1,79

FIGURA 4.7 - Velocidade (m/s) nos elementos de área de insuflamento.

As velocidades médias e as vazões obtidas por esta metodologia, em cada série de medições, encontram-se na tabela 4.5.

TABELA 4.5 – Velocidades médias (V_m) e vazões resultantes.

Séries	V_m (m/s)	vazão (m^3/s)
1	2,01	0,122
2	1,92	0,117
3	2,11	0,128
4	2,04	0,124

Analisando os valores das vazões, verifica-se que estes resultados continuam apresentando grandes diferenças, chegando a 10% entre os casos extremos. Tem-se então, em relação a vazão real, uma diferença de 11,1% para o valor mais próximo e 22,1% de diferença para o valor mais distante.

4.2.3 Medição de vazão e temperaturas com um duto com divisões internas na grelha de insuflamento

Ainda como tentativa de uniformizar o escoamento do ar, adaptou-se na grelha de insuflamento um duto de chapa galvanizada (seção de 210 mm x 290 mm e 250 mm de comprimento), com divisões internas transformando cada seção em um pequeno duto. Os sensores foram posicionados na extremidade do duto, conforme a figura 4.8. Este sistema foi desenvolvido para garantir que a velocidade e as temperaturas do ar em cada seção não sejam influenciadas pelo fluxo de ar das áreas vizinhas, uma vez que se tem um escoamento não uniforme, com velocidades que variam de 0,3 a 6,0 m/s nas diferentes áreas. Com a utilização deste duto tem-se uma maior uniformização do fluxo dentro de cada um dos 16 pontos de medição.

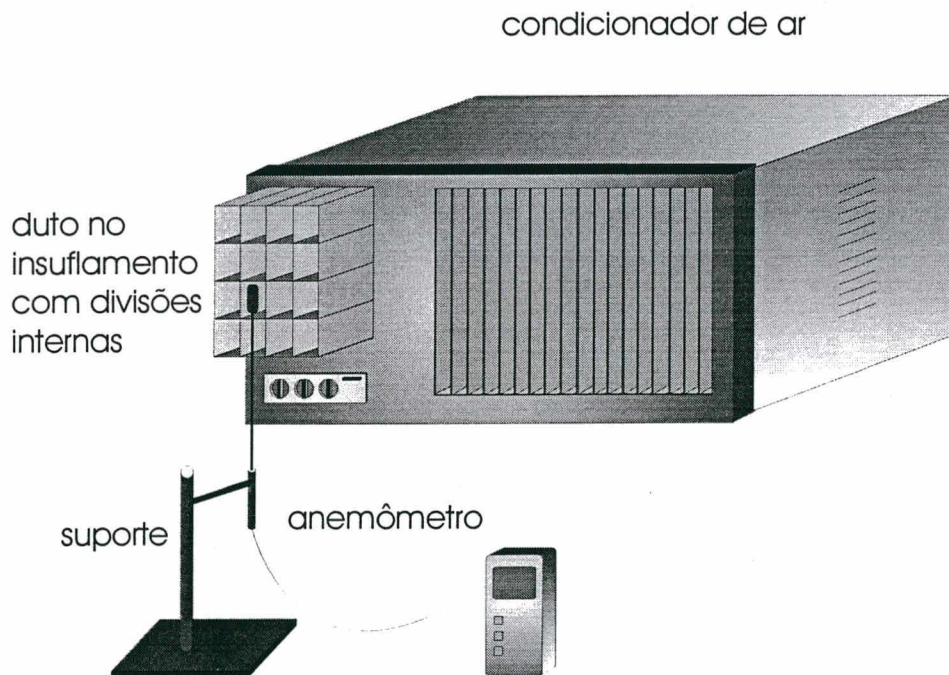


FIGURA 4.8- Medição com um duto com divisões internas na grelha de insuflamento.

Na figura 4.9, apresenta-se o perfil de temperaturas que se originaram deste sistema de medição, sendo que cada leitura está representada em sua devida seção.

12,4	13,4	20,0	22,2
11,4	11,8	15,4	18,4
12,8	13,6	18,6	22,8
11,6	12,0	15,6	18,0
13,4	14,8	17,2	21,0
11,8	12,8	15,4	18,2
12,6	13,2	19,6	15,2
11,6	12,0	12,8	13,2

FIGURA 4.9 – Perfis de temperaturas TBS e TBU (°C), ao longo da grelha de insuflamento.

Da mesma maneira, mediu-se as velocidades locais em cada célula da grade, numa série de quatro medidas diferentes, posicionando-se os sensores no centro de cada seção. Os resultados são apresentados na figura 4.10. Os valores de velocidade média e de vazão incluídos na tabela 4.6 mostram uma concordância bem mais acentuada, com uma diferença máxima de apenas 2,8% entre as velocidades médias.

4,07	2,61	-0,54	-0,95
3,98	2,91	-0,66	-1,01
4,05	2,82	-0,52	-0,92
4,08	2,60	-0,59	-0,83
4,31	3,57	0,28	-0,92
4,16	3,33	0,22	-0,52
4,34	3,25	0,18	-0,82
3,97	3,39	0,36	-0,96
4,51	3,33	0,52	-0,74
4,42	3,44	0,58	-0,67
4,47	3,26	0,46	-0,75
4,53	3,17	0,60	-0,57
4,69	2,77	1,66	1,22
4,92	2,95	1,69	1,21
4,87	2,84	1,66	1,33
4,90	2,82	1,61	0,99

FIGURA 4.10- Velocidade (m/s) nos elementos de área de insuflamento.

Vale lembrar que estes valores de velocidades ocorreram em diferentes condições de temperatura e umidade, demonstrando que as velocidades e a vazão não são influenciadas por estas condições.

TABELA 4.6 - Velocidades médias (V_m) e vazões resultantes.

medidas	V_m (m/s)	vazão (m^3/s)
1	1,90	0,115
2	1,93	0,118
3	1,91	0,116
4	1,88	0,114

Nos três métodos de medição, observou-se que em algumas seções havia sucção de ar ambiente, representado pelo sinal negativo da velocidade. Isto se deve ao fato do perfil de velocidade não estar totalmente desenvolvido após o ventilador. A possibilidade de se aumentar o tamanho do duto causa problema por impor uma perda de carga e uma variação da vazão. Para contornar este fato existe um exaustor no final do túnel psicrométrico no caso do calorímetro.

Assim em cada leitura de velocidade deve-se verificar o sentido do fluxo de ar para o cálculo correto da vazão.

Analisando os valores das vazões, para este caso, percebe-se que os resultados apresentam grande confiabilidade, pois as diferenças chegam a 3,4 % entre os casos extremos. Tem-se então, em relação a vazão real, uma diferença de 8,6% para o valor mais próximo e 12% de diferença para o valor mais distante.

Quanto à medição das temperaturas, pode-se verificar, conforme os perfis apresentados através dos três métodos, que estas variam muito de seção para seção na saída do evaporador (figuras 4.4, 4.6 e 4.9). No entanto, por se tratar de grandezas que estão variando com o tempo, não se pode quantificar suas incertezas associadas aos métodos de medição. Por outro lado, pode-se afirmar que somente no último método as temperaturas das seções vizinhas não influenciam nas leituras.

Desta forma as velocidades e temperaturas serão medidas com um duto com divisões internas na grelha de insuflamento, conforme o último procedimento, que apresentou maior confiabilidade.

4.3 PROCEDIMENTO DE MEDIÇÃO E CÁLCULO

Para o cálculo do EER, obtém-se um conjunto de leituras composto por temperatura de bulbo úmido e bulbo seco no retorno do evaporador, por temperatura de bulbo úmido e bulbo seco e velocidade (e área de passagem) do ar em cada seção do duto posicionado no insuflamento do condicionador de ar. Obtém-se, ainda, a potência elétrica consumida. Com estes valores coletados entra-se na carta psicrométrica (disponível em programas de computador), para se obter os valores das entalpias, volumes específicos e umidades, com objetivo de calcular a capacidade de refrigeração (Q_i), do aparelho em estudo. Ao se executar essas medições, deve-se tomar o cuidado de que o condicionador de ar esteja funcionando em regime contínuo, ou seja, com o compressor sempre ligado.

De posse dos valores de capacidade de refrigeração e da potência elétrica consumida, com base na Norma “NBR 5882 (ABNT) - Condicionadores de ar domésticos, determinação das características”, calcula-se então a eficiência energética (EER) do aparelho. Este valor é obtido pela razão entre a capacidade de refrigeração (Q_i) e a potência elétrica consumida (Pot).

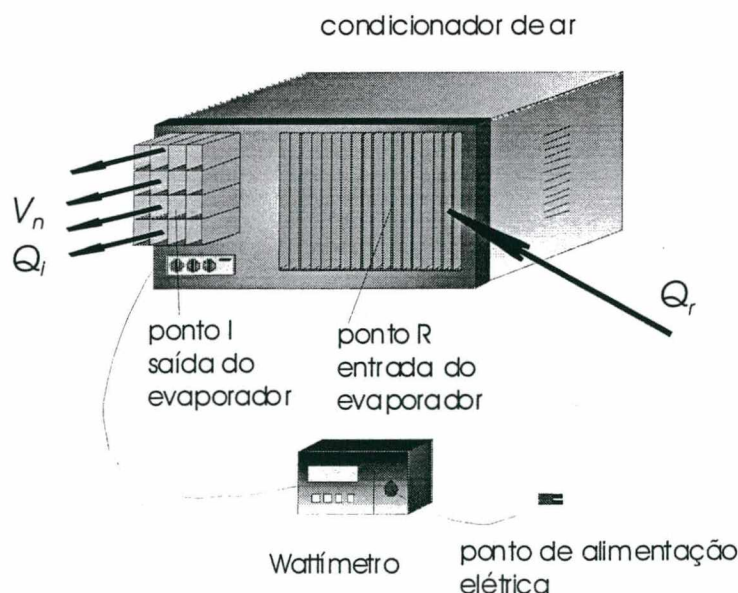


FIGURA 4.11 - Pontos de medição no condicionador de ar.

4.3.1 Pontos de medição das variáveis

As variáveis necessárias para o cálculo do EER serão medidas em diferentes pontos do condicionador, conforme indicado na figura 4.11:

a) Ponto R – Retorno do ar, entrada do evaporador:

Neste ponto, mede-se a temperatura de bulbo seco (TBS_r), e a temperatura de bulbo úmido (TBU_r) do ar de retorno, ou seja, do ar ambiente, utilizando um psicrômetro, como mostrado na figura 4.12. Pode-se ainda medir a umidade relativa (UR) do ar de entrada, utilizando medidores portáteis, uma vez que além de TBS, tanto TBU como UR podem ser usados para a obtenção das propriedades psicrométricas do ar. Com os valores de TBS_r e TBU_r ou UR_r , retira-se da carta psicrométrica o valor da entalpia do ar de retorno (h_r , em kJ/kg de ar seco).

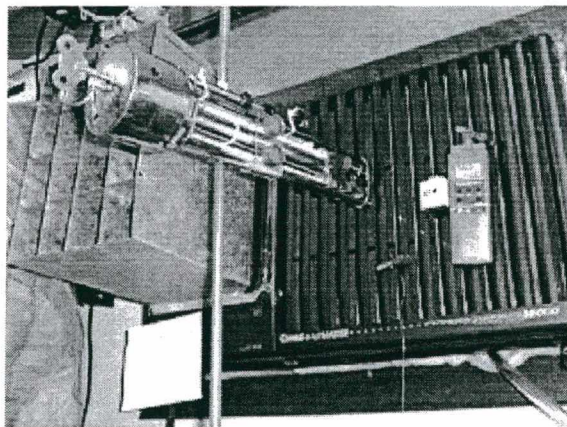


FIGURA 4.12 - Medição de TBU e TBS na entrada do evaporador.

b) Ponto I - Insuflamento de ar, saída do evaporador:

Neste ponto, mede-se a temperatura de bulbo úmido (TBU_n) e a temperatura de bulbo seco (TBS_n) do ar de insuflamento em cada seção, utilizando um psicrômetro, como mostrado na figura 4.13. Para a obtenção da vazão total (b_i) e da vazão em cada seção (b_n), mede-se a área de

passagem do ar (A_n) e a velocidade do ar (V_n) no ponto central de cada seção, como mostrado na figura 4.14.

Devido ao perfil não uniforme de TBU_i e TBS_i , e a velocidade que acompanha este perfil também não ser uniforme, uma média ponderada será tomada para a obtenção destas temperaturas, conforme recomendado no item 3.2.1 do capítulo 3. Esta média ponderada será executada de acordo com as equações 4.3 e 4.4.

$$TBU_i = \frac{TBU_1 b_1 + TBU_2 b_2 + \dots + TBU_n b_n}{b} \quad (4.3)$$

$$TBS_i = \frac{TBS_1 b_1 + TBS_2 b_2 + \dots + TBS_n b_n}{b} \quad (4.4)$$

onde :

TBU_i = Temperatura média ponderada de bulbo úmido do ar de insuflamento;

TBU_n = Temperatura de bulbo úmido do ar de insuflamento na seção n ;

TBS_i = Temperatura média ponderada de bulbo seco do ar de insuflamento;

TBS_n = Temperatura de bulbo seco do ar de insuflamento na seção n ;

b_n = Vazão de ar na seção n do insuflamento;

b = Vazão total de ar no insuflamento.

Para o cálculo da vazão total (b) do ar insuflado e da vazão em cada seção (b_n), usa-se as equações 4.5 e 4.6.

$$b_n = V_n A_n \quad (4.5)$$

$$b = b_1 + b_2 + \dots + b_n \quad (4.6)$$

onde :

V_n = Velocidade do ar na seção n ;

A_n = Área de passagem do ar na seção n .

Com os valores de TBU_i e TBS_i retiramos da carta psicrométrica os valores da entalpia do ar (h_i , em kJ / kg de ar seco) e do volume específico do ar (v_i , em m^3 / kg de ar seco).

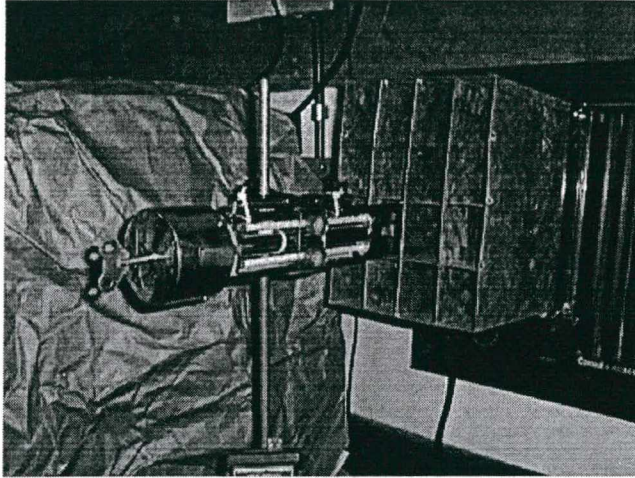


FIGURA 4.13 - Medição de TBU e TBS na saída do evaporador.

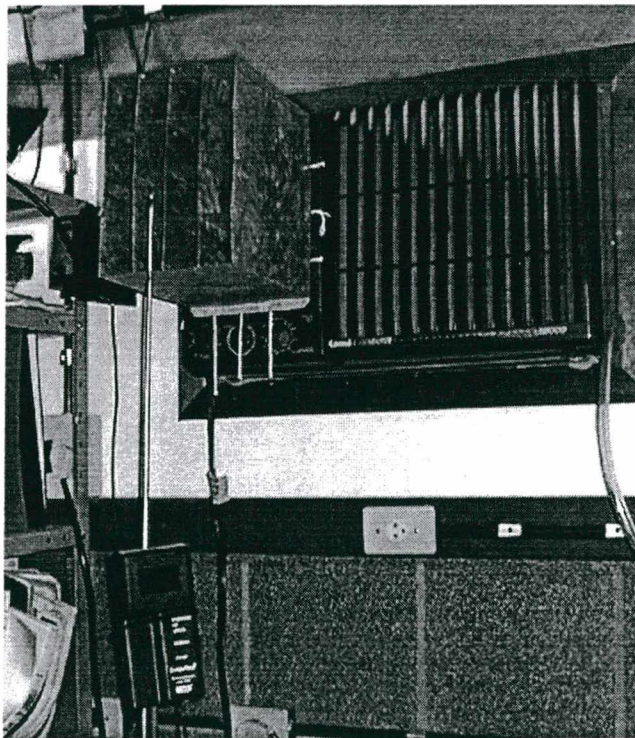


FIGURA 4.14 – Medição da velocidade do ar na saída do evaporador.

c) Ponto relativo ao ambiente externo:

Este ponto de medição localiza-se fora da edificação, e nele mede-se temperatura de bulbo seco externa do ar (TBS_{ext}) e a temperatura de bulbo úmido (TBU_{ext}) ou ainda a umidade relativa (UR_{ext}). Para estas leituras utilizou-se um termômetro digital a base de termopar, para se obter as temperaturas instantâneas durante o processo de medição e um sistema de aquisição da ACR, para se obter o perfil de temperatura diário do ar externo, conforme figura 4.15. Observa-se que o ponto de aquisição destes dados está próximo ao condicionador, mas em uma região onde a leitura não é afetada pelo fluxo de ar que passa pelo condensador.

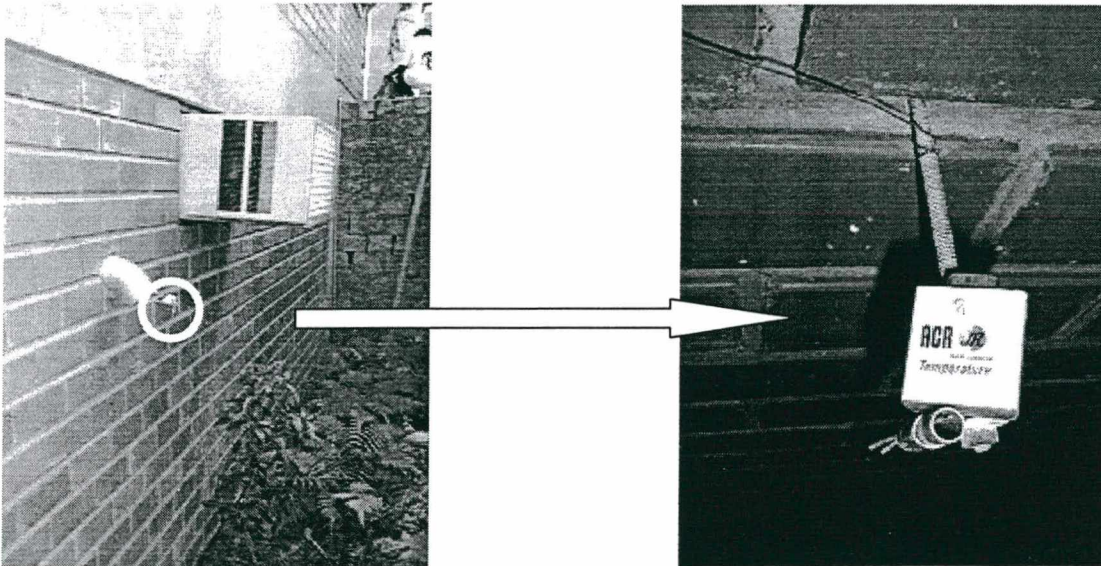


FIGURA 4.15 - Medição da temperatura externa do ar com termopar e sistema de aquisição de temperatura ACR.

d) Ponto de alimentação elétrica:

Neste ponto é feito o levantamento da potência elétrica consumida pelo condicionador de ar, Pot (W). Para esta medição utilizou-se um medidor digital de potência elétrica (wattímetro), conectado em série com o condicionador de ar, conforme figura 4.16.

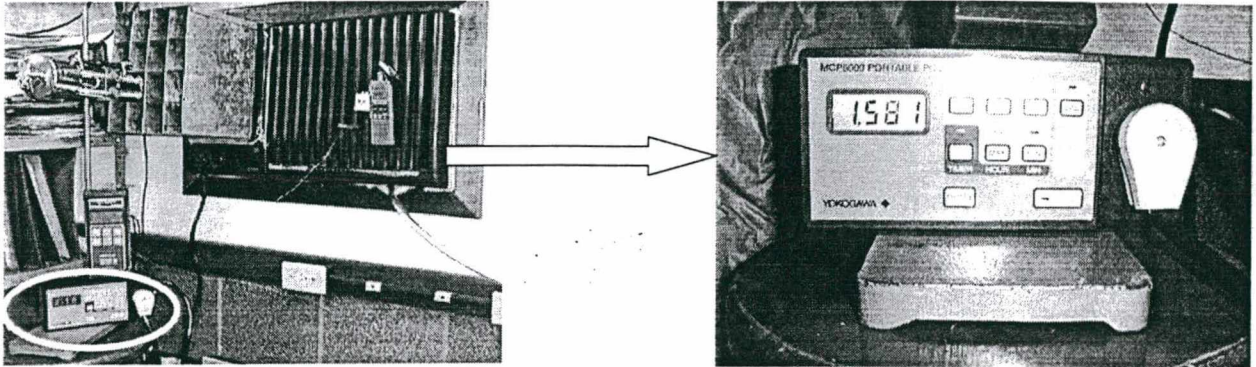


FIGURA 4.16 - Medição da potência elétrica consumida pelo condicionador de ar.

