

UNESP
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2011

PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO

AVALIAÇÃO DO EFEITO DA UMIDADE RELATIVA
DO AR NO COEFICIENTE DE PERFORMANCE
DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia
do Campus de Guaratinguetá, Universidade
Estadual Paulista, para a obtenção do título
de Livre Docente em Engenharia Térmica na
área de Transmissão e Conversão de
Energia.

Guaratinguetá
2011

M188a Magalhães Sobrinho, Pedro
Avaliação do efeito da umidade relativa do ar no coeficiente de performance de um sistema de ar condicionado / Pedro Magalhães Sobrinho. - Guaratinguetá : [s.n.], 2011
63 f.: il.
Bibliografia: f. 60

Tese (Livre-Docência) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011

1. Ar condicionado 2. Refrigeração I. Título

CDU 628.84

DADOS CURRICULARES

PEDRO MAGALHÃES SOBRINHO

NASCIMENTO	10.08.1962 – GUARATINGUETÁ -SP
FILIAÇÃO	Paulo Magalhães Ondina Caltabiano Magalhães
1982/1986	Curso de Graduação em Engenharia Mecânica Faculdade de Engenharia Universidade de Taubaté
1988/1990	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Mestrado, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.
1996/1999	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível de Doutorado, na Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá da Universidade Estadual Paulista.

Dedico este trabalho ao meu filho Bruno, e à minha esposa
Margarida.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, fonte da vida e da graça.

Ao técnico Elder Santos de Castro pela ajuda nos ensaios laboratoriais.

Este trabalho contou com apoio das seguintes entidades:

Convênio EVC-191/2006, firmado entre a ELETROBRÁS e a UNESP.

MAGALHÃES SOBRINHO, P. **Avaliação do efeito da umidade relativa do ar no coeficiente de performance de um sistema de ar condicionado**. 2011. 63 f. Tese (Livre Docência) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, Guaratinguetá, 2011

RESUMO

Os fatores que influenciam no consumo de energia de um sistema de ar condicionado de pequeno porte, que merecem destaque são a eficiência do compressor através do modelo empregado, a forma que a vazão do refrigerante é condicionada, o modelo do ventilador empregado, o rendimento do evaporador, o condensador e as condições climáticas.

Dentro da questão climática, uma questão bastante interessante é que a umidade relativa do ar, quando se trata do efeito que ela causa, principalmente no rendimento do condensador a ar, em geral não é considerada nos projetos.

Este trabalho tem como objetivo avaliar a influência da umidade relativa do ar no coeficiente de performance do sistema (COP), procurando quantificar sua influência nas respectivas faixas em que elas acontecem.

Nos resultados encontrados foi possível identificar que existe uma influência bastante significativa, principalmente quando comparam-se condições de alta umidade com de baixa umidade destacando que somente a partir da 65% de umidade relativa é que encontra-se alterações significativas no COP do sistema.

PALAVRAS-CHAVE: ar condicionado, eficiência energética, refrigeração.

MAGALHÃES SOBRINHO, P. **Evaluating the effect of relative humidity on the coefficient of performance of an air conditioning system.** 2011, 63 f. Thesis – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista Júlio de Mesquita Filho, Guaratinguetá, 2011.

ABSTRACT

The factors that have influence on the energy consumption of an air conditioning system for small business which deserve attention are the efficiency of compressor through the model employed, so that the flow of coolant is conditioned, the fan model used, the yield of evaporator, the condenser and the climatic conditions.

Inside the climate issue, a very interesting issue is that the relative humidity when it comes to the effect that it causes, especially the yield of the condenser air in general is not considered in the projects.

This study aims to evaluate the influence of relative humidity on the coefficient of system performance (COP), seeking to quantify their influence in their tracks as they happen. In the results we observed that there is a very significant influence, especially when compared to high humidity conditions with low humidity stressing that only from 65% relative humidity is found that significant changes to the COP of the system.

KEYWORDS: air conditioning, energy efficiency, cooling.

LISTA DE FIGURAS

	Pg
Figura 2.1 - Transmissão de calor por condução.....	19
Figura 2.2 - Transmissão de calor por convecção.....	20
Figura 2.3 - Variação do coeficiente de convecção com a velocidade do ar.....	21
Figura 2.4 - Características climáticas da cidade de Guaratinguetá no ano de 2008.....	29
Figura 2.5 - (a) motor térmico de Carnot, (b) diagrama temperatura- entropia do motor térmico de Carnot.....	31
Figura 2.6 - (a) ciclo de refrigeração de Carnot, (b) diagrama temperatura- entropia do ciclo de refrigeração de Carnot.....	32
Figura 2.7 - Ciclo de Refrigeração de Carnot.....	34
Figura 2.8 - Modificação do ciclo de refrigeração de Carnot pela compressão seca.....	34
Figura 2.9 - Ciclo padrão de compressão a vapor.....	35
Figura 2.10 - Ciclo de compressão a vapor real comparado com o padrão.....	36
Figura 2.11 - Efeito da umidade do ar no coeficiente de transferência de calor.....	39
Figura 2.12 - Geométrica típica de uma aleta.....	40
Figura 2.13 - Comportamento da temperatura em uma aleta em função da umidade relativa do ar.....	40
Figura 2.14 - Variação do coeficiente de transferência de calor no interior de um tubo onde ocorre condensação completa de vapor superaquecido.....	42
Figura 2.15 - Esquema de feixe de tubos em um escoamento cruzado.....	42
Figura 2.16 - Configuração dos tubos em um feixe, (a) alinhados, (b) alternados.....	43
Figura 3.1 - Compressor rotativo por expiral.....	45
Figura 3.2 - Bancada de testes.....	45
Figura 3.3 - Janela de comando do supervisor de bancada de testes.....	45
Figura 4.1 - Variação do COP do sistema em função da temperatura de bulbo úmido do ar de entrada.....	57
Figura 4.2 - Variação do COP do sistema em função da variação da umidade de relativa do ar de entrada	58

LISTA DE TABELAS

	Pg
Tabela 2.1 - Coeficiente de convecção para convecção natural.....	21
Tabela 2.2 - Composição do ar seco ao nível do mar.....	35
Tabela 2.3 - Constantes C_1 e n para escoamento de ar sobre feixe com 10 ou mais fileiras.....	44
Tabela 2.4 - Fator de correção C_2 para feixes com menos de 10 tubos.....	45
Tabela 3.1 - Incertezas experimentais.....	53
Tabela 3.2 - Desvio padrão (σ) para o conjunto motor-ventilador.....	54
Tabela 3.3 - Desvio padrão (σ) para o conjunto compressor Scroll.....	55
Tabela 3.4 - Variância (S) para o conjunto motor – ventilador.....	55
Tabela 3.5 - Variância (S) para o compressor Scroll	56

ABREVIATURAS E SÍMBOLOS

c – velocidade da luz

C - calor específico de material (J/kg °C)

COP- coeficiente de performance

dh_{EVA} - variação de entalpia específica do refrigerante entre o evaporador (kJ/kg)

$\frac{dm}{dt}$ - vazão mássica do fluido refrigerante (kg/s)

$\frac{dv}{dt}$ - vazão volumétrica do fluido refrigerante (m³/s)

D - diâmetro (m)

E – energia (calor) (J)

E – quantidade equivalente de energia (J)

E_r - energia radiante

E_a - energia absorvida

E_ρ - energia refletida

E_τ - energia transmitida

ER – efeito do refrigerante

f – frequência da onda (número de ciclos por unidade de tempo) (s⁻¹)

g – aceleração da gravidade (m/s²)

h_c – coeficiente de convecção (W/m² °C)

h - entalpia específica (kJ/kg)

h_e – entalpia específica do fluido refrigerante na entrada do evaporador (kJ/kg)

h_s – entalpia específica do fluido refrigerante na saída do evaporador (kJ/kg)

H_p – perda de carga na linha de sucção e na pressão da instalação (mCar)

H_r = irradiância de um corpo (W/m²)

k =condutividade térmica do material (W/m°C)

L – espessura da parede (m)

m – massa do corpo (kg)

m – massa equivalente à quantidade de energia

n – quantidade de pontos das amostras
 Nu – número de Nusselt
 P_v – pressão de vapor (N/m^2)
 P - pressão atmosférica local (kPa)
 q – fluxo de calor (W/m^2)
 \dot{Q} - taxa de calor absorvido pelo fluido refrigerante (kW)
 Q – vazão volumétrica média do ar corrigida para a condição normal (Nm^3/s)
 Q – intensidade total da taxa de calor (W)
 Q – energia transmitida (J)
 R – constante do ar (kJ/kg K)
 Re – número de Reynolds
 S - variância da amostra
 S – área atravessada pelo fluxo de calor (m^2)
 S_T – distância transversal (m)
 S_D – distância diagonal (m)
 t – tempo (s)
 T_{Si} - temperatura da superfície do sólido ($^{\circ}C$)
 T_{ar} – temperatura do fluido (ar) não perturbado ($^{\circ}C$)
 T – temperatura do ar (K)
 T - temperatura da superfície (K)
 T_f – temperatura final ($^{\circ}C$)
 T_i = temperatura inicial ($^{\circ}C$)
 TBS – temperatura de bulbo seco ($^{\circ}C$)
 TBU – temperatura de bulbo úmido ($^{\circ}C$)
 TO – temperatura do ponto de orvalho ($^{\circ}C$)
 V - velocidade (m/s)
 V_{mas} – velocidade máxima (m/s)
 V – velocidade média corrigida na seção de saída da instalação (m/s)
 \bar{X} - média da amostra
 X_i – determinado ponto da amostra
 \dot{W}_{comp} - potência elétrica de funcionamento do compressor (kW)

\dot{W}_{vent} - potência elétrica de funcionamento do ventilador (kW)

$\dot{W}_{\text{ventcond}}$ - potência elétrica do ventilador do condensador (kW)

\dot{W}_{rede} - soma de todas as potências envolvidas no sistema (kW)

SÍMBOLOS GREGOS

Δp_t - diferença de pressão total do ar entre admissão e exaustão do conjunto motor -ventilador na instalação (Pa)

$\Delta p_{t(\text{mCar})}$ - diferença de pressão total do ar entre admissão e exaustão do conjunto motor - ventilador na instalação

Δt = intervalo do tempo (s)

ΔT - diferença de temperatura entre exterior e interior (°C)

ε - emissividade da superfície

γ - peso específico do ar (N/m³)

ϕ - umidade relativa (UR)

ρ - massa específica (kg/m³)

ρ_{ref} - massa específica do fluido refrigerante (kg/m³)

ρ - massa específica do ar na temperatura de ensaio (kg/m³)

λ - comprimento da onda (distância entre dois picos da onda)

η_{total} - rendimento total do conjunto motor- ventilador na instalação

σ - constante de Stephan Boltzmann (W/m² K⁴)

σ - desvio padrão da amostra

μ - viscosidade dinâmica (Ns/m²)

μ - grau de saturação

v - volume específico (m³/s)

v - volume específico do fluido refrigerante (m³/kg)

SUMÁRIO

	Pg
CAPÍTULO 1 – INTRODUÇÃO.....	15
CAPÍTULO 2 – CONCEITOS BÁSICOS	18
2.1 – TROCAS TÉRMICAS SECAS (CALOR SENSÍVEL).....	18
2.1.1 –Transmissão de calor por condução	18
2.1.2 – Transmissão de calor por convecção	19
2.1.3 – Transmissão de calor por radiação.....	22
2.1.3.1 – Radiação recebida por um corpo.....	23
2.2 – TROCAS TÉRMICAS ÚMIDAS (CALOR LATENTE).....	23
2.3- PSICROMETRIA.....	24
2.3.1 –Propriedades Termodinâmicas do ar.....	26
2.4 – COMPORTAMENTO DIÁRIO DA UMIDADE DO AR.....	28
2.5- SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR	30
2.5.1 – Ciclo de refrigeração de Carnot.....	30
2.5.2 – Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor.....	33
2.5.3 – Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.....	36
2.5.4 – Coeficiente de performance (COP).....	37
CAPÍTULO 3 – EQUIPAMENTOS UTILIZADOS.....	46
3.1 – DETALHAMENTO DOS INSTRUMENTOS.....	47
3.1.1 – Software utilizado para controle do supervisor.....	50
3.2 – MÉTODOS UTILIZADOS PARA O CÁLCULO DAS VARIÁVEIS.....	50
CAPÍTULO 4 – RESULTADOS.....	57
CAPITULO 5 – CONCLUSÕES.....	59
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICA.....	60

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

A importância da eficiência energética é fundamental, seja para a economia mundial, seja para se evitar um racionamento de energia elétrica e até mesmo os chamados apagões como o ocorrido no ano de 2001 no Brasil, e ainda para combater o aquecimento global que é sem dúvida um dos maiores desafios deste século.

De acordo com o relatório da Organização das Nações Unidas (ONU) divulgado na Tailândia (IPCC, 2007), o Brasil precisa realizar três ações para conter o aquecimento global como: acabar com os desmatamentos ilegais, investir em energias limpas como as fontes eólicas e solares, e aplicar técnicas para reduzir o desperdício de eletricidade, ou seja melhorar a eficiência energética.

A refrigeração é considerada o ramo da ciência que trata dos processos de transferência de calor para redução e conservação da temperatura de um determinado volume de controle abaixo da temperatura do ambiente circundante (DOSSAT, 2004) e, portanto enquadra-se nas atividades que permitem margem para se efficientizar o consumo.

As aplicações da refrigeração podem ser divididas, em cinco categorias:

a) Doméstica:

Abrange a fabricação de refrigeradores e congeladores de pequeno porte;

b) Comercial:

Abrange o projeto, instalação e manutenção de instalações refrigeradas usadas em restaurantes, hotéis e locais de armazenamento, exposição e beneficiamento de alimentos perecíveis;

c) Industrial:

É diversificada e pode ser utilizada em diferentes tipos de indústrias e em processos de manufatura;

d) Condicionamento de ar:

Tem como meta a climatização de ambientes, visando o conforto térmico dos seus ocupantes;

e) Transporte frigorífico:

Abrange o controle de temperatura em veículos especiais.

