

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ

Eric Ferreira dos Santos

**SISTEMA HÍBRIDO DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO E
COMPRESSÃO A VAPOR PARA CONDICIONAMENTO DO
AR EM VEÍCULOS**

**TAUBATÉ – SP
2011**

Eric Ferreira dos Santos

**SISTEMA HÍBRIDO DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO E
COMPRESSÃO A VAPOR PARA CONDICIONAMENTO DO
AR EM VEÍCULOS**

Dissertação apresentada para obtenção do título
de Mestre em Engenharia Mecânica pela
Universidade de Taubaté
Área de Concentração: Projeto Mecânico
Orientador: Professor Dr. José Rui Camargo

**TAUBATÉ – SP
2011**

ERIC FERREIRA DOS SANTOS

**SISTEMA HÍBRIDO DE RESFRIAMENTO EVAPORATIVO E COMPRESSÃO A
VAPOR PARA CONDICIONAMENTO DO AR EM VEÍCULOS**

Dissertação apresentada para obtenção do título de Mestre
em Engenharia Mecânica pela Universidade de Taubaté
Área de Concentração: Projeto Mecânico
Orientador: Professor Dr. José Rui Camargo

Data:

Resultado: _____

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. José Rui Camargo

Universidade de Taubaté

Assinatura _____

Prof. Dr. Carlos Daniel Ebinuma

Universidade Estadual Paulista

Assinatura _____

Prof. Dr. Carlos Alberto Chaves

Universidade de Taubaté

Assinatura _____

Dedico esse trabalho aos meus pais, minha família e amigos, lembranças constantes durante a sua realização.

De modo muito especial a minha esposa Meire e nossos filhos Yuri e Sofia.

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. José Rui Camargo pela paciência na orientação, ajuda incondicional e exemplo de inspiração incessante para os trabalhos de pesquisa na área de Energia,

Ao Prof. Dr. Sebastião Cardoso, Prof. Dra. Ana Paula Rosifini Alves, Prof. Adalberto Viera de Mattos, Prof. Msc. Antonio Carlos Tonini, pelo entusiasmo e apoio ao lecionar, assim como todos aqueles professores na profissão e na vida que me ajudaram.

Aos amigos e também professores Quintal, Vilalta, Beto Lotério, Octávio Pimenta, Carmem, Reginaldo que fazem e fizeram parte do meu trabalho na profissão e fora dela,

Aos amigos no trabalho José Amílton e alunos da escola DENSO que ajudaram essa pesquisa, através do trabalho predecessor sobre ar condicionado.

A minha família, fonte inesgotável de energia amorosa, singularmente ao meu pai José Vivaldo pela honestidade, minha mãe Ilona, pelo amor e carinho, a minha avó Dorothea em memória, pela fé e, em memória ao meu avô, José Takaes pela educação e momentos felizes.

A Meire, esposa que acreditou e me apoiou. Aos meus filhos Yuri e Sofia, continuidade de nosso amor.

A DEUS que propiciou tudo isso em sincronismo, amor e harmonia.

SANTOS, ERIC F. **Sistema híbrido de resfriamento evaporativo e compressão a vapor para condicionamento do ar em veículos**. 2011. X f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade de Taubaté – UNITAU, Taubaté – SP

RESUMO

Reunir o condicionamento de ar indireto pela compressão a vapor, usando o fluido refrigerante R134a, ao princípio de resfriamento evaporativo direto, foi o tema foco do trabalho. O resfriamento a compressão de vapor tem como resultado, a entrega do ar condicionado sob condições de conforto que podem ser modificados de modo significativo, se for adicionado aos resultados, o condicionamento por resfriamento evaporativo. A observação dos experimentos se baseou nos processos psicrométricos envolvidos, aliando a saturação adiabática do ar no resfriamento evaporativo conjugado ao efeito frigorífico da diferença de entalpias na entrada e saída do evaporador no ciclo convencional de resfriamento. Foi possível avaliar a redução do coeficiente de desempenho e a capacidade de refrigeração aumentando em função do crescimento da rotação do compressor. No ensaio conjugado, resfriamento evaporativo e compressão a vapor instalados em série, observou-se a redução da efetividade do resfriador evaporativo, quando ocorre o aumento da vazão de ar, além do incremento da capacidade de refrigeração em função da associação dos dois sistemas, sem que houvesse aumento significativo da potência consumida.

PALAVRAS CHAVE: sistema composto de ar condicionado e resfriamento evaporativo. Sistemas híbridos de resfriamento e climatização.

ABSTRACT

Assemble the air conditioning by indirect vapor-compression, using refrigerant R134a, the principle of evaporative cooling direct cooling, was the subject focus of the work. The vapor compression cooling results in the delivery of air conditioning under conditions of comfort that can be changed significantly if we add the results, the conditioning by evaporative cooling. The observation of the experiments are bases on psychometric processes involved, combining the adiabatic saturation of air in the evaporative cooling effect of the combined refrigerator of the difference in enthalpy at the inlet and outlet of the evaporator in the conventional cooling cycle. It was possible to evaluate the reduction of the coefficient of performance and cooling capacity increase due to the increase of compressor speed. During the serial aligned pads evaporative cooling and vapor compression test, there was a decrease of the effectiveness evaporative cooler, when the air flow was added, in addition, it was increased the cooling capacity according to the association of the two systems, with no significant increase the power supplied.