4.4 CÁLCULO DAS CARACTERÍSTICAS DO CONDICIONADOR DE AR

Para o cálculo das características do condicionador de ar, necessárias à obtenção do EER, serão usadas algumas das equações descritas no Capítulo 2.

Primeiramente o fluxo de massa de ar no evaporador (\dot{m}_i) é calculado pela equação (4.7), em função da vazão total de ar (b), medida no insuflamento do condicionador (saída do evaporador), obtida pela equação (4.6):

$$\dot{m}_i = \frac{b}{v_i} \quad [\text{kg/s}] \quad (4.7)$$

sendo v_i o volume específico do ar (base seca) no insuflamento.

Por sua vez, a capacidade de refrigeração (Q_i), equação (4.8), é calculada considerando o fluxo de massa de ar no evaporador (\dot{m}_i), equação (4.7) e a diferença entre as entalpias do ar na entrada (h_r) e na saída do evaporador (h_i).

$$Q_i = \dot{m}_i (h_r - h_i) \quad [\text{W}] \quad (4.8)$$

A potência consumida pelo condicionador (Pot) é obtida diretamente através da leitura em um medidor digital de potência e é o resultado da soma das potências consumidas pelo compressor e pelo ventilador, sendo dada pela equação (4.9).

$$Pot = P_c + P_v \quad [W] \quad (4.9)$$

Finalmente calcula-se o coeficiente de eficiência energética, equação (4.10), como sendo a razão entre a capacidade de refrigeração, equação (4.8), e a potência consumida pelo condicionador, equação (4.9).

$$EER = \frac{Q_i}{Pot} \quad (4.10)$$

Este valor, conforme a norma “ARI 1981. Standard for Unitary Air - Conditioning Equipment. ARI Standard 210 - 1981”, dado em Btu/Wh, mas na verdade é um adimensional, se as unidades do SI forem usadas para Q_i e Pot .

5 VALIDAÇÃO DA METODOLOGIA

A fim de se verificar a confiabilidade do método de medição do EER em campo, primeiramente será feita a calibração dos instrumentos, bem como uma análise prévia dos erros envolvidos no processo experimental de medição. Em seguida terá lugar uma série de medições em calorímetro, usando-se um condicionador de ar já monitorado pelo método proposto. Finalmente proceder-se-á a comparação entre os resultados obtidos em campo e os obtidos em calorímetro.

Para calcular a incerteza do resultado, precisa-se da equação do EER em função das variáveis independentes, as quais são utilizadas nas equações para cálculo das propriedades do ar. A teoria e o desenvolvimento destas equações podem ser encontradas na maioria dos livros de termodinâmica e mecânica dos fluidos, sendo que a fonte utilizada neste trabalho é o ASHRAE 1993 Handbook of Fundamentals, Capítulo 6 - Psychrometrics.

Para a obtenção da incerteza final sobre o valor do EER serão utilizados os valores de uma série de medições feitas em um condicionador de ar com capacidade nominal igual a 10.000 Btu/h.

A seguir estão listados as equações psicrométricas, bem como os valores, os procedimentos e os cálculos necessários para a obtenção do EER, em função das suas variáveis de entrada.

5.1 AR

O ar padrão é definido como o ar que possui uma densidade de $1,225 \text{ kg/m}^3$. Esta densidade é aproximadamente igual a do ar seco na pressão barométrica de 101,325 kPa e a temperatura de $15 \text{ }^\circ\text{C}$. A maioria dos manuais e dados de fabricantes expressam as propriedades do ar em termos do ar padrão. Quando a medição do fluxo de ar é feita em outras condições, é necessário se ajustar os resultados para as condições padrão, de modo a possibilitar a comparação.

O efeito da pressão estática para o escoamento de ar em dutos ou no interior de condicionadores pode ser ignorado nos cálculos das propriedades do ar (o erro da densidade do ar para uma pressão estática ignorada de 1000 Pa em relação a pressão barométrica de 101,039

kPa é menor que 1%). Alterações de pressão barométrica têm mais influência nas propriedades do ar e devem ser usadas em todos os cálculos relacionados. Durante a medição, deve-se notar sob que condições as quantidades de ar são especificadas no catálogo dos instrumentos (nas condições padrão ou em condições de altitude elevada). As equações para o ar podem ser usadas diretamente se a pressão barométrica é medida durante o experimento. Se a pressão barométrica não é medida, uma estimativa da pressão total do ar pode ser feita usando os dados atmosféricos padrão, conforme a tabela 5.1 (ASHRAE, 1993).

TABELA 5.1 - Dados atmosféricos padrão.

Altitude (m)	Pressão (kPa)
152	99,21
305	97,46
610	93,94
914	90,57
1219	87,19
1524	84,08
1829	80,98
2134	77,97

5.2 PROPRIEDADES DO AR

A seguir, tem-se as equações das propriedades do ar, utilizadas no cálculo da capacidade de refrigeração do condicionador de ar em estudo:

5.2.1 Pressão de saturação do vapor d'água

Conhecendo a temperatura de bulbo úmido do ar, a pressão de saturação (P_s) pode ser achada em tabelas (ASHRAE, 1993), ou usando-se a equação (5.1), dada a seguir:

$$\ln(P_s) = \frac{c_1}{TBU} + c_2 + c_3 TBU + c_4 TBU^2 + c_5 TBU^3 + c_6 \ln(TBU), \quad (5.1)$$

onde as constantes valem:

$$c_1 = -5800,2206$$

$$c_2 = -5,516256$$

$$c_3 = -0,048640239$$

$$c_4 = 4,1765 \times 10^{-5}$$

$$c_5 = -1,4452093 \times 10^{-8}$$

$$c_6 = 6,5459673$$

sendo TBU a temperatura absoluta de bulbo úmido, dada em graus Kelvin.

A equação apresenta um erro menor que 1% se a temperatura de bulbo úmido for maior que -1 °C.

5.2.2 Umidade específica para o ar úmido na saturação

A umidade específica para o ar úmido na saturação (W_{TBU}) pode ser calculada através da equação (5.2) usando a pressão atmosférica padrão (P_a), ou seja, 101,325 kPa e a pressão de saturação do vapor d'água (P_s), equação (5.1).

$$W_{TBU} = 0,622 \frac{P_s}{P_a - P_s} \quad [\text{kg de água/kg ar seco}] \quad (5.2)$$

5.2.3 Entalpia para o ar úmido na saturação

A entalpia para o ar úmido na saturação (h_{TBU}) é calculada pela equação (5.3) em função da umidade específica para o ar úmido na saturação (W_{TBU}), dada pela equação (5.2) e a da temperatura de bulbo úmido, em graus Celcius.

$$h_{TBU} = TBU + W_{TBU} (2501 + 1,805 TBU) \quad [\text{kJ/kg de ar seco}] \quad (5.3)$$

5.2.4 Entalpia específica da água

A entalpia específica da água (h_l) é calculada pela temperatura absoluta de bulbo úmido, em °C, a partir da equação (5.4) seguinte:

$$h_l = 0,08644 + 4,186 TBU \quad [\text{kJ/kg de ar seco}] \quad (5.4)$$

5.2.5 Umidade específica para o ar úmido

A umidade específica para o ar úmido (W) é calculada através da equação (5.5), em função da umidade específica para o ar úmido na saturação (W_{TBU}), dada pela equação (5.2), da entalpia para o ar úmido na saturação (h_{TBU}), dada pela equação (5.3), da entalpia específica da água (h_l), dada pela equação (5.4), e da temperatura de bulbo seco [°C].

$$W = \frac{(h_{TBU} - TBS - W_{TBU} h_l)}{(2501 + 1,805TBS - h_l)} \quad [\text{kg de água/kg ar seco}] \quad (5.5)$$

5.2.6 Entalpia do ar úmido

A entalpia do ar úmido (h) é calculada através da equação (5.6), em função da umidade específica para o ar úmido (W), dada pela equação (5.5) e da temperatura de bulbo seco [°C].

$$h = 1,006 TBS + W(2501 + 1,805 TBS) \quad [\text{kJ/kg de ar seco}] \quad (5.6)$$

5.2.7 Volume específico do ar

O volume específico do ar (v) é calculado pela equação (5.7), envolvendo a pressão atmosférica padrão (P_a), a temperatura de bulbo seco [K], e pressão de saturação do vapor d'água (P_s), dada pela equação (5.1).

$$v = 287,035 \frac{TBS}{1000 (P_a - P_s)} \quad [\text{m}^3/\text{kg}] \quad (5.7)$$

5.2.8 Vazão de ar

A vazão de ar (b) é calculada através da equação (5.8) e é função da velocidade média de passagem do ar (V) e da área (A) por onde passa o ar no insuflamento ou na sucção do condicionador.

$$b = A V \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (5.8)$$

5.2.9 Fluxo de massa de ar

A partir da vazão de ar (b), dada pela equação (5.8), calcula-se o fluxo de massa (\dot{m}) através da equação (5.9), onde v é o volume específico do ar em base seca, dado pela equação (5.7).

$$\dot{m} = \frac{b}{v} \quad [\text{kg/s}] \quad (5.9)$$

5.3 ANÁLISE DE INCERTEZAS

O método mais preciso para estimar a incerteza de resultados experimentais é o apresentado por Kline e McClintock (Holman, 1995). O método é baseado em uma cuidadosa especificação das incertezas nas várias medições experimentais, onde a incerteza do resultado é expressa em função das incertezas das variáveis independentes, conforme a equação (5.10).

$$I_R = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} I_1 \right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} I_2 \right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial X_n} I_n \right)^2 \right]} \quad (5.10)$$

onde :

I_R = Incerteza do resultado;

R = Resultado;

I_n = Incerteza do resultado associada à medição de cada variável independente;

X_n = Variáveis independentes.

Para se calcular a incerteza do resultado de medição do EER, tem-se as seguintes variáveis independentes :

TBU_r - Temperatura de bulbo úmido na entrada do evaporador;

TBS_r - Temperatura de bulbo seco na entrada do evaporador;

TBU_i - Temperatura de bulbo úmido no insuflamento;

TBS_i - Temperatura de bulbo seco no insuflamento;

A - Área de passagem do ar;

V - Velocidade do ar;

Pot - Potência elétrica de acionamento do compressor e ventiladores.

Calcula-se o EER, definido pela equação (4.10), a partir dos valores da capacidade de refrigeração e da potência elétrica consumida pelo condicionador, equação (5.11).

$$EER = \frac{Q_i}{Pot} \quad (5.11)$$

Substituindo-se a capacidade de refrigeração pelas expressões das propriedades psicrométricas, a fim de se obter o EER em função das variáveis independentes, tem-se a seguinte equação :

$$EER = AV \frac{(h_r - h_i)}{v_r Pot} \quad (5.12)$$

onde h_r , h_i , v_r são obtidos em função de TBU e TBS. A e V foram definidos anteriormente. Para tanto utilizam-se as equações apresentadas no item (5.1.2) deste capítulo, tanto para o ar de retorno como para o ar de insuflamento. Portanto, estes valores devem se substituídos na equação (5.12) até que esta seja totalmente expressa em função das variáveis independentes, para que se possa obter as derivadas parciais do EER.

Com base na equação (5.10), a incerteza do resultado de medição do EER será dada pela equação (5.13):

$$IR_{EER} = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial EER}{\partial A} IR_A \right)^2 + \left(\frac{\partial EER}{\partial V} IR_V \right)^2 + \left(\frac{\partial EER}{\partial Pot} IR_{Pot} \right)^2 + \left(\frac{\partial EER}{\partial TBU_r} IR_{TBU_r} \right)^2 \right] + \left[\left(\frac{\partial EER}{\partial TBS_r} IR_{TBS_r} \right)^2 + \left(\frac{\partial EER}{\partial TBU_i} IR_{TBU_i} \right)^2 + \left(\frac{\partial EER}{\partial TBS_i} IR_{TBS_i} \right)^2 \right]} \quad (5.13)$$

5.3.1 Cálculo da incerteza do resultado do EER :

A seguir apresenta-se um exemplo de análise de erros para um conjunto de medições realizadas em campo, para um condicionador de ar marca CONSUL modelo AIR MASTER 10000 AR 10D5, com capacidade nominal de 10000 Btu/h. Os resultados das medições bem como as incertezas estão colocados na tabela 5.2. A discussão sobre as incertezas do resultado de medição associadas a cada variável encontra-se no capítulo 3.

TABELA 5.2 – Medições típicas para Text = 29,9 °C.

TBS _r	TBU _r	TBS _i	TBU _i	Pot	V	A
[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[W]	[m/s]	[m ²]
21,3	15,1	12,4	10,4	1159	1,91	0,06

IR _{TBSr}	IR _{TBUr}	IR _{TBSi}	IR _{TBUi}	IR _{Pot}	IR _V	IR _A
[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[W]	[m/s]	[m ²]
± 0,2	± 0,2	± 0,2	± 0,2	±11	± 0,5	± 10 ⁻⁶

Substituindo-se estes valores na equação 5.12, a eficiência energética calculada para o aparelho, será portanto:

$$EER = \frac{A V (h_r - h_i)}{v_r Pot} = 1,79 \quad (6,1 \text{ Btu} / \text{Wh})$$

Efetuando-se os cálculos para a obtenção das derivadas parciais do EER em função de cada variável independente, tem-se os seguintes valores, apresentados na tabela 5.3:

TABELA 5.3 – Derivadas parciais do EER.

$\frac{\partial EER}{\partial A}$	$\frac{\partial EER}{\partial V}$	$\frac{\partial EER}{\partial Pot}$	$\frac{\partial EER}{\partial TBU_r}$	$\frac{\partial EER}{\partial TBS_r}$	$\frac{\partial EER}{\partial TBU_i}$	$\frac{\partial EER}{\partial TBS_i}$
99,53	3,17	$-5,22 \cdot 10^{-3}$	1,13	$-2,47 \cdot 10^{-2}$	-0,91	$-3,87 \cdot 10^{-3}$

Multiplicando-se os valores das derivadas parciais da tabela 5.3, pela respectiva incerteza na tabela 5.2 obtém-se, a componente da incerteza associada a cada uma destas variáveis, conforme a tabela 5.4.

TABELA 5.4 – Incerteza do resultado de medição devida a cada variável.

$\frac{\partial EER}{\partial A} IR_A$	$\frac{\partial EER}{\partial V} IR_V$	$\frac{\partial EER}{\partial Pot} IR_{Pot}$	$\frac{\partial EER}{\partial TBU_r} IR_{TBU_r}$	$\frac{\partial EER}{\partial TBS_r} IR_{TBS_r}$	$\frac{\partial EER}{\partial TBU_i} IR_{TBU_i}$	$\frac{\partial EER}{\partial TBS_i} IR_{TBS_i}$
$9,95 \cdot 10^{-5}$	$2,42 \cdot 10^{-1}$	$-5,80 \cdot 10^{-2}$	$2,25 \cdot 10^{-1}$	$-4,94 \cdot 10^{-3}$	$7,74 \cdot 10^{-4}$	$1,83 \cdot 10^{-1}$

Substituindo-se os valores da tabela 5.4 na equação (5.11), o valor da incerteza do resultado de medição será dado por:

$$IR_{EER} = \sqrt{(9,95 \cdot 10^{-5})^2 + (2,42 \cdot 10^{-1})^2 + (-1,15 \cdot 10^{-1})^2 + (2,25 \cdot 10^{-1})^2 + (4,94 \cdot 10^{-3})^2 + (7,74 \cdot 10^{-4})^2 + (-1,83 \cdot 10^{-1})^2}$$

$$IR_{EER} = \pm 0,116 \quad (\pm 0,395 \text{ Btu / Wh}) \quad \text{ou} \quad \pm 6,5 \%$$

Como pode-se perceber as variáveis de maior contribuição para a incerteza do resultado são a velocidade e a temperatura de bulbo úmido no retorno. Deve-se portanto, apurar o método de medição e tomar todos os cuidados possíveis, visando diminuir a incerteza na medição destas grandezas. Na tabela 5.5, tem-se listadas as grandezas medidas e os valores calculados para o caso estudado.

TABELA 5.5- Grandezas medidas em campo e valores calculados para obtenção do EER de um condicionador de ar de capacidade igual a 10000 Btu/h.

VARIÁVEIS	VALORES	
T_{ext} (°C)	$29,9 \pm 0,2$	
TBS_r (°C)	$21,3 \pm 0,2$	
TBU_r (°C)	$15,1 \pm 0,2$	
h_r (kJ / kg de ar seco)	42,12	
TBS_i (°C)	$10,1 \pm 0,2$	
TBU_i (°C)	$9,4 \pm 0,2$	
h_i (kJ / kg de ar seco)	27,19	
v_i (m ³ / kg de ar seco)	0,8118	
A (m ²)	$0,0608 \pm 10^{-6}$	
V_m (m/s)	$1,91 \pm 4 \%$	
Pot (W)	1159 ± 11	
EER	$1,79 \pm 0,17$	(6,1 ± 0,4 Btu/Wh)
EER_{calorim} (Btuh / W)	1,81	(6,17 Btu/Wh)

6 MODELAGEM DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA (EER)

Com os valores dos conjuntos de medições para o condicionador de ar de 10000 Btuh/W, ajustou-se várias curvas para os mesmos, com o objetivo de expressar os valores do EER, em função de duas e de três variáveis. A finalidade deste ajuste é a obtenção de uma equação que forneça o valor do EER em qualquer condição de uso do aparelho. Assim, para uma certa condição de uso, pode-se prever qual será o valor do EER, da potência que será consumida, bem como da carga térmica que o mesmo irá retirar do ambiente.

Algumas variáveis foram consideradas na análise, como as temperaturas de bulbo seco e úmido TBS_r e TBU_r , a umidade relativa UR, todas do ar de retorno (interno) e a temperaturas de bulbo seco externa. A utilização desta última é decorrente da sua participação no cálculo da eficiência do próprio ciclo de Carnot. Considerou-se ainda a diferença entre as temperaturas de bulbo seco interna (de retorno) e a externa.

O ajuste foi realizado com quinze conjuntos de medição para cada aparelho. Pode-se então, comparar o valor ajustado com o valor obtido na medição.

Para a obtenção da curva que melhor representa o EER do aparelho, ou seja a escolha dos parâmetros mais adequados à obtenção deste valor, através de um modelo matemático, adotou-se o modelagem descrito a seguir.

6.1 MÉTODO DE IDENTIFICAÇÃO DOS PARÂMETROS

A utilização de um método para a identificação dos parâmetros representativos da eficiência energética EER, necessita de uma análise da sensibilidade do modelo numérico a cada um destes parâmetros. Esta análise é feita a partir da determinação dos coeficientes de sensibilidade, podendo-se colocar em evidência as regiões de maior importância a explorar na medição, assim como as possibilidades particulares de identificação. Como resultado, o nível de condicionamento do problema em questão pode ser conhecido, assim como o sucesso na identificação propriamente dito.

Os coeficientes de sensibilidade são obtidos adotando-se um modelo que expresse a eficiência energética em função dos parâmetros T_{ext} , TBS_r , TBU_r , ΔT ou UR, sendo que posteriormente será avaliado quais valores serão utilizados. Assim, de uma forma geral a eficiência energética EER do condicionador de ar será representada através de um modelo linear,

envolvendo no máximo 3 variáveis. Estas variáveis serão apresentadas genericamente como T_j , $j=1,2$ ou 3 . O modelo adotado é dado pela equação (6.1) seguinte:

$$\hat{EER} = \sum_{j=1}^N C_j T_j \quad (6.1)$$

Onde:

\hat{EER} é o valor estimado da eficiência energética e C_j são os coeficientes ou parâmetros a determinar.

A determinação destes coeficientes é feita a partir de um método de identificação, que consiste em comparar os valores calculados com os estimados para a eficiência energética EER. Esta comparação é feita de acordo com a equação (6.2), onde EER_i representa o valor calculado da eficiência energética relativo à seqüência de medição i . A função E é a soma dos erros quadráticos entre os valores calculados e estimados de EER, em N seqüências de medição e cálculo.

$$E = \sum_{i=1}^N (EER_i - \hat{EER}_i)^2 \quad (6.2)$$

A técnica de identificação consiste na obtenção dos valores dos coeficientes C_j de modo a minimizar a função erro dada pela equação (6.2). Assim, esta função deve ser minimizada com relação a estes coeficientes C_j , de modo que as derivadas parciais respectivas sejam nulas:

$$\frac{\partial E}{\partial C_j} = 0, \text{ para } j = 1,3. \quad (6.3)$$

Aplicando a derivada à equação (6.2) tem-se para uma iteração $k+1$, equação (6.4):

$$\frac{\partial E}{\partial C_j} = \frac{\partial}{\partial C_j} \left[\sum_{i=1}^N (EER_i - \hat{EER}_i^{k+1})^2 \right] = 0 \quad (6.4)$$

Esta derivada pode ser aplicada ao interior do somatório, de forma que:

$$\sum_{i=1}^N (EER_i - \hat{EER}_i^{k+1}) \frac{\partial \hat{EER}_i^{k+1}}{\partial C_j} = 0 \quad (6.5)$$

O processo de identificação dos valores C_j é um processo iterativo que tem como objetivo a minimização da soma dos erros quadráticos da equação (6.2). Assim, o valor estimado de \hat{EER}_i da iteração $(k+1)$, pode ser estimado a partir do valor relativo à iteração k , através de uma expansão em série de Taylor :

$$\hat{EER}_i^{k+1}(C_1 + \Delta C_1, C_2 + \Delta C_2, C_3 + \Delta C_3) \cong \hat{EER}_i^k + \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_1} \right)^k \Delta C_1 + \dots + \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_3} \right)^k \Delta C_3 + \dots \quad (6.6)$$

Considerando ainda que:

$$\left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_j} \right)^k \cong \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_j} \right)^{k+1} \quad (6.7)$$

Pode-se substituir estes resultados na equação (6.5) de forma que:

$$\sum_{i=1}^N \left[\left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_1} \right)^k \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_j} \right)^k \Delta C_1 + \dots + \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_3} \right)^k \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_j} \right)^k \Delta C_3 \right] = \sum_{i=1}^N (EER_i - \hat{EER}_i^k) \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_j} \right)^k \quad (6.8)$$

para $j=1, 2$ e 3 .