Devido a sua importância e pela carência de estudos na área de fatores que afetam o consumo de energia em sistemas de condicionamento de ar, este trabalho buscou o aprofundamento nesta área, dando ênfase a influência da umidade relativa do ar.

Um sistema de condicionamento de ar é um processo que visa ao controle simultâneo, num ambiente delimitado, da pureza, umidade, temperatura e movimentação do ar. É indispensável em processos de manufatura que exigem umidade, temperatura e pureza do ar controlados, como a fabricação de produtos farmacêuticos, salas de desenho de precisão, impressão em cores, ambientes operando com produtos inflamáveis ou tóxicos, salas de cirurgia, em locais de trabalho visando o aumento do conforto e conseqüentemente a produtividade e em locais de habitação, entre outros.

No início da década de oitenta, 81% das edificações comerciais nos Estados Unidos recorreram à utilização de equipamentos de climatização para promover conforto térmico. A estimativa de capacidade instalada era de aproximadamente 100 milhões de toneladas de refrigeração.

Desses, 95% operavam segundo o ciclo de compressão de vapor (OLIVEIRA, 2007). Em algumas regiões do Brasil o ar condicionado representa 7% do consumo de energia elétrica no uso residencial. Em Minas Gerais, o ar condicionado é responsável por 38% a 63% do total de energia elétrica consumido no setor bancário (OLIVEIRA, 2007).

Outra estimativa, publicada no jornal Gazeta Mercantil em 2008, é de que o índice de perdas elétricas do Brasil seja de 16%. Como comparação, este número não passa de 6,5% na Europa e de 8% nos Estados Unidos (PROCELINFO, 2008).

O próprio relatório do IPCC - *Intergovernmental Panel on Climate Change* (Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas) - dedica um capítulo à eficiência energética e aponta a medida mais barata de conter o consumo de energia. Além disso, o relatório acrescenta que se forem adotadas práticas de eficiência energética em novas construções, pode-se reduzir as emissões de gases que causam o efeito estufa em até 30%, além de melhorar a qualidade do ar, o bem estar social e garantir a segurança energética. Somente com medidas de eficiência energética, seria possível reduzir em cerca de 20% do consumo de energia no Brasil, além de diminuir as emissões de CO₂ em 10%. (IPCC, 2007).

O condicionamento de ar pelo método de compressão de vapor pode ser realizado através de um sistema composto por:

- um compressor que é responsável por adicionar trabalho ao fluido refrigerante a fim de aumentar sua pressão e provocar o escoamento do mesmo através do ciclo
- um condensador onde o fluido de trabalho rejeita calor para a atmosfera e por consequência muda do estado de vapor para líquido;
- uma válvula de expansão ou um tubo capilar que é responsável pela expansão do fluido de trabalho e a queda de sua pressão resultando em seu resfriamento devido à abrupta perda de carga provocada e
- um evaporador, no qual calor extraído do espaço a ser refrigerado é adicionado ao fluido de trabalho, o que causa sua evaporação e aumento de temperatura.

O objetivo geral deste trabalho é apresentar uma avaliação da influência da umidade relativa do ar em um sistema de ar condicionado, utilizando para isso os recursos disponíveis de uma bancada de testes, montada no Laboratório de Eficientização Eletromotriz da UNESP-Campus de Guaratinguetá.

No capítulo 2 é apresentada uma teoria relativa à transferência de calor e ciclos de refrigeração e psicometria, necessários para o entendimento do funcionamento do equipamento objeto do estudo, além de comentários sobre estudos correlatos que foram efetuados.

No capítulo 3 são apresentadas as características do equipamento utilizado para testes, bem como a metodologia de cálculo das variáveis envolvidas.

No Capítulo 4 são apresentados os resultados e discussões e no capítulo 5 a conclusão do estudo.

CAPÍTULO 2 – CONCEITOS BÁSICOS

Neste capítulo são apresentados alguns conceitos básicos necessários para a compreensão dos resultados encontrados no trabalho. Através destes conceitos é possível entender a inter-relação dos fatores que influenciam os resultados e permite que se obtenha uma conclusão através da análise.

Assim, como todos os corpos possuem energia térmica que é a energia associada ao estado de agitação das partículas que o compõem. A temperatura é a medida desta agitação. Quanto maior a temperatura, mais agitadas as partículas. Entretanto, um aumento da energia térmica não eleva necessariamente a temperatura do corpo, já que este corpo pode estar sofrendo uma mudança de estado físico.

Quando um corpo troca calor devido a existência de diferenças de temperatura, chama-se essa forma de transferência de calor de troca seca e a energia transmitida de calor sensível. Quando a transferência de calor envolve mudanças de estado, chama-se troca úmida e a energia transmitida, de calor latente.

2.1 – TROCAS TÉRMICAS SECAS (CALOR SENSÍVEL)

Constituem as formas de transferência de calor que ocorrem devido ao gradiente de temperatura, podendo ocorrer por condução, convecção ou radiação.

2.1.1– Transmissão de calor por condução

Trata-se da transmissão de calor molécula a molécula, conseqüentemente, havendo necessidade de um meio material, ocorrendo sempre de um ponto de maior potencial energético para um de menor potencial energético.

Verifica-se experimentalmente que a quantidade de calor que flui através de um elemento opaco é função do material que o constitui, da espessura do elemento e do gradiente de temperatura.

A figura 2.1 ilustra o processo de transmissão de calor por condução numa mesma parede plana e as equações 01, 02 e 03 regem o fenômeno, de acordo com INCROPERA (2008).

$$q = k \cdot \frac{\Delta T}{L} \quad (01)$$

$$Q = S \cdot k \cdot \frac{\Delta T}{L} \quad (02)$$

$$E = S \cdot k \cdot \frac{\Delta T}{L} \cdot \Delta t \quad (03)$$

Onde:

q = fluxo de calor (W/m^2);

Q = taxa de calor (W);

E = energia (calor) (J);

k = condutividade térmica do material ($\text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$);

ΔT = diferença de temperatura entre exterior (T_e) e interior (T_i) ($^\circ\text{C}$);

Δt = intervalo de tempo (s);

S = área atravessada pelo fluxo de calor (m^2);

L = espessura da parede (m).

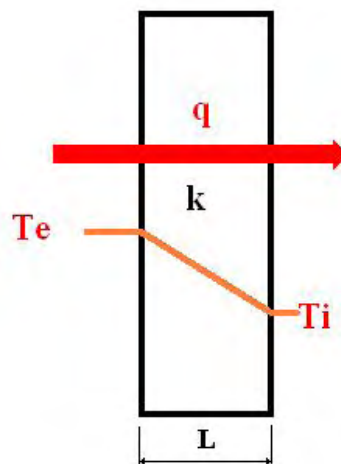


Figura 2.1 – Transmissão de calor por condução

2.1.2– Transmissão de calor por convecção

Trata-se da transmissão de calor que ocorre entre um corpo sólido e um fluido em movimento, podendo o corpo fluido ser líquido ou gasoso. A convecção pode ser natural ou forçada e mista.

A convecção é denominada natural quando o movimento do fluido ocorre unicamente devido a variação de sua massa específica. Na convecção forçada o movimento do fluido é provocado por uma bomba no caso de líquido ou de um ventilador no caso de um fluido gasoso.

A convecção é denominada mista quando os efeitos da convecção natural e forçadas ocorrem simultaneamente.

Verifica-se experimentalmente que a quantidade de calor que flui no processo de convecção é diretamente proporcional ao gradiente de temperatura entre o material sólido e a região do fluido não perturbado pelo deslocamento do fluido. A figura 2.2 ilustra o processo de convecção sendo o fenômeno regido pela equação 4, segundo INCROPERA (2008).

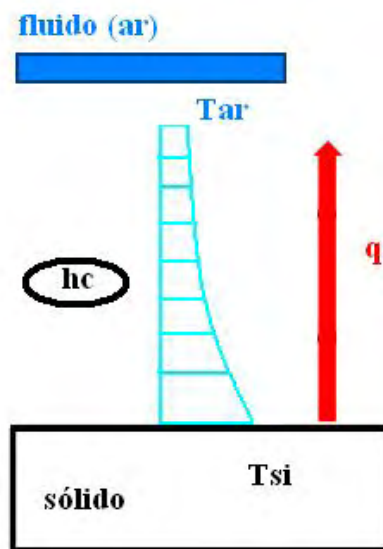


Figura 2.2: Transmissão de calor por convecção

$$q = h_c \cdot (T_{Si} - T_{ar}) \quad (4)$$

Onde:

q = intensidade de fluxo de calor (W/m^2);

h_c = coeficiente de convecção ($W/m^2 \cdot ^\circ C$);

T_{si} = temperatura da superfície do sólido ($^\circ C$);

T_{ar} = temperatura do fluido (ar) não perturbado ($^\circ C$).

O coeficiente de transmissão de calor por convecção depende de fatores tais como:

- Natureza do fluido;
- Velocidade do fluido;

- Geometria e rugosidade da superfície sólida;
- Características da camada limite;
- Se a convecção é natural ou forçada;
- Da direção de deslocamento do fluido.

Em seu estudo, CROISET (1972) sugere os valores de constantes apresentados na Tabela 2.1 para o coeficiente de troca de calor por convecção, para o caso de convecção natural e as constantes da figura 2.3 para o caso de convecção forçada.

Tabela 2.1 Coeficientes de convecção para convecção natural

SITUAÇÃO PAREDE/ FLUXO DE AR	COEFICIENTE DE CONVECÇÃO (h_c) ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
Superfície horizontal/ fluxo descendente	1,2
Superfície horizontal / fluxo ascendente	7
Superfície vertical	4,7

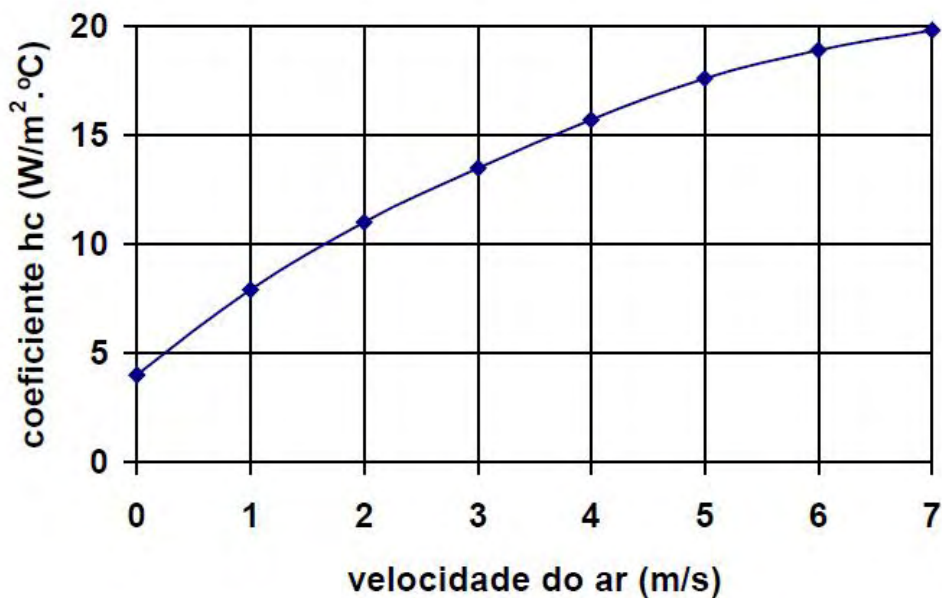


Figura 2.3 : Variação de coeficiente de convecção com a velocidade do ar

2.1.3- Transmissão de calor por radiação

Todos os corpos com uma determinada temperatura acima de 0 K, conseqüentemente, possuindo movimento molecular e atômico, emitem radiação eletromagnética. Esta radiação deve ser analisada sob o ponto de vista de qualidade e de quantidade, porque estas características, comportamento e interação com os elementos construtivos, dependem intensamente dessas propriedades da radiação eletromagnética.

a) Qualidade da radiação eletromagnética.

Para que haja transmissão de energia radiante é necessária a existência de um meio transparente a essa onda.

Duas teorias são adotadas para explicar os fenômenos de transmissão de calor na ausência do meio físico para propagação:

- Que a transmissão tem natureza ondulatória, dando-se por meio de ondas eletromagnéticas;
- Que a transmissão tem natureza corpuscular, dando-se por meio de partículas chamada fótons.

Dependendo do que se deseja explicar, uma teoria funciona melhor que a outra, sendo hoje plenamente aceita no meio científico a dualidade da natureza da luz.

Na teoria eletromagnética, as grandezas que caracterizam a radiação são sua frequência e seu comprimento de onda, conforme apresentado na equação 5. A Equação 6 representa a relação de massa e energia conforme a teoria corpuscular (INCROPERA,2008).

$$c = \lambda \cdot f \quad (5)$$

Onde:

c = velocidade da luz;

λ = comprimento de onda (distância entre dois picos da onda);

f = frequência da onda (número de ciclos por unidade de tempo).

$$E = m \cdot c^2 \quad (6)$$

Onde:

E = quantidade equivalente de energia;

m = massa equivalente à quantidade de energia;

c = velocidade da luz.

b) Quantidade da radiação eletromagnética

A quantidade de energia radiante emitida por m² por um corpo, depende da quarta potência da sua temperatura absoluta (Lei de Stephan Boltzmann, INCROPERA, 1992), e das características de emissividade da sua superfície, sendo apresentada na equação 7.

$$H_r = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad (7)$$

Onde:

H_r = fluxo de radiação emitido por um corpo (W/m²);

σ = constante de Stephan Boltzmann ($5,67 \times 10^{-8}$ W/m².K⁴);

ε = emissividade da superfície;

T = temperatura da superfície em K.

2.1.3.1 – Radiação recebida por um corpo

A energia radiante incidente num corpo é absorvida (coeficiente de absorção – α), refletida (coeficiente de reflexão – ρ) e transmitida (coeficiente de transmissão – τ) através do corpo. A energia incidente se divide nessas três parcelas, dependendo das condições de incidência, se o corpo é opaco ou transparente à radiação, de condições de superfície, de massa e de transmissividade.

A energia radiante absorvida por um corpo se transforma em calor, contribuindo para aumentar sua temperatura, no entanto as parcelas transmitidas e refletidas não sofrem mudança em seus comprimentos de onda.