KEYWORDS: air conditioning and evaporative cooling system. Hybrid cooling and climatization systems.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Ciclo ideal de compressão a vapor	24
Figura 2- Ciclo de Compressão a Vapor	27
Figura 3 – Colméia evaporativa ilustrando o balanço de energia e massa	30
Figura 4- Carta Psicrométrica (ASHRAE 1992).	33
Figura 5-Ciclo de compressão a vapor II	34
Figura 6- Diagrama entalpia pressão para o refrigerante R134a	35
Figura 7- Gráfico de desempenho do compressor de deslocamento fixo tipo placas oscilantes.	38
Figura 8 – Desenho de compressor fixo tipo placa oscilante	40
Figura 9 – Desenho em vista explodida das peças do compressor fixo tipo placa oscilante	41
Figura 10- Embreagem magnética do compressor	42
Figura 11- Vista em corte da passagem do fluido refrigerante pelo condensador	43
Figura 12- Condensador com acumulador/secador acoplado	43
Figura 13- Acumulador/filtro secador	44
Figura 14- Esquema de funcionamento da válvula de expansão	46
Figura 15- Laboratório de ensaio – Escola Denso	56
Figura 15.1- Representação do sistema combinado evaporativo e compressão de vapor em série	57
Figura 16- Visão em perspectiva da bancada de testes	57
Figura-17 – Vista da Escola DENSO obtida no “Google Maps”, contendo localização e altitude local de 906m.	58
Figura 18- Foto do sistema de acionamento do motor principal e compressor do ar condicionado	59

Figura 19- Controlador Lógico Programável Power Flex 70 e quatro inversores ligados para controle dos ventiladores, bomba e compressor.	59
Figura 20 - Ventiladores marca Asten, acoplados aos trocadores de calor, evaporador e condensador	60
Figura 21- Bomba centrífuga Texius para o sistema evaporativo e o gotejador tipo chuveiro, acoplado ao painel evaporativo	61
Figura 22- Transdutor de pressão acoplado ao lado da mangueira de alta pressão	61
Figura 23-Sensor de temperatura acoplado na saída do condensador	62
Figura 24- Coletor de dados para as temperaturas amostradas dos oito termopares tipo T	62
Figura 25-Termo-anemômetro analógico para leitura da velocidade na saída do painel evaporativo	63
Figura 26- Termoanemômetro acoplado a grade com termopares para leitura na saída do evaporador	63
Figura 27-Foto do medidor Kestrel 4000	64
Figura 28- Foto do Higrômetro Lutero	64
Figura 29- Tacômetro usado para ajuste da rotação do compressor e construção da tabela de equivalência acima	65
Figura 30- Entrada dos dados da tabela 2 no software do CLP para rotação de 900rpm	68
Figura 31- Entrada de dados no software do CLP para rotação de 1800rpm	68
Figura 32 – Gráficos ilustrando as TBS médias dos ensaios convencional e o sistema combinado evaporativo a 900RPM e 1800RPM	74

Figura 33 – Diagrama pressão – entalpia para o R134a – 900rpm no compressor	78
Figura 34- Diagrama pressão – entalpia para o R134a – 1800rpm no compressor	79
Figura 35- Efeito da temperatura de evaporação [t1] na eficiência adiabática de compressão η_a	81
Figura 36- Efeito da temperatura de evaporação [t1] no deslocamento volumétrico [cm ³ /rev]	81
Figura 37- Efeito da temperatura de evaporação[t1] versus a capacidade de refrigeração [kW] e fluxo de massa [m]	81
Figura 38- Efeito da temperatura de evaporação [t1] na eficiência adiabática de compressão η_a	83
Figura 39- Efeito da temperatura de evaporação [t1] no deslocamento volumétrico [cm ³ /rev]	83
Figura 40- Efeito da temperatura de evaporação [t1] versus a capacidade de refrigeração [kW] e fluxo de massa [m]	83
Figura 41- Análise de regressão dos fatores velocidade do ar 1m/s e TBS entrada	85
Figura 42- Análise de regressão dos fatores velocidade do ar 2m/s e TBS entrada	86
Figura 43- Análise de regressão dos fatores velocidade do ar 2,5m/s e TBS entrada	87
Figura 44- Análise de regressão dos fatores velocidade do ar 1,0m/s e TBS entrada	88

Figura 45- Análise de regressão dos fatores velocidade do ar 2,0m/s e TBS entrada	89
Figura 46 - Análise de regressão dos fatores velocidade do ar 2,5m/s e TBS entrada	90
Figura 47- Carta psicrométrica – sistema híbrido evaporativo + refrigeração – 1m/s (900rpm)	97
Figura 48- Carta psicrométrica – sistema híbrido evaporativo + refrigeração e somente refrigeração – 2m/s (900rpm)	98
Figura 49- Carta psicrométrica – sistema híbrido evaporativo + refrigeração e somente refrigeração – 2,5m/s (900rpm)	99
Figura 50 - Carta psicrométrica – sistema híbrido evaporativo + refrigeração e somente refrigeração – 1m/s (1800rpm)	100
Figura 51 - Carta psicrométrica – sistema híbrido evaporativo+ refrigeração e somente refrigeração – 2m/s (1800rpm)	101
Figura 52 - Carta psicrométrica – sistema híbrido evaporativo+ refrigeração e somente refrigeração – 2,5m/s (1800rpm)	102
Figura 53- Combinação da potência total, da potência consumida pelo HVAC, da Efetividade e da velocidade de insulflamento de ar para 900rpm	103
Figura 54 – Potência total [W] e do HVAC [W] versus capacidade de refrigeração [kW] a 900rpm	104
Figura 55- Razão da potência gerada pela consumida total (COSP) e as vazões de ar insulfladas [m ³ /s] – 900rpm	105
Figura 56- COSP, COP (desempenho do ciclo de refrigeração) e a potência total consumida [W] – 900rpm	105

Figura 57- Combinação da potência total, da potência consumida pelo HVAC, da Efetividade e da velocidade de insulflamento de ar para 1800rpm	106
Figura 58– Potência total [W] e do HVAC [W] versus capacidade de refrigeração [kW] a 1800rpm	106
Figura 59- COSP, COP (desempenho do ciclo de refrigeração) e a potência total consumida [W] – 1800rpm	107
Figura 60- Razão da potência gerada pela consumida total (COSP) e as vazões de ar insulfladas [m ³ /s] – 1800rpm	108
Figura 61- Comparação entre o COP em 900rpm e 1800rpm	110
Figura 62- Comparação entre o COP em 900rpm e 1800rpm–combinado	111