Estes resultados podem ser agrupados na forma matricial fornecendo o seguinte sistema de equações:

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_1} \right)^2 & \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_1} \frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_2} \right) & \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_1} \frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_3} \right) \\ \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_2} \frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_1} \right) & \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_2} \right)^2 & \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_2} \frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_3} \right) \\ \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_3} \frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_1} \right) & \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_3} \frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_2} \right) & \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_3} \right)^2 \end{bmatrix}^k \begin{bmatrix} \Delta C_1 \\ \Delta C_2 \\ \Delta C_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N (EER_i - \hat{EER}^k) \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_1} \right)^k \\ \sum_{i=1}^N (EER_i - \hat{EER}^k) \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_2} \right)^k \\ \sum_{i=1}^N (EER_i - \hat{EER}^k) \left(\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_3} \right)^k \end{bmatrix} \quad (6.9)$$

Os incrementos ΔC_j são os valores a serem somados aos coeficientes C_j , em cada iteração. Os termos à direita contém as diferenças entre os valores calculados e estimados de EER e são estas diferenças que guiarão o processo de procura dos valores de C_j . O processo de procura adotado é o chamado processo de procura de Gauss, baseado no sistema de equações (6.9). Este sistema permite o cálculo dos incrementos ΔC_1 , ΔC_2 e ΔC_3 , a serem somados em cada iteração aos respectivos coeficientes. Em se tratando de um modelo linear para a estimativa da eficiência energética, as derivadas parciais, são de fato, constantes e dadas por:

$$\frac{\partial \hat{EER}_i}{\partial C_j} = T_{j,i}, \text{ para } j=1,2 \text{ e } 3. \quad (6.10)$$

sendo $T_{j,i}$ as variáveis $Text_i$, $TBS_{r,i}$, $TBU_{r,i}$, ΔT ou UR_i , dependendo de quais serão utilizadas no processo de solução do sistema.

Assim o sistema de equações (6.9) pode ser simplificado para:

$$\begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N T_{1,i}^2 & \sum_{i=1}^N T_{1,i} T_{2,i} & \sum_{i=1}^N T_{1,i} T_{3,i} \\ \sum_{i=1}^N T_{2,i} T_{1,i} & \sum_{i=1}^N T_{2,i}^2 & \sum_{i=1}^N T_{2,i} T_{3,i} \\ \sum_{i=1}^N T_{3,i} T_{1,i} & \sum_{i=1}^N T_{3,i} T_{2,i} & \sum_{i=1}^N T_{3,i}^2 \end{bmatrix}^k \begin{bmatrix} \Delta C_1 \\ \Delta C_2 \\ \Delta C_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^N (EER_i - \hat{EER}_i^k) T_{1,i}^k \\ \sum_{i=1}^N (EER_i - \hat{EER}_i^k) T_{2,i}^k \\ \sum_{i=1}^N (EER_i - \hat{EER}_i^k) T_{3,i}^k \end{bmatrix} \quad (6.11)$$

Utilizando um programa computacional desenvolvido para a resolução de sistemas de equações através de inversão de matrizes, obtém-se os valores de C_1 , C_2 e C_3 .

6.2 NÚMERO DE CONDICIONAMENTO

A identificação dos coeficientes C_1 , C_2 e C_3 feita com base no sistema de equações (6.11) pode ser impedida se existir uma dependência linear entre as variáveis T_j . Uma dependência linear entre duas variáveis significa que estas serão responsáveis por idêntica variação do valor de $E\dot{E}R$ e não será possível identificar os respectivos coeficientes C_j . Mesmo não existindo uma dependência linear, as variáveis podem ter influências semelhantes sobre $E\dot{E}R$, constituindo uma dependência quase-linear. A existência desta dependência irá dificultar em um certo grau a identificação dos coeficientes.

O número que irá quantificar esta dificuldade de identificação é denominado número de condicionamento, relacionado ao sistema de equações (6.11). O sistema pode ser bem ou mal condicionado, significando em última análise a dificuldade de inversão da matriz das derivadas, à esquerda, na equação (6.11). O número de condicionamento é proposto por Hensel (1991), como sendo dado por:

$$NC(A) = \|A^{-1}\| \|A\| \quad (6.12)$$

sendo $\|A\|$ definido como a norma da matriz das derivadas, equação (6.9) ou equação (6.11), dado por:

$$\|A\| = \max_{i=1,3} \sum_{j=1}^3 |a_{i,j}| \quad (6.13)$$

O domínio de validade do número de condicionamento NC está situado entre 1 e ∞ . Um valor próximo da unidade significa que o sistema está bem condicionado e que os coeficientes podem ser identificados sem maiores dificuldades. Por outro lado, um valor elevado significa uma enorme dificuldade na identificação dos coeficientes e tem como causa provável a inadequação do modelo escolhido.

Desta forma usou-se este parâmetro para selecionar as variáveis mais adequadas ao modelamento matemático para a obtenção do EER a partir de duas ou três variáveis. Realizou-se vários ajustes mudando-se as variáveis, procurando assim a combinação que apresentasse o menor número de condicionamento. Na tabela 6.1, tem-se o número de condicionamento $NC(A)$, sendo

que o mesmo foi obtido para $N= 5, 10$ e 15 conjuntos de medição para cada combinação. A variável ΔT é definida como $\Delta T = \text{Text} - \text{TBS}_r$.

Tabela 6.1 - Número de condicionamento para diferentes variáveis.

Combinações	Número de condicionamento (NC)		
	5	10	15
Text, TBS_r , TBU_r	$2,56 \cdot 10^4$	$5,00 \cdot 10^4$	$2,61 \cdot 10^5$
Text, TBS_r , UR	$3,38 \cdot 10^3$	$5,06 \cdot 10^3$	$4,12 \cdot 10^3$
Text, TBU_r	$1,36 \cdot 10^3$	$1,24 \cdot 10^3$	$1,20 \cdot 10^3$
Text, TBS_r	499	281	829
ΔT , UR	$1,09 \cdot 10^3$	745	737

Percebe-se que o NC obtidos em alguns casos estão muito longe da unidade, mas nitidamente pode-se verificar que existem dois tipos de combinações que melhor se ajustam a solução do sistema. Em uma análise posterior verificar-se-á que apesar da obtenção de valores de NC menores no caso da combinação Text e TBS_r , a combinação ΔT , UR mostrar-se-á mais adequada ao objetivo deste trabalho. No anexo A, tem-se uma verificação da confiabilidade do programa usado em relação ao NC.

7 RESULTADOS

Na etapa final deste trabalho, executou-se uma série de medições em um calorímetro do tipo psicrométrico, da empresa MULTIBRÁS-CONSUL, utilizando os dois condicionadores de ar deste estudo. Os equipamentos são da marca CONSUL, sendo o primeiro com capacidade nominal de refrigeração igual a 3000 W (10000 Btu/h), modelo AIR MASTER 10000 AR 10D5 e o segundo com capacidade nominal de refrigeração igual a 5200 W (18000 Btu/h), modelo AIR MASTER 18000 AR 18D. Estes aparelhos possuem em torno de 5 anos de uso. Para estas medições as temperaturas no calorímetro foram ajustadas para que se alcançassem as mesmas temperaturas das medições efetuadas em campo, possibilitando assim a comparação entre os valores obtidos. Realizou-se, ainda no calorímetro, medições dentro das condições estabelecidas pela norma “NBR 5858 (ABNT)”, descrita no Capítulo 4, item 4.1, obtendo-se assim o EER, dentro das condições especificadas por esta norma.

7.1 RESULTADOS DO CALORÍMETRO

Além dos dados obtidos em calorímetro, o fabricante forneceu todas as características e especificações técnicas dos aparelhos quando novos. Nas tabelas 7.1 e 7.2 apresenta-se as principais características dos aparelhos novos e no apêndice B, as tabelas completas fornecidas pelo fabricante para vários modelos de condicionadores de ar.

TABELA 7.1 – Características do condicionador de ar modelo 10000.

Características Funcionais	Valor
Consumo total	1325 W
Capacidade de refrigeração	2866 W (9781 Btu/h)
Volume de ar no evaporador	0,111 m ³ /s
Volume de ar no condensador	0,198 m ³ /s
Desumidificação	1,05 l/h
EER	2,16 (7,38 Btu/Wh)

TABELA 7.2 – Características do condicionador de ar modelo 18000.

Características Funcionais	Valor
Consumo total	1875 W
Capacidade de refrigeração	4888 W (16683 Btu/h)
Volume de ar no evaporador	0,170 m ³ /s
Volume de ar no condensador	0,303 m ³ /s
Desumidificação	2,50 l/h
EER	2,61 (8,90 Btu/Wh)

Nas tabelas 7.3 e 7.4 apresentam-se os principais resultados obtidos no calorímetro para os dois aparelhos, em medições realizadas conforme a norma especificada. As tabelas completas com todas as medições e resultados obtidos, fornecida pelo fabricante, são apresentadas no apêndice B.

TABELA 7.3 – Resultados obtidos no calorímetro para o condicionador modelo 10000, em condições normalizadas.

Características Funcionais	Valor
Consumo total	1273 W
Capacidade de refrigeração	2415 W (8243 Btu/h)
Volume de ar no evaporador	0,105 m ³ /s
Volume de ar no condensador	0,182m ³ /s
Desumidificação	1,24 l/h
EER	1,90 (6,48 Btu/Wh)

TABELA 7.4 – Resultados obtidos no calorímetro para o condicionador de modelo 18000, em condições normalizadas.

Características Funcionais	Valor
Consumo total	1893 W
Capacidade de refrigeração	4153 W (14176 Btu/h)
Volume de ar no evaporador	0,175 m ³ /s
Volume de ar no condensador	0,264 m ³ /s
Desumidificação	2,08 l/h
EER	2,19 (7,49 Btu/Wh)

De acordo com os dados do fabricante para aparelhos novos e as medições no calorímetro conduzidas conforme as normas, observa-se que a redução na eficiência do condicionador de ar modelo 10000 foi de 12,3 %, após os cinco anos de uso. Para o condicionador de ar modelo 18000, foi de 15,8%.

Nas tabelas 7.5 e 7.6 apresentam-se as temperaturas e os principais resultados obtidos no calorímetro para os dois aparelhos em condições diversas daquelas normalizadas e no anexo A, as tabelas completas para todos os conjuntos de medições, fornecidas pelo fabricante. Devido à limitação de tempo de uso do calorímetro, foram selecionados e executados 6 conjuntos de medições, incluindo um conjunto com as condições estabelecidas por norma, para cada condicionador. O critério para a escolha dos pontos foi cobrir a faixa de variação da temperatura externa e de fazer coincidir com as condições obtidas em ensaios de campo, de forma a permitir a comparação de resultados.

TABELA 7.5 – Resultados obtidos no calorímetro para o condicionador modelo 10000.

Medição	Q_i (W)	Pot (W)	TBS_{ext} (°C)	TBU_{ext} (°C)	TBS_r (°C)	TBU_r (°C)	TBS_i (°C)	TBU_i (°C)	EER	EER (Btu/Wh)
1	2100	1162	29,9	27,0	21,3	15,1	10,6	9,1	1,81	6,2
2	2151	1071	23,3	20,5	19,8	13,0	7,9	6,4	2,01	6,9
3	2393	1127	25,5	20,6	21,0	15,3	9,9	8,5	2,12	7,2
4	2271	1140	27,8	22,9	21,8	15,1	10,2	8,6	1,99	6,8
5	2333	1077	22,5	20,8	20,6	14,0	8,5	7,0	2,17	7,4
Norma	2415	1273	35,0	25,8	27,3	19,0	14,9	13,0	1,90	6,5

TABELA 7.6 – Resultados obtidos no calorímetro para o condicionador modelo 18000.

Medição	Q_i (W)	Pot (W)	TBS_{ext} (°C)	TBU_{ext} (°C)	TBS_r (°C)	TBU_r (°C)	TBS_i (°C)	TBU_i (°C)	EER	EER (Btu/Wh)
1	3825	1588	25,9	20,0	19,0	13,4	7,1	6,1	2,41	8,2
2	3851	1577	25,3	20,8	19,7	14,0	7,7	6,7	2,44	8,3
3	4010	1525	23,0	20,8	20,6	16,8	10,6	9,8	2,63	9,1
4	3926	1474	21,5	18,5	18,6	15,6	9,5	8,5	2,66	9,0
5	3895	1422	19,4	17,7	18,8	15,4	9,3	8,3	2,74	9,4
6	3832	1337	15,7	14,2	20,6	14,6	8,7	7,6	2,87	9,8
Norma	4154	1893	35,0	25,9	27,0	19,0	14,2	12,6	2,19	7,5

7.2 RESULTADOS DE CAMPO

Foram realizados vários conjuntos de medições em campo para diferentes dias e horários, para os condicionadores com capacidades nominais de 3000 W (10000 Btu/h) e 5200 W (18000 Btu/h). Estes conjuntos mostram diversas condições de temperaturas externas e também internas, refletindo no valor da eficiência EER, como seria de se esperar. Os resultados são apresentados nas tabelas 7.7 e 7.8, que incluem também os valores calculados para a capacidade de refrigeração e o EER.

Nestas medições de campo procurou-se ensaiar os condicionadores nas mais diversas condições ambientes, cobrindo toda a faixa possível de uso dos mesmos. No entanto, as condições extremas, como a prevista por norma para o ensaio em calorímetro, não são facilmente obtidas, pois dependem do clima local. Assim, apesar de tentativas de diversificação, os dados acabaram ficando limitados.

Os valores de EER variam pouco, ficando entre 1,81 e 2,31 (6,2 e 7,9 Btu/Wh) para o condicionador de menor capacidade de refrigeração e entre 2,26 e 3,02 (7,7 e 10,3 Btu/Wh), para o maior.

TABELA 7.7 – Resultados obtidos em campo para o condicionador ar modelo 10000.

Medição	Q_i (W)	Pot (W)	TBS_{ext} (°C)	TBU_{ext} (°C)	TBS_r (°C)	TBU_r (°C)	UR (%)	TBS_i (°C)	TBU_i (°C)	EER	EER (Btu/Wh)
1	2100	1159	29,9	27,0	21,3	15,1	51,7	10,1	9,4	1,81	6,2
2	2110	1158	29,5	26,5	21,7	15,0	49,7	11,2	9,7	1,82	6,2
3	2300	1105	26,2	23,2	20,0	14,0	51,6	9,3	8,0	2,08	7,1
4	2030	1070	23,3	20,5	19,8	13,0	45,6	8,4	7,3	1,90	6,5
5	2160	1127	27,4	25,0	21,3	14,6	48,3	10,6	9,1	1,92	6,5
6	2090	1103	25,6	23,6	19,9	13,5	48,6	9,3	8,0	1,89	6,5
7	2390	1102	25,4	20,5	21,0	15,3	54,9	10,1	8,9	2,17	7,4
8	2500	1121	25,7	22,1	22,0	15,8	52,5	10,9	9,6	2,23	7,6
9	2340	1092	24,5	18,0	20,7	14,6	51,7	9,7	8,6	2,14	7,3
10	2130	1134	27,7	22,2	21,8	15,1	48,9	10,7	9,5	1,88	6,4
11	2440	1056	21,8	20,2	20,5	14,5	52,2	9,7	8,2	2,31	7,9
12	1940	1086	25,6	20,5	19,6	13,1	47,4	8,7	7,5	1,79	6,1
13	2330	1110	26,4	21,0	21,0	14,5	49,3	9,7	8,5	2,10	7,2
14	2340	1083	24,1	22,1	21,8	14,3	43,6	9,5	8,2	2,16	7,4
15	2290	1072	22,5	20,8	20,6	14,0	48,1	9,1	8,1	2,14	7,3

TABELA 7.8 – Resultados obtidos em campo para o condicionador modelo 18000.

Medição	Q_i (Btu/h)	Pot (W)	TBS_{ext} (°C)	TBU_{ext} (°C)	TBS_r (°C)	TBU_r (°C)	UR (%)	TBS_i (°C)	TBU_i (°C)	EER	EER (Btu/Wh)
1	3740	1420	19,3	17,0	18,8	15,4	70,4	9,0	8,1	2,64	9,0
2	3830	1410	19,4	17,2	18,0	14,0	64,8	6,7	6,1	2,72	9,3
3	4300	1464	21,5	17,5	18,8	15,6	72,0	7,5	6,6	2,93	10,0
4	3490	1498	22,9	17,5	18,4	13,3	56,4	7,0	6,0	2,34	8,0
5	3850	1587	25,0	22,1	19,7	14,0	53,4	8,2	6,0	2,43	8,3
6	4040	1588	25,2	18,0	22,0	17,0	60,9	12,5	9,4	2,55	8,7
7	4440	1556	23,8	22,2	20,8	16,8	67,2	11,1	8,3	2,84	9,7
8	4250	1516	22,8	20,2	20,6	16,4	65,5	11,1	8,2	2,81	9,6
9	4170	1516	22,9	20,5	21,0	16,8	65,9	10,0	8,9	2,75	9,4
10	4040	1616	26,0	22,1	18,1	13,0	56,0	5,1	4,3	2,49	8,5
11	4570	1518	22,6	20,8	20,5	15,0	55,8	6,3	5,6	3,02	10,3
12	3700	1624	26,1	17,2	19,0	13,4	53,3	6,4	5,6	2,29	7,8
13	3570	1588	25,0	20,2	22,0	17,0	60,9	11,6	10,4	2,26	7,7
14	3930	1554	24,4	20,2	20,8	16,4	64,9	9,9	8,9	2,52	8,6
15	3900	1516	22,9	20,9	19,2	13,7	54,5	6,8	5,5	2,58	8,8

7.3 COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DO CALORÍMETRO X CAMPO

Comparando os valores obtidos no calorímetro com as medidas realizadas em campo, conforme as tabelas 7.9 e 7.10, tem-se os erros percentuais referente aos dois conjuntos de dados. Consta-se que os resultados para o condicionador modelo 10000 apresentam diferenças percentuais baixas em relação às medidas em calorímetro, atingindo um valor máximo de 6,1 % no valor do EER. Para os valores da capacidade de refrigeração e potência, verifica-se que os resultados estão bem próximos, com diferença percentual máxima de 6,2 % e 2,2 %, respectivamente.

TABELA 7.9 – Comparação entre resultados obtidos em calorímetro e campo para o condicionador de ar modelo 10000.

Medição	$Q_{i\text{ campo}}$ (W)	$Q_{i\text{ cal}}$ (W)	Difer (%)	Pot_{campo} (W)	Pot_{cal} (W)	Difer (%)	EER_{campo}	ERR_{cal}	Difer (%)
1	2100	2100	0,0	1159	1162	0,3	1,82	1,81	-0,4
2	2037	2151	5,3	1070	1071	0,1	1,90	2,01	5,5
3	2390	2393	0,1	1102	1127	2,2	2,17	2,12	-2,2
4	2146	2271	6,2	1134	1140	0,5	1,88	1,99	6,1
5	2290	2333	1,8	1072	1077	0,5	2,14	2,17	1,5

Na análise realizada para o condicionador modelo 18000, verifica-se que os valores obtidos no calorímetro também se aproximam muito das medidas realizadas em campo, apresentando diferenças percentuais baixas. As diferenças obtidas em termos percentuais para o EER, variam de 0,7% a 9,3 %. Da mesma forma na análise dos valores da capacidade de refrigeração e potência, verifica-se que os resultados estão bem próximos, com diferença máxima de 9,5% e 2,2%, respectivamente.

Os resultados demonstram que existe uma concordância maior entre os valores da potência elétrica medida em calorímetro e no campo. Trata-se de uma variável de medição mais simples, bastando apenas a colocação de um wattímetro na alimentação do condicionador. A concordância se torna mais difícil na medição da capacidade de refrigeração Q_i , em função das dificuldades envolvidas. Esta medição é feita de forma indireta através da medição de vazões e temperaturas com a subsequente integração do fluxo de ar, na saída do evaporador.

Por se tratar de uma seqüência longa de medição, realizada em um escoamento turbulento não desenvolvido, e tendo-se em conta as hipóteses assumidas para a realização da integração, pode-se considerar os resultados apresentados como sendo satisfatórios.

TABELA 7.10 – Comparação entre resultados obtidos em calorímetro e campo para o condicionador de ar modelo 18000.