Define-se E_i a energia radiante incidente em uma determinada superfície, de E_α à parcela de energia absorvida, de E_ρ à energia refletida e de E_τ à energia transmitida, tem-se que:

$$E_i = E_\alpha + E_\rho + E_\tau \quad (8)$$

2.2- TROCAS TÉRMICAS ÚMIDAS (CALOR LATENTE)

Normalmente, quando se transfere calor para um corpo sua temperatura aumenta, sendo as grandezas físicas envolvidas no processo relacionadas na equação 9 (INCROPERA, 2008).

$$Q = m \cdot C \cdot (T_f - T_i) \quad (9)$$

Onde:

Q = energia transferida (J);

m = massa do corpo (kg);

C = calor específico do material (J/kg.°C);

T_f e T_i = temperatura final e inicial, respectivamente (°C).

Denomina-se troca de calor por via úmida ou transferência de calor latente as trocas de calor que ocorrem sem que haja mudança de temperatura, sendo característica das trocas de calor em que há mudança de fase, tais como na evaporação e condensação, em que o fluxo de calor não ocorre devido a gradientes de temperatura e sim a gradientes de pressão de vapor, ocorrendo portanto transferência de calor e massa.

Chama-se calor latente ou entalpia de mudança de fase a quantidade de energia absorvida ou liberada por unidade de massa quando ocorre a mudança de fase.

Em termos construtivos, o estudo das trocas térmicas úmidas é importante nos sistemas de resfriamento evaporativo e nos problemas de condensação, tanto superficiais quanto internos.

A velocidade de evaporação é função do estado higrotérmico do ar e da sua velocidade. O estudo das condições higrotérmicas do ar constitui o que se conhece como psicrometria, que será comentada no tópico 2.3.

2.3- PSICROMETRIA

A psicrometria é o ramo da física relacionado com a medida ou determinação das condições do ar atmosférico, com respeito à mistura ar seco – vapor de água, ou ainda a parte da ciência que está intimamente preocupada com as propriedades termodinâmicas do ar úmido, dando atenção especial às necessidades ambientais, humanas e tecnológicas.

O conhecimento das condições de umidade e temperatura do ar é de grande importância para o conforto térmico humano, que depende mais da quantidade de vapor presente no ar do que propriamente da temperatura e também em muitos outros ramos da atividade humana.

O ar atmosférico é constituído de uma mistura de gases, assim como de vapor de água, e uma mistura de contaminantes presentes normalmente.

O ar seco por definição é uma mistura dos gases que constituem o ar atmosférico, com exclusão do vapor de água e também quando todo o vapor de água e os contaminantes são removidos do ar atmosférico.

É de conhecimento que a composição do ar seco é relativamente constante, tendo pequenas variações na quantidade dos componentes com o tempo, localização geográfica e altitude. A composição percentual segundo ASHRAE (1997), em volume ou número de moles por 100 moles do ar seco é dada na tabela 2.2.

A massa molecular aparente do ar seco é 28,9645 kg/kmol e a do vapor de água é 18,01528 kg/kg-mol, ambas na escala do carbono 12, segundo ASHRAE (1997). A constante dos gases para o ar seco, baseada na escala do carbono 12 é:

$$R_a = \frac{8314,41}{28,9645} = 287,055 \left(\frac{J}{kg \cdot K} \right)$$

A mistura ar seco-vapor de água é denominada de ar úmido ou de mistura binária de ar seco e vapor de água. A quantidade de vapor de água presente na mistura pode variar de zero até um valor correspondente à condição de saturação. Isso corresponde à quantidade máxima de vapor de água que o ar pode suportar em determinada condição de temperatura.

Assim é considerado ar saturado a mistura de ar seco e de vapor de água saturado e o ar não saturado a mistura de ar seco e vapor de água superaquecido.

Tabela 2.2 – Composição do ar seco ao nível do mar

Componente	Fórmula	% em Volume	Massa Molecular (kg/kmol)
Nitrogênio	N ₂	78,084	28,016
Oxigênio	O ₂	20,9476	32,000
Argônio	Ar	0,934	39,948
Dióxido de Carbono	CO ₂	0,0314	44,010
Neônio	Ne	0,001818	20,183
Hélio	He	0,000524	4,0026
Metano	CH ₄	0,00015	16,03188
Dióxido de Enxofre	SO ₂	0 a 0,0001	64,064
Hidrogênio	H ₂	0,00005	2,01594
Criptônio	Kr	0,0002	93,80
Ozônio	O ₃	0,0002	48,000
Xenônio	Xe	0,0002	131,3

2.3.1 – Propriedades Termodinâmicas do ar

Diversas propriedades termodinâmicas fundamentais estão associadas com as propriedades do ar úmido de diferentes maneiras, sendo (CREDER, 2004):

Propriedades associadas com a temperatura:

a) Temperatura de Bulbo Seco (TBS)

É a temperatura indicada por um termômetro comum, não exposto a radiação. É a verdadeira temperatura do ar úmido e freqüentemente denominada temperatura do ar;

b) Temperatura de Bulbo Úmido (TBU)

É a temperatura indicada por um termômetro cujo bulbo foi envolto pó algodão úmido;

c) Temperatura do Ponto de Orvalho (PO)

É a temperatura no qual o vapor se condensa ou solidifica quando resfriado a pressão constante e conteúdo de umidade constante.

Algumas propriedades termodinâmicas caracterizam a quantidade de vapor de água presente no ar úmido, sendo:

a) Pressão de Vapor (P_v)

A pressão de vapor é a pressão parcial exercida pelas moléculas de vapor de água presentes no ar úmido;

b) Razão de Umidade (X)

É definida como a razão entre a massa de vapor de água e a massa de ar seco em um dado volume da mistura;

c) Umidade Relativa (φ)

É definida como sendo a relação entre a pressão parcial do vapor de água na mistura e a pressão de saturação correspondente à temperatura de bulbo seco na mistura, sendo dada por:

$$\varphi = \frac{P_v}{P_{VS}} \cdot 100\% \quad (10)$$

d) Grau de Saturação (μ).

É a relação entre a razão da umidade atual da mistura (X) e a razão de umidade do ar na condição de saturação (X_s) à mesma temperatura e pressão atmosférica.

Outras propriedades de fundamental importância, relacionadas com o volume ocupado pelo ar e com a energia do ar são:

a) Volume Específico (v)

É definido como o volume ocupado pela mistura de ar seco-vapor de água por unidade de massa de ar seco. A massa específica do ar úmido não é igual ao recíproco do seu volume específico. A massa específica do ar úmido é a razão entre a massa total da mistura e o volume ocupado por ela;

b) A Entalpia (h).

A entalpia e o volume específico são propriedades da mistura de ar seco-vapor de água, mas por conveniência, são expressas com base em uma unidade de massa de ar seco.

A entalpia da mistura ar seco-vapor de água é a energia do ar úmido por unidade de massa de ar seco, acima de uma temperatura de referência, visto que somente a diferenças de entalpia são de interesse prático em engenharia, o valor escolhido para a temperatura de referência torna-se irrelevante.

A entalpia do ar úmido é a soma da entalpia de seus componentes, conforme expressão (11).

$$H = m_A \cdot h_A + m_V \cdot h_V \quad (11)$$

A entalpia específica é sempre referida a massa de ar seco, conforme expressão (12)

$$h = \frac{H}{m_A} = h_A + x h_V \quad (12)$$

$$\text{Para o ar} = h_A = C p_A \cdot t = 0,24 \cdot t \quad t \text{ (}^\circ\text{C)} \quad (13)$$

$$\text{Para o vapor} = h_V = R_o + C p_V \cdot t = 595 + 0,45 \cdot t \quad t \text{ (}^\circ\text{C)} \quad \varphi \leq 1 \quad (14)$$

$$h = 0,24 \cdot t + (595 + 0,46 \cdot t) x \left\{ h \left(\frac{t \text{ (}^\circ\text{C)}}{\text{kg de ar seco}} \right) \right. \\ \left. \varphi \leq 1 \right. \quad (15)$$

2.4- COMPORTAMENTO DIÁRIO DA UMIDADE DO AR

Em condições meteorológicas estáveis, o teor de água na atmosférica e, portanto, a pressão de vapor permanecem aproximadamente constantes ao longo de um dia.

A temperatura apresenta um ciclo diário, com um máximo no início da tarde e um mínimo durante a madrugada. Sendo assim, a pressão de vapor saturado, função da temperatura, apresenta respectivamente máximo e mínimo nos mesmos períodos que a temperatura.

A unidade relativa, razão entre pressão de vapor atual e saturado, conseqüentemente tem seu mínimo quando a temperatura é máxima e vice-versa.

Estes fatos podem ser verificados na figura 2.4, que mostra a variação de temperatura entre um máximo e um mínimo, a umidade relativa do ar também entre um máximo e um mínimo, ao longo de um ano, considerando o ano de 2008, na cidade de Guaratinguetá-SP (INPE, 2010).

Observa-se que, a umidade relativa mínima no período da tarde, chega a estar próxima a 20% em algumas épocas do ano. Durante a noite, devido à diminuição da temperatura, a umidade relativa aumenta até valores próximos a 100%.

Estas observações indicam que existe uma tendência de variação no comportamento do coeficiente de performance (COP) de um sistema de condicionamento de ar, pois como as condições de troca de calor variam, certamente o rendimento também sofre variação..

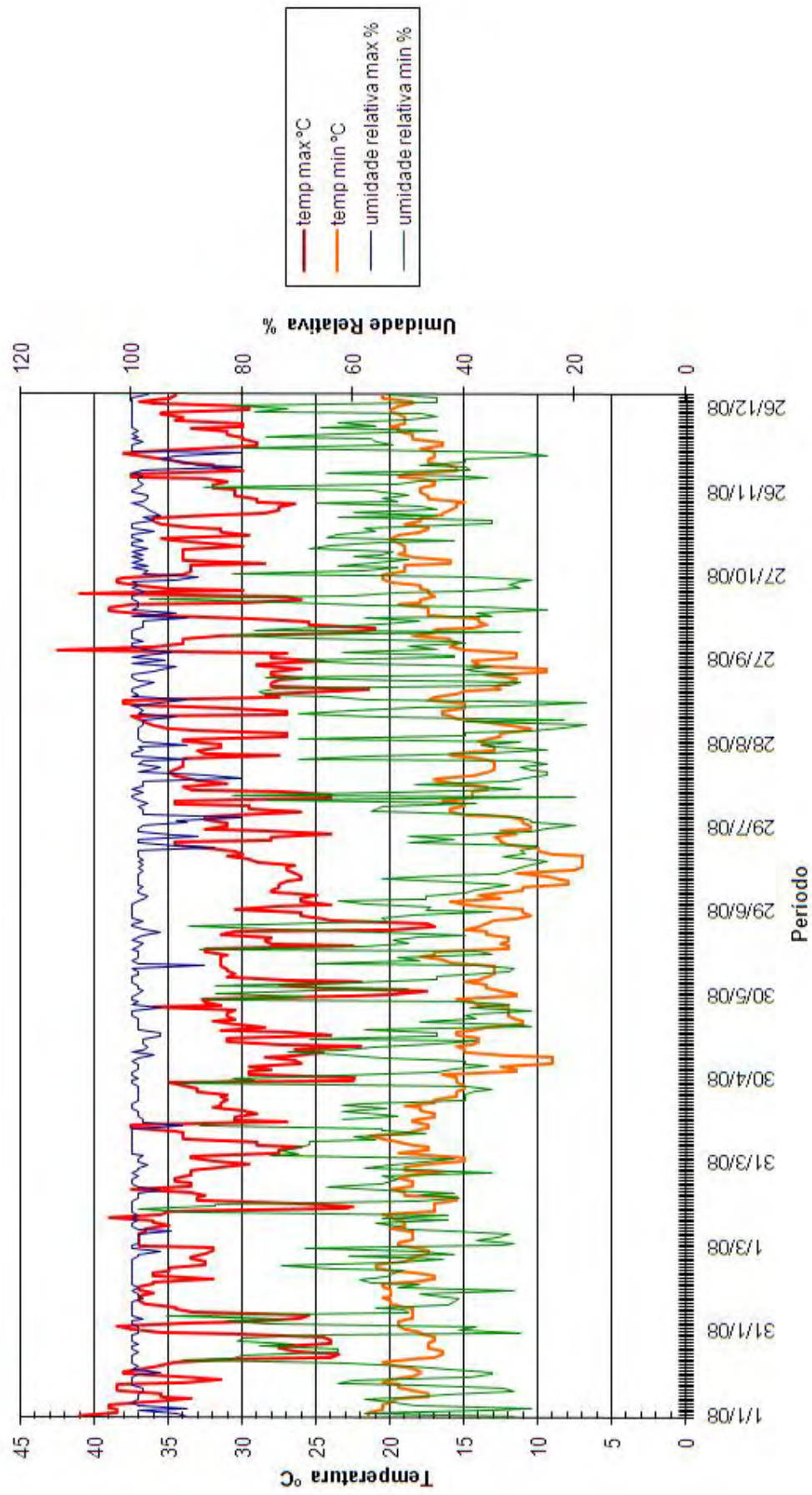


Figura 2.4 – Características climáticas da cidade de Guaratinguetá- SP no ano de 2008 (INPE, 2010)

2.5 - SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

O condicionamento de ar por compressão de vapor pode ser realizado condicionando o ar através de um sistema composto por um compressor, um condensador, uma válvula de expansão ou um tubo capilar e um evaporador.

O ciclo de compressão a vapor é o mais usado na prática. Dentre suas principais vantagens pode-se citar a possibilidade do equipamento ser construído em pequenos volumes em comparação a outros sistemas e o seu alto índice de desempenho, conhecido na literatura como *coeficiente de eficácia*, *coeficiente de desempenho* ou ainda *coeficiente de performance COP*. Devido a sua portabilidade e baixo custo é facilmente encontrado em residências e comércios.

2.5.1- Ciclo de refrigeração de Carnot

Para melhor compreender o ciclo real é preciso primeiramente estudar o ciclo teórico de Carnot. O ciclo de Carnot é aquele cuja eficiência não pode ser superada entre duas temperaturas dadas. Esse ciclo é denominado na Termodinâmica como *motor térmico*, cujo esquema e diagrama temperatura-entropia são mostrados na Figura 2.5-a e 2.5-b.