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Refrigerantes Hidrocarbonetos Halogenados – propriedades físicas	48
Tabela 2- Condições de Ensaio propostas para o sistema de compressão a vapor isoladamente	67
Tabela 3- Condições de Ensaio propostas para o sistema de compressão a vapor combinado – em série- com o sistema evaporativo	67
Tabela 4- Dados de saída – resfriamento convencional a 900rpm e velocidade de 1m/s	71
Tabela 5- Dados de saída – resfriamento conjugado convencional e evaporativo a 900rpm e velocidade de 1m/s	72
Tabela 6- Dados de saída – resfriamento convencional a 900rpm e velocidade de 2m/s	72
Tabela 7- Dados de saída – resfriamento conjugado convencional e evaporativo a 900rpm e velocidade de 2m/s	72
Tabela 8- Dados de saída – resfriamento convencional a 900rpm e velocidade de 2,5m/s	73
Tabela 9- Dados de saída – resfriamento conjugado convencional e evaporativo a 900rpm e velocidade de 2,5m/s	73
Tabela 10- Dados de saída – resfriamento convencional a 1800rpm e velocidade de 1m/s	75
Tabela 11- Dados de saída – resfriamento conjugado convencional e evaporativo a 1800rpm e velocidade de 1m/s	75

Tabela 12- Dados de saída – resfriamento convencional a 1800rpm e velocidade de 2m/s	75
Tabela 13- Dados de saída – resfriamento conjugado convencional e evaporativo a 1800rpm e velocidade de 2m/s	76
Tabela 14- Dados de saída – resfriamento conjugado convencional e evaporativo a 1800rpm e velocidade de 2,5m/s	76
Tabela 15- Dados de saída – resfriamento conjugado convencional e evaporativo a 1800rpm e velocidade de 2,5m/s	76
Tabela 16 - Representação do ciclo de compressão a vapor – 900rpm	80
Tabela 17-Representação do ciclo de compressão a vapor conjugado com o resfriamento evaporativo– 900rpm	80
Tabela 18- Representação do ciclo de compressão a vapor - 1800rpm	80
Tabela 19-Representação do ciclo de compressão a vapor conjugado com o resfriamento evaporativo – 1800rpm	80
Tabela 20- Análise de Variância para TBS de saída do evaporador -900rpm	91
Tabela 21- Análise de Variância para TBS de saída do evaporador -1800rpm	92
Tabela 22- Análise de Variância para TBS de entrada do evaporador -900rpm	93
Tabela 23- Análise de Variância para TBS de entrada do evaporador -1800rpm	93
Tabela 24- Dados de aquisição do sistema evaporativo a 900rpm	94
Tabela 25- Resultados a 900rpm do resfriador evaporativo	94
Tabela 26- Dados de aquisição do sistema evaporativo a 1800rpm	95
Tabela 27- Resultados a 1800rpm do resfriador evaporativo	96

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ASHRAE – American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers

CATT2- Computer Aided Thermodynamic Tables

cc - centímetros cúbicos

CLP – Controlador lógico programável

COP – Coeficiente de desempenho

COSP – Coeficiente de desempenho do sistema

CYT – programa de computador da empresa CYTsoft Technology

GM – General Motors

HVAC – Aquecimento, ventilação e ar condicionado (aparelho)

Minitab 16 ® – marca registrada do programa de computador da empresa Minitab Inc.

PVC- Cloreto de polivinila

rpm – Rotação por minuto

SH – Superaquecimento

SC – Subresfriamento

TBS – Temperatura de bulbo seco

TBU – Temperatura de bulbo úmido

TXV – Válvula de expansão térmica

LISTA DE SÍMBOLOS

COP_{cool}	Relação da energia útil e a energia consumida	[adimensional]
COP_{Max}	Relação da temperatura da fonte fria e a temperatura da fonte quente	[adimensional]
$COSP$	Relação entre a potência de refrigeração e a potência consumida	[adimensional]
Q_L	Capacidade de refrigeração	[kW]
Q_H	Calor rejeitado pelo condensador	[kW]
m_a	Vazão mássica do ar seco	[kg/s]
m_v	Vazão mássica do ar do vapor d'água	[kg/s]
M_a	Peso molecular do ar seco	[kmol]
N	número total de moles da mistura	[moles]
P	Pressão total	[Pa]
PR	Razão de compressão	[adimensional]
q'	Taxa de transferência de calor	[W]
R	Constante universal dos gases	[J/kg.K]
R_a	Constante do ar seco	[J/kmol.K]
V'	Deslocamento volumétrico	[m ³ /s]
W	Umidade absoluta	[kg _v /kg _a]
W_{in}	Trabalho do compressor	[W]
W_s	Umidade absoluta de saturação	[adimensional]
X	Fração molar	[adimensional]
X_v	Fração molar do ar	[adimensional]
X_a	Fração molar da água	[adimensional]

LETRAS GREGAS

θ	Umidade relativa	[adimensional]
ρ	Densidade do ar úmido	[kg/m ³]
ζ	Grau de saturação	[adimensional]
η	Rendimento	[adimensional]

SUB ÍNDICES

a	ar seco
comp	compressor
d	descarga
L	energia transferida ao corpo à baixa temperatura
liq	água na fase líquida
H	energia transferida ao corpo à alta temperatura
iso	isoentrópico
vwb	vapor d água na temperatura de bulbo úmido
vswb	vapor d água saturado na temperatura de bulbo úmido
s	sucção
v	água na fase vapor
v _s	água na fase vapor saturado

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	22
1.1 Objetivo	22
1.1.1 Desafio	22
1.2 Antecedentes	23
1.2.1 Histórico do ar condicionado na indústria automobilística	23
2. Resfriamento por compressão de vapor	24
2.1 Eficiência e Coeficiente de eficácia (COP)	25
2.1.2 Sistemas reais de refrigeração	26
2.1.3 Carta Psicrométrica e a Refrigeração	27
2.1.4 Componentes do sistema de ar condicionado convencional	33
2.1.5 O ciclo de compressão a vapor	36
2.1.6 O compressor no veículo	36
2.1.7 O Condensador no ciclo de compressão de vapor	42
2.1.8 O reservatório / filtro secador	44
2.1.9 Válvula de Expansão ou termo-válvula	45
2.1.10 Evaporador	45
2.1.11 Dispositivos adicionais	47
2.1.12 Refrigerante	47
3. Resfriamento Evaporativo	49
3.1 Princípio	49
3.1.2 O Processo	49
3.1.3 Eficiência do sistema evaporativo	49
3.1.4 Características do ciclo	50
3.1.5 Componentes dos resfriadores evaporativos	50