Medição	$Q_{i\text{ campo}}$ (W)	$Q_{i\text{ cal}}$ (W)	Difer (%)	Pot_{campo} (W)	Pot_{cal} (W)	Difer (%)	EER_{campo}	ERR_{cal}	Difer (%)
1	3700	3825	3,3	1624	1588	-2,2	2,28	2,41	5,7
2	3850	3851	0,0	1587	1577	-0,6	2,43	2,44	0,7
3	4170	4010	-4,0	1516	1523	0,6	2,75	2,63	-4,3
4	4300	3926	-9,5	1464	1474	0,7	2,94	2,66	-9,3
5	3740	3895	3,9	1420	1422	0,1	2,63	2,74	4,0

7.4 INFLUÊNCIA DE ALTERAÇÕES NO CONDICIONADOR

Outra análise realizada foi sobre a influência do estado de limpeza dos filtros de ar, localizados na grelha de retorno, na entrada do evaporador para o condicionador de ar modelo 10000. Para tanto utilizaram-se dois filtros de ar, um completamente limpo, lavado e escovado, outro bastante sujo, com mais de um ano sem limpeza. Dois conjuntos de medição foram feitos nas mesmas condições de temperaturas internas e externas, como mostrado na tabela 7.11, trocando-se apenas os filtros. Estas medições foram realizadas com os defletores do fluxo de ar da grelha de insuflamento alinhados nos sentidos horizontal e vertical. Observa-se que para os defletores na posição horizontal, com o filtro sujo tem-se uma redução de vazão de 14,8%, acarretando em uma redução de eficiência da ordem de 5,2%.

TABELA 7.11 – Comparação entre resultados obtidos com filtro de ar sujo e limpo.

Defletores na posição horizontal										
Filtro	TBS _{ext} (°C)	TBS _r (°C)	TBU _r (°C)	TBS _i (°C)	TBU _i (°C)	Vazão (m ³ /s)	Q _i (W)	Pot (W)	EER	EER (Btu/Wh)
Sujo	28,4	22,7	17,0	10,8	9,3	0,104	2280	1124	2,03	7,3
Limpo	28,5	22,8	17,7	11,9	10,9	0,122	2610	1163	2,24	7,7
Defletores em posição inclinada										
Sujo	27,7	22,9	17,8	8,8	8,2	0,085	2460	1110	2,22	7,6
Limpo	27,4	22,6	17,3	9,5	8,6	0,103	2700	1130	2,39	8,2

Outros dois conjuntos de medição são realizados com filtro sujo e limpo, mas com os defletores na posição inclinada (tabela 7.11). Observa-se também uma influência na vazão (redução de 17,6%), e na eficiência (redução de 7,3%), em decorrência da utilização de filtros sujos.

Comparando-se os dados para os casos de filtro limpo, observa-se que o posicionamento aleatório dos defletores da grelha de saída causa redução de vazão (15,6%), em decorrência de uma maior obstrução na saída de ar (tabela 7.11). Idêntico comportamento ocorre no caso de filtro sujo. Com relação às potências e taxas de troca no evaporador, não se pode tirar uma conclusão clara, pois as temperaturas externas variam de um caso para outro.

7.5 CORRELAÇÃO ENTRE AS VARIÁVEIS

A determinação de correlação entre as variáveis se justifica pela necessidade de sintetizar os resultados, permitindo a obtenção dos valores de EER e de potência elétrica para outras condições ambientes. As correlações serão representativas do desempenho do condicionador particular, podendo ser usadas diretamente em diagnósticos de consumo de energia e de análise de desempenho da edificação em questão.

Procurou-se, em princípio, buscar correlações simples envolvendo apenas uma variável dependente. No entanto, como sabe-se de antemão que mais variáveis têm influência sobre este problema, partiu-se em seguida para uma análise mais completa, através de métodos de identificação de parâmetros.

7.5.1 Correlações simples

A partir dos valores de EER e potência elétrica obtidos em campo, procurou-se obter expressões simples que permitissem correlacionar estes valores com outras variáveis representativas das condições ambientais impostas ao condicionador ensaiado.

Várias tentativas foram feitas e alguns resultados são apresentados nas figuras 7.1 a 7.4, para os dois condicionadores. A variável independente usada foi a temperatura externa, uma vez que tem forte influência sobre a carga térmica imposta ao condicionador de ar, influenciando a potência elétrica consumida e o próprio EER. Uma certa dependência linear é observada nos resultados mostrados para a potência elétrica consumida nos dois aparelhos. No caso do EER, a dispersão é bastante grande, deixando em evidência que outras variáveis devem estar envolvidas.

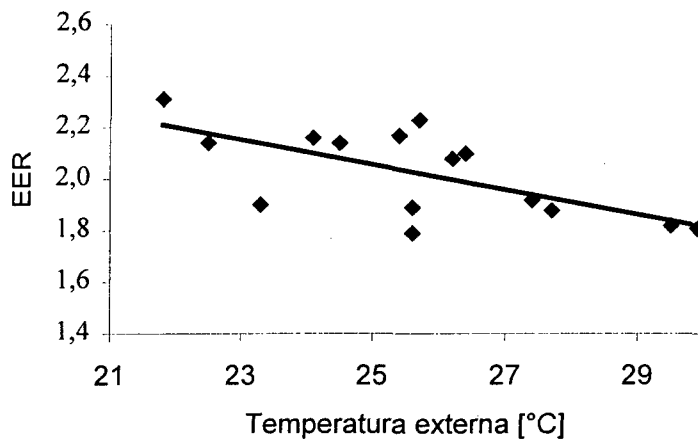


Figura 7.1 – Eficiência em função da temperatura externa para o condicionador de ar modelo 10000.

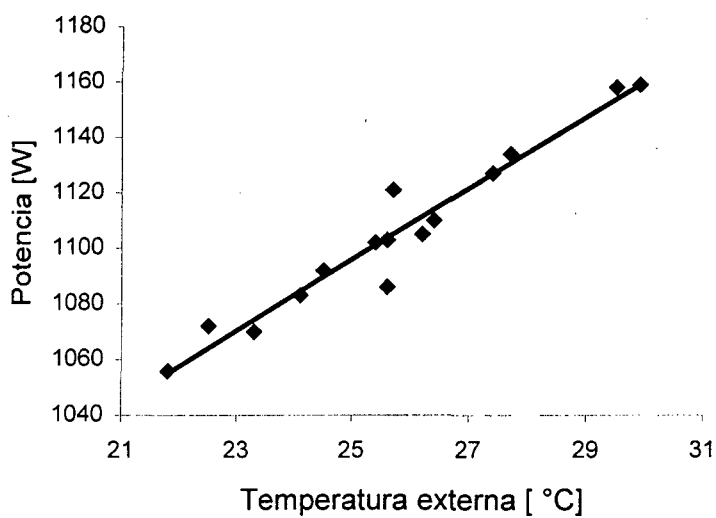


Figura 7.2 – Potência em função da temperatura externa para o condicionador de ar modelo 10000.

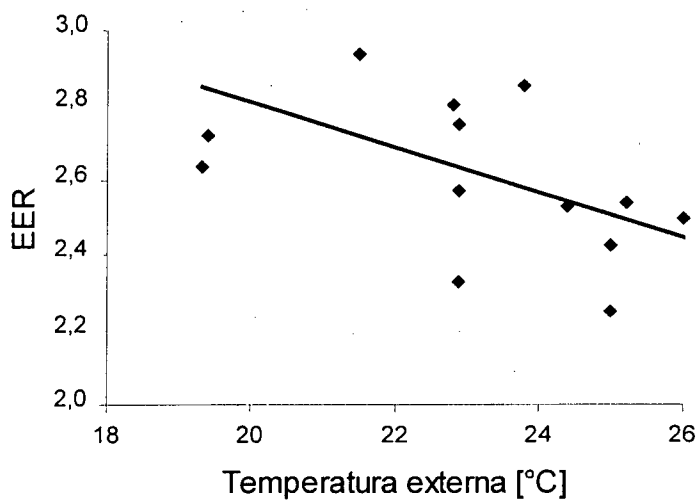


Figura 7.3 – Eficiência em função da temperatura externa para o condicionador de ar modelo 18000.

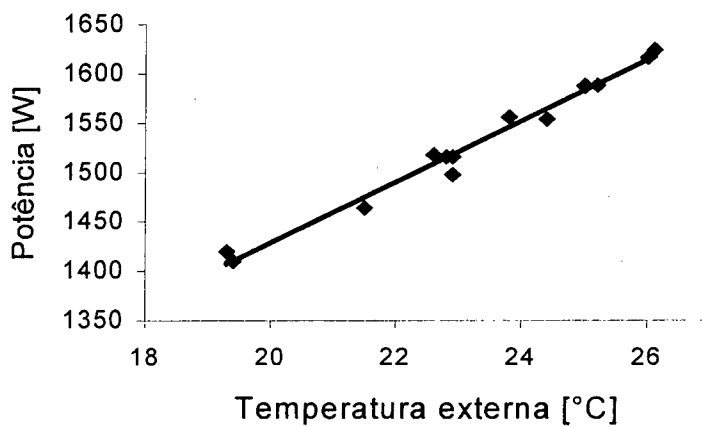


Figura 7.4 – Potência em função da temperatura externa para o condicionador de ar modelo 18000.

7.5.2 Correlações por identificação de coeficientes

Com o objetivo de se lançar mão de um processo de identificação, mais completo para cada modelo de condicionador de ar realizou-se uma série de 15 medidas em campo, além do ensaio feito no calorímetro, nas condições normalizadas. Com estes dados calculou-se o EER através da equação (4.10). Aplicou-se em seguida a metodologia de identificação de parâmetros, efetuando-se a identificação dos coeficientes da equação (6.1). De posse desses coeficientes recalculou-se o EER, a capacidade de refrigeração Q_i e a potência elétrica consumida Pot , comparando-se os valores com os originais obtidos pela equação (4.10). Recalculou-se também os erros percentuais tendo o EER, Q_i e Pot medidos como base.

Na identificação dos coeficientes para o EER foram usados conjuntos de $N=5, 10$ e 15 medições, no caso do condicionador modelo 10000, tomando-os a partir do início das tabelas apresentadas a seguir. Para o condicionador modelo 18000 a análise foi realizada apenas com $N=15$ pontos de medição. Em cada uma destas tabelas testou-se o modelo linear com duas ou três variáveis. Nas tabelas 7.12 a 7.21 são apresentados os resultados obtidos para os dois aparelhos.

Tabela 7.12 - Comparação dos resultados para os parâmetros Text, TBS_r e TBU_r , condicionador modelo 10000.

medição	Text (°C)	TBS_r (°C)	TBU_r (°C)	EER	EER erro 5 conj		EER erro 10 conj		EER erro 15 conj	
1	29,9	21,3	15,1	1,81	1,80	0,5	1,87	-3,4	1,9	-2,5
2	29,5	21,7	15,0	1,82	1,83	-0,7	1,89	-4,0	1,9	-4,8
3	26,2	20,0	14,0	2,08	1,79	14,0	1,85	11,3	1,9	11,1
4	23,3	19,8	13,0	1,90	1,79	5,4	1,82	4,2	1,9	-0,2
5	27,4	21,3	14,6	1,92	1,88	1,7	1,93	-0,8	2,0	-2,5
6	25,6	19,9	13,5	1,89	1,73	8,5	1,78	6,3	1,8	4,1
7	25,4	21,0	15,3	2,17	2,14	1,3	2,21	-1,7	2,2	0,0
8	25,7	22,0	15,8	2,23	2,26	-1,4	2,32	-4,1	2,3	-3,3
9	24,5	20,7	14,6	2,14	2,06	4,0	2,11	1,7	2,1	1,5
10	27,7	21,8	15,1	1,88	1,98	-5,5	2,03	-8,3	2,1	-9,4
11	21,8	20,5	14,5	2,31	2,22	4,1	2,26	2,3	2,3	1,9
12	25,6	19,6	13,1	1,79	1,64	8,0	1,68	5,9	1,7	2,8
13	26,4	21,0	14,5	2,10	1,92	8,5	1,97	6,2	2,0	5,0
14	24,1	21,8	14,3	2,16	2,08	3,6	2,10	2,8	2,2	-1,8
15	22,5	20,6	14,0	2,14	2,08	2,7	2,11	1,4	2,2	-1,2
norma	35,0	27,0	19,0	1,90	2,47	-30,0	2,54	-33,9	2,5	-34,0
$C_1(\text{Text})$					-0,070		-0,066	-0,069	-0,069	
$C_2(TBS_r)$					0,049		0,029	0,132	0,091	
$C_3(TBU_r)$					0,188		0,214	0,091	0,132	

Nas tabelas 7.12 e 7.13 faz-se a comparação dos resultados entre os EERs obtidos através de medições e através do modelamento matemático, utilizando as variáveis Text, TBS_r e TBU_r. Verifica-se no caso do condicionador modelo 10000, que os erros podem chegar a 11,1% (15 conj), mas quando se extrapola para os valores normalizados (obtidos em calorímetro), as diferenças aumentam muito, chegando a -34,0%. Da mesma forma para o condicionador modelo 18000 os erros podem chegar a 29,0% e na extrapolação para os valores de norma tem-se um aumento ainda maior, de 54,1%.

Tabela 7.13 - Comparação dos resultados para os parâmetros Text, TBS_r, TBU_r, condicionador modelo 18000.

Medição	EER	Text (°C)	TBS _r (°C)	TBU _r (°C)	EER _{calc}	Erro (%)
1	2,63	19,3	18,8	15,4	2,56	2,9
2	2,72	19,4	18,0	14,0	2,39	12,0
3	2,94	21,5	18,8	15,6	2,54	13,4
4	2,33	22,9	18,4	13,3	2,34	-0,5
5	2,43	25,0	19,7	14,0	2,49	-2,5
6	2,54	25,2	22,0	17,0	2,90	-13,9
7	2,85	23,8	20,8	16,8	2,78	2,4
8	2,80	22,8	20,6	16,4	2,75	1,8
9	2,75	22,9	21,0	16,8	2,82	-2,4
10	2,50	26,0	18,1	13,0	2,25	9,8
11	3,01	22,6	20,5	15,0	2,66	11,7
12	2,28	26,1	19,0	13,4	2,37	-3,9
13	2,25	25,0	22,0	17,0	2,90	-29,0
14	2,53	24,4	20,8	16,4	2,75	-8,8
15	2,57	22,9	19,2	13,7	2,45	4,9
norma	2,20	35,0	27,0	19,0	3,39	-54,1
C ₁ (Text)	-0,013					
C ₂ (TBS _r)	0,098					
C ₃ (TBU _r)	0,062					

Utilizando as variáveis Text, TBS_r e UR para o modelamento matemático, tem-se os resultados nas tabelas 7.14 e 7.15. Para o condicionador de ar modelo 10000, a comparação entre os EERs obtidos através de medições e os estimados mostra que os erros diminuem muito, chegando a 6,3% (15 conj). Com a inclusão dos valores normalizados (obtidos em calorímetro), os erros ainda diminuem bastante em relação ao caso anterior, chegando a -15,2%, o qual ainda representa um valor muito elevado. Já para condicionador modelo 18000 os valores obtidos são bem maiores, com erro máximo de 29,0% para os valores de campo e 54,1% para os valores da norma.

Tabela 7.14 - Comparação dos resultados para os parâmetros Text, TBS_r e UR, condicionador modelo 10000.

medição	Text (°C)	TBS _r (°C)	UR (%)	EER	EER	erro	EER	erro	EER	erro
					5 conj		10 conj		15 conj	
1	29,9	21,3	51,7	1,81	1,80	0,4	1,9	-3,4	1,8	-1,2
2	29,5	21,7	49,7	1,82	1,85	-1,5	1,9	-3,4	1,8	-1,4
3	26,2	20,0	51,6	2,08	1,89	9,3	2,0	5,0	1,9	6,4
4	23,3	19,8	45,6	1,90	1,96	-3,3	2,0	-4,1	2,0	-3,2
5	27,4	21,3	48,3	1,92	1,92	-0,3	1,9	-1,4	1,9	0,2
6	25,6	19,9	48,6	1,89	1,86	1,8	1,9	-1,3	1,9	0,2
7	25,4	21,0	54,9	2,17	2,15	0,9	2,2	-3,4	2,2	-2,4
8	25,7	22,0	52,5	2,23	2,23	0,2	2,3	-1,5	2,2	-0,6
9	24,5	20,7	51,7	2,14	2,11	1,4	2,2	-1,5	2,2	-0,6
10	27,7	21,8	48,9	1,88	1,98	-5,6	2,0	-6,3	2,0	-4,8
11	21,8	20,5	52,2	2,31	2,29	0,8	2,4	-1,8	2,3	-1,4
12	25,6	19,6	47,4	1,79	1,80	-0,6	1,8	-3,5	1,8	-1,9
13	26,4	21,0	49,3	2,10	1,97	6,0	2,0	4,3	2,0	5,6
14	24,1	21,8	43,6	2,16	2,15	0,6	2,1	3,5	2,1	4,2
15	22,5	20,6	48,1	2,14	2,18	-2,0	2,2	-2,7	2,2	-2,2
norma	35,0	27,0	54,1	1,90	2,29	-20,4	2,2	-17,6	2,2	-15,6
C ₁ (Text)					-0,073		-0,068		-0,073	
C ₂ (TBS _r)					0,142		0,112		0,115	
C ₃ (UR)					0,019		0,030		0,030	

Tabela 7.15 - Comparação dos resultados para os parâmetros Text, TBS_r e UR, condicionador modelo 18000.

Medição	EER	Text (°C)	TBS _r (°C)	UR (%)	EER _{calc}	Erro (%)
1	2,63	19,3	18,8	70,4	2,62	0,6
2	2,72	19,4	18,0	64,8	2,47	9,0
3	2,94	21,5	18,8	72,0	2,58	12,3
4	2,33	22,9	18,4	56,4	2,41	-3,3
5	2,43	25,0	19,7	53,4	2,53	-4,2
6	2,54	25,2	22,0	60,9	2,89	-13,7
7	2,85	23,8	20,8	67,2	2,79	2,4
8	2,80	22,8	20,6	65,5	2,77	1,2
9	2,75	22,9	21,0	65,9	2,83	-2,8
10	2,50	26,0	18,1	56,0	2,29	8,3
11	3,01	22,6	20,5	55,8	2,71	10,0
12	2,28	26,1	19,0	53,3	2,40	-5,5
13	2,25	25,0	22,0	60,9	2,90	-28,8
14	2,53	24,4	20,8	64,9	2,76	-9,1
15	2,57	22,9	19,2	54,5	2,51	2,4
norma	2,20	35,0	27,0	46,9	3,31	-50,6
C ₁ (Text)	-0,022					
C ₂ (TBS _r)	0,142					
C ₃ (UR)	0,005					

Já na tabela 7.16, a comparação, utilizando as variáveis Text e TBU_r , mostra que os erros podem chegar a -9,9% (15 conj), voltando a faixa de erros verificada na primeira análise. No entanto, quando se extrapola para os valores obtidos em calorímetro, as diferenças continuam muito grandes, chegando a -36,4%.

Tabela 7.16 - Comparação dos resultados para os parâmetros Text e TBU_r , condicionador modelo 10000.

medição	Text (°C)	TBU_r (°C)	EER	EER	erro	EER	erro	EER	erro
					5 conj		10 conj		15 conj
1	29,9	15,1	1,81	1,80	0,4	1,91	-5,2	1,93	-6,5
2	29,5	15,0	1,82	1,81	0,4	1,91	-5,0	1,93	-6,1
3	26,2	14,0	2,08	1,80	13,6	1,88	9,9	1,88	9,6
4	23,3	13,0	1,90	1,75	7,5	1,81	4,4	1,81	4,5
5	27,4	14,6	1,92	1,87	2,5	1,95	-1,7	1,96	-2,2
6	25,6	13,5	1,89	1,71	9,9	1,78	5,8	1,79	5,3
7	25,4	15,3	2,17	2,23	-2,9	2,28	-5,1	2,26	-4,0
8	25,7	15,8	2,23	2,35	-5,3	2,39	-7,2	2,36	-5,9
9	24,5	14,6	2,14	2,11	1,6	2,16	-0,6	2,14	0,3
10	27,7	15,1	1,88	1,99	-5,7	2,06	-9,8	2,06	-9,9
11	21,8	14,5	2,31	2,30	0,4	2,32	-0,5	2,28	1,4
12	25,6	13,1	1,79	1,59	10,8	1,68	6,1	1,69	-5,2
13	26,4	14,5	2,10	1,92	8,4	1,99	5,0	1,99	5,0
14	24,1	14,3	2,16	2,06	4,8	2,10	2,6	2,09	3,4
15	22,5	14,0	2,14	2,10	1,6	2,14	-0,1	2,11	1,2
norma	30,0	19	1,90	2,49	-31,0	2,59	-36,2	2,59	-36,4
$C_1(\text{Text})$				-0,082		-0,071		-0,062	
$C_2(TBU_r)$				0,283		0,267		0,250	

Na tabela 7.17, condicionador modelo 18000 tem-se a continuidade da tendência anterior com os erros dentro da mesma faixa, ou seja um máximo de 28,4% e utilizando os valores normalizados, um erro de 52,4 %.

Tabela 7.17- Comparação dos resultados para os parâmetros Text e TBU_r, condicionador modelo 18000.