O motor térmico de Carnot recebe energia a temperatura alta, converte parte da energia em trabalho e cede a restante (em forma de calor) a um reservatório térmico a baixa temperatura.

O ciclo de refrigeração de Carnot opera no sentido inverso, transferindo energia do nível mais baixo de temperatura para o mais alto, este ciclo requer, para sua operação, a ação de trabalho externo. O esquema e o diagrama de temperatura-entropia do ciclo de refrigeração são mostrados na Figura 2.6-a e 2.6-b.

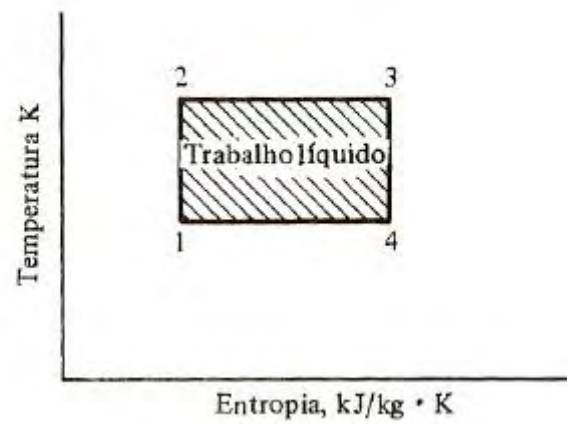
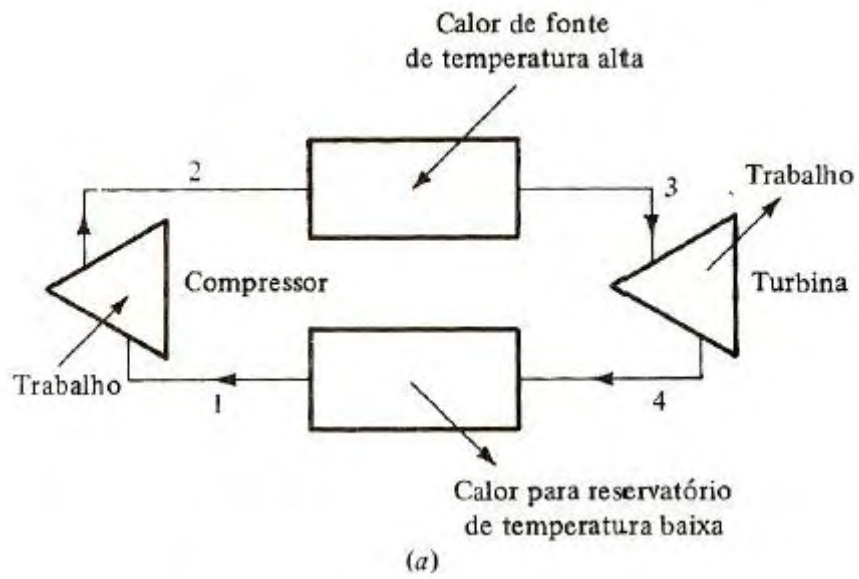


Figura 2.5 – (a) Motor térmico de Carnot. (b) diagrama temperatura-entropia do motor térmico de Carnot. (STOECKER, 1985)

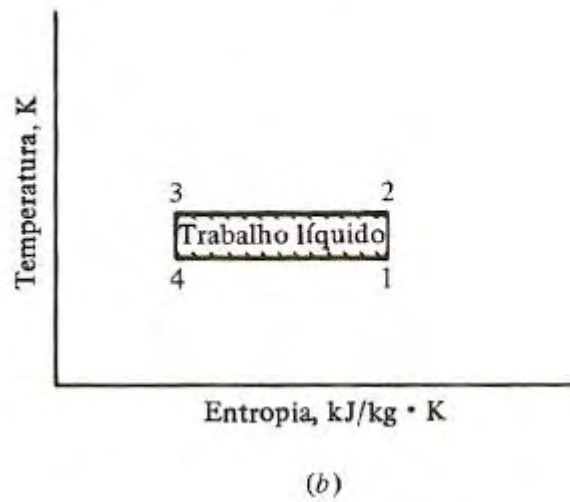
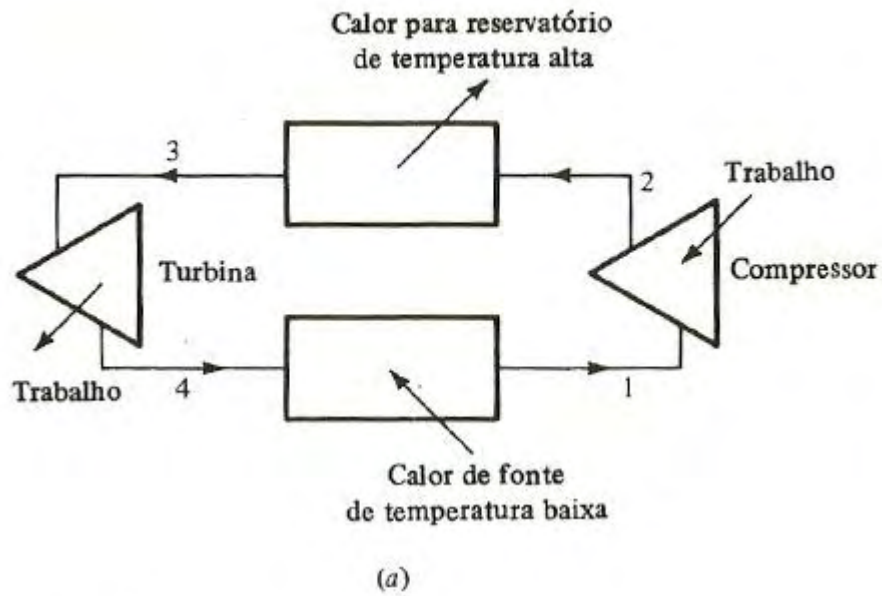


Figura 2.6 – (a) Ciclo de refrigeração de Carnot. (b) diagrama temperatura-entropia do ciclo de refrigeração de Carnot. (STOECKER, 1985)

Os processos que ocorrem no ciclo são os seguintes:

1-2 \Rightarrow Compressão adiabática

2-3 \Rightarrow Rejeição de calor isotérmica

3-4 \Rightarrow Expansão adiabática

4-1 \Rightarrow Recebimento isotérmico de calor

Todos os processos do ciclo de Carnot são reversíveis.

Conseqüentemente os processos 1-2 e 3-4 são também processos isoentrópicos.

A extração de calor da fonte de baixa temperatura no processo 4-1 é a finalidade do ciclo. Todos os outros processos ocorrem para transferir a energia retirada da fonte fria para a fonte quente.

O ciclo de Carnot consiste em processos reversíveis, o que o torna o mais eficiente que qualquer ciclo real, por isso deve ser estudado para ser usado como referência e também para que se possa estimar as temperaturas que produzirão eficiências máximas.

2.5.2- Ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor

Embora o ciclo de Carnot, mostrado na Figura 2.7, apresente um COP alto, considerações de ordem prática exigem certas modificações, tais como mudanças no processo de compressão e de expansão.

O processo de compressão 1-2, na Figura 2.7, é denominado *compressão úmida*, uma vez que todo o processo se dá na região bifásica, com gotículas de líquido misturadas ao vapor. A compressão úmida não se recomenda em compressores alternativos por diversas razões. Uma delas é que o líquido pode ficar retido no cabeçote do cilindro pelo êmbolo em movimento ascendente, podendo danificar as válvulas ou o próprio cabeçote. Embora o fim da compressão ocorra no ponto 2, correspondente ao estado de vapor saturado, a prática tem demonstrado a presença de gotículas de líquido. Durante o processo de compressão o líquido se vaporiza por transferência de calor, que requer um intervalo de tempo finito. Assim, compressores de alta rotação podem ser danificados pelo líquido em virtude do pequeno intervalo de tempo para transferência de calor. Outra razão é a possibilidade do refrigerante lavar a superfície do cilindro, eliminando o óleo e acelerando o desgaste. Dadas essas desvantagens a compressão seca é preferível, uma vez que ocorre sem a presença de gotículas de líquido. Se o refrigerante entrar no compressor no estado de vapor saturado, como mostrado na Figura 2.8, o processo de compressão entre os estados 1 e 2 se denomina *compressão seca*. Com a compressão seca o ponto 2 corresponde a um estado de vapor superaquecido, com a temperatura superior a de condensação, resultando um ciclo que não é como o de Carnot. No ciclo de Carnot a rejeição de calor é isotérmica, o que não ocorre no ciclo padrão.

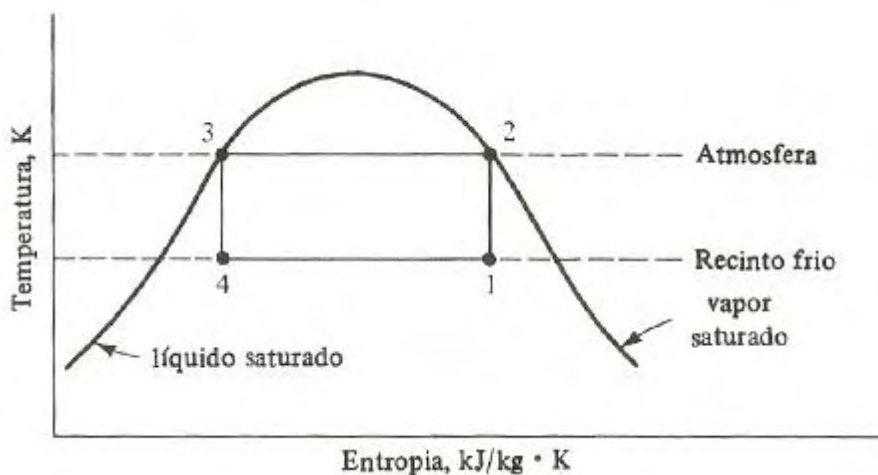


Figura 2.7 – Ciclo de refrigeração de Carnot. (STOECKER, 1985)

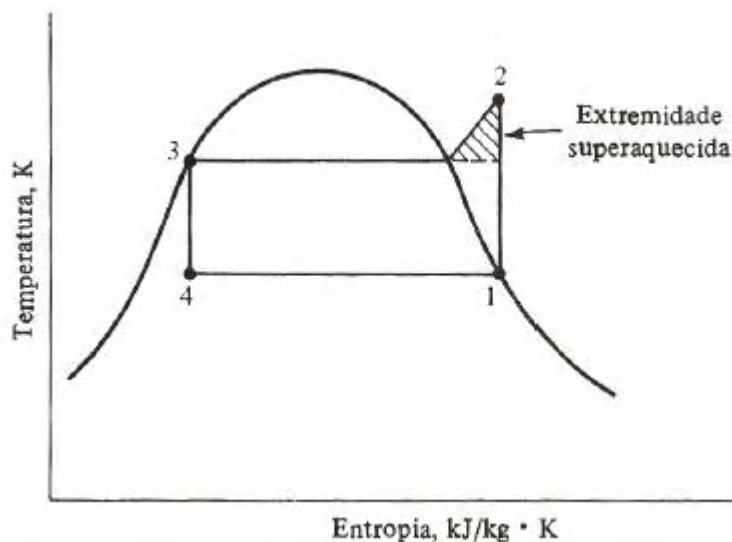


Figura 2.8 – Modificação do ciclo de refrigeração de Carnot pela compressão seca. (STOECKER, 1985)

A área do ciclo na região de vapor superaquecido, acima da temperatura de condensação, é às vezes denominada *extremidade superaquecida*, que, no diagrama temperatura-entropia, representa o trabalho adicional devido à compressão seca.

O ciclo de Carnot exige que a expansão seja isentrópica e que o trabalho resultante seja utilizado na compressão. Uma turbina para realizar o processo de expansão apresentaria algumas dificuldades. Primeiramente o trabalho de expansão seria pequeno comparado com o de compressão. Os problemas com lubrificação aparecem quando ocorre escoamento bifásico e o custo de uma turbina para o processo

de expansão é elevado, não se justificando o uso sob o ponto de vista econômico. A possibilidade de utilizar uma turbina deve ainda ser estudada, considerando o aumento no custo de energia.

Existe ainda, entretanto, a necessidade de reduzir a pressão do líquido no processo 3-4, o que é conseguido geralmente por um estrangulamento, por meio de alguma válvula ou qualquer dispositivo de restrição, como um tubo capilar, por exemplo. Na prática desprezam-se as variações de energia cinética e potencial e ainda a transferência de calor no processo 3-4, o que resulta em $h_3 = h_4$, definindo-se então o processo como isoentálpico. O processo de estrangulamento; a entalpia constante é irreversível, ocorrendo um aumento de entropia no processo. Esse processo se dá de 3 para 4, conforme Figura 2.9.

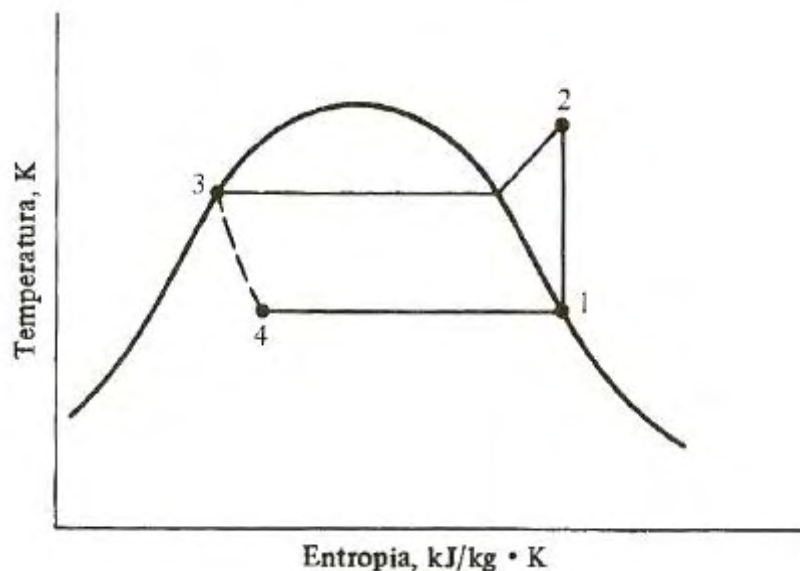


Figura 2.9 – Ciclo padrão de compressão a vapor. (STOECKER, 1985)

O diagrama temperatura-entropia do ciclo padrão de compressão a vapor mostrado na Figura 2.9, possui dos seguintes processos:

1-2 => Compressão adiabática reversível desde o estado de vapor saturado até a pressão de condensação.