3.1.6 Sistema de condicionamento de ar evaporativo e o mercado	51
4. REVISÃO DA LITERATURA	52
5. PROPOSIÇÃO	55
6. MÉTODO	56
6.1 A bancada de experimentos	56
6.2 Aspectos construtivos da bancada de ensaio	58
6.3 Instrumentação para ensaio e medição	61
6.4 Premissas para os ensaios	65
6.5 Parâmetros adotados para o experimento	65
7. RESULTADOS	70
7.1 Coleta de dados para o sistema de compressão a vapor e conjugado com resfriamento evaporativo	70
7.2 Resultados do estudo observando o sistema de compressão a vapor no Diagrama pressão - entalpia.	77
7.3 Resultados do ciclo de compressão a vapor, segundo o modelo matemático	79
7.4 Análise gráfica do ciclo de compressão a vapor a 900rpm e 1800rpm	81
7.5 Análise gráfica do ciclo de compressão a vapor sob efeito do resfriamento evaporativo.	82
7.6 Análise estatística por regressão dos resultados e interação das variáveis comparando-se o ciclo de compressão a vapor e o ciclo combinado.	84
7.7 Análise estatística por variância dos resultados e interação das variáveis, comparando-se o ciclo de compressão a vapor e o ciclo combinado	91
7.8 Desempenho do sistema conjugado de resfriamento evaporativo	94
7.9 Representação gráfica- carta psicrométrica – ciclo evaporativo ensaiado	96
7.10 Análise gráfica do sistema híbrido evaporativo e compressão a vapor.	102

8. DISCUSSÃO	109
8.1 Observações sobre os resultados de desempenho do sistema a compressão de vapor	109
8.2 Características observadas no experimento híbrido associado ao resfriamento evaporativo e compressão de vapor	110
8.3 Diferenças observadas no ciclo híbrido – associação resfriamento evaporativo direto e compressão de vapor convencional	111
8.4 Das anormalidades durante o ensaio	112
9. CONCLUSÃO	113
REFERÊNCIAS	115

1 INTRODUÇÃO

1.1 Objetivo

Frente aos desafios energéticos advindos da escassez de recursos não-renováveis e a não menos importante, busca pelo conforto humano, incentivou a condução desta pesquisa num ambiente que involuntariamente se passa parte de nosso tempo, o automóvel.

O propósito deste trabalho é avaliar o desempenho de um sistema de climatização híbrido para veículos, aliando os aparelhos baseados nos ciclos de compressão mais usados no mercado a um sistema evaporativo.

1.1.1 Desafio

As dificuldades técnicas desse projeto residem nas condições climáticas adversas que tornam o emprego do resfriamento evaporativo, atraente para locais com temperaturas elevadas e principalmente, quando se soma uma baixa umidade relativa.

A cidade de Curitiba onde foi desenvolvido este estudo tem condições limites para adoção do resfriamento evaporativo, quando se consideram indicadores de aplicação propostos, como o Índice de Aplicabilidade- CAMARGO (2009) ou mapas de aplicabilidade como descritos por CAROSI (2006). Os dias chuvosos, com alta umidade relativa e baixa temperatura se repetem em função do relevo, um platô a mais de 900 metros de altitude com grande interferência das zonas de baixa pressão litorâneas.

A ASHRAE Handbook Fundamentals (1993) recomenda a seleção, baseada na ocorrência de faixas de temperatura de bulbo seco para algumas cidades brasileiras.

Neste estudo procurou-se estar entre as temperaturas de 23 °C a 28°C, durante o ensaio, onde segundo a norma, estatisticamente haveria 5% de número de dias, onde a temperatura de bulbo seco fosse atingida ou excedida. Para isso foi necessário realizar duas etapas de ensaio até que a ocorrência climática estivesse favorável.

A sustentação econômica, embora importante, deverá ser abordada em etapa complementar a este projeto de pesquisa. Apenas os resultados termodinâmicos do sistema híbrido serão aqui apresentados e discutidos.

1.2 Antecedentes

Para a maioria dos proprietários e condutores de veículos, embora conhecendo quão altas atinjam as temperaturas no país, somente 35% deles possuem ou dirigem veículos com sistema de condicionamento de ar.

Sendo um país de clima predominantemente tropical, poder-se-ia esperar o contrário, mas fatores como o alto custo do produto em relação ao carro, que chega a representar quinze por cento do valor de um veículo de mil cilindradas, não favorecem a sua popularização.

Existem casos específicos como nos veículos blindados e os direcionados ao público das classes A e B, que saem de fábrica com sistemas de climatização, mas representam a exceção no mercado automobilístico.

1.2.1 Histórico do ar condicionado na indústria automobilística

As preocupações com o conforto dentro dos automóveis vêm desde o Ford T fabricado em 1908 a 1927, o qual trazia recursos como vidros laterais e capota para proteção contra as intempéries.

Desenvolvido na Europa por volta do ano de 1925, os primeiros aquecedores em escala comercial que aproveitava parte dos gases da combustão para aquecer os bancos e assoalho dos carros, acompanhados do slogan: “Assoalho aquecido é saúde e conforto”.

O primeiro carro com ar condicionado foi fabricado pela empresa Packard, nos Estados Unidos, em 1941.

Em meados de 1953, após a Segunda Guerra Mundial, nos Estados Unidos apareceram os primeiros carros em produção em série com ar condicionado frio, usando o clorofluorcarbono (CFC), patenteado pela empresa DuPont.

Em 1964 é comercializado o primeiro carro da empresa GM usando um sistema de ar condicionado, com controle automático de temperatura.

2 RESFRIAMENTO POR COMPRESSÃO A VAPOR

O resfriamento por compressão a vapor tem como base o Ciclo de Carnot, só que a compressão úmida e o motor térmico são substituídos por compressão seca, ou seja, só vapor e a introdução de um dispositivo de expansão no lugar da turbina.

Na figura 1 pode-se observar o diagrama pressão – entalpia, onde está representado um ciclo ideal de refrigeração.