Medição	EER	Text (°C)	TBU _r (°C)	EER _{calc}	Erro (%)
1	2,63	19,3	15,4	2,56	2,9
2	2,72	19,4	14,0	2,36	13,2
3	2,94	21,5	15,6	2,62	10,7
4	2,33	22,9	13,3	2,32	0,6
5	2,43	25,0	14,0	2,45	-1,1
6	2,54	25,2	17,0	2,89	-13,6
7	2,85	23,8	16,8	2,84	0,6
8	2,80	22,8	16,4	2,76	1,5
9	2,75	22,9	16,8	2,82	-2,6
10	2,50	26,0	13,0	2,33	6,9
11	3,01	22,6	15,0	2,56	15,1
12	2,28	26,1	13,4	2,39	-4,7
13	2,25	25,0	17,0	2,89	-28,4
14	2,53	24,4	16,4	2,79	-10,3
15	2,57	22,9	13,7	2,37	7,7
Norma	2,20	35,0	19,0	3,35	-52,4
C ₁ (Text)	0,017				
C ₂ (TBU _r)	0,144				

Para as tabelas 7.18 e 7.19, utilizando as variáveis Text e TBS_r, para o condicionador modelo 10000, a comparação mostra que os erros podem chegar a 12,0% (15 conj), mantendo-se na faixa de erros da análise anterior. O mesmo ocorre quando se compara com os valores obtidos em calorímetro, com diferenças também muito grandes, chegando, neste caso a -31,8%. Para o condicionador de ar modelo 18000, os grandes erros percentuais encontrados até o momento se mantém.

Tabela 7.18 - Comparação dos resultados para os parâmetros Text e TBS_r, condicionador modelo 10000.

medição	Text (°C)	TBS _r (°C)	EER	EER 5 conj	erro	EER 10 conj	erro	EER 15 conj	erro
1	29,9	21,3	1,81	1,87	-3,0	1,97	-9,0	1,82	-0,3
2	29,5	21,7	1,82	1,93	-5,7	2,01	-10,3	1,91	-4,9
3	26,2	20,0	2,08	1,80	13,3	1,85	11,0	1,83	12,0
4	23,3	19,8	1,90	1,86	2,0	1,83	3,3	1,99	-4,8
5	27,4	21,3	1,92	1,94	-1,0	1,97	-3,0	1,98	-3,5
6	25,6	19,9	1,89	1,81	4,6	1,84	2,7	1,85	2,2
7	25,4	21,0	2,17	1,95	10,0	1,95	10,3	2,06	4,9
8	25,7	22,0	2,23	2,07	7,2	2,04	8,6	2,22	0,3
9	24,5	20,7	2,14	1,94	9,5	1,92	10,5	2,07	3,4
10	27,7	21,8	1,88	1,99	-6,0	2,02	-7,5	2,05	-9,3
11	21,8	20,5	2,31	1,99	13,9	1,90	17,8	2,21	4,2
12	25,6	19,6	1,79	1,77	0,9	1,82	-1,7	1,80	-0,8
13	26,4	21,0	2,10	1,93	8,3	1,95	7,3	2,00	4,9
14	24,1	21,8	2,16	2,09	3,3	2,02	6,6	2,29	-6,1
15	22,5	20,6	2,14	1,98	7,2	1,91	10,7	2,19	-2,3
norma	35,0	27,0	1,90	2,45	-29,0	2,50	-31,9	2,50	-31,8
C ₁ (Text)				-2,75 10 ⁻²		3,02 10 ⁻⁴		-6,67 10 ⁻²	
C ₂ (TBS _r)				1,26 10 ⁻¹		9,23 10 ⁻²		1,79 10 ⁻¹	

Tabela 7.19- Comparação dos resultados para os parâmetros Text e TBS_r, condicionador modelo 18000.

Medição	EER	Text (°C)	TBS _r (°C)	EER _{calc}	Erro (%)
1	2,63	19,3	18,8	2,54	3,4
2	2,72	19,4	18,0	2,41	11,3
3	2,94	21,5	18,8	2,48	15,6
4	2,33	22,9	18,4	2,37	-1,7
5	2,43	25,0	19,7	2,52	-3,9
6	2,54	25,2	22,0	2,90	-13,9
7	2,85	23,8	20,8	2,74	3,9
8	2,80	22,8	20,6	2,74	2,3
9	2,75	22,9	21,0	2,80	-1,8
10	2,50	26,0	18,1	2,22	11,0
11	3,01	22,6	20,5	2,73	9,4
12	2,28	26,1	19,0	2,37	-4,1
13	2,25	25,0	22,0	2,90	-29,2
14	2,53	24,4	20,8	2,72	-7,7
15	2,57	22,9	19,2	2,50	2,8
Norma	2,20	35,0	27,0	3,43	-56,2
C ₁ (Text)	-0,030				
C ₂ (TBS _r)	0,167				

Finalmente, em uma última comparação utiliza-se os parâmetros ΔT e UR para o modelamento matemático. UR é a umidade relativa do ambiente interno, obtida junto ao ar de retorno e ΔT representa a diferença entre as temperaturas de bulbo seco externa e interna. De acordo com as tabelas 7.20 e 7.21, a comparação dos resultados das diferenças entre os EERs, mostra que para o condicionador modelo 10000 os erros diminuem, chegando a 11,5% (15 conj) em um caso extremo. Quando se usa os valores normalizados (obtidos em calorímetro), as diferenças apresentam valores muito bons, que chegam a -6,0%, comparando com os verificados em todas as análises realizadas. Igualmente para o condicionador modelo 18000 esta tendência é mantida, uma vez que neste caso o maior erro percentual encontrado diminui para 22,6 % e na utilização dos valores previstos na norma tem-se um erro percentual bastante baixo, ou seja, 2,7 %.

Tabela 7.20 - Comparação dos resultados para os parâmetros ΔT e UR, condicionador modelo 10000.

medição	ΔT (°C)	UR (%)	EER	EER 5 conj	erro	EER 10 conj	Erro	EER 15 conj	Erro
1	8,6	51,7	1,81	1,82	-0,6	1,82	-0,6	1,86	-2,5
2	7,8	49,7	1,82	1,78	2,3	1,78	2,1	1,82	0,2
3	6,2	51,6	2,08	1,96	5,7	1,98	5,0	2,02	2,9
4	3,5	45,6	1,90	1,85	2,3	1,88	0,9	1,92	-1,4
5	6,1	48,3	1,92	1,82	5,1	1,83	4,4	1,87	2,4
6	5,7	48,6	1,89	1,86	2,0	1,87	1,2	1,91	-0,9
7	4,4	54,9	2,17	2,22	-2,4	2,25	-3,8	2,30	-6,2
8	3,7	52,5	2,23	2,15	3,4	2,19	1,9	2,24	-0,3
9	3,8	51,7	2,14	2,11	1,4	2,14	0,0	2,19	-2,3
10	5,9	48,9	1,88	1,86	1,0	1,87	0,3	1,91	-1,8
11	1,3	52,2	2,31	2,28	1,1	2,33	-1,0	2,39	-3,5
12	6,0	47,4	1,79	1,78	0,1	1,80	-0,6	1,83	-2,7
13	5,4	49,3	2,10	1,91	9,2	1,93	8,3	1,97	6,3
14	2,3	43,6	2,16	1,84	15,1	1,87	13,5	1,91	11,5
15	1,9	48,1	2,14	2,06	3,4	2,10	1,5	2,15	-0,8
Calorim	8,0	54,1	1,90	1,97	-3,7	1,97	-4,0	2,01	-6,0
$C_1(\Delta T)$					-0,060		-0,067		-0,070
$C_2(UR)$					0,045		0,046		0,048

Tabela 7.21- Comparação dos resultados para os parâmetros ΔT e UR, condicionador modelo 18000.

Medição	EER	ΔT ($^{\circ}C$)	UR (%)	EER_{calc}	Erro (%)
1	2,63	0,5	70,4	2,88	-9,3
2	2,72	1,4	64,8	2,68	1,5
3	2,94	2,7	72,0	3,01	-2,4
4	2,33	4,5	56,4	2,42	-4,0
5	2,43	5,3	53,4	2,32	4,2
6	2,54	3,2	60,9	2,57	-1,0
7	2,85	3,0	67,2	2,82	1,2
8	2,80	2,2	65,5	2,73	2,7
9	2,75	1,9	65,9	2,74	0,5
10	2,50	7,9	56,0	2,50	-0,2
11	3,01	2,1	55,8	2,33	22,6
12	2,28	7,1	53,3	2,37	-4,1
13	2,25	3,0	60,9	2,56	-14,0
14	2,53	3,6	64,9	2,74	-8,5
15	2,57	3,7	54,5	2,32	9,7
norma	2,20	8,0	46,9	2,14	2,7
$C_1(\Delta T)$	0,029				
$C_2(UR)$	0,041				

Desta forma, conclui-se que o modelamento matemático mais adequado se realiza utilizando-se duas variáveis ao invés de três, sendo estas ΔT e UR. Além de apresentar as menores diferenças em relação aos valores dos EERs medidos, confirmam a análise em função do número de condicionamento (NC) no sentido de que é melhor identificar dois do que três parâmetros. Assim, recomenda-se representar a eficiência energética de acordo com a equação:

$$EER = C_1 \Delta T + C_2 UR$$

Desta forma, para o aparelho modelo 10000, tem-se o seguinte modelo:

$$EER = -7,0 \cdot 10^{-2} \Delta T [^{\circ}C] + 4,8 \cdot 10^{-2} UR [\%]$$

E para o condicionador modelo 18000:

$$EER = 2,9 \cdot 10^{-2} \Delta T [^{\circ}C] + 4,1 \cdot 10^{-2} UR [\%]$$

Em uma nova análise buscou-se identificar os coeficientes para a obtenção dos valores da capacidade de refrigeração Q_i e da potência elétrica consumida Pot, utilizando as

mesmas variáveis finais do item anterior, ou seja, ΔT e UR, testando-se equações lineares na forma seguinte:

$$Q_i = C_1 \Delta T + C_2 UR$$

$$Pot = C_1 \Delta T + C_2 UR$$

De posse destes dois valores calculou-se o EER, bem como os erros entre os dados de campo e obtidos pelo modelamento. Nas tabelas 7.22 e 7.23 apresenta-se os resultados obtidos para os dois aparelhos.

TABELA 7.22 - Comparação dos resultados para os parâmetros ΔT e UR, condicionador modelo 10000.

medição	Q_i (W)	POT (W)	EER	Q_i calc (W)	Erro (%)	Pot calc (W)	Erro (%)	EERcalc	Erro (%)
1	2100	1159	1,81	2139	-1,9	1190	-2,7	1,80	0,8
2	2110	1158	1,82	2080	1,4	1139	1,7	1,83	-0,2
3	2300	1105	2,08	2259	1,8	1160	-5,0	1,95	6,4
4	2030	1070	1,90	2099	-3,4	1002	6,4	2,10	-10,4
5	2160	1127	1,92	2099	2,8	1089	3,4	1,93	-0,5
6	2090	1103	1,89	2135	-2,1	1091	1,1	1,96	-3,3
7	2390	1102	2,17	2518	-5,3	1208	-9,7	2,08	3,9
8	2500	1121	2,23	2434	2,6	1149	-2,6	2,12	5,1
9	2340	1092	2,14	2389	-2,1	1134	-3,8	2,11	1,7
10	2130	1134	1,88	2139	-0,5	1099	3,0	1,95	-3,6
11	2440	1056	2,31	2544	-4,3	1115	-5,6	2,28	1,3
12	1940	1086	1,79	2059	-6,1	1069	1,6	1,93	-7,8
13	2330	1110	2,10	2185	6,2	1102	0,7	1,98	5,5
14	2340	1083	2,16	2062	11,9	946	12,7	2,18	-0,9
15	2290	1072	2,14	2307	-0,8	1036	3,4	2,23	-4,3
norma	2415	1273	1,90	1987	5,1	1233	3,1	1,86	2,1
C1	-52,0	11,7							
C2	50,0	21,1							

Analisando os resultados da tabela 7.22, para condicionador modelo 10000, verifica-se que o modelo está adequado também para a obtenção de capacidade de refrigeração e potência, uma vez que os erros percentuais são relativamente baixos, no máximo de 12,7 %. Quando se extrapola para os valores da norma, os erros são de 5,1% e 3,1% respectivamente, com erro na estimativa de EER de 2,1%.

Na tabela 7.23, para condicionador modelo 18000, os erros, apesar de elevados, se mantêm dentro da faixa das análises anteriores. Na extrapolação aos valores normalizados obtêm-se um erro de -3,9% para o EER.

TABELA 7.23 - Comparação dos resultados para os parâmetros ΔT e UR, condicionador modelo 18000.

medição	Q_i (W)	POT (W)	EER	Q_i calc (W)	Erro (%)	Pot calc (W)	Erro (%)	EERcalc	Erro (%)
1	3740	1420	2,63	4206	-12,5	1488	-4,8	2,83	-7,3
2	3830	1410	2,72	3965	-3,5	1440	-2,1	2,75	-1,4
3	4300	1464	2,94	4520	-5,1	1685	-15,1	2,68	8,7
4	3490	1498	2,33	3778	-8,3	1497	0,0	2,52	-8,3
5	3850	1587	2,43	3681	4,4	1495	5,8	2,46	-1,5
6	4040	1588	2,54	3914	3,1	1493	6,0	2,62	-3,0
7	4440	1556	2,85	4266	3,9	1608	-3,4	2,65	7,0
8	4250	1516	2,80	4086	3,9	1514	0,1	2,70	3,7
9	4170	1516	2,75	4080	2,2	1500	1,1	2,72	1,1
10	4040	1616	2,50	4094	-1,3	1742	-7,8	2,35	6,0
11	4570	1518	3,01	3504	23,3	1306	13,9	2,68	10,9
12	3700	1624	2,28	3855	-4,2	1627	-0,2	2,37	-4,0
13	3570	1588	2,25	3894	-9,1	1479	6,9	2,63	-17,2
14	3930	1554	2,53	4190	-6,6	1606	-3,3	2,61	-3,2
15	3900	1516	2,57	3586	8,0	1399	7,7	2,56	0,3
norma	4154	1893	2,20	3569	14,1	1564	17,4	2,28	-3,9
C1	99,7	74,4							
C2	59,0	20,6							

De acordo com estes resultados, para o aparelho modelo 10000, tem-se os seguintes modelos representativos :

$$Q_i [\text{Btu/h}] = -52,0 \Delta T [^{\circ}\text{C}] + 11,7 \text{UR} [\%]$$

$$\text{Pot} [\text{W}] = 50,0 \Delta T [^{\circ}\text{C}] + 21,1 \text{UR} [\%]$$

Por sua vez, para o aparelho modelo 18000, tem-se:

$$Q_i [\text{Btu/h}] = 99,7 \Delta T [^{\circ}\text{C}] + 74,4 \text{UR} [\%]$$

$$\text{Pot} [\text{W}] = 59,0 \Delta T [^{\circ}\text{C}] + 20,6 \text{UR} [\%]$$

Nesta tentativa de modelagem observa-se que existe uma dependência semelhante para os dois aparelhos para o cálculo da potência, com todos os coeficientes positivos. Já no caso da capacidade de refrigeração os modelos se diferem, com o coeficiente de ΔT sendo negativo para o condicionador menor e positivo para o maior. Este ponto deixa claro a grande dificuldade de se conseguir modelos simples para representarem o comportamento complexo de um equipamento deste tipo.

Para o EER o cálculo é feito conforme a sua definição, ou seja, a razão entre a capacidade de refrigeração e a potência elétrica (Q_i / Pot). Assim, o modelo passa a ser a razão entre duas equações lineares, diferindo dos anteriores. Os resultados também constantes das tabelas 7.22 e 7.23 são um pouco melhores do que os apresentados nas tabelas 7.20 e 7.21, quando se modelou EER somente.

8 CONCLUSÕES

A importância de se conhecer os valores de eficiência dos aparelhos que utilizam energia elétrica nos dias de hoje é incontestável. Para os condicionadores de ar esta tarefa é muito difícil, uma vez que a eficiência depende de uma série de variáveis que não se pode controlar quando o levantamento é feito em campo.

As condições previstas por norma se aplicam apenas a medições realizadas em calorímetro. A adaptação para a medição em campo gera uma série de dificuldades pela necessidade de adaptação dos métodos de medição das variáveis envolvidas.

Neste trabalho, desenvolveu-se a metodologia proposta através de várias tentativas e de inúmeros conjuntos de medições, até que se encontrasse a forma mais satisfatória e que apresentasse erros menores. O fato de não haver um procedimento normalizado que conduzisse os ensaios, obrigou a realização de um estudo das normas existentes relacionadas ao assunto, na tentativa de adaptá-las de forma a constituir um novo procedimento. Ainda com o auxílio das normas, levantou-se os instrumentos necessários ao processo de medição, sendo que a escolha se deu primeiramente em função dos equipamentos disponíveis e depois dos mais adequados entre eles. Durante os ensaios foi-se adequando o método de medição, tornando-o o mais simples possível, de forma a ser viável sua realização em campo, em qualquer condição e local.

Como a metodologia de medição foi sendo implementada à medida que se fazia os ensaios, muitos conjuntos de medições foram descartados até que se chegasse à forma final. Após esta etapa, partiu-se para as medições visando a análise de erros e a comparação de resultados, obtendo-se assim uma faixa de variação do EER em função das diferentes condições de temperaturas e umidades, para tanto, foram ensaiados dois condicionadores de ar de diferentes capacidades de refrigeração.

Na análise de incerteza de medição verificou-se que as variáveis que tinham maior peso no cálculo do EER eram TBU na entrada do evaporador e a velocidade do ar no insuflamento, fato verificado na prática, uma vez que uma redução na vazão de 15% provoca uma perda na eficiência de 5%. Daí conclui-se que estas medições devem ser executadas com a maior precisão possível. Sendo que a medição das velocidades de passagem do ar e da temperatura na saída do evaporador é extremamente trabalhosa e demorada. Para uma maior precisão de

medição o condicionador de ar deve sofrer algumas adaptações, com a instalação de um pequeno duto de saída. Este deve ser feito sob medida para cada modelo de aparelho.

Para a obtenção de uma equação que forneça o valor do EER em qualquer condição de uso do aparelho, testaram-se funções de duas e de três variáveis, para os dois aparelhos. Verificou-se que a curva que melhor representa o EER é a que utiliza duas variáveis, sendo elas a diferença de temperatura interna e externa ΔT e a umidade relativa interna UR. Então ajustou-se uma curva em função de ΔT e da UR, com dados das medições em campo, possibilitando assim, para uma certa condição de uso, prever o valor do EER. As equações obtidas apresentaram erros máximos de 11% para o modelo 10000 e 22% para o modelo 18000, em relação ao EER medido. Ainda nesta linha, duas outras curvas foram ajustadas para a obtenção da capacidade de refrigeração Q_i e da potência Pot, utilizando as mesmas variáveis e partir destes valores calcular o EER, verificando-se que os resultados encontrados foram um pouco melhores, ou seja um erros máximos de 10% e 17 % no EER, respectivamente.

Os resultados obtidos foram, sempre que possível, comparados com as medições realizadas no calorímetro, por serem estas o único parâmetro de comparação disponível e por apresentar grande confiabilidade. Realizadas as comparações entre os valores de calorímetro e campo, verificou-se que os valores obtidos estavam bem próximos, com diferenças percentuais variando de 0% a 10%, dando assim credibilidade à metodologia de medição. Após a implementação do método, ainda como análise da eficiência, efetuaram-se medidas com filtros sujos e limpos, verificando assim a perda causada por uma manutenção deficiente nos aparelhos, da ordem de 7%.

Ao final deste trabalho depreende-se que a obtenção da eficiência de condicionadores de ar em campo, apesar de ser um simples processo de medição, requer uma série de cuidados e ensaios. A medição não pode ser feita em um único dia, pois existe uma dependência da eficiência, da capacidade de refrigeração e da potência elétrica consumida com as condições ambientes. Assim, várias medições serão necessárias, sendo estas realizadas em dias diferentes, obtendo-se diferentes condições.

Como sugestões para trabalhos futuros, cita-se as seguintes:

- Realização de medições em diferentes condicionadores de ar de diferentes fabricantes;
- Automatização das medições de temperaturas e velocidades;
- Adaptação de um sistema de aquisição de dados que forneça o valor do EER automaticamente;

- Desenvolvimento de um calorímetro “portátil”;
- Desenvolvimento de um sistema de etiquetagem para a eficiência de condicionadores de ar usados;
- Realização de medições em condicionadores de ar posicionados perto do chão e acima da janela, no mesmo ambiente;
- Realização de medições em condicionadores de ar com caixa de proteção externa de fibra de vidro.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABNT.1983, Condicionadores de Ar Domésticos, Determinação das Características. Norma NBR 5882.1983.

ABNT.1980, Condicionadores de Ar Domésticos, Especificação. Norma NBR 5858.1983.

ANSI/ASHRAE.1986, Method of Testing for Rating Room Air Conditioner and Packaged Terminal Air Conditioner Heating Capacity. ANSI/ASHRAE Standard 58-1986.

ANSI/ASHRAE.1985, Capacity Measurement of Field Erected Compression-Type Refrigeration and Air Conditioning Systems. ANSI/ASHRAE Standard 83-1985.