2-3 => Rejeição reversível de calor à pressão constante, diminuindo a temperatura do refrigerante inicialmente e condensando-o depois.

3-4 => Expansão irreversível à entalpia constante desde o estado de líquido saturado até a pressão de evaporação.

4-1 => Ganho de calor à pressão constante, produzindo a evaporação do refrigerante até o estado de vapor saturado.

2.5.3- Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo real de compressão a vapor apresenta algumas diferenças em relação ao ciclo padrão, caracterizando-se pela ineficiência dos processos envolvidos.

Superpondo-se os ciclos padrão de compressão a vapor e o real, como na Figura 2.10, algumas comparações podem ser feitas. As principais diferenças entre esses ciclos residem nas perdas de carga no evaporador e condensador, no sub-resfriamento do líquido que deixa o condensador e no superaquecimento do vapor na aspiração do compressor. O ciclo padrão admite que não há perdas de cargas no evaporador e no condensador. Em virtude do atrito, ocorre uma perda de carga no ciclo real, resultando

um trabalho de compressão maior entre os estados 1 e 2 do que no ciclo padrão. O subresfriamento do líquido que deixa condensador é uma prática generalizada, garantindo que o fluido que entra na válvula de expansão seja líquido. O superaquecimento do vapor que deixa o evaporador evita que gotículas de líquido adentrem o compressor. Finalmente, outra diferença entre os ciclos é o fato de a compressão no ciclo real não ser isentrópica, ocorrendo ineficiência devido ao atrito e outras perdas.

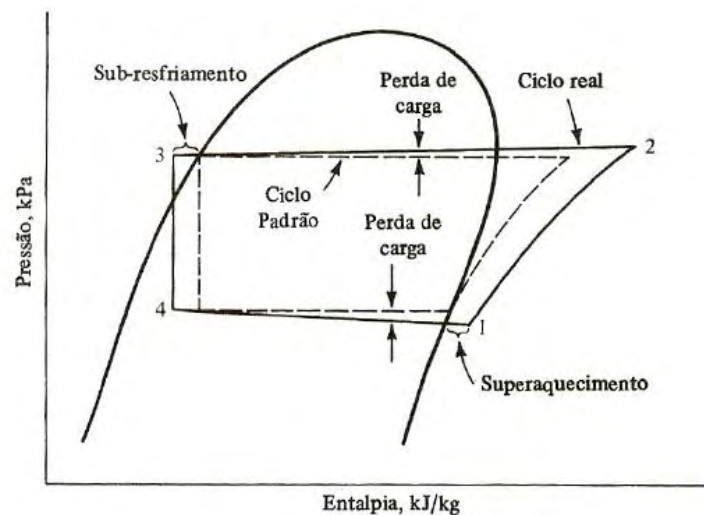


Figura 2.10 – Ciclo de compressão a vapor real comparado ao padrão. (STOECKER, 1985)

2.5.4- Coeficiente de performance (COP)

Antes que uma avaliação do desempenho de um ciclo de refrigeração possa ser feita, uma eficiência deve ser definida. Entretanto, o índice de desempenho não é denominado eficiência porque esse termo é geralmente reservado para designar a razão entre o que sai e o que entra. Essa razão pode levar a interpretações errôneas se aplicada a um sistema de refrigeração, uma vez que a energia que sai, no processo 2-3, é geralmente perdida. O conceito do índice de desempenho de um ciclo frigorífico é o mesmo que o de eficiência no sentido que ele representa a razão (TORREIRA, 1976); conforme apresentado na expressão (16).

$$\text{COP} = \frac{\text{Quantidade daquilo que se deseja}}{\text{Quantidade do que se gasta}} \quad (16)$$

O desempenho de um ciclo frigorífico é denominado *coeficiente de eficácia*, *coeficiente de desempenho*, ou ainda *coeficiente de performance (COP)* e é definido pela equação (17) (STOECKER, 1985).

$$\text{COP} = \frac{\text{refrigeração útil}}{\text{trabalho útil}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (17)$$

Os termos que aparecem na definição do coeficiente de eficácia devem ter as mesmas unidades de modo que o coeficiente seja adimensional.

Os trocadores de calor são elementos importantes na definição da eficiência energética e das dimensões dos sistemas de refrigeração e ar condicionado. Os trocadores de calor de placas apareceram no mercado na década de 30 como uma importante alternativa e devido às sua facilidade de higienização e manutenção, mas somente nos anos 60 foram utilizados no lugar dos trocadores de calor tipo casco-tubos (KAKAC E LIU, 2002).

Para as aplicações de refrigeração e condicionamento de ar, os trocadores de calor mais utilizados são chamados condensadores e evaporadores. Muitos pesquisadores tem

atuado na desenvolvimento tecnológico e no aumento do desempenho de trocadores de calor, particularmente do lado do ar (JACOBI e SHAH, 1998; WEBB e WU, 2002).

São muitas as publicações sobre trocadores de calor, nas quais apresentam correlações para determinação do coeficiente convectivo de transferência de calor e do fator de atrito do escoamento. Normalmente o número de Nusselt (transferência de calor convectiva) é correlacionado com o número de Reynolds (escoamento) e o número de Prandtl (propriedades do fluido), enquanto o fator de atrito é correlacionado só com o número de Reynolds. SHAH e FOCKE (1988) e SAUDERS (1988) apresenta algumas correlações para diversas geometrias de placas onde são correlacionados diversos parâmetros.

MC QUISTON(1976) estudou o processo de transferência de calor e massa na mistura de vapor escoando sob uma superfície fria, onde os perfis de velocidade, temperatura e concentração de vapor, encontram-se em desenvolvimento. Mostrou que o fator Colburn (j-fator) com transferência de massa é maior e variando os níveis de turbulência no seu modelo gerou consideráveis diferenças entre os resultados teóricos e experimentais.

KIM et al (2002) avaliaram o desempenho termohidráulico de trocadores de calor de alumínio brazado, onde o número de Reynolds do lado do ar variava ente 80 e 300, com a temperatura de bulbo seco de 27° e bulbo úmido 19°C , visando a avaliação da performance térmica do lado do ar. Para isso utilizou o método da efetividade-NUT para trocadores de calor de fluxo cruzado sem misturas de fluidos.

No estudo concluíram que o coeficiente de transferência de calor varia intensamente em função da velocidade do ar e a inclinação da aleta.

KIM et al. (2002), estudaram os efeitos da umidade do ar no coeficiente de transferência de calor aletado, onde a temperatura de entrada do ar foi de 12 °C e a umidade relativa variou entre 60 e 90 %. Neste estudo conclui-se que o coeficiente de transferência de calor varia com a velocidade do ar, ângulo de inclinação da aleta e a umidade relativa do ar na entrada conforme mostra a figura 2.11.

Como as aletas são importantes para o incremento da transferência de calor e os trocadores de calor tubo-aleta são comumente utilizados para o resfriamento, diversos pesquisadores vêm investigando o efeito das propriedades térmicas variáveis na performance das mesma.

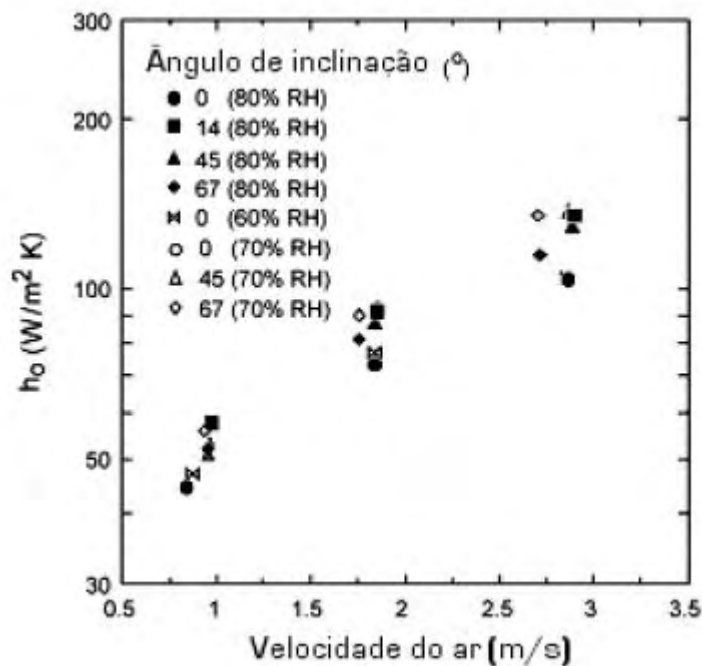


Figura 2.11 – Efeito da umidade do ar no coeficiente de transferência de calor.

THRELKELD (1970) estudou a eficiência de aletas, onde desenvolveu uma expressão analítica para a eficiência global da aleta utilizando o potencial das entalpias para os processos combinados de transferência de calor e massa. Assumiu uma relação linear entre a temperatura do ar ambiente e a temperatura do ar saturado. O modelo mostrou que a eficiência da aleta era afetada pela umidade relativa do ar.

Em outros estudos apresentados por WEBB e WU (2002), KUEHN et al (1998), WANG et al (2000) e MC LAUGHIN et al (2000), chegaram a conclusão que o coeficiente de transferência de calor sensível de uma superfície aletada em contato com ar úmido e com presença de condensado é o mesmo ou similar que quando não existe condensação.

Neste sentido KUNDU (2002) estudou o efeito da umidade relativa do ar na transferência de calor de aletas longitudinais, conforme figura 2.12.

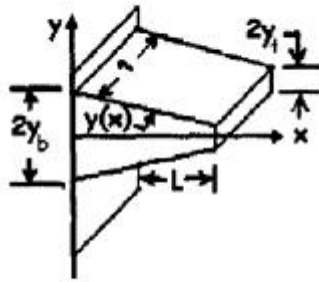


Figura 2.12 – Geometria típica de uma aleta

A figura 2.13 mostra o incremento da umidade relativa do ar e o aumento da temperatura de toda aleta, desde a base até a ponta.

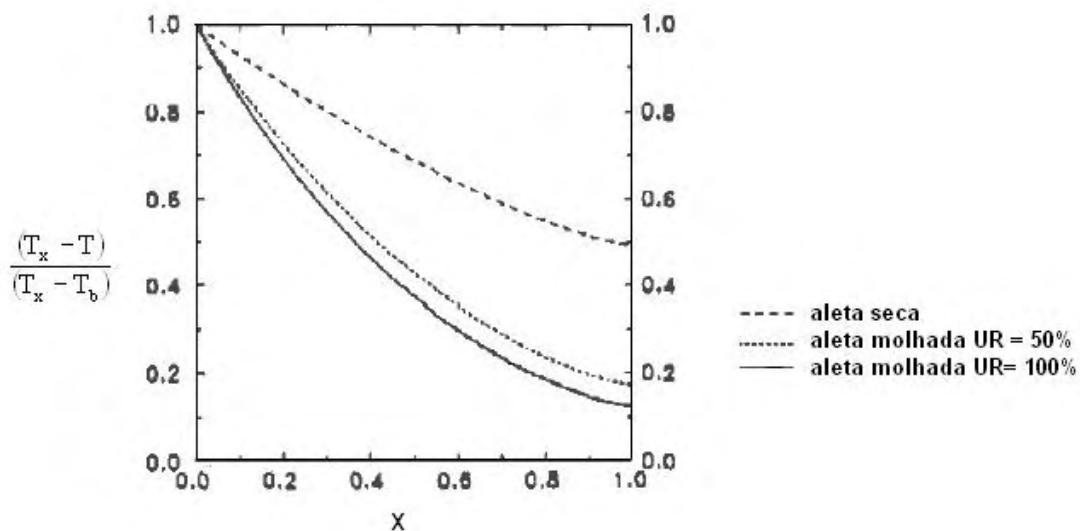


Figura 2.13: Comportamento da temperatura em uma aleta em função da umidade relativa do ar

No caso em análise deste trabalho, aqui apresentado, utiliza-se condensadores resfriados a ar que tem por característica a transferência do calor absorvido diretamente para o ar externo.

Numa condição normal de projeto e funcionamento (carga máxima do sistema), o refrigerante está aproximadamente 14 a 16 °C mais quente do que o ar externo.

Comparado com um condensador a água, o sistema arrefecido a ar requer uma diferença maior de temperatura entre o refrigerante e o ar externo. Embora essa

característica os torne menos eficientes em termos energéticos, seu projeto simples permite baixos custos de instalação e manutenção. Por essa razão é que a grande maioria dos equipamentos residenciais de até 5 TRs (60.000 Btus) e comerciais de até 50 TRs (600.000 Btus) utilizam condensadores a ar.

Com os fabricantes procurando cada vez mais fabricar aparelhos compactos, o condensador a ar, com as aletas muito próximas, retém muita poeira, sujeira, pelos, etc.. Se não forem limpos regularmente passam a trabalhar com pressões e temperaturas de descarga muito elevadas, causa principal dos defeitos dos compressores nesses aparelhos.

Para equipamentos comerciais, torna-se necessário aumentar a circulação de ar através do condensador, devido a maior frequência de abertura de portas. Isso é conseguido através de um motor forçando ar contra o aletado.

Nos condensadores a ar a condensação ocorre no interior dos tubos, segundo um processo relativamente complexo. A variação do coeficiente de transferência de calor ao longo de um tubo em que ocorre a condensação completa é apresentada na figura 2.14. Na entrada, o fluido refrigerante se encontra no estado de vapor superaquecido, apresentando um coeficiente relativamente baixo típico do escoamento de gases. O coeficiente aumenta significativamente à medida que a condensação progride na superfície interior do tubo. Entretanto, a partir de uma determinada seção, verifica-se uma redução progressiva do coeficiente de transferência de calor resultante do aumento da espessura da película de condensado junto à superfície do tubo e à conseqüente redução da velocidade média do fluido na seção transversal do escoamento (STOCKER, 2008).