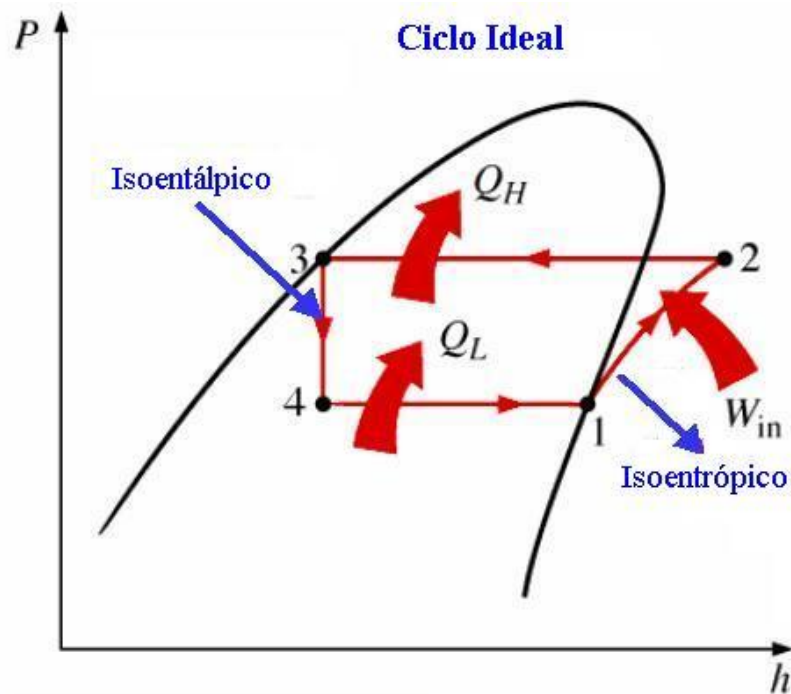


Figura1-Ciclo ideal de compressão a vapor. Adaptação de Air Conditioning Clinic – The TRANE INC.

2.1 Eficiência e Coeficiente de eficácia (COP)

A eficiência na termodinâmica é definida como o resultado da quantidade de energia obtida num processo de conversão em relação ao montante que foi gasto para a conversão.

A relação entre a energia útil e a energia que é consumida para obter o resultado de refrigeração desejado chamamos COP. Vide equação 1 mostrada por WANG (1999).

$$\text{COP}_{\text{cool}} = \frac{Q_{\text{eva}}}{Q_{\text{in}}} \quad (1.2)$$

O limite máximo teórico para o COP é definido em termos da relação da temperatura da região fria e a temperatura de aquecimento da região quente, segundo Carnot[VAN WYLEN et ALL, 2003].

$$\text{COP}_{\text{max}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (1.3)$$

Outra maneira de quantificar o desempenho e a eficiência energética de um sistema de refrigeração foi proposto pelo Programa Inglês das Melhores Práticas para a Eficiência Energética. A relação entre a potência de refrigeração obtida e a potência consumida para obtê-la, não só do compressor, mas de ventiladores, bombas d'água, entre outros acessórios foi chamada de COSP.

$$\text{COSP} = \frac{\text{Capacidade de refrigeração [kW]}}{\text{Potência consumida total [kW]}} \quad (1.4)$$

Nos ciclos de refrigeração automotivos, a energia consumida é representada pela parcela que o compressor recebe do motor do carro.

O diferencial de temperatura mínimo entre o condensador e o evaporador é a chave para obter-se um COP elevado. A restrição para tal é que se faz necessário, espaços muito grandes para comportar evaporadores e condensadores com área de troca muito grande.

Assim, o espaço físico e o custo são parâmetros reguladores deste diferencial de temperatura, durante um projeto de condicionador de ar para veículos.

2.1.2 Sistemas reais de refrigeração

Os ciclos de refrigeração teórico (STOECKER, 2002) compõem-se de:

- a) compressão isoentrópica até a pressão de condensação de 1-2;
- b) redução da temperatura do vapor seguida de condensação, até líquido saturado à pressão constante de 2 -3;
- c) expansão isoentálpica até a pressão de evaporação, no dispositivo de expansão do ponto 3 - 4;
- d) evaporação até o estado de vapor saturado à pressão constante de 4-1.

A figura 2 ilustra o diagrama esquemático de funcionamento, o diagrama pressão-entalpia, o qual ilustra o funcionamento dos ciclos empregados nos condicionadores de ar dos veículos.