ANSI/ASHRAE.1986, Energy Management Control Systems Instrumentation. ANSI/ASHRAE Standard 114-1986.

ARI.1981, Unitary Air-Conditioning Equipament. ARI Standard 210 -1981.

ASHRAE, Energy Code for Comercial and High Rise Residential Buildings. 1993

ASHRAE Handbook - Fundamentals, ASHRAE, 1993.

ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipament, ASHRAE, 1996

CEMIG, "Estudo de Otimização Energética - Setorial Bancos CEMIG/PROCEL." Belo Horizonte, 1993.

CEMIG, "Estudo de Otimização Energética - Edificio Júlio Soares - Sede CEMIG." Belo Horizonte, 1993.

ELETROBRÁS, "Revisão de Metas de Consumo de Energia Elétrica." Rio de Janeiro, 1989.

GELLER, H.S., "Eficient Eletricity Use: A Developemente Strategy for Brazil." ACEEE, Washington D.C., 1991.

GONSALVES JR., A. A. "Metrologia - Parte I." Lab-Metro - Florianópolis, UFSC, 1996.

GONÇALVES, J. M., "Análise Experimental do Escoamento de Fluidos Refrigerantes em Tubos Capilares." Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, UFSC, 1994.

GÜTHS, S., "Anemomètre a Effet Peltier et Fluxmetre Thermique Conception et Réalisation Application à l'Étude de la Convection Naturelle." Thèse de Doctorat à l'Université d'Artois, 1994.

HALLAK, R. G., "O Ar Condicionado e sua Conta de Energia Elétrica. " Anais do IIIº Congresso Ibero-Americano de Ar Condicionado e Refrigeração (CIAR), São Paulo-Brasil, pg. 249-256, 1995.

HENSEL, E., "Inverse Theory and Applications for Engineers.", Englewood Cliffs, NJ : Prentice Hall, 1991.

HOLMAN, J. P., "Experimental Methods for Engineers.", McGraw-Hill Book Company, 1985.

INCROPERA, F. P. and De WITT, D.P., "Fundamentos de Transferência de Calor e Massa." - Ed. Guanabara-Koogan, 1992.

JANNUZZI, G. M. and SCHIPPER, L., "The Structure of Eletricity in the Brazilian Household Sector. An Energy Policy." Butterworth-Heinemann, november, pg. 879-891, 1991.

KAO, J. Y., "HVAC Functional Inspection and Testing Guide." NIST, 1992.

LAMBERTS, R., GÓMEZ, L. A. e SIGNOR R., “Comparação de Resultados de Simulação com o Consumo Energético Medido num Edifício de Escritórios .”, Anais do III Congresso Ibero-Americano de Ar Condicionado e Refrigeração (CIAR), São Paulo-Brasil, pg. 279-286, 1995.

LAMBERTS, LOMARDO, AGUIAR, THOMÉ, “Eficiência Energética em Edificações: Estado da Arte.”, UFSC-Florianópolis, 1996.

LOMARDO, L. B., “Consumo de Energia nos Grandes Prédios Comerciais : Estudo de Caso.” Dissertação de Mestrado. Departamento de Engenharia Nuclear e Planejamento Energético - UFRJ, 1988.

MARQUES, M. E., “Simulação Numérica de Condicionadores de Ar de Janela“ Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, UFSC, 1991.

MASCARÓ, J e MASCARÓ, L., “Estudo das Possibilidades de Adensamento.” Programa de Pesquisa de Pós-Graduação em Arquitetura – UFRGS, Porto Alegre, 1995.

NICOLAU, V. P., “Identification des Propriétés Radiatives des Matériaux Semi-Transparents Diffusants.” Thèse de Doctorat à l’Institut National des Sciences Appliqués de Lyon, 1994.

PEDRINI, A., “Desenvolvimento de Metodologia para Calibração do Programa DOE-2.1E.” Dissertação de Mestrado em Engenharia Civil, UFSC, 1997.

PROCEL, “ Pesquisa de Posse de Eletrodomésticos e Hábitos de Consumo.” Rio de Janeiro, 1989.

VAN WYLEN, G. J., “Fundamentos da Termodinâmica Clássica.” Edgard Blücher- Rio de Janeiro, 1976.

VAN WYLEN, G. J. and SONNTAG, R. E., “Fundamentals of Engineering Thermodynamics.”, John Wiley, New York, 1985.

ROSA, L.P.; LEGEY,L.; LOMARDO, L.L.B. e VILELA,L.E., “ O Consumo de Energia no Setor Terciário.” COPPE/PROCEL, Rio de Janeiro, 1991.

SILVA, A. B. e ANDRADE, J. A., “Avaliação Experimental de Caudais de Ar em Equipamentos de Climatização.” Anais do IV Congresso Ibero-Americano de Ar Condicionado e Refrigeração (CIAR), Santiago-Chile, pg. 187-191, 1997.

STOECKER, W. F. and JONES, J. W., “ Refrigeração e Ar Condicionado “, McGraw-Hill, 1985.

TOLEDO, L. M. A., “Uso de Energia Elétrica em Edifícios Públicos e Comerciais de Florianópolis.” Dissertação de Mestrado em Engenharia Civil, UFSC, 1995.

APÊNDICE A

CONDICIONAMENTO

Descreve-se brevemente, neste apêndice, a título de ilustração e de verificação, um exemplo simples de obtenção do número de condicionamento para um sistema de equações. A seguir procede-se a demonstração numérica do mal condicionamento do sistema exemplificado. Apesar de ser um sistema simples, ele foi solucionado através do programa usado no decorrer da dissertação, e por ser retirado da literatura, servirá também para a verificação do programa. Desta forma, considere-se o seguinte sistema de equações:

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & 1,01 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a \\ b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (\text{A.1})$$

A solução deste sistema é $b=1$ e $a=0$. Agora introduz-se um pequeno percentual de erro no lado direito do sistema e vê-se qual o efeito que um pequeno erro tem na solução. Resolvendo :

$$\begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & 1,01 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a \\ b \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 1,01 \end{Bmatrix} \quad (\text{A.2})$$

resulta em $b=0$ e $a=1$. Uma pequena mudança no lado direito mudou radicalmente o vetor solução. Um sistema é chamado de “mal-condicionado” se uma pequena mudança no lado direito resulta em uma grande mudança no vetor solução. Mal-condicionamento é uma propriedade da matriz de coeficientes, é independente do valor numérico particular do lado direito do vetor. Utilizando o número de condicionamento (NC), que é o produto da norma da matriz pela norma de sua matriz inversa, tem-se o quanto o sistema é mal condicionado, ou seja, quanto maior NC, mais mal-condicionado é o sistema, quanto mais perto de 1 mais bem-condicionado é o mesmo. É conveniente pensar no número de condicionamento como uma medição do crescimento do erro, aparecendo no vetor solução. Calculando o NC da matriz usada no exemplo, através da equação 6.8, tem-se:

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 1 \\ 1 & 1,01 \end{bmatrix} \quad C^{-1} = \begin{bmatrix} 101 & -100 \\ -100 & 100 \end{bmatrix} \quad (\text{A.3})$$

As normas são $\|C\| = 2,01$ e $\|C^{-1}\| = 201$ então o número de condicionamento é imediatamente computado como sendo $NC(C) = 2,01 \times 201 = 404,1$. Este número alto indica que a matriz é mal-condicionada e que deve-se ter cautela na análise da solução.

Como exemplo 2, tem-se uma matriz bem-condicionada, então resolvendo o sistema:

$$\begin{bmatrix} 3 & 1 & -1 \\ 1 & 2 & 1 \\ 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a \\ b \\ c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 2 \\ 8 \\ 6 \end{Bmatrix} \quad (\text{A.4})$$

A solução do sistema é $a=1$, $b=2$, $c=3$. Da mesma foram introduz-se um percentual de erro no lado direito do sistema e vê-se o qual o efeito que um erro tem na solução. Resolvendo:

$$\begin{bmatrix} 3 & 1 & -1 \\ 1 & 2 & 1 \\ 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} a \\ b \\ c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 2 \\ 8 \\ 6,01 \end{Bmatrix} \quad (\text{A.5})$$

resulta em $a = 1,0075$, $b = 1,99$ e $c = 3,0125$, ou seja um erro percentual máximo de 0,7 %.

Calculando o NC da matriz usada no exemplo 2, através da equação 6.8, tem-se:

$$C = \begin{bmatrix} 3 & 1 & -1 \\ 1 & 2 & 1 \\ 1 & 1 & 1 \end{bmatrix} \quad C^{-1} = \begin{bmatrix} 0,25 & -0,50 & 0,75 \\ 0,00 & 1,00 & -1,00 \\ -0,25 & -0,50 & 1,25 \end{bmatrix} \quad (\text{A.3})$$

As normas são $\|C\| = 5$ e $\|C^{-1}\| = 2$; então o número de condicionamento será $NC(C) = 5 \times 2 = 10$. Como pode-se perceber neste caso o NC é bem pequeno, indicando assim que o sistema está bem condicionado, confirmado pela pequena diferença entre os resultados vistos no último sistema.

APÊNDICE B

PLANILHA DE MEDIÇÃO DAS VARIÁVEIS DO CONDICIONADOR DE AR

Para facilitar a coleta dos valores das variáveis medidas em campo e das grandezas calculadas, necessárias a obtenção do EER, desenvolveu-se uma planilha onde cada valor lido tem um espaço apropriado para que seja registrado. Esta também está disponível em uma planilha de calculo, onde os valores médios das temperaturas e velocidades, bem como da capacidade de refrigeração e do EER, são calculados automaticamente. Esta planilha é apresentada a seguir.

PLANILHA DE MEDIÇÃO DAS VARIÁVEIS DO CONDICIONADOR DE AR PARA CÁLCULO DO EER

Data _____ Hora _____ as _____
 Modelo/Fabricante _____

TBS_i, TBU_i (°C)

VELOCIDADE (m/s)

V_{média} = _____ m/s

TBS_{i média} = _____ °C

TBU_{i média} = _____ °C

VAZÃO (m³/s)

Vazão total = _____ m³/s

TBS_r, TBU_r, (°C) ou UR_r

Obs: _____

TBS_{i média} = _____ °C

TBU_{i média} = _____ °C

UR_{i média} = _____ %

T externa (°C)

V_{média} = _____ m/s

Área = _____ m²

Vazão total = _____ m³/s

Potência = _____ W

Cap.de Refrig = _____ W

EER = _____

T_{ext média} = _____ °C

APÊNDICE C

CARACTERÍSTICAS DOS APARELHOS

Apresenta-se, neste apêndice, através de tabelas fornecidas pelo fabricante, as principais características dos aparelhos novos com capacidade nominal de 10.000 Btu/h e 18.000 Btu/h, para vários modelos de condicionadores de ar. Também estão mostrados os resultados de todos os ensaios realizados no calorímetro do tipo psicrométrico da empresa Multibrás S.A., para os dois condicionadores de ar estudados.

CTR

- | | CARGA DE FRIGORÍGENO E CAPILAR - NTB 83035
- | | CAPACIDADE DE AQUECIMENTO - NTB 83060
- | X| CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO - NTB 83061
- | | CONDIÇÃO MÁX. DE OPERAÇÃO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83062
- | | CONGELAMENTO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83063
- | | DETERMINAÇÃO DO VOLUME DE AR - NTB 01088

Modelo : 10000	Série : 10000 AIR MASTER	SA : UFSC.
Compressor : Sicom	Motor Ventilador : Não Definido	Tensão/Freq. Nom. : 220V/60Hz
Capilar : 1.2x1300 mm	Tipo de refrigerante : R22	Carga de refrigerante : 580.0 g
Constante do Bocal Evap : 93.22	Veloc Motor Vent Alta : 625 rpm	Resist. Ohmica inicial CR :
Constante do Bocal Cond : 147.89	Veloc Motor Vent Baixa :	Resist. Ohmica inicial CS :

LEITURA - TEMPO DE ENSAIO - MINUTOS

Descrição	Unid	00	10	20	30	40	50	60	Média
TBS Entrada Evaporador	°C	20.58	20.59	20.62	20.61	20.53	20.57	20.61	20.59
TBU Entrada Evaporador	°C	13.88	13.99	13.99	14.07	14.11	13.78	14.06	13.98
TBS Entrada Condensador	°C	22.63	22.50	22.44	22.36	22.48	22.45	22.64	22.50
TBU Entrada Condensador	°C	20.79	20.78	20.80	20.77	20.76	20.76	20.80	20.78
TBS Saída Evaporador	°C	8.44	8.44	8.47	8.42	8.56	8.44	8.47	8.46
TBU Saída Evaporador	°C	7.01	6.99	7.11	6.99	7.15	6.94	7.06	7.04
TBS Saída Condensador	°C	36.79	36.65	36.70	36.62	36.82	36.74	36.86	36.74
TBU Saída Condensador	°C	29.47	29.33	29.30	29.28	29.48	29.35	29.46	29.38
Tensão de Ensaio	V	222.9	223.2	223.2	220.4	219.1	219.7	219.2	221.1
Corrente Total	A	4.9	4.9	4.9	5.0	5.0	5.0	5.0	5.0
Potência Total	W	1087.3	1084.4	1075.6	1078.5	1063.9	1061.0	1087.3	1076.9
Fator de Potência	%	99.6	99.2	98.3	97.9	97.1	96.6	99.2	97.4
Corrente Enrolamento CR	A								
Corrente Enrolamento CS	A								
Potência Compressor	W								
Fator de Pot. Compressor	%								
Corrente M. Vent. Interno	A								
Potência M. Vent. Interno	W								
Fator de Pot. M. Vent. Int	%								
Corrente M. Vent. Externo	A								
Potência M. Vent. Externo	W								
Fator de Pot. M. Vent. Ext	%								
Temperatura Enrolamento CR	°C								
Temperatura Enrolamento CS	°C								
Resist. Ohmica final CR	Ohms								
Resist. Ohmica final CS	Ohms								
Difer. Pressão Evap.	mmH2O	11.21	11.18	11.23	11.23	11.10	11.20	11.16	11.19
Difer. Pressão Cond.	mmH2O	11.89	12.14	12.02	11.88	11.41	11.87	11.46	11.81
Volume de Ar Evap	m3/h	377.16	376.65	377.58	377.5	375.44	376.95	376.36	376.81
Volume de Ar Cond	m3/h	645.02	651.65	648.49	644.56	631.93	644.43	633.31	642.77
Vazamento de Calor	Btu/h	371	372	372	372	367	371	372	371.0
Capacidade Bruta	Btu/h	7892	8020	7929	8106	7962	7806	8027	7963.1
Relação com a Nominal	%	78.9	80.2	79.3	81.1	79.6	78.1	80.3	79.6
Eficiência	BTU/Wh	7.26	7.40	7.37	7.52	7.48	7.36	7.38	7.39
Calor Sensível	Btu/h	5831	5850	5864	5863	5751	5828	5846	5833.3
Calor Latente	Btu/h	2061	2170	2065	2243	2211	1978	2181	2129.9
Fator Calor Sensível	%	73.9	72.9	74	72.3	72.2	74.7	72.8	73.3
Desumidificação	L/h	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

OBSERVAÇÕES:

EXECUTANTE: Pascasio

DATA: 14/11/1997

Num. Teste : 341

CTR

- | CARGA DE FRIGORÍGENO E CAPILAR - NTB 83035
- | CAPACIDADE DE AQUECIMENTO - NTB 83060
- | X| CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO - NTB 83061
- | CONDIÇÃO MÁX. DE OPERAÇÃO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83062
- | CONGELAMENTO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83063
- | DETERMINAÇÃO DO VOLUME DE AR - NTB 01088

Modelo : 10000	Série : 10000 AIR MASTER	SA : UFSC.
Compressor : Sicom	Motor Ventilador : Não Definido	Tensão/Freq. Nom. : 220V/60Hz
Capilar : 1.2x1300 mm	Tipo de refrigerante : R22	Carga de refrigerante : 580.0 g
Constante do Bocal Evap : 93.22	Veloc Motor Vent Alta : 626 rpm	Resist. Ohmica inicial CR :
Constante do Bocal Cond : 147.89	Veloc Motor Vent Baixa :	Resist. Ohmica inicial CS :

LEITURA - TEMPO DE ENSAIO - MINUTOS

Descrição	Unid	00	10	20	30	40	50	60	Média
TBS Entrada Evaporador	°C	21.81	21.78	21.75	21.76	21.78	21.79	21.82	21.78
TBU Entrada Evaporador	°C	15.02	15.10	15.06	15.17	15.06	15.06	15.17	15.09
TBS Entrada Condensador	°C	28.15	27.76	27.42	27.45	27.85	27.99	27.98	27.80
TBU Entrada Condensador	°C	23.55	23.23	22.67	22.18	22.43	23.12	23.18	22.91
TBS Saída Evaporador	°C	10.23	10.20	10.12	10.18	10.21	10.21	10.22	10.20
TBU Saída Evaporador	°C	8.54	8.54	8.46	8.56	8.57	8.56	8.63	8.55
TBS Saída Condensador	°C	42.50	42.21	41.96	42.02	42.35	42.37	42.34	42.25
TBU Saída Condensador	°C	33.72	33.45	33.12	33.00	33.20	33.45	33.49	33.35
Tensão de Ensaio	V	217.9	218.1	218.4	218.5	218.8	219.4	217.6	218.4
Corrente Total	A	5.3	5.3	5.2	5.3	5.3	5.3	5.3	5.3
Potência Total	W	1131.2	1134.1	1137.0	1157.5	1139.9	1145.8	1134.1	1139.9
Fator de Potência	%	98.0	98.1	100.1	100.0	98.3	98.5	98.3	98.5
Corrente Enrolamento CR	A								
Corrente Enrolamento CS	A								
Potência Compressor	W								
Fator de Pot. Compressor	%								
Corrente M. Vent. Interno	A								
Potência M. Vent. Interno	W								
Fator de Pot. M. Vent. Int	%								
Corrente M. Vent. Externo	A								
Potência M. Vent. Externo	W								
Fator de Pot. M. Vent. Ext	%								
Temperatura Enrolamento CR	°C								
Temperatura Enrolamento CS	°C								
Resist. Ohmica final CR	Ohms								
Resist. Ohmica final CS	Ohms								
Difer. Pressão Evap.	mmH2O	10.98	11.05	10.98	11.06	11.01	10.94	11.00	11.00
Difer. Pressão Cond.	mmH2O	11.26	11.47	11.10	11.32	11.15	11.29	11.15	11.25
Volume de Ar Evap	m3/h	374.5	375.7	374.42	375.87	375.02	373.82	374.9	374.89
Volume de Ar Cond	m3/h	633.47	639.06	628.41	634.65	630.19	634.2	630.19	632.88
Vazamento de Calor	Btu/h	355	354	355	355	354	354	355	354.6
Capacidade Bruta	Btu/h	7625	7790	7810	7867	7705	7681	7788	7752.3
Relação com a Nominal	%	76.3	77.9	78.1	78.7	77.1	76.8	77.9	77.5
Eficiência	BTU/Wh	6.74	6.87	6.87	6.80	6.76	6.70	6.87	6.80
Calor Sensível	Btu/h	5520	5510	5521	5539	5500	5484	5525	5514.1
Calor Latente	Btu/h	2105	2280	2289	2327	2204	2197	2263	2237.9
Fator Calor Sensível	%	72.4	70.7	70.7	70.4	71.4	71.4	70.9	71.1
Desumidificação	L/h	2.45	2.46	2.45	2.46	2.46	2.45	2.45	2.45

OBSERVAÇÕES:

Produto da Universidade Federal de Santa Catarina.