No condensador a ar, o coeficiente de película na superfície externa dos tubos é o coeficiente de transferência de calor associado ao escoamento cruzado do ar sobre um feixe de tubos aletados, conforme ilustrado na figura 2.15.

As fileiras de tubos em um feixe encontram-se alternadas ou alinhadas em relação à direção do escoamento de ar. A configuração é caracterizada pelo diâmetro D , pelo passo transversal S_T e pelo passo longitudinal S_L , conforme figura 2.16.

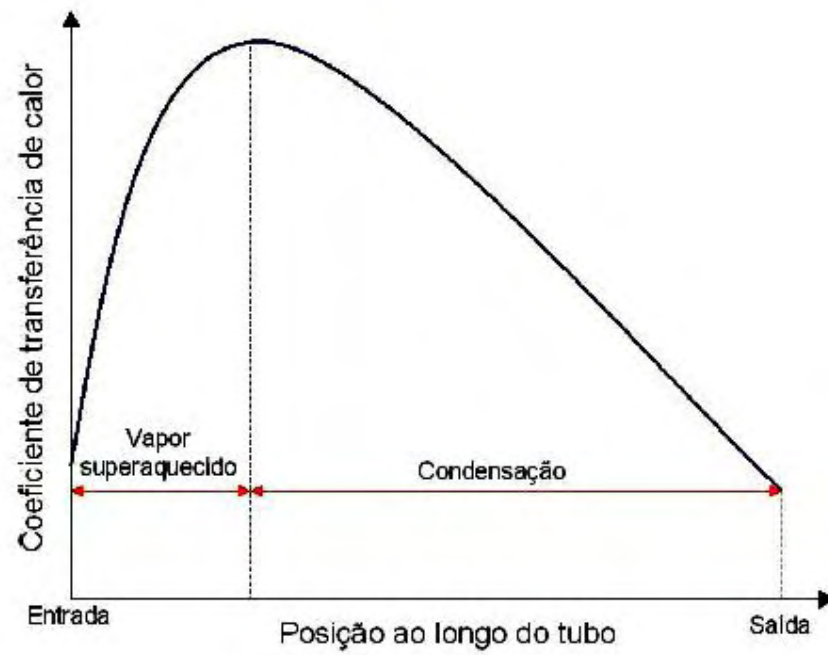


Figura 2.14 – Variação do coeficiente de transferência de calor no interior de um tubo onde ocorre condensação completa de vapor superaquecido.

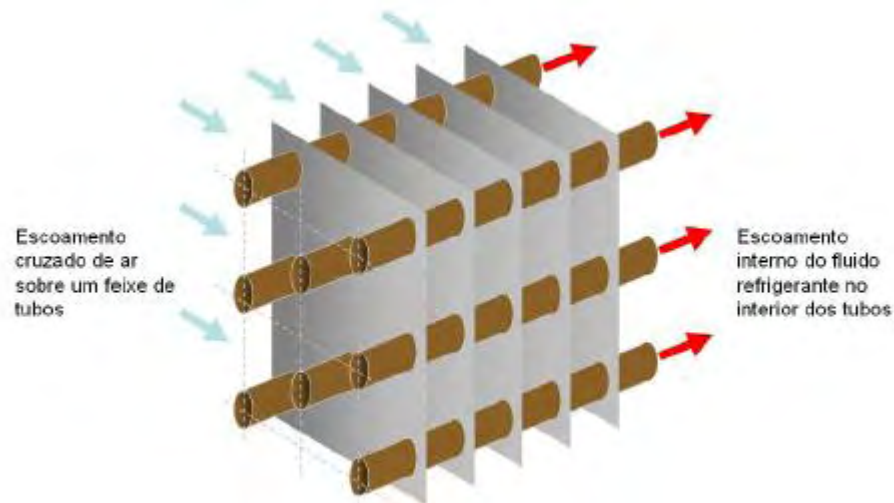


Figura 2.15 - Esquema de feixe de tubos em um escoamento cruzado

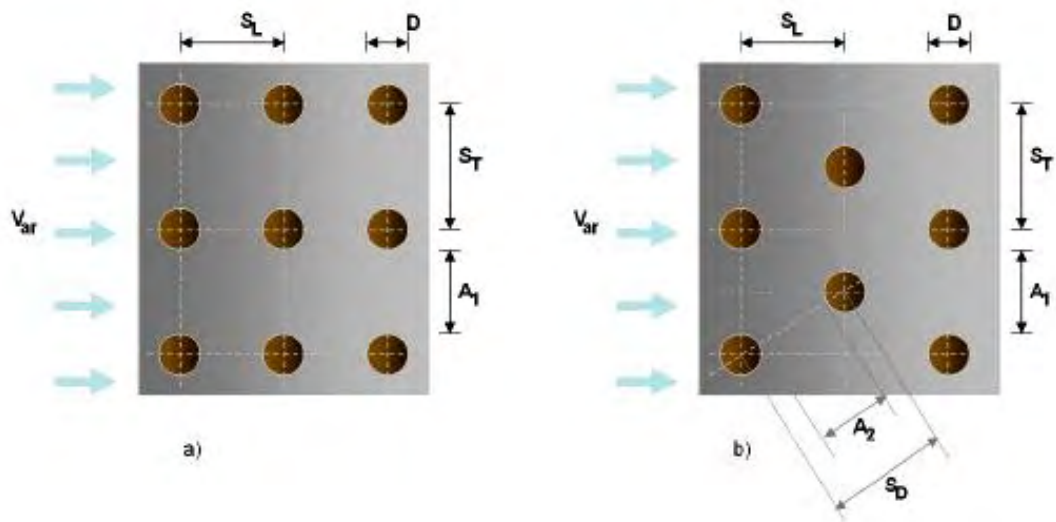


Figura 2.16- Configurações dos tubos em um feixe. a) alinhados. b) Alternados

As condições do escoamento no interior do feixe são dominadas pelos efeitos de separação da camada limite e por interações das esteiras que, por sua vez, influenciam a transferência de calor por convecção.

Segundo HOLMAN (2001), as características da transferência de calor em feixes de tubos alinhados e alternados e com base nos resultados de vários pesquisadores, representou os resultados na forma da equação (18).

$$Nu = 1,13.C_1.Re_{max}^n.Pr^{\frac{1}{3}} \quad (18)$$

onde C_1 é uma constante da tabela 2.3

Esta equação é utilizada para cálculo do coeficiente médio de transferência de calor para a totalidade do feixe tubular e é válida para feixes com 10 ou mais fileiras, Re_{max} entre 2000 e 40000 e $Pr \geq 0,7$.

Tabela 2.3 – Constantes C_1 e n para escoamento de ar sobre feixe com 10 ou mais fileiras (Incropera, 2008)

S_L / D	S_T / D							
	1,25		1,50		2,00		3,00	
	C	n	C	n	C	n	C	n
Alinhado								
1,25	0,348	0,592	0,275	0,608	0,100	0,704	0,063	0,752
1,50	0,367	0,586	0,250	0,620	0,101	0,702	0,068	0,744
2,00	0,418	0,570	0,299	0,602	0,229	0,632	0,198	0,648
3,00	0,290	0,601	0,357	0,584	0,374	0,581	0,286	0,608
Alternado								
0,60	-	-	-	-	-	-	0,213	0,636
0,90	-	-	-	-	0,446	0,571	0,401	0,581
1,00	-	-	0,497	0,558	-	-	-	-
1,13	-	-	-	-	0,478	0,565	0,518	0,560
1,25	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,50	0,451	0,568	0,460	0,562	0,452	0,568	0,488	0,568
2,00	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,570
3,00	0,310	0,592	0,356	0,580	0,440	0,562	0,428	0,574

Considerando escoamento de ar sobre os tubos, com $Pr = 0,7$, pode-se simplificar a equação (18) para, conforme apresentado em (19):

$$Nu = C_1 \cdot Re_{\max}^n \quad (19)$$

onde,

$$Re_{\max} = \frac{\rho \cdot V_{\max} \cdot D}{\mu} \quad (20)$$

O número de Reynolds é baseado na máxima velocidade que ocorre no feixe de tubos, isto é a velocidade da área mínima de escoamento. Para o caso apresentado na figura 2.16, tem-se:

$$V_{\max} = \frac{S_T}{S_T - D} \cdot V_{ar} \quad (21)$$

Para a configuração alternada, a velocidade máxima pode ocorrer tanto no plano transversal A_1 quanto no plano diagonal A_2 da figura 2.16. Se V_{\max} ocorrer em A_1 , o seu valor pode ser calculado pela equação (21).

No entanto, V_{\max} irá ocorrer em A_2 se as fileiras estiverem espaçadas de modo que:

$$2 \cdot (S_D - D) < (S_T - D) \quad (22)$$

Nesse caso

$$V_{\max} = \frac{S_T}{2 \cdot (S_D - D)} \cdot V_{ar} \quad (23)$$

Para feixes com menos de 10 tubos um fator de correção C_2 (tabela 2.4) deve ser utilizado na equação, conforme expressão (24):

$$Nu = C_1 \cdot C_2 \cdot Re_{\max}^n \quad (24)$$

Tabela 2.4-Fator de correção C_2 para feixes com menos de 10 tubos (Incropera ,2008)

Número de tubos	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Alinhados	0,64	0,8	0,87	0,9	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99
Alternados	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Neste sentido, FORTES et al (2006), apresentou em seu estudo de uma forma mais aprofundada a influência da umidade relativa do ar no comportamento do rendimento de um sistema de condicionamento de ar de alta precisão, onde concluiu que pela modelagem desenvolvida e os testes experimentais foi possível identificar que os coeficientes de transferência de calor e massa para uma corrente de ar úmido possui coeficientes de ajustes empíricos que dependerão do formato geométrico do dispositivo.

CAPÍTULO 3 – PROCEDIMENTOS EXPERIMENTAIS

Este estudo apresenta os resultados de um trabalho experimental realizado em uma bancada de testes do laboratório de eficiência energética da UNESP – Campus de Guaratinguetá, LAMOTRIZ, onde se constatou a influência da umidade relativa do ar no coeficiente de performance do ciclo de refrigeração empregando um compressor rotativo do tipo espiral (*scroll*), cujo exemplo é mostrado na Figura 3.1 e opera com inversor de frequência, no qual a compressão do gás é possível devido à excentricidade da espiral móvel que forma uma câmara de compressão ao longo da carcaça.

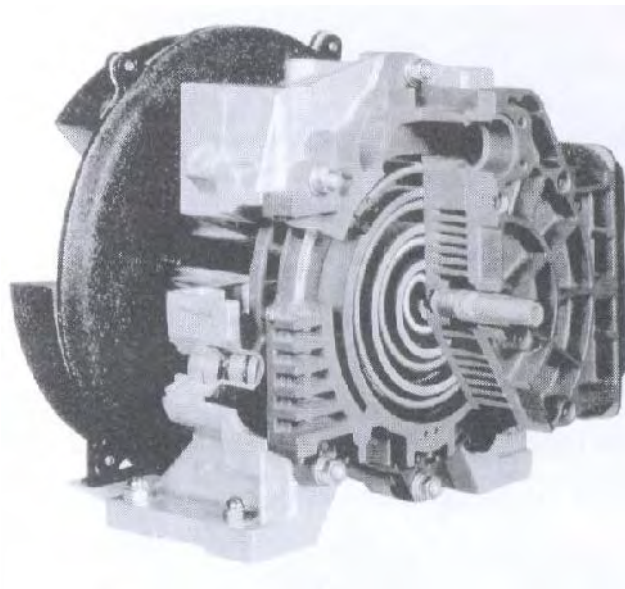


Figura 3.1 – Compressor rotativo por espiral (*scroll*). (HAHN, 2004)

No estudo variou-se a temperatura de bulbo úmido, mantendo-se a rotação do compressor *scroll* com aplicação de um inversor de frequência no seu melhor rendimento. Todos os ensaios foram realizados sob condições onde foram mantidas constantes a pressão barométrica local (média de 712 mmHg (95 kPa)), a temperatura de bulbo seco do ar variou de 22°C à 27°C, além da umidade relativa do mesmo numa faixa entre 40 e 92 %.

A vazão de ar do sistema, oriunda de um ventilador axial, foi mantida constante com o motor em 60 Hz, proporcionando uma vazão média de ar de 1250 Nm³/h.

3.1- DETALHAMENTO DOS INSTRUMENTOS

Para o desenvolvimento do estudo foram utilizados na bancada de testes, conforme mostrada na Figura 3.3, com os seguintes equipamentos:

01 Inversor de frequência - marca WEG, modelo CFW-08, com porta MODBUS;

01 Inversor de frequência - marca WEG, modelo CFW-09, com porta MODBUS;

01 CLP - marca Schneider Electric, família TWIDO com cartão ethernet, serial, fonte de alimentação, 16 entradas e 8 saídas, com porta MODBUS;

01 Medidor multifunção - marca Schneider, modelo PM 800, exatidão 0,5 %;

01 Motor trifásico assíncrono - marca WEG, 2 polos, 1 ½ CV (1134 W), 220/380 V - tipo alto rendimento;

01 Ventilador axial, marca POLUTEC, modelo axial ATD 350/8, vazão 5000 Nm³/h, pressão 24 mmCA, 8 pás distribuídas de maneira simétrica, coeficiente de pressão de projeto de 0,18, relação de cubo de 0,43, diâmetro externo de 350 mm e folga de ponta de 10 mm, acionado diretamente por motor elétrico;

01 Transdutor de pressão diferencial, marca YOKOGAWA, código: EJA210 DM, faixa de pressão 0 a 300 mmH₂O, precisão: 0,5%;

01 Transmissor de pressão manométrico tipo capacitivo, marca Siemens, faixa de pressão de 0 a 300 psi, alimentação 24 VDC, precisão de 0,5%, proteção IP 65, sinal de saída 4 a 20 mA, com indicação local digital;

01 Transmissor de pressão manométrico tipo capacitivo, marca Siemens, faixa de pressão de 0 a 500 psi, alimentação 24 VDC, precisão de 0,5%, proteção IP 65, sinal de saída 4 a 20 mA, com indicação local digital;

02 Pressostatos manométricos, marca Danfoss, com contato reversível 5A, faixa de 0 a 100 psi;

02 Pressostatos manométricos, marca Danfoss, com contato reversível 5A, faixa de 0 a 485 psi;

77

01 Compressor de ar condicionado, marca Emerson Climate Technologies, tipo hermético a pistão, com capacidade na ordem de 26297 BTU/h (7700 W), motor trifásico de 1,49 kW (nominal), para gás refrigerante R-22;

- 01 Compressor de ar condicionado, marca Emerson Climate Technologies, tipo scroll (rotativo), com capacidade na ordem de 26297 BTU/h (7700 W), motor trifásico de 1,62 kW (nominal), para gás refrigerante R-22;
- 02 Transmissores de temperatura, marca Impac, faixa de 0 a 200 °C, sinal de entrada tipo PT 100 e sinal de saída de 4 a 20 mA;
- 01 Unidade condensadora, marca Carrier, 24.000 BTU/h (7034,4 W);
- 01 Evaporador, marca Carrier 24.000 BTU/h (7034,4 W);
- 01 Fluxômetro OMEL Modelo 4N7;
- 01 termômetro de bulbo seco
- 01 termômetro de bulbo úmido
- 01 Válvula de expansão, marca Emerson Climate Technologies.
- 01 Transdutor de velocidade e de temperatura do ar, marca KIMO, código CTV- 200, faixa de velocidade: 0,1 – 20 m/s – exatidão $\pm 0,03$ m/s, faixa de temperatura: 0 – 50 °C – exatidão $\pm 0,3$ °C, saída analógica 4 –20 mA;
- 01 tubo capilar

A bancada de testes é provida de sistema supervisório (INDUSOFT) de coleta de dados capaz de mensurar até 102 variáveis quatro vezes por segundo. A Figura 3.2 mostra a bancada de testes que engloba a instalação de condicionamento de ar.