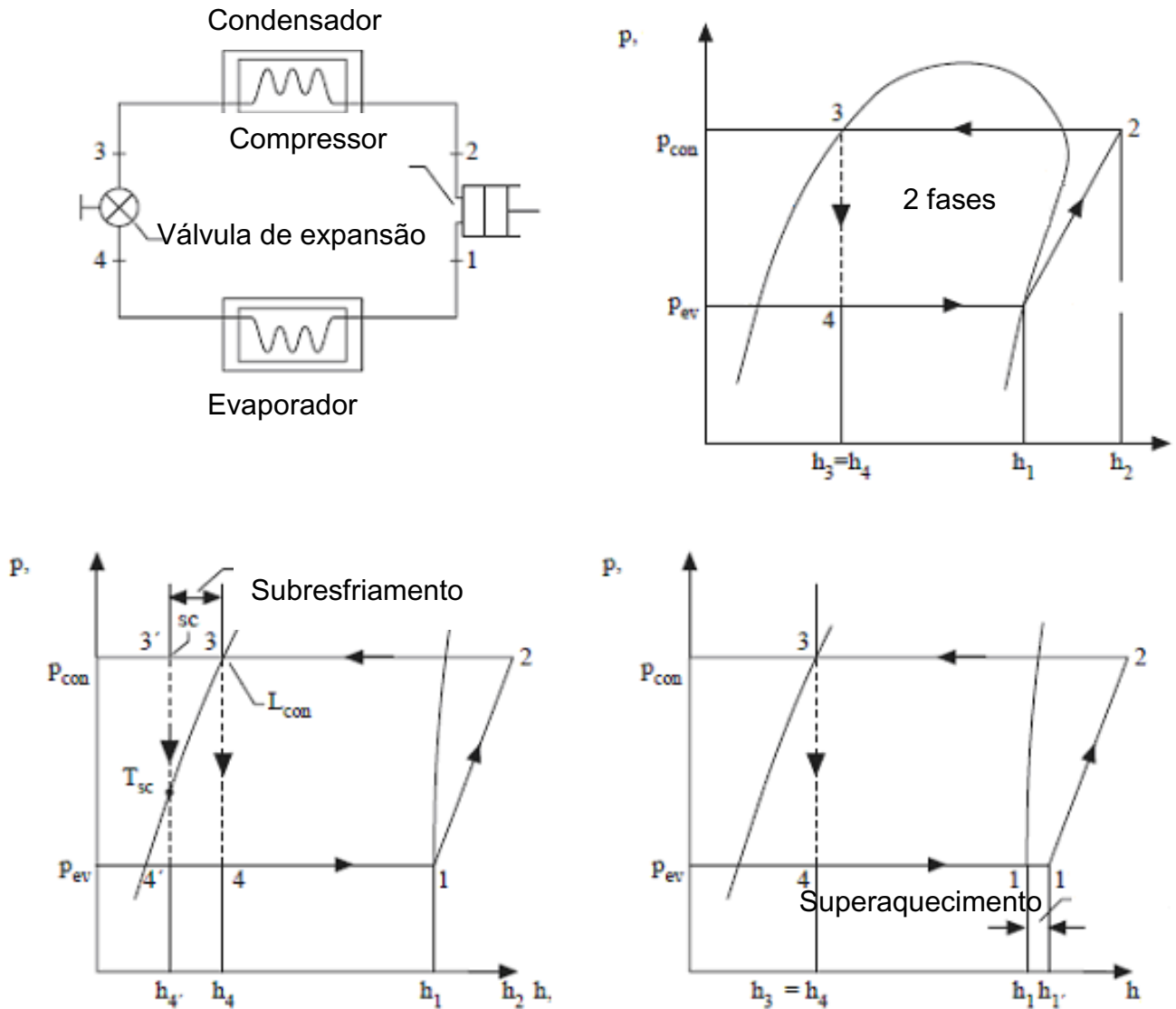


Figura 2- Ciclo de Compressão a Vapor – (WANG, 1999).

2.1.3 Carta Psicrométrica e a Refrigeração

A carta psicrométrica trata das propriedades da mistura binária do ar seco e vapor de água.

O ar seco por definição existe quando ocorre a total ausência de vapor de água.

O peso molecular do ar seco é igual a 28,9645kg/kmol. Assim a constante do ar seco é ilustrada na equação (1.5):

$$R_a = \frac{R}{M_a} = \frac{8314,34}{28,9645} = 287,0686 \text{ J/kg.K} \quad (1.5)$$

Onde

R = constante universal dos gases = 8314,34 J/kg.K

M_a = peso molecular do ar seco = 28,9645 kg/kmol

R_a = constante do gás(ar) = J/kg.K

O ar úmido ou mistura binária tem valores de pressão e temperatura desde zero para o ar seco até um limite que corresponde a sua saturação, um estado de equilíbrio entre o ar úmido e fase de água condensada, sólida ou líquida.

O peso molecular da água é 18,01534 e a constante para o vapor de água é :

$$R_v = \frac{R}{M_v} = \frac{8314,34}{18,01534} = 461,52 \text{ J/kg.K} \quad (1.6)$$

A umidade absoluta (W) é definida como a razão entre a massa de vapor de água (m_v) e a massa de ar seco (m_a).

$$W = \frac{m_v}{m_a} \quad (1.7)$$

Onde

W = umidade absoluta – kg_v/kg_a

m_v = massa de vapor de água -kg_v

m_a = massa de ar seco - kg_a

A fração molar (X) de um componente da mistura é igual ao número de moles (n_i) desse componente dividido pelo total de moles (n) de todos os componentes da mistura. A fração molar do ar seco é (X_a). E para o vapor de água é (X_v). Para o vapor de saturação é (X_{vs}).

A umidade absoluta (W) é igual a razão entre as frações molares do vapor de água e do ar seco, multiplicado pela razão entre os pesos moleculares da água e do ar seco.

$$W = \frac{M_{liq}}{M_a} \frac{X_v}{X_a} = \frac{18,01534}{28,9645} \frac{X_v}{X_a} = 0,622 \frac{X_v}{X_a} \quad (1.8)$$

A densidade do ar úmido é a razão entre a massa total da mistura e o volume total ($m_a + m_{vs}$)

$$\rho = \frac{(m_a + m_{vs})}{V} \quad (1.9)$$

A umidade relativa é a razão entre a fração molar do vapor de água e a fração molar do vapor de água saturado a mesma temperatura e pressão.

$$\phi = \frac{X_v}{X_{vs}} \Big|_{t,p} \quad (1.10)$$

A temperatura de orvalho (t_{po}) é a temperatura do ar úmido saturado na mesma pressão e com a mesma umidade absoluta (W).

$$W_s(p, t_{po}) = W \quad (1.11)$$

Onde: (W_s) é a umidade absoluta de saturação.

O grau de saturação (ζ) é a razão entre a umidade absoluta (W) e a umidade absoluta de saturação (W_s) na mesma temperatura e pressão (MARTINS1997).

$$\zeta = \frac{W}{W_s} \Big|_{t,p} \quad (1.12)$$

Assim através das equações 1.10 e 1.12 temos:

$$\phi = \frac{\zeta}{1 - (1 - \zeta)_{vs}} \quad (1.13)$$

Pela equação geral dos gases temos :

$$pV = nRT \quad (1.14)$$

Como a mistura também obedece a equação geral dos gases temos:

$$(p_a + p_v)V = (n_a + n_v)RT \quad (1.15)$$

Onde

$n = n_a + n_v =$ número total de moles da mistura

$p = p_a + p_v =$ pressão total da mistura

Pelas equações 1.8 e 1.13 temos:

$$X_a = \frac{p_a}{(p_a + p_v)} \quad e \quad (1.16)$$

$$X_v = \frac{p_v}{(p_a + p_v)} = \frac{p_v}{p} \quad (1.17)$$

Assim observando as equações 1.8, 1.16 e 1.17 tem-se:

$$W = 0,62198 \frac{p_v}{p - p_{vs}} \quad (1.18)$$

Através do grau de saturação – equação 1.12, pode-se escrever a umidade absoluta de saturação (W_s) como:

$$W_s = 0,62198 \frac{p_{vs}}{p - p_{vs}} \quad (1.19)$$

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica para o balanço de massa e energia (Camargo e Ebinuma, 2002) para um resfriador evaporativo direto temos :

$$m_e ; h_{vwb}$$

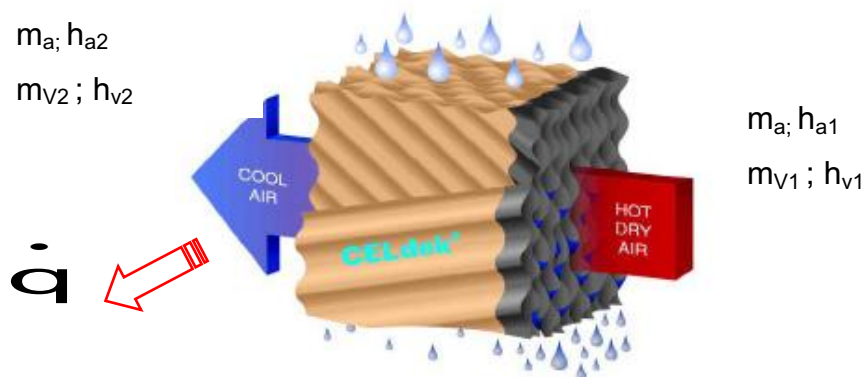


Figura 3 – Colméia evaporativa ilustrando o balanço de energia e massa. Adaptação de CELdek Company.

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica para a Figura 3 temos:

$$\dot{m}_a h_{a1} + \dot{m}_{V1} h_{V1} + \dot{m}_e h_{wvb} = \dot{m}_a h_{a2} + \dot{m}_{V2} + \dot{q} \quad (1.20)$$

Onde:

\dot{q} - taxa de transferência de calor [W]

\dot{m}_a -vazão mássica de ar seco [kg/s]

$\dot{m}_{V1}; \dot{m}_{V2}$ - vazões mássicas de vapor de água na entrada e saída [kg/s]

\dot{m}_e - vazão mássica de vapor de água evaporado [kg/s]

$h_{a1}; h_{a2}$ - entalpia de vapor de água na temperatura de bulbo úmido [J/kg_{ar}]

h_{wvb} – entalpia de vapor de água na temperatura de bulbo úmido [J/kg_{ar}]

$h_{V(1)}; h_{V(2)}$ – entalpia de vapor de água na entrada e saída do painel evaporativo [J/kg_{ar}]

Então a vazão em massa é

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{V2} - \dot{m}_{V1} \quad (1.21)$$

Dividindo por \dot{m}_a tem-se:

$$\frac{\dot{m}_e}{\dot{m}_a} = (w_2 - w_1) \quad (1.22)$$

$$\dot{m}_e = \dot{m}_a (w_2 - w_1) \quad (1.23)$$

Onde w_1 é a umidade absoluta do ar de entrada da colméia evaporativa e w_2 é a umidade absoluta na saída da colméia.

Aplicando a equação 1.23 na equação 1.20 tem-se:

$$\dot{q} = \dot{m}_a (h_{a1} - h_{a2}) + \dot{m}_a (w_2 - w_1) h_{wvb} + (\dot{m}_{V1} h_{V1}) - (\dot{m}_{V2} - h_{V2}) \quad (1.24)$$

Dividindo e multiplicando por \dot{m}_{ar} temos:

$$\dot{q} = \dot{m}_a (h_{a1} - h_{a2}) + \dot{m}_a (w_2 - w_1) h_{wvb} + \dot{m}_a \left(\frac{\dot{m}_{v1} h_{v1}}{\dot{m}_a} - \frac{\dot{m}_{v2} - h_{v2}}{\dot{m}_a} \right) \quad (1.25)$$

Usando a equação 1.7 e substituindo na equação 1.25 temos:

$$\dot{q} = \dot{m}_a [(h_{a1} - h_{a2}) + (w_1 h_{v1} - w_2 h_{v2}) + (w_2 h_{wvb} - w_1 h_{wvb})] \quad (1.26)$$

Segundo a aproximação da entalpia do vapor de água na condição de estado saturado (Urenã, 2008) e usando a definição de calor específico a pressão constante (Van Wylen et al., 2003) temos:

$$\dot{q} = \dot{m}_a [c_{pa} (T1 - T2) + w_1 (h_{s1} - h_{swb}) + w_2 (h_{s2} - h_{swb})] \quad (1.27)$$

Onde:

T1 e T2 – temperaturas na entrada e na saída da colméia evaporativa [K]

h_{Vswb} – a entalpia de vapor de água saturado na temperatura de bulbo úmido [J/kg_a]

h_{s1} e h_{s2} – entalpia do vapor de água na entrada e a entalpia do vapor de água na saída da colméia [J/kg_a]

C_{pa} - calor específico a pressão constante de ar seco [J/kg.K]

Foi usado o programa “CYT Psicrometrics Chart da ASHRAE, desenvolvido por Wyland and Wexter, versão 2.2; para determinar as propriedades de estado na entrada e saída do experimento no volume de controle – resfriamento evaporativo.

O programa foi parametrizado para plotar os gráficos, segundo as condições locais do ensaio, sob a carta psicrométrica, apresentada na Figura 4.