2

EXECUTANTE: Pascasio

DATA: 13/11/1997

Num. Teste : 338

CTR

- | | CARGA DE FRIGORÍGENO E CAPILAR - NTB 83035
- | | CAPACIDADE DE AQUECIMENTO - NTB 83060
- | X| CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO - NTB 83061
- | | CONDIÇÃO MÁX. DE OPERAÇÃO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83062
- | | CONGELAMENTO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83063
- | | DETERMINAÇÃO DO VOLUME DE AR - NTB 01088

Modelo : 10000	Série :	SA :
Compressor : Sicom	Motor Ventilador : Não Definido	Tensão/Freq. Nom. : 220V/60Hz
Capilar : 1.2x1300 mm	Tipo de refrigerante : R22	Carga de refrigerante : 580.0 g
Constante do Bocal Evap : 93.22	Veloc Motor Vent Alta : 625 rpm	Resist. Ohmica inicial CR :
Constante do Bocal Cond : 147.89	Veloc Motor Vent Baixa :	Resist. Ohmica inicial CS :

LEITURA - TEMPO DE ENSAIO - MINUTOS

Descrição	Unid	00	10	20	30	40	50	60	Média
TBS Entrada Evaporador	°C	20.94	21.02	21.03	21.02	20.96	21.01	20.97	20.99
TBU Entrada Evaporador	°C	15.31	15.32	15.32	15.27	15.32	15.29	15.31	15.31
TBS Entrada Condensador	°C	25.59	25.52	25.51	25.44	25.52	25.48	25.51	25.51
TBU Entrada Condensador	°C	20.39	21.15	20.59	20.46	20.53	20.53	20.64	20.61
TBS Saída Evaporador	°C	9.97	9.95	9.97	9.94	9.94	9.94	9.95	9.95
TBU Saída Evaporador	°C	8.48	8.49	8.52	8.41	8.46	8.38	8.47	8.46
TBS Saída Condensador	°C	39.90	39.80	39.82	39.77	39.87	39.78	39.96	39.84
TBU Saída Condensador	°C	31.30	31.43	31.30	31.28	31.30	31.30	31.36	31.32
Tensão de Ensaio	V	224.9	223.5	222.3	223.2	222.2	220.9	221.4	222.6
Corrente Total	A	5.1	5.1	5.1	5.1	5.1	5.1	5.1	5.1
Potência Total	W	1131.2	1131.2	1128.2	1122.4	1119.5	1134.1	1125.3	1127.4
Fator de Potência	%	98.6	99.2	99.5	98.6	98.8	100.7	99.7	99.3
Corrente Enrolamento CR	A								
Corrente Enrolamento CS	A								
Potência Compressor	W								
Fator de Pot. Compressor	%								
Corrente M. Vent. Interno	A								
Potência M. Vent. Interno	W								
Fator de Pot. M. Vent. Int	%								
Corrente M. Vent. Externo	A								
Potência M. Vent. Externo	W								
Fator de Pot. M. Vent. Ext	%								
Temperatura Enrolamento CR	°C								
Temperatura Enrolamento CS	°C								
Resist. Ohmica final CR	Ohms								
Resist. Ohmica final CS	Ohms								
Difer. Pressão Evap.	mmH2O	11.23	11.26	11.22	11.24	11.19	11.18	11.14	11.21
Difer. Pressão Cond.	mmH2O	12.23	12.46	12.11	12.21	12.01	12.04	11.81	12.12
Volume de Ar Evap	m3/h	378.7	379.21	378.53	378.78	377.98	377.77	377.14	378.30
Volume de Ar Cond	m3/h	657.44	663.48	654.16	656.79	651.5	652.2	646.12	654.53
Vazamento de Calor	Btu/h	297	299	340	299	297	299	297	304.0
Capacidade Bruta	Btu/h	8139	8151	8180	8186	8182	8165	8165	8166.9
Relação com a Nominal	%	81.4	81.5	81.8	81.9	81.8	81.7	81.7	81.7
Eficiência	BTU/Wh	7.20	7.21	7.25	7.29	7.31	7.20	7.26	7.24
Calor Sensível	Btu/h	5249	5283	5340	5277	5240	5264	5229	5268.9
Calor Latente	Btu/h	2890	2868	2840	2909	2942	2902	2936	2898.1
Fator Calor Sensível	%	64.5	64.8	65.3	64.5	64	64.5	64	64.5
Desumificação	L/h	2.48	2.48	2.48	2.48	2.48	2.48	2.47	2.48

OBSERVAÇÕES:

10000 AIR MASTER

UFSC.

3

EXECUTANTE: Pascasio

DATA: 14/11/1997

Num. Teste : 339

CTR

- | | CARGA DE FRIGORÍGENO E CAPILAR - NTB 83035
- | | CAPACIDADE DE AQUECIMENTO - NTB 83060
- | X| CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO - NTB 83061
- | | CONDIÇÃO MÁX. DE OPERAÇÃO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83062
- | | CONGELAMENTO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83063
- | | DETERMINAÇÃO DO VOLUME DE AR - NTB 01088

Modelo : 10000	Série : 10000 AIR MASTER	SA : UFSC.
Compressor : Sicom	Motor Ventilador : Não Definido	Tensão/Freq. Nom. : 220V/60Hz
Capilar : 1.2x1300 mm	Tipo de refrigerante : R22	Carga de refrigerante : 580.0 g
Constante do Bocal Evap : 93.22	Veloc Motor Vent Alta : 625 rpm	Resist. Ohmica inicial CR :
Constante do Bocal Cond : 147.89	Veloc Motor Vent Baixa :	Resist. Ohmica inicial CS :

LEITURA - TEMPO DE ENSAIO - MINUTOS

Descrição	Unid	00	10	20	30	40	50	60	Média
TBS Entrada Evaporador	°C	19.61	19.81	19.82	19.75	19.82	19.81	19.80	19.77
TBU Entrada Evaporador	°C	12.99	13.09	12.96	12.91	12.95	13.03	13.12	13.01
TBS Entrada Condensador	°C	23.13	23.34	23.31	23.30	23.32	23.31	23.29	23.29
TBU Entrada Condensador	°C	20.42	20.50	20.53	20.50	20.55	20.66	20.47	20.52
TBS Saída Evaporador	°C	8.00	8.09	7.94	7.92	7.88	7.90	7.93	7.95
TBU Saída Evaporador	°C	6.44	6.54	6.48	6.43	6.38	6.41	6.50	6.45
TBS Saída Condensador	°C	36.99	37.13	37.02	37.00	36.99	36.97	37.00	37.01
TBU Saída Condensador	°C	29.70	29.78	29.72	29.71	29.70	29.62	29.38	29.66
Tensão de Ensaio	V	221.6	222.0	221.3	221.1	221.0	223.6	220.7	221.6
Corrente Total	A	4.9	4.9	4.9	4.9	4.9	4.9	4.9	4.9
Potência Total	W	1072.7	1072.7	1066.9	1063.9	1069.8	1078.5	1069.8	1070.6
Fator de Potência	%	98.8	98.6	98.4	98.2	98.8	98.4	98.9	98.6
Corrente Enrolamento CR	A								
Corrente Enrolamento CS	A								
Potência Compressor	W								
Fator de Pot. Compressor	%								
Corrente M. Vent. Interno	A								
Potência M. Vent. Interno	W								
Fator de Pot. M. Vent. Int	%								
Corrente M. Vent. Externo	A								
Potência M. Vent. Externo	W								
Fator de Pot. M. Vent. Ext	%								
Temperatura Enrolamento CR	°C								
Temperatura Enrolamento CS	°C								
Resist. Ohmica final CR	Ohms								
Resist. Ohmica final CS	Ohms								
Difer. Pressão Evap.	mmH2O	11.26	11.19	11.23	11.24	11.19	11.28	11.19	11.23
Difer. Pressão Cond.	mmH2O	11.68	11.69	11.96	11.65	11.86	11.92	11.66	11.77
Volume de Ar Evap	m3/h	377.54	376.46	377.08	377.21	376.32	377.83	376.41	376.98
Volume de Ar Cond	m3/h	639.52	639.91	647.14	638.7	644.43	646.01	638.97	642.10
Vazamento de Calor	Btu/h	355	359	364	362	365	365	362	361.7
Capacidade Bruta	Btu/h	7351	7358	7231	7219	7327	7488	7416	7341.4
Relação com a Nominal	%	73.5	73.6	72.3	72.2	73.3	74.9	74.2	73.4
Eficiência	BTU/Wh	6.85	6.86	6.78	6.79	6.85	6.94	6.93	6.86
Calor Sensível	Btu/h	5603	5639	5731	5706	5748	5770	5695	5698.9
Calor Latente	Btu/h	1748	1719	1500	1513	1578	1718	1721	1642.4
Fator Calor Sensível	%	76.2	76.6	79.3	79	78.5	77.1	76.8	77.6
Desumidificação	L/h	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

OBSERVAÇÕES:

EXECUTANTE: Pascasio

DATA: 14/11/1997

Num. Teste : 340

CTR

- | | CARGA DE FRIGORÍGENO E CAPILAR - NTB 83035
- | | CAPACIDADE DE AQUECIMENTO - NTB 83060
- | X | CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO - NTB 83061
- | | CONDIÇÃO MÁX. DE OPERAÇÃO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83062
- | | CONGELAMENTO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83063
- | | DETERMINAÇÃO DO VOLUME DE AR - NTB 01088

Modelo : 10000	Série : 10000 AIR MASTER	SA : UFSC.
Compressor : Sicom	Motor Ventilador : Não Definido	Tensão/Freq. Nom. : 220V/60Hz
Capilar : Não Definido	Tipo de refrigerante : R22	Carga de refrigerante :
Constante do Bocal Evap : 93.22	Veloc Motor Vent Alta : 630 rpm	Resist. Ohmica inicial CR :
Constante do Bocal Cond : 147.89	Veloc Motor Vent Baixa :	Resist. Ohmica inicial CS :

LEITURA - TEMPO DE ENSAIO - MINUTOS

Descrição	Unid	00	10	20	30	40	50	60	Média
TBS Entrada Evaporador	°C	27.06	27.03	27.03	27.04	27.02	27.03	27.01	27.03
TBU Entrada Evaporador	°C	19.18	18.85	19.11	18.90	19.02	18.98	19.08	19.02
TBS Entrada Condensador	°C	34.98	34.99	35.01	34.97	34.98	34.99	34.98	34.99
TBU Entrada Condensador	°C	25.91	25.88	25.89	25.80	25.83	25.72	25.74	25.82
TBS Saída Evaporador	°C	15.04	14.84	14.97	14.86	14.91	14.89	14.94	14.92
TBU Saída Evaporador	°C	13.14	12.87	13.03	12.90	13.00	12.94	12.98	12.98
TBS Saída Condensador	°C	50.49	50.32	50.44	50.38	50.37	50.30	50.33	50.38
TBU Saída Condensador	°C	39.20	39.11	39.13	39.12	39.13	39.09	39.10	39.13
Tensão de Ensaio	V	218.8	220.9	219.1	219.7	222.0	220.6	220.7	220.3
Corrente Total	A	5.9	5.9	5.9	5.9	5.8	5.8	5.9	5.9
Potência Total	W	1259.8	1283.1	1271.5	1265.6	1283.1	1265.6	1280.2	1272.7
Fator de Potência	%	97.6	98.4	98.4	97.6	99.7	98.9	98.3	97.9
Corrente Enrolamento CR	A								
Corrente Enrolamento CS	A								
Potência Compressor	W								
Fator de Pot. Compressor	%								
Corrente M. Vent. Interno	A								
Potência M. Vent. Interno	W								
Fator de Pot. M. Vent. Int	%								
Corrente M. Vent. Externo	A								
Potência M. Vent. Externo	W								
Fator de Pot. M. Vent. Ext	%								
Temperatura Enrolamento CR	°C								
Temperatura Enrolamento CS	°C								
Resist. Ohmica final CR	Ohms								
Resist. Ohmica final CS	Ohms								
Difer. Pressão Evap.	mmH2O	10.93	10.98	10.94	10.93	11.01	10.94	10.97	10.96
Difer. Pressão Cond.	mmH2O	11.60	11.75	11.56	11.53	11.92	11.95	11.97	11.75
Volume de Ar Evap	m3/h	377.48	378.11	377.56	377.25	378.71	377.46	378.02	377.80
Volume de Ar Cond	m3/h	651.08	655.1	649.89	649.01	659.89	660.61	661.21	655.26
Vazamento de Calor	Btu/h	367	374	371	374	371	372	369	371.1
Capacidade Bruta	Btu/h	8258	8119	8314	8181	8240	8282	8306	8242.9
Relação com a Nominal	%	82.6	81.2	83.1	81.8	82.4	82.8	83.1	82.4
Eficiência	BTU/Wh	6.56	6.33	6.54	6.46	6.42	6.54	6.49	6.48
Calor Sensível	Btu/h	5659	5777	5715	5765	5732	5741	5695	5726.3
Calor Latente	Btu/h	2599	2341	2599	2416	2508	2541	2611	2516.4
Fator Calor Sensível	%	68.5	71.2	68.7	70.5	69.6	69.3	68.6	69.5
Desumidificação	L/h	1.05	1.38	1.05	1.38	1.05	1.38	1.38	1.24

OBSERVAÇÕES:

Produto da Universidade Federal de Santa Catarina. (usados).

Normal

EXECUTANTE: Pascasio

DATA: 13/11/1997

Num. Teste : 334

CTR

- | CARGA DE FRIGORÍGENO E CAPILAR - NTB 83035
- | CAPACIDADE DE AQUECIMENTO - NTB 83060
- | X CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO - NTB 83061
- | CONDIÇÃO MÁX. DE OPERAÇÃO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83062
- | CONGELAMENTO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83063
- | DETERMINAÇÃO DO VOLUME DE AR - NTB 01088

Modelo : 18000	Série : 18000 AIR MASTER	SA : UFSC.
Compressor : Matsushita	Motor Ventilador : Não Definido	Tensão/Freq. Nom. : 220V/60Hz
Capilar : Não Definido	Tipo de refrigerante : R22	Carga de refrigerante :
Constante do Bocal Evap : 147.89	Veloc Motor Vent Alta : 965 rpm	Resist. Ohmica inicial CR :
Constante do Bocal Cond : 179.49	Veloc Motor Vent Baixa :	Resist. Ohmica inicial CS :

LEITURA - TEMPO DE ENSAIO - MINUTOS

Descrição	Unid	00	10	20	30	40	50	60	Média
TBS Entrada Evaporador	°C	18.98	19.01	19.04	18.99	19.01	19.00	19.03	19.01
TBU Entrada Evaporador	°C	13.46	13.44	13.46	13.35	13.41	13.33	13.44	13.41
TBS Entrada Condensador	°C	25.39	25.89	26.10	26.24	26.04	26.09	26.05	25.97
TBU Entrada Condensador	°C	19.97	19.77	19.94	20.03	19.99	20.09	20.47	20.04
TBS Saída Evaporador	°C	7.08	7.13	7.15	7.05	7.12	7.00	7.13	7.09
TBU Saída Evaporador	°C	6.11	6.09	6.10	6.04	6.07	6.02	6.07	6.07
TBS Saída Condensador	°C	40.23	40.74	40.91	41.06	40.86	40.95	40.87	40.80
TBU Saída Condensador	°C	31.38	31.72	31.85	31.99	31.87	31.96	31.88	31.81
Tensão de Ensaio	V	220.9	222.0	222.5	221.9	220.9	222.0	221.3	221.6
Corrente Total	A	7.3	7.3	7.3	7.3	7.3	7.3	7.3	7.3
Potência Total	W	1578.4	1595.9	1590.0	1581.3	1595.9	1578.4	1598.8	1588.4
Fator de Potência	%	97.9	98.5	97.9	97.6	99.0	97.4	99.0	98.2
Corrente Enrolamento CR	A								
Corrente Enrolamento CS	A								
Potência Compressor	W								
Fator de Pot. Compressor	%								
Corrente M. Vent. Interno	A								
Potência M. Vent. Interno	W								
Fator de Pot. M. Vent. Int	%								
Corrente M. Vent. Externo	A								
Potência M. Vent. Externo	W								
Fator de Pot. M. Vent. Ext	%								
Temperatura Enrolamento CR	°C								
Temperatura Enrolamento CS	°C								
Resist. Ohmica final CR	Ohms								
Resist. Ohmica final CS	Ohms								
Difer. Pressão Evap.	mmH2O	11.74	11.76	11.72	11.72	11.68	11.74	11.73	11.73
Difer. Pressão Cond.	mmH2O	16.97	16.77	17.00	16.77	16.83	16.85	16.75	16.85
Volume de Ar Evap	m3/h	611.16	611.68	610.64	610.57	609.53	611.02	610.83	610.78
Volume de Ar Cond	m3/h	940.41	935.61	942.27	936.1	937.44	938.17	935.31	937.90
Vazamento de Calor	Btu/h	365	364	364	365	364	367	366	365.0
Capacidade Bruta	Btu/h	13081	13090	13069	12933	13021	13032	13161	13055.3
Relação com a Nominal	%	72.7	72.7	72.6	71.8	72.3	72.4	73.1	72.5
Eficiência	BTU/Wh	8.29	8.20	8.22	8.18	8.16	8.26	8.23	8.22
Calor Sensível	Btu/h	9134	9096	9080	9125	9066	9175	9127	9114.7
Calor Latente	Btu/h	3948	3994	3989	3808	3955	3857	4034	3940.7
Fator Calor Sensível	%	69.8	69.5	69.5	70.6	69.6	70.4	69.3	69.8
Desumidificação	L/h	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

OBSERVAÇÕES:

Produto CR 18000 BTU/h - 220V/60Hz
da Universidade Federal de S.C.

EXECUTANTE: Pascasio

DATA: 17/11/1997

Num. Teste : 343

CTR

- | | CARGA DE FRIGORÍGENO E CAPILAR - NTB 83035
- | | CAPACIDADE DE AQUECIMENTO - NTB 83060
- | X| CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO - NTB 83061
- | | CONDIÇÃO MÁX. DE OPERAÇÃO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83062
- | | CONGELAMENTO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83063
- | | DETERMINAÇÃO DO VOLUME DE AR - NTB 01088

Modelo : 18000	Série : 18000 AIR MASTER	SA : UFSC.
Compressor : Matsushita	Motor Ventilador : Não Definido	Tensão/Freq. Nom. : 220V/60Hz
Capilar : Não Definido	Tipo de refrigerante : R22	Carga de refrigerante :
Constante do Bocal Evap : 147.89	Veloc Motor Vent Alta : 965 rpm	Resist. Ohmica inicial CR :
Constante do Bocal Cond : 179.49	Veloc Motor Vent Baixa :	Resist. Ohmica inicial CS :

LEITURA - TEMPO DE ENSAIO - MINUTOS

Descrição	Unid	00	10	20	30	40	50	60	Média
TBS Entrada Evaporador	°C	19.72	19.70	19.73	19.74	19.75	19.82	19.74	19.74
TBU Entrada Evaporador	°C	13.98	13.98	13.98	13.96	13.98	14.01	14.00	13.98
TBS Entrada Condensador	°C	25.47	25.38	25.36	25.52	25.55	25.06	24.85	25.31
TBU Entrada Condensador	°C	20.55	20.39	21.04	21.02	21.03	20.93	21.00	20.85
TBS Saída Evaporador	°C	7.68	7.68	7.72	7.70	7.72	7.73	7.73	7.71
TBU Saída Evaporador	°C	6.65	6.74	6.77	6.75	6.75	6.78	6.76	6.74
TBS Saída Condensador	°C	40.53	40.47	40.42	40.65	40.77	40.23	40.09	40.45
TBU Saída Condensador	°C	31.79	31.78	31.90	32.02	32.07	31.82	31.75	31.88
Tensão de Ensaio	V	222.6	222.6	223.0	222.2	223.0	220.1	220.1	221.9
Corrente Total	A	7.3	7.3	7.3	7.3	7.3	7.3	7.3	7.3
Potência Total	W	1595.9	1584.2	1569.6	1581.3	1575.4	1575.4	1557.9	1577.1
Fator de Potência	%	98.2	97.5	96.4	97.5	96.8	98.1	97.0	97.4
Corrente Enrolamento CR	A								
Corrente Enrolamento CS	A								
Potência Compressor	W								
Fator de Pot. Compressor	%								
Corrente M. Vent. Interno	A								
Potência M. Vent. Interno	W								
Fator de Pot. M. Vent. Int	%								
Corrente M. Vent. Externo	A								
Potência M. Vent. Externo	W								
Fator de Pot. M. Vent. Ext	%								
Temperatura Enrolamento CR	°C								
Temperatura Enrolamento CS	°C								
Resist. Ohmica final CR	Ohms								
Resist. Ohmica final CS	Ohms								
Difer. Pressão Evap.	mmH2O	11.64	11.74	11.71	11.71	11.70	11.68	11.64	11.69
Difer. Pressão Cond.	mmH2O	16.79	16.79	16.88	16.78	16.79	16.58	16.52	16.73
Volume de Ar Evap	m3/h	609.27	611.95	611.24	611.24	610.98	610.45	609.41	610.65
Volume de Ar Cond	m3/h	935.9	935.74	938.24	935.79	936.23	929.54	927.69	934.16
Vazamento de Calor	Btu/h	369	369	367	367	369	371	367	368.4
Capacidade Bruta	Btu/h	13272	13239	13132	13021	13129	13119	13094	13143.7
Relação com a Nominal	%	73.7	73.6	73.0	72.3	72.9	72.9	72.7	73.0
Eficiência	BTU/Wh	8.32	8.36	8.37	8.23	8.33	8.33	8.40	8.33
Calor Sensível	Btu/h	9172	9210	9156	9156	9194	9229	9129	9178.0
Calor Latente	Btu/h	4100	4028	3977	3866	3934	3890	3965	3965.7
Fator Calor Sensível	%	69.1	69.6	69.7	70.3	70	70.3	69.7	69.8
Desumidificação	L/h	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

OBSERVAÇÕES:

Produto CR 18000 BTU/h - 220V/60Hz
da Universidade Federal de S.C.