A Figura 3.3 ilustra a janela de comando do sistema supervisório (INDUSOFT) da bancada de testes



Figura 3.2 – Bancada de testes. (LAMOTRIZ, Unesp – Campos de Guaratinguetá)

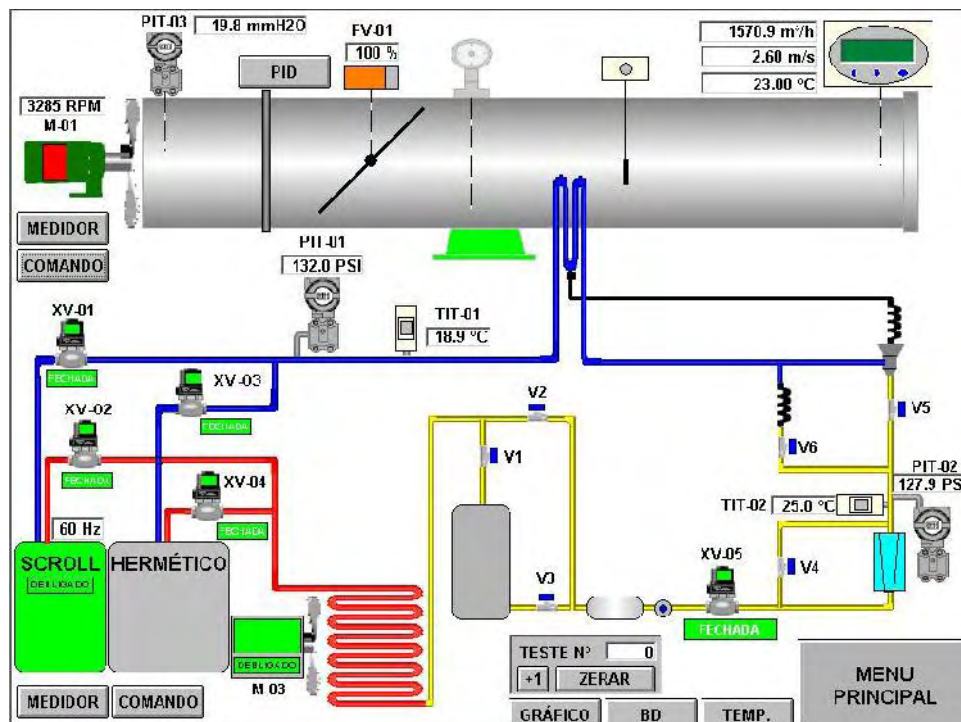


Figura 3.3 – Janela de comando do supervisor da bancada de testes. (LAMOTRIZ, Unesp – Campos de Guaratinguetá)

3.1.1 Software utilizado para o controle do supervisor

Todas as funções da bancada; desde um simples comando de ligar e desligar, o de variar a rotação dos motores, a abertura do *DAMPER*, ligar e desligar os compressores, abrir e fechar uma válvula de alívio, etc.; tudo é feito através do sistema supervisor. Esses feitos são possíveis graças a um software, que por trás da figura simples e amigável do sistema supervisor que apresenta na tela do computador, executa complexas funções matemáticas, múltiplas vezes por segundo, para que tudo saia como desejado. Esse software é chamado *InduSoft* e sua janela de programação é mostrada pela Figura 3.5.

3.2 MÉTODOS UTILIZADOS PARA O CÁLCULO DAS VARIÁVEIS

As potências elétricas, como as dos compressores e ventiladores, são todas medidas diretamente por meio de instrumentos, descritos anteriormente.

A vazão volumétrica de fluido refrigerante do sistema de condicionamento de ar é medida diretamente por um fluxômetro e o coeficiente de performance do ciclo de refrigeração por compressão a vapor *COP* é dado pela equação (25) (CREDER, 2004).

$$COP = \frac{\dot{ER}}{\dot{W}_{(comp.)}} = \frac{\dot{Q}_R}{\dot{W}_{(comp.)}} \quad (25)$$

Para o sistema estudado, considerando-se todas as potências envolvidas, o *COP(S)* é dado pela equação (26) (MOREIRA, 2008).

$$COP = \frac{\dot{ER}}{\dot{W}_{(comp.)} + \dot{W}_{(ventilador)} + \dot{W}_{(vent.cond.)}} = \frac{\dot{Q}_R}{\dot{W}_{(rede)}} \quad (26)$$

Onde:

COP é o coeficiente de performance, desempenho ou eficácia do ciclo de refrigeração.

COP(S) é o coeficiente de performance, desempenho ou eficácia do sistema estudado.

ER é o efeito refrigerante ou carga térmica do sistema (kW).

\dot{Q}_R é o fluxo de calor absorvido pelo fluido refrigerante (kW).

$\dot{W}_{(comp)}$ é a potência elétrica de funcionamento do compressor (kW).

$\dot{W}_{(vent)}$ é a potência elétrica de funcionamento do ventilador (kW).

$\dot{W}_{(vent.cond)}$ corresponde à potência elétrica do ventilador do condensador (kW).

$\dot{W}_{(rede)}$ é a soma de todas as potências envolvidas no sistema (kW).

O efeito refrigerante ou carga térmica, que é o fluxo de calor absorvido pelo fluido refrigerante, é calculado pela equação (27) (MOREIRA, 2008).

$$ER = \frac{dm}{dt} (dh)_{EVA} = \rho_{ref} \frac{dV}{dt} (h_s - h_e)_{EVA} = \frac{1}{v} \frac{dV}{dt} (h_s - h_e)_{EVA} \quad (27)$$

Onde:

(dm/dt) é a vazão mássica de fluido refrigerante (kg/s).

$(dh)_{EVA}$ é a variação de entalpia específica do refrigerante entre o evaporador (kJ/kg).

ρ_{ref} é a massa específica do fluido refrigerante (kg/m³).

v é o volume específico do fluido refrigerante (m³/kg).

(dV/dt) é a vazão volumétrica de fluido refrigerante (m³/s).

h_e é a entalpia específica do fluido refrigerante na entrada do evaporador (kJ/kg).

h_s é a entalpia específica do fluido refrigerante na saída do evaporador (kJ/kg).

A variação de entalpia do fluido refrigerante é obtida indiretamente. Para isso, medem-se as temperaturas e pressões do fluido antes e depois do evaporador e em seguida inserem-se esses dados em um software chamado CATT2 (Computer Aided Thermodynamic Table 2) ou em tabelas termodinâmicas para obtenção dos valores de entalpia específica (VAN WYLEN et al, 2009). As temperaturas e pressões foram obtidas por instrumentos descritos na seção 3.1.

O volume específico também é obtido no CATT2, analogamente aos valores de entalpia. A potência elétrica de acionamento do conjunto motor-ventilador pode ser expressa pela equação (3.4) (VIANA, 2004). Esta grandeza foi determinada e comparada com aquela medida

diretamente pelos instrumentos da bancada de testes para estimativa do rendimento total do conjunto, conforme equação 28.

$$P_{el} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot \Delta p_{t(mCar)}}{\eta_{total}} \quad (28)$$

Onde:

γ é o peso específico do ar na temperatura do ensaio (N/m³).

Q é a vazão volumétrica média de ar corrigida para a condição normal (Nm³/s).

$\Delta p_{t(mCar)}$ diferença de pressão total do ar entre admissão e exaustão do conjunto motor-ventilador na instalação (mCar).

η_{total} é o rendimento total do conjunto motor-ventilador na instalação.

A vazão média de ar foi calculada pelo produto da velocidade média e a área da seção transversal do escoamento. A velocidade máxima de saída do ar foi obtida por meio de transdutor posicionado no centro da seção transversal, localizada na exaustão da bancada de ensaios. O perfil da seção do duto de exaustão é quadrado com área de 0,1681 m². A partir desta foi calculada a velocidade média, onde para a faixa de Número de Reynolds entre 1,4x10⁴ e 7,8x10⁴ o fator de correção médio calculado foi de 0,81 (FOX et al, 2006). Também para universalização de resultados, visto que os ensaios foram realizados com temperatura de bulbo seco do ambiente em torno de 23°C e pressão barométrica média de 712 mmHg (95 kPa), a vazão volumétrica média foi reduzida à condição normal (0 °C e 760 mmHg). A equação (29) define a diferença de pressão total do ar.

$$\Delta_{pt} = \rho \cdot g \cdot H_p + \rho \cdot \frac{V^2}{2} \quad (29)$$

Onde:

Δ_{pt} é a diferença de pressão total do ar entre admissão e exaustão do conjunto motor-ventilador na instalação (Pa).

ρ é a massa específica do ar na temperatura do ensaio (kg/m³).

g é aceleração da gravidade (m/s^2).

H_p é a perda de carga na linha de sucção e na pressão da instalação (mCar).

V é a velocidade média corrigida na seção de saída da instalação (m/s).

A massa específica do fluido considerado gás perfeito, função da temperatura e da pressão, foi determinada pela equação (30).

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (30)$$

Onde:

p é a pressão atmosférica local (kPa).

R é a constante do ar (kJ/kg.K).

T é a temperatura do ar (K).

Com base em HOLMAN (2001) e CRUZ et al. (1998) foram determinadas as incertezas (μ) de cada medida primária, ou seja, obtidas sem cálculo, diretamente do instrumento, e a partir destas foram calculadas as incertezas dos resultados, todas apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Incertezas experimentais (μ).

Grandeza	μ
Pressão atmosférica	$\pm 0,5$ mmHg
Área da seção transversal da bancada	$\pm 0,0005$ m ²
Potência elétrica dos motores	$\pm 3,5$ W
Diferença de pressão do ar	$\pm 0,09$ mm H ₂ O
Diferença de pressão do fluido refrigerante	$\pm 0,09$ psi
Velocidade do ar	$\pm 0,03$ m/s
Vazão de ar	$\pm 0,03$ Nm ³ /s
Vazão de fluido refrigerante	$\pm 0,012$ Nm ³ /s
Temperatura do ar	$\pm 0,3$ °C
Temperatura do fluido refrigerante	$\pm 0,1$ °C
Massa específica do ar	$\pm 0,58$ kg/m ³
Massa específica do fluido refrigerante	$\pm 0,3$ kg/m ³

Na bancada de testes foram realizados ensaios para a construção dos gráficos apresentados no Capítulo 4. A partir de cada dez ensaios, referentes a um tipo de experimento foi calculada a mediana dos dados obtidos e gerou-se um ponto único.

Esse procedimento foi repetido até que se obtivessem os resultados de todos os experimentos apresentados no Capítulo 4.

O desvio padrão médio (σ), mostrado pela equação (31), foi calculado com base em Costa Neto (2002). A Tabela 3.2 apresenta os resultados para o conjunto motor-ventilador e a Tabela 3.3 para os compressores.

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{(n-1)}} \quad (31)$$

Onde:

σ é o desvio padrão da amostra.

n é a quantidade de pontos da amostra.

X_i é um determinado ponto na amostra.

\bar{X} é a média da amostra.

Tabela 3.2 - Desvio padrão (σ) para o conjunto motor-ventilador.

	Vazão (Nm ³ /h)	Diferença de pressão (mmH ₂ O)	Potência (W)
Partida direta	21,00	0,29	1,58
\bar{X} Partida direta	1185,00	25,00	1338,00

Tabela 3.3 - Desvio padrão (σ) para compressor Scroll.

	COP do Sistema	COP do Ciclo	Potência (W)
Scroll	0,12	0,82	349,00
\bar{X} Scroll	2,35	4,79	1455,86

A variância média (S), mostrada pela equação (32), também foi calculada com base em Costa Neto (2002). As Tabelas 3.4 e 3.5 apresentam os resultados para o conjunto motor-ventilador e para os compressores, respectivamente.

$$S = \frac{\sum_{i=1}^n (X_i - \bar{X})^2}{(n-1)} \quad (32)$$

Onde:

S é a variância da amostra.

Tabela 3.4 - Variância (S) para o conjunto motor-ventilador.

	Vazão (Nm ³ /h)	Diferença de pressão (mmH ₂ O)	Potência (W)	Rendimento (%)
Partida direta	447,00	0,08	2,50	0,0001
\bar{X} Partida direta	1185,00	25,00	1338,00	5,46

Tabela 3.5 - Variância (S) para compressor Scroll

	COP do Sistema (I)	COP do Ciclo (I)	Potência (W)
Scroll	0,0143	0,6806	121783
\bar{X} Scroll	2,35	4,79	1455,86

CAPÍTULO 4 - RESULTADOS

Segundo STOECKER (2002), nos equipamentos com condensação a ar, a capacidade de refrigeração depende principalmente da temperatura de bulbo seco do ar ambiente e da vazão de ar pelo condensador. Como a temperatura de condensação aumenta com o aumento da temperatura ambiente, a capacidade de refrigeração diminui com o aumento da temperatura de evaporação.