EXECUTANTE: Pascasio

DATA: 17/11/1997

Num. Teste : 344

CTR

- | | CARGA DE FRIGORÍGENO E CAPILAR - NTB 83035
- | | CAPACIDADE DE AQUECIMENTO - NTB 83060
- | X| CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO - NTB 83061
- | | CONDIÇÃO MÁX. DE OPERAÇÃO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83062
- | | CONGELAMENTO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83063
- | | DETERMINAÇÃO DO VOLUME DE AR - NTB 01088

Modelo : 18000		Série : 18000 AIR MASTER				SA : UFSC.			
Compressor : Não Definido		Motor Ventilador : Não Definido				Tensão/Freq. Nom. : 220V/60Hz			
Capilar : Não Definido		Tipo de frigorígeno : R22				Carga de frigorígeno :			
Constante do Bocal Evap : 147.89		Veloc Motor Vent Alta : 965 rpm				Resist. Ohmica inicial CR :			
Constante do Bocal Cond : 179.49		Veloc Motor Vent Baixa :				Resist. Ohmica inicial CS :			
LEITURA - TEMPO DE ENSAIO - MINUTOS									
Descrição	Unid	00	10	20	30	40	50	60	Média
TBS Entrada Evaporador	°C	20.61	20.63	20.58	20.58	20.63	20.60	20.60	20.60
TBU Entrada Evaporador	°C	17.10	16.69	16.76	16.76	16.68	16.71	16.78	16.78
TBS Entrada Condensador	°C	22.81	23.32	22.94	23.01	23.01	22.99	23.00	23.01
TBU Entrada Condensador	°C	21.02	20.90	20.78	20.79	20.79	20.83	20.82	20.85
TBS Saída Evaporador	°C	10.54	10.50	10.65	10.66	10.69	10.71	10.73	10.64
TBU Saída Evaporador	°C	9.99	9.67	9.76	9.72	9.73	9.77	9.78	9.77
TBS Saída Condensador	°C	38.04	38.57	38.15	38.26	38.24	38.15	38.18	38.23
TBU Saída Condensador	°C	30.47	30.68	30.40	30.50	30.35	30.38	30.31	30.44
Tensão de Ensaio	V	222.2	222.8	220.7	222.0	221.4	221.0	222.8	221.8
Corrente Total	A	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	7.0	6.9	7.0
Potência Total	W	1534.5	1511.1	1531.6	1522.8	1528.7	1517.0	1528.7	1524.9
Fator de Potência	%	98.7	96.9	99.1	98.0	98.6	98.1	99.4	98.2
Corrente Enrolamento CR	A								
Corrente Enrolamento CS	A								
Potência Compressor	W								
Fator de Pot. Compressor	%								
Corrente M. Vent. Interno	A								
Potência M. Vent. Interno	W								
Fator de Pot. M. Vent. Int	%								
Corrente M. Vent. Externo	A								
Potência M. Vent. Externo	W								
Fator de Pot. M. Vent. Ext	%								
Temperatura Enrolamento CR	°C								
Temperatura Enrolamento CS	°C								
Resist. Ohmica final CR	Ohms								
Resist. Ohmica final CS	Ohms								
Difer. Pressão Evap.	mmH2O	11.61	11.62	11.60	11.62	11.61	11.64	11.62	11.62
Difer. Pressão Cond.	mmH2O	16.90	16.98	16.81	16.86	16.93	16.98	17.00	16.92
Volume de Ar Evap	m3/h	612.88	612.7	612.31	612.77	612.5	613.36	612.84	612.77
Volume de Ar Cond	m3/h	935.23	938.17	932.9	934.45	936.29	937.61	938.16	936.12
Vazamento de Calor	Btu/h	271	273	267	267	268	267	267	268.6
Capacidade Bruta	Btu/h	14204	13799	13837	13944	13693	13736	13848	13865.9
Relação com a Nominal	%	78.9	76.7	76.9	77.5	76.1	76.3	76.9	77.0
Eficiência	BTU/Wh	9.26	9.13	9.03	9.16	8.96	9.05	9.06	9.09
Calor Sensível	Btu/h	7584	7625	7449	7454	7493	7460	7453	7502.6
Calor Latente	Btu/h	6620	6175	6388	6490	6200	6277	6395	6363.6
Fator Calor Sensível	%	53.4	55.3	53.8	53.5	54.7	54.3	53.8	54.1
Desumidificação	L/h	2.80	3.35	3.34	3.35	3.34	3.35	3.35	3.27

OBSERVAÇÕES:

Produto CR 18000 BTU/h - 220V/60Hz
da Universidade Federal de S.C.

EXECUTANTE: Pascasio

DATA: 17/11/1997

Num. Teste : 345

CTR

- [] CARGA DE FRIGORÍGENO E CAPILAR - NTB 83035
- [] CAPACIDADE DE AQUECIMENTO - NTB 83060
- [X] CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO - NTB 83061
- [] CONDIÇÃO MÁX. DE OPERAÇÃO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83062
- [] CONGELAMENTO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83063
- [] DETERMINAÇÃO DO VOLUME DE AR - NTB 01088

Modelo : 18000	Série : 18000 AIR MASTER	SA : UFSC
Compressor : Matsushita	Motor Ventilador : Não Definido	Tensão/Freq. Nom. : 220V/60Hz
Capilar : Não Definido	Tipo de refrigerante : R22	Carga de refrigerante :
Constante do Bocal Evap : 147.89	Veloc Motor Vent Alta : 965 rpm	Resist. Ohmica inicial CR :
Constante do Bocal Cond : 179.49	Veloc Motor Vent Baixa :	Resist. Ohmica inicial CS :

		LEITURA - TEMPO DE ENSAIO - MINUTOS							
Descrição	Unid	00	10	20	30	40	50	60	Média
TBS Entrada Evaporador	°C	18.95	18.76	18.59	18.57	18.51	18.58	18.62	18.65
TBU Entrada Evaporador	°C	15.56	15.57	15.60	15.58	15.37	15.68	15.64	15.57
TBS Entrada Condensador	°C	21.68	21.46	21.58	21.34	21.51	21.50	21.52	21.51
TBU Entrada Condensador	°C	18.71	18.51	18.63	18.31	18.33	18.40	18.35	18.46
TBS Saída Evaporador	°C	9.76	9.59	9.53	9.46	9.31	9.42	9.44	9.50
TBU Saída Evaporador	°C	8.66	8.57	8.54	8.52	8.28	8.54	8.52	8.52
TBS Saída Condensador	°C	36.45	36.06	36.25	35.96	36.23	36.32	36.39	36.24
TBU Saída Condensador	°C	28.83	28.51	28.57	28.40	28.51	28.59	28.65	28.58
Tensão de Ensaio	V	223.8	222.9	223.5	221.0	221.1	222.3	221.4	222.3
Corrente Total	A	6.7	6.7	6.7	6.7	6.8	6.7	6.7	6.7
Potência Total	W	1467.3	1476.1	1473.1	1464.4	1476.1	1487.7	1476.1	1474.4
Fator de Potência	%	97.9	98.8	98.4	98.9	98.2	99.9	99.5	99.0
Corrente Enrolamento CR	A								
Corrente Enrolamento CS	A								
Potência Compressor	W								
Fator de Pot. Compressor	%								
Corrente M. Vent. Interno	A								
Potência M. Vent. Interno	W								
Fator de Pot. M. Vent. Int	%								
Corrente M. Vent. Externo	A								
Potência M. Vent. Externo	W								
Fator de Pot. M. Vent. Ext	%								
Temperatura Enrolamento CR	°C								
Temperatura Enrolamento CS	°C								
Resist. Ohmica final CR	Ohms								
Resist. Ohmica final CS	Ohms								
Difer. Pressão Evap.	mmH2O	11.71	11.71	11.68	11.65	11.68	11.66	11.63	11.67
Difer. Pressão Cond.	mmH2O	17.09	17.18	17.04	16.94	16.82	17.02	16.96	17.01
Volume de Ar Evap	m3/h	613.74	613.57	612.78	611.92	612.43	612.26	611.4	612.59
Volume de Ar Cond	m3/h	938.04	939.9	936.3	933.15	930.23	935.91	934.36	935.41
Vazamento de Calor	Btu/h	248	248	244	246	248	246	248	246.9
Capacidade Bruta	Btu/h	13133	13321	13420	13379	13416	13530	13607	13400.9
Relação com a Nominal	%	73.0	74.0	74.6	74.3	74.5	75.2	75.6	74.4
Eficiência	BTU/Wh	8.95	9.02	9.11	9.14	9.09	9.09	9.22	9.09
Calor Sensível	Btu/h	6940	6942	6851	6885	6935	6888	6922	6909.0
Calor Latente	Btu/h	6193	6379	6569	6494	6481	6641	6684	6491.6
Fator Calor Sensível	%	52.8	52.1	51	51.5	51.7	50.9	50.9	51.6
Desumidificação	L/h	3.58	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.51

OBSERVAÇÕES:

Produto CR 18000 BTU/h - 220V/60Hz
da Universidade Federal de S.C.

EXECUTANTE: Pascasio

DATA: 17/11/1997

Num. Teste : 346

CTR

- | CARGA DE FRIGORÍGENO E CAPILAR - NTB 83035
- | CAPACIDADE DE AQUECIMENTO - NTB 83060
- | X| CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO - NTB 83061
- | CONDIÇÃO MÁX. DE OPERAÇÃO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83062
- | CONGELAMENTO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83063
- | DETERMINAÇÃO DO VOLUME DE AR - NTB 01088

Modelo : 18000	Série : 18000 AIR MASTER	SA : UFSC
Compressor : Matsushita	Motor Ventilador : Não Definido	Tensão/Freq. Nom. : 220V/60Hz
Capilar : Não Definido	Tipo de refrigerante : R22	Carga de refrigerante :
Constante do Bocal Evap : 147.89	Veloc Motor Vent Alta : 965 rpm	Resist. Ohmica inicial CR :
Constante do Bocal Cond : 179.49	Veloc Motor Vent Baixa :	Resist. Ohmica inicial CS :

LEITURA - TEMPO DE ENSAIO - MINUTOS

Descrição	Unid	00	10	20	30	40	50	60	Média
TBS Entrada Evaporador	°C	18.61	18.77	18.83	18.83	18.80	18.87	18.80	18.79
TBU Entrada Evaporador	°C	15.39	15.28	15.35	15.46	15.40	15.43	15.37	15.38
TBS Entrada Condensador	°C	19.72	19.30	19.16	19.39	19.34	19.33	19.37	19.37
TBU Entrada Condensador	°C	17.25	16.89	16.68	17.56	18.58	18.57	18.61	17.73
TBS Saída Evaporador	°C	9.22	9.25	9.19	9.28	9.27	9.28	9.28	9.25
TBU Saída Evaporador	°C	8.30	8.27	8.27	8.40	8.42	8.41	8.39	8.35
TBS Saída Condensador	°C	34.36	33.95	33.69	33.90	33.93	33.99	33.94	33.97
TBU Saída Condensador	°C	27.19	26.82	26.61	26.95	27.25	27.28	27.28	27.05
Tensão de Ensaio	V	220.4	222.0	222.9	223.9	223.3	222.3	225.2	222.9
Corrente Total	A	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5	6.5
Potência Total	W	1405.9	1423.4	1420.5	1426.4	1426.4	1426.4	1423.4	1421.8
Fator de Potência	%	98.1	98.6	98.0	98.0	98.3	98.7	97.2	98.1
Corrente Enrolamento CR	A								
Corrente Enrolamento CS	A								
Potência Compressor	W								
Fator de Pot. Compressor	%								
Corrente M. Vent. Interno	A								
Potência M. Vent. Interno	W								
Fator de Pot. M. Vent. Int	%								
Corrente M. Vent. Externo	A								
Potência M. Vent. Externo	W								
Fator de Pot. M. Vent. Ext	%								
Temperatura Enrolamento CR	°C								
Temperatura Enrolamento CS	°C								
Resist. Ohmica final CR	Ohms								
Resist. Ohmica final CS	Ohms								
Difer. Pressão Evap.	mmH2O	11.65	11.66	11.70	11.72	11.71	11.68	11.69	11.69
Difer. Pressão Cond.	mmH2O	17.06	17.01	17.12	17.21	17.17	17.07	17.31	17.14
Volume de Ar Evap	m3/h	611.64	611.9	612.95	613.62	613.43	612.57	612.83	612.71
Volume de Ar Cond	m3/h	933.97	932.03	934.61	937.4	936.41	933.74	940.22	935.48
Vazamento de Calor	Btu/h	254	257	261	258	257	260	257	257.7
Capacidade Bruta	Btu/h	13405	13179	13323	13382	13164	13361	13246	13294.3
Relação com a Nominal	%	74.5	73.2	74.0	74.3	73.1	74.2	73.6	73.9
Eficiência	BTU/Wh	9.53	9.26	9.38	9.38	9.23	9.37	9.31	9.35
Calor Sensível	Btu/h	7098	7184	7325	7245	7201	7275	7194	7217.4
Calor Latente	Btu/h	6307	5995	5999	6137	5963	6086	6052	6077.0
Fator Calor Sensível	%	53	54.5	55	54.1	54.7	54.5	54.3	54.3
Desumidificação	L/h	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

OBSERVAÇÕES:

Produto CR 18000 BTU/h - 220V/60Hz

da Universidade Federal de S.C.

EXECUTANTE: Pascasio

DATA: 17/11/1997

Num. Teste : 347

CTR

- | | CARGA DE FRIGORÍGENO E CAPILAR - NTB 83035
- | | CAPACIDADE DE AQUECIMENTO - NTB 83060
- | X| CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO - NTB 83061
- | | CONDIÇÃO MÁX. DE OPERAÇÃO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83062
- | | CONGELAMENTO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83063
- | | DETERMINAÇÃO DO VOLUME DE AR - NTB 01088

Modelo : 18000		Série : 18000 AIR MASTER				SA : UFSC			
Compressor : Matsushita		Motor Ventilador : Não Definido				Tensão/Freq. Nom. : 220V/60Hz			
Capilar : Não Definido		Tipo de refrigerante : R22				Carga de refrigerante :			
Constante do Bocal Evap : 147.89		Veloc Motor Vent Alta : 965 rpm				Resist. Ohmica inicial CR :			
Constante do Bocal Cond : 179.49		Veloc Motor Vent Baixa :				Resist. Ohmica inicial CS :			
LEITURA - TEMPO DE ENSAIO - MINUTOS									
Descrição	Unid	00	10	20	30	40	50	60	Média
TBS Entrada Evaporador	°C	20.50	20.60	20.60	20.62	20.64	20.58	20.57	20.59
TBU Entrada Evaporador	°C	14.69	14.63	14.65	14.57	14.63	14.63	14.57	14.62
TBS Entrada Condensador	°C	15.47	15.45	15.73	15.95	15.78	15.77	15.90	15.72
TBU Entrada Condensador	°C	13.58	14.05	14.20	14.34	14.09	14.28	14.95	14.21
TBS Saída Evaporador	°C	8.59	8.70	8.69	8.70	8.72	8.71	8.67	8.68
TBU Saída Evaporador	°C	7.59	7.67	7.60	7.58	7.63	7.58	7.57	7.60
TBS Saída Condensador	°C	29.56	29.54	29.75	30.01	29.83	29.92	29.91	29.79
TBU Saída Condensador	°C	23.43	23.35	23.46	23.66	23.50	23.57	23.72	23.53
Tensão de Ensaio	V	223.3	223.2	225.8	224.1	223.6	223.0	224.7	224.0
Corrente Total	A	6.0	6.0	6.0	6.0	6.1	6.1	6.0	6.0
Potência Total	W	1318.2	1327.0	1347.4	1341.6	1341.6	1350.4	1335.8	1337.4
Fator de Potência	%	98.4	99.1	99.5	99.8	98.4	99.3	99.1	99.5
Corrente Enrolamento CR	A								
Corrente Enrolamento CS	A								
Potência Compressor	W								
Fator de Pot. Compressor	%								
Corrente M. Vent. Interno	A								
Potência M. Vent. Interno	W								
Fator de Pot. M. Vent. Int	%								
Corrente M. Vent. Externo	A								
Potência M. Vent. Externo	W								
Fator de Pot. M. Vent. Ext	%								
Temperatura Enrolamento CR	°C								
Temperatura Enrolamento CS	°C								
Resist. Ohmica final CR	Ohms								
Resist. Ohmica final CS	Ohms								
Difer. Pressão Evap.	mmH2O	11.75	11.71	11.81	11.76	11.79	11.76	11.79	11.77
Difer. Pressão Cond.	mmH2O	17.33	17.30	17.51	17.50	17.54	17.38	17.43	17.43
Volume de Ar Evap	m3/h	613.38	612.4	614.94	613.57	614.42	613.57	614.35	613.80
Volume de Ar Cond	m3/h	933.98	933.17	939.16	939.24	940.07	935.94	937.18	936.96
Vazamento de Calor	Btu/h	364	364	366	364	365	362	364	364.1
Capacidade Bruta	Btu/h	13157	12931	13191	13024	13066	13136	13040	13077.9
Relação com a Nominal	%	73.1	71.8	73.3	72.4	72.6	73.0	72.4	72.7
Eficiência	BTU/Wh	9.98	9.74	9.79	9.71	9.74	9.73	9.76	9.78
Calor Sensível	Btu/h	9074	9057	9137	9073	9128	9031	9087	9083.9
Calor Latente	Btu/h	4083	3875	4054	3950	3938	4105	3953	3994.0
Fator Calor Sensível	%	69	70	69.3	69.7	69.9	68.7	69.7	69.5
Desumidificação	L/h	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00

OBSERVAÇÕES:

Produto CR 18000 BTU/h - 220V/60Hz
da Universidade Federal de S.C.

EXECUTANTE: Pascasio

DATA: 17/11/1997

Num. Teste : 348

CTR

- | | CARGA DE FRIGORÍGENO E CAPILAR - NTB 83035
- | | CAPACIDADE DE AQUECIMENTO - NTB 83060
- | X| CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO - NTB 83061
- | | CONDIÇÃO MÁX. DE OPERAÇÃO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83062
- | | CONGELAMENTO NA REFRIGERAÇÃO - NTB 83063
- | | DETERMINAÇÃO DO VOLUME DE AR - NTB 01088

Modelo : 18000		Série : 18000 AIR MASTER				SA : UFSC.			
Compressor : Matsushita		Motor Ventilador : Não Definido				Tensão/Freq. Nom. : 220V/60Hz			
Capilar : Não Definido		Tipo de refrigerante : R22				Carga de refrigerante :			
Constante do Bocal Evap : 147.89		Veloc Motor Vent Alta : 965 rpm				Resist. Ôhmica inicial CR :			
Constante do Bocal Cond : 179.49		Veloc Motor Vent Baixa :				Resist. Ôhmica inicial CS :			
LEITURA - TEMPO DE ENSAIO - MINUTOS									
Descrição	Unid	00	10	20	30	40	50	60	Média
TBS Entrada Evaporador	°C	27.01	26.93	27.04	27.04	27.00	27.01	26.99	27.00
TBU Entrada Evaporador	°C	18.99	18.96	19.02	18.98	18.99	18.98	18.97	18.98
TBS Entrada Condensador	°C	34.86	34.76	35.14	35.10	35.09	35.09	35.09	35.02
TBU Entrada Condensador	°C	26.54	25.66	25.87	25.82	25.83	25.75	25.78	25.89
TBS Saída Evaporador	°C	14.24	14.20	14.23	14.24	14.25	14.24	14.23	14.23
TBU Saída Evaporador	°C	12.65	12.59	12.65	12.60	12.59	12.59	12.59	12.61
TBS Saída Condensador	°C	51.98	51.57	51.96	51.93	51.89	51.88	51.89	51.87
TBU Saída Condensador	°C	40.22	39.81	40.12	40.15	40.18	40.15	40.19	40.12
Tensão de Ensaio	V	223.8	225.2	223.9	225.1	225.7	224.2	225.5	224.8
Corrente Total	A	8.6	8.6	8.6	8.5	8.5	8.5	8.5	8.5
Potência Total	W	1896.9	1917.4	1885.3	1896.9	1873.6	1888.2	1894.0	1893.2
Fator de Potência	%	98.6	99.0	97.9	99.1	97.7	99.1	98.8	99.1
Corrente Enrolamento CR	A								
Corrente Enrolamento CS	A								
Potência Compressor	W								
Fator de Pot. Compressor	%								
Corrente M. Vent. Interno	A								
Potência M. Vent. Interno	W								
Fator de Pot. M. Vent. Int	%								
Corrente M. Vent. Externo	A								
Potência M. Vent. Externo	W								
Fator de Pot. M. Vent. Ext	%								
Temperatura Enrolamento CR	°C								
Temperatura Enrolamento CS	°C								
Resist. Ôhmica final CR	Ohms								
Resist. Ôhmica final CS	Ohms								
Difer. Pressão Evap.	mmH2O	12.11	12.10	12.11	12.13	12.14	12.16	12.15	12.13
Difer. Pressão Cond.	mmH2O	16.60	16.65	16.84	16.60	16.72	16.68	16.87	16.71
Volume de Ar Evap	m3/h	629.63	629.3	629.63	630.08	630.34	630.86	630.6	630.06
Volume de Ar Cond	m3/h	947.47	948.25	954.23	947.41	950.73	949.59	954.98	950.38
Vazamento de Calor	Btu/h	391	389	393	393	389	391	391	391.0
Capacidade Bruta	Btu/h	14129	14090	14131	14248	14251	14264	14120	14176.1
Relação com a Nominal	%	78.5	78.3	78.5	79.2	79.2	79.2	78.4	78.8
Eficiência	BTU/Wh	7.45	7.35	7.50	7.51	7.61	7.55	7.46	7.49
Calor Sensível	Btu/h	9817	9769	9860	9866	9783	9835	9831	9823.0
Calor Latente	Btu/h	4312	4321	4271	4382	4468	4428	4289	4353.0
Fator Calor Sensível	%	69.5	69.3	69.8	69.2	68.6	69	69.6	69.3
Desumidificação	L/h	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08	2.08

OBSERVAÇÕES:

Produto CR 18000 BTU/h - 220V/60Hz
da Universidade Federal de S.C.

EXECUTANTE: Pascasio

DATA: 14/11/1997

Num. Teste : 542