Entretanto, os resultados obtidos nos ensaios e apresentados nas figuras 4.1 e 4.2 pode-se notar que a temperatura de bulbo úmido também traz influência no sistema de forma significativa, pois ela influencia no coeficiente de película responsável pelo rendimento do condensador.

Foram realizados ensaios durante o período de junho à novembro de 2010, no qual foi possível caracterizar o comportamento de um sistema de condicionamento de ar, durante o período de inverno, onde se tem uma baixa umidade relativa do ar e o período de chuvas, onde se tem uma alta umidade relativa do ar.

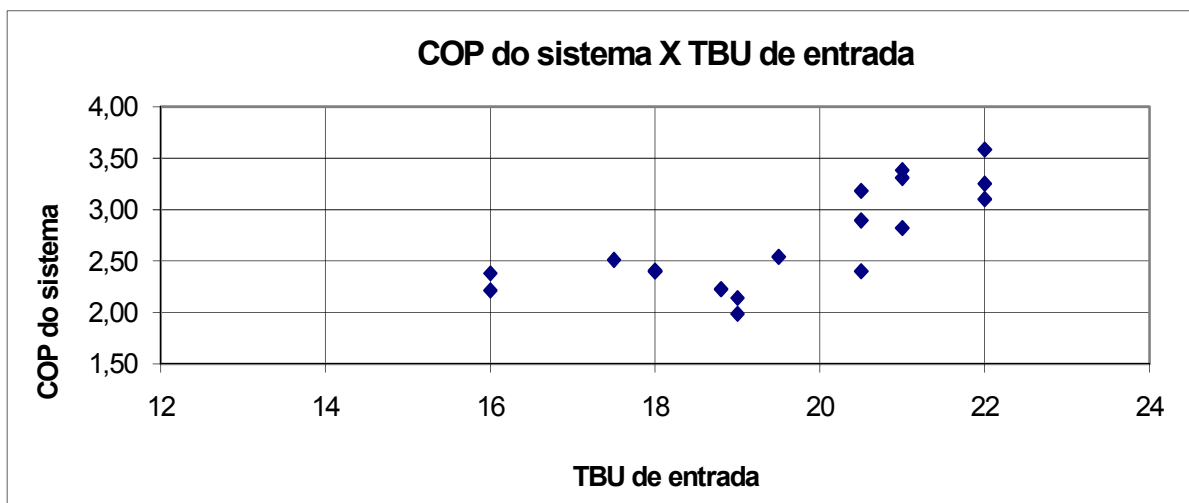


Figura 4.1- Variação do COP do sistema em função da temperatura de bulbo úmido do ar de entrada

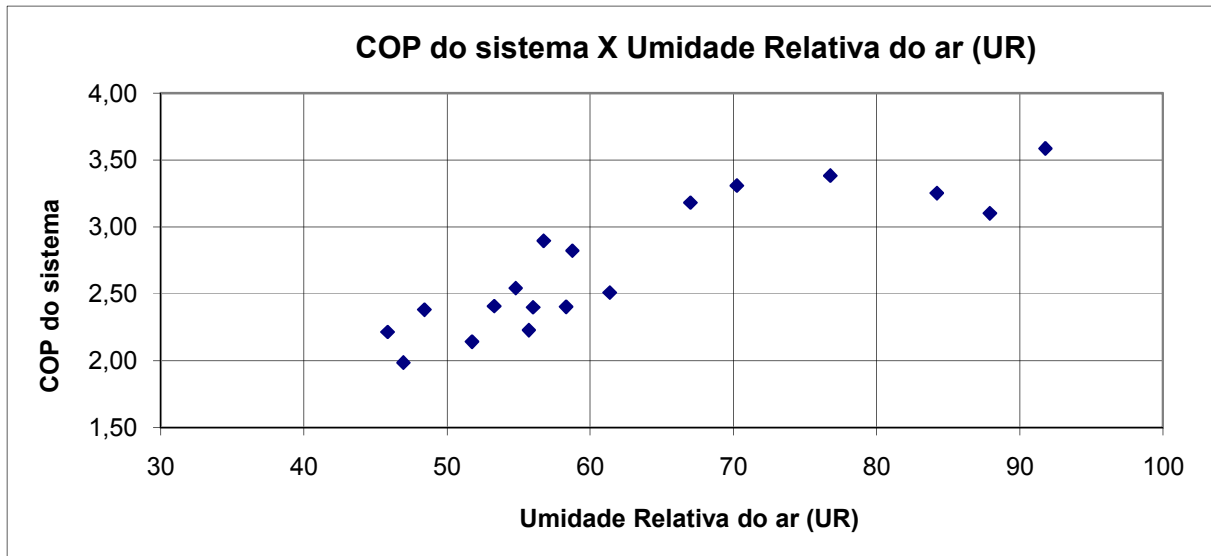


Figura 4.2- Variação do COP do sistema em função da variação da umidade relativa do ar de entrada

Analisando os resultados, pode-se identificar a influência da umidade relativa no COP do sistema, identificando que para uma baixa umidade o rendimento do sistema de condicionamento de ar tem uma queda de até 75% no seu desempenho.

Quando é considerado a TBU de entrada do ar, tem-se esta mesma queda para apenas 3°C de diferença.

Isto retrata que o rendimento do condensador a ar, o qual sofre diretamente a influência da variação do coeficiente de película em função da umidade relativa, é contrário ao comportamento dos condensadores evaporativos, onde o aumento da temperatura de bulbo úmido reduz o rendimento do sistema (STOECKER, 2002), pois o calor a ser dissipado pelo condensador passa a ser maior devido ao efeito da água no sistema. Neste caso existe um fator de correção para a capacidade do condensador que varia em função da temperatura de condensação e a temperatura de bulbo úmido de referência, reduzindo a eficiência do sistema, caso a temperatura ambiente de bulbo úmido seja superior a temperatura de referência do projeto.

CAPÍTULO 5 – CONCLUSÕES

No presente trabalho foi realizada uma análise experimental em um sistema de condicionamento de ar onde foi avaliada a influência da umidade relativa do ar no rendimento do sistema, visto que na literatura, para sistemas de condicionamento de ar onde são empregados condensadores a ar, não é levada em consideração a questão e somente a temperatura de bulbo seco é considerada na análise do sistema

Nos resultados obtidos em bancada identificou-se que entre a faixa de 40 a 65 % de UR não tem-se grandes variações no desempenho do sistema, entretanto, a partir deste valor a modificação do rendimento do sistema é bastante significativa, chegando até a variar 70%, para os casos em que o ensaio foi realizado em dias de chuva onde a UR era elevada.

Para o caso de se considerar para análise a temperatura de bulbo úmido análise da performance do sistema, não identificamos grandes variações na faixa de 16°C a 20°C, entretanto, acima desta temperatura, nota-se que o desempenho do sistema passa a ser maior.

Considerando que, na região na qual a análise foi realizada e no período, foi possível identificar que existe sim uma influência da UR na performance do sistema, entretanto, como na maior parte do tempo as características climáticas não ultrapassam 65% da UR, pode-se concluir que a consideração de utilizar-se somente a temperatura de bulbo seco para avaliação da performance de um sistema não pode ser desqualificada.

Sugere-se como continuidade deste trabalho, que sejam realizados ensaios durante o período de verão onde a umidade é ainda mais elevada, afim de que se complete o ciclo e possa ser possível levantar o comportamento de um sistema de condicionamento de ar durante todo um ano. Outra sugestão é que desenvolva uma análise de performance do sistema, instalando-se um umidificador de ar em frente ao ventilador do condensador.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6401** : Instalações Centrais de Ar Condicionado para Conforto – Parâmetros Básicos de Projeto. Rio de Janeiro, 1980.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS. **ASHRAE- Fundamentals Handbook**, Sorbents and Desiccants, New York, 1997.870 p.

COSTA NETO, P. L. O. **Estatística**. 2ª ed. São Paulo: BLÜCHER, 2002. 266 p.

CREDER, H. **Instalações de Ar Condicionado**. 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2004. 318 p.

CRUZ, C. H. B.; FRAGNITO, H.; COSTA, I. F. e MELLO, B. A. **Física Experimental – Apêndices e Complementos**. Campinas: IFGW-Unicamp, 1998. 28 p.

CROISSET, M. **L' hygrothermique dans Le batiment**, Paris, Eyrolles Edition 1972, 376 p

DOSSAT, R.J., **Princípios de Refrigeração**, São Paulo: Emus, 2004, 896 p.

FOX, R.W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J. **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. 6ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2006. 712 p.

FORTES, M.; FERREIRA, D.A.; W.R., SOUZA, Modelagem de um condicionador de ar de alta precisão para uso em processamento agrícola. **Revista Brasileira de Engenharia Agrícola e Ambiental**, Jaboticabal, v.26, n.2, p 578-589, maio/ago, 2006.

HAHN, A. **Eficiência Energética Industrial, Compressores - Guia Avançado**. Rio de Janeiro: ELETROBRÁS, 2004, 156 p.

HOLMAN, J. P. **Experimental Methods for Engineers**. 7th ed. Boston: McGraw-Hill, 2001. 698p.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. **Fundamentos de Transferência de Calor e Massa**, 6^a ed., Rio de Janeiro, LTC, 2008, 644 p.

INSTITUTO NACIONAL DE PESQUISAS ESPACIAIS- INPE . Brasília, Ministério da Ciência e Tecnologia, 2010. Disponível em <http://satelite.cptec.inpe.br/PCD/metadados.jsp?uf=25&id=32524&tipo=MET>. Acesso em: 27 de julho de 2010.

IPCC - Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas,ONU, Washington, 2007.

JACOBI, A. M.; SHAH, R.K. Air-side flow and heat transfer in compact heat exchangers: a discussion of enhancement mechanisms. **Heat Transfer Engineering**, vol. 19, p. 1-13, 1998.

KAKAC, S.; LIU, H., **Heat Exchangers: Selection, Rating and thermal design**. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, 2002.520 p.

KIM, M.H.; BULLARD, C.W. Air-side performance of brazed aluminum heat exchangers under dehumidifying conditions, **Inst. Journal of Refrigeration**, vol 25, p. 924-934, 2002.

KIM, M.H.; SONG, S.; BULLARD,C.W. Effect of inlet humidity condition on the air side performance of an onclined brazed aluminum evaporator, **Inst. Journal of Refrigeration**, vol 25, p.611-620, 2002.

KUEN,T.H.; RAMSEY,J.W.; THRELKED,J.L. **Thermal Environmental Engineering**, 3ed. New Jersey: Prentice Hall, 1998. 480 p.

KUNDU, B., An analytical study the effect of dehumidification on the performance and optimization of straight tapered fins. **Int. Journal Heat Mass Transfer**, vol 19, p. 269-278, 2002.

MC LAUGHLIN, W.J.; WEBB, R.L. Wet air performance of louver fin automotive evaporators, **SAE Technical Paper Series**, 2000-01-0574, 2000.

MC QUISTON, F.C., Heat, mass and momentum transfer in a parallel plate deshumidifying exchanger. **ASHARE Trans.**, v. 82, part 2, p. 87-105, 1976.

MOREIRA, R.; MAGALHÃES SOBRINHO, P.; SOUZA, T. M.. The influence of a frequency inverter in refrigeration systems by vapour compression. In: 12th BRAZILIAN CONGRESS OF THERMAL ENGINEERING AND SCIENCES - ENCIT 2008, Belo Horizonte, CD_ROM, 2008.

MUNSON B.R.; YOUNG D.F.; OKISHI T. H.. **Fundamentos da Mecânica dos Fluidos**, 6ª ed, São Paulo: Edgard Blucher, 2004. 584 p.

OLIVEIRA, A.M.. **Climatização por Resfriamento Evaporativo Estudo Teórico e Experimental de Protótipos**, 187 p. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2007.

PROCEL, 2008, Notícias e Reportagens, Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica. Disponível em: < <http://www.eletronbras.com/pci/>>. Acesso em: 18 de jan 2008.

SAUNDERS, E.A.D. **Heat Exchangers: Selection, Design & Construction**, Harlow: Longman S& T, 1988. 520 p.

SHAH, R.K.; FOCKE, W.W., Plate heat exchangers and their design theory, In: SHAH, R.K.; SUBBARAO, E.C.; MASHELKAR, R.A. **Heat Transfer Equipment Design**, New York : Routledge, 1988, p.227-254.

STOECKER, W.; SAIZ JABARDO, J. M. **Refrigeração Industrial**. São Paulo: Edgard Blucher, 2002, 371 p.

STOECKER, W. F.; J. W. JONES. **Refrigeração e Ar Condicionado**. São Paulo: Mc Graw-Hill, 1985. 481p.

THRELKELD, J.L. **Thermal Environment Engineering**, 2 ed. New Jersey: Prentice Hall, 1970. 430 p.

TORREIRA, R. P. **Elementos Básicos de Ar Condicionado para Engenheiros, Técnicos e Especialistas do Ramo**. São Paulo: HEMUS, 1976. 261 p.

WANG, C.C.; LIN, Y.T.; LEE, C.J. Heat and momentum transfer for compact louvers fin-and-tube- heat exchangers in wet conditions, **Int. Journal Heat and Mass Transfer**, vol. 43, p. 3443-3445, 2000.

WEBB, R.L; WU, X.M. Thermal and hydraulic analysis of brazed aluminum evaporator, **Applied Thermal Engineering**, v.22, p. 1369-1390, 2002.

VAN WYLEN, G.; SONNTAG, R.; BORGNAKKE, C. **Fundamentos da Termodinâmica**. 7ª ed.; São Paulo: Edgar Blucher, 2009. 660 p.

VIANA, A. N. C. **Eficiência Energética Industrial, Ventiladores e Exaustores - Guia Avançado**. Rio de Janeiro: ELETROBRÁS, 2004. 123 p.