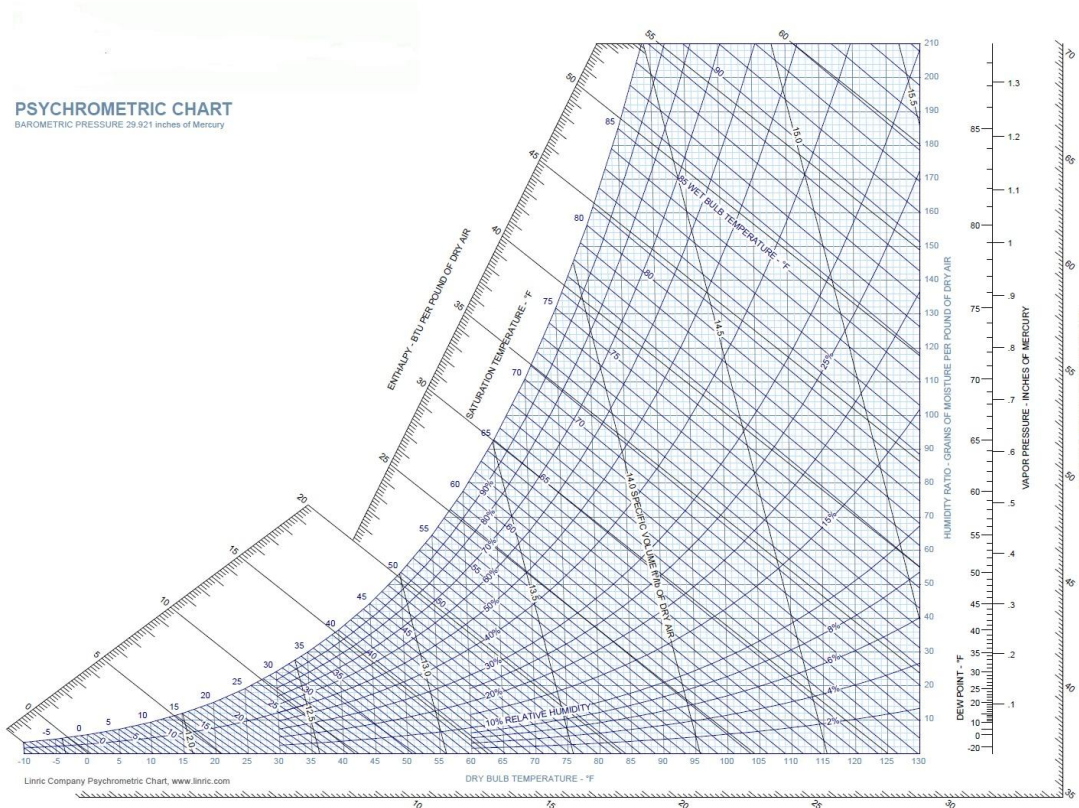


Figura 4- Carta Psicrométrica (Adaptação de Universal Industrial Gases Inc).

2.1.4 Componentes do sistema de ar condicionado convencional

Segundo DENSO, (2002), os sistemas de resfriamento por compressão que equipam a maioria dos carros nacionais são compostos por:

- Compressor que desloca um volume fixo ou variável através de pistões acionados por placas oscilantes;
- Embreagem magnética para fornecer torque ao eixo do motor do carro para o compressor;
- Condensador, usado para trocar calor do fluido refrigerante, com o ar de captado pela parte frontal do veículo;
- Reservatório e filtro secador usados respectivamente para separar o gás do refrigerante liquefeito e remover toda a umidade, visando proteger os componentes funcionais da corrosão;

e) Válvula de expansão, a qual promove a queda de pressão e temperatura do fluido, além de regular a vazão do mesmo.

f) Evaporador, o qual transforma o refrigerante liquefeito em vapor. O ar externo captado passa pelo evaporador, cedendo calor para o mesmo. A partir deste ponto inicia-se novamente o ciclo de refrigeração.

A Figura 5 ilustra o funcionamento do ciclo de compressão a vapor mais comumente empregado.

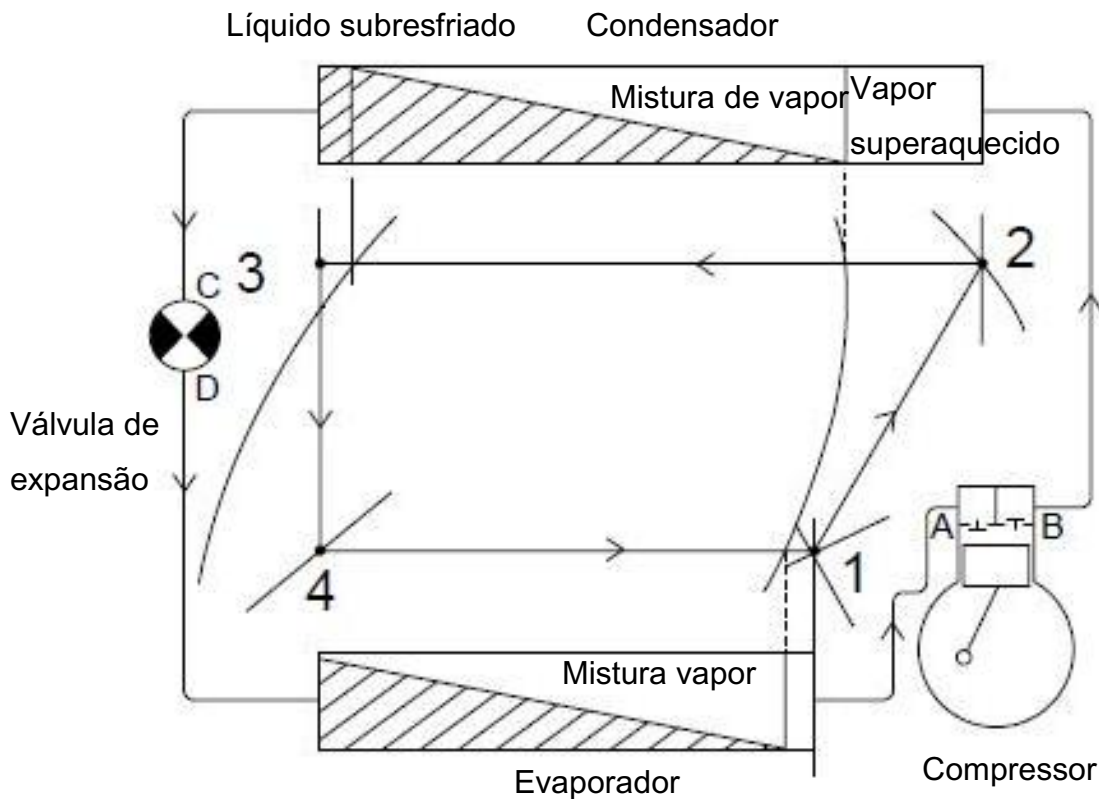


Figura 5-Ciclo de compressão a vapor II . Adaptado de DAIKIN – Air Conditioning and Refrigeration Equipment

O diagrama pressão entalpia desenhado para os um ciclo de compressão a vapor com o fluido R134a é mostrado na Figura 6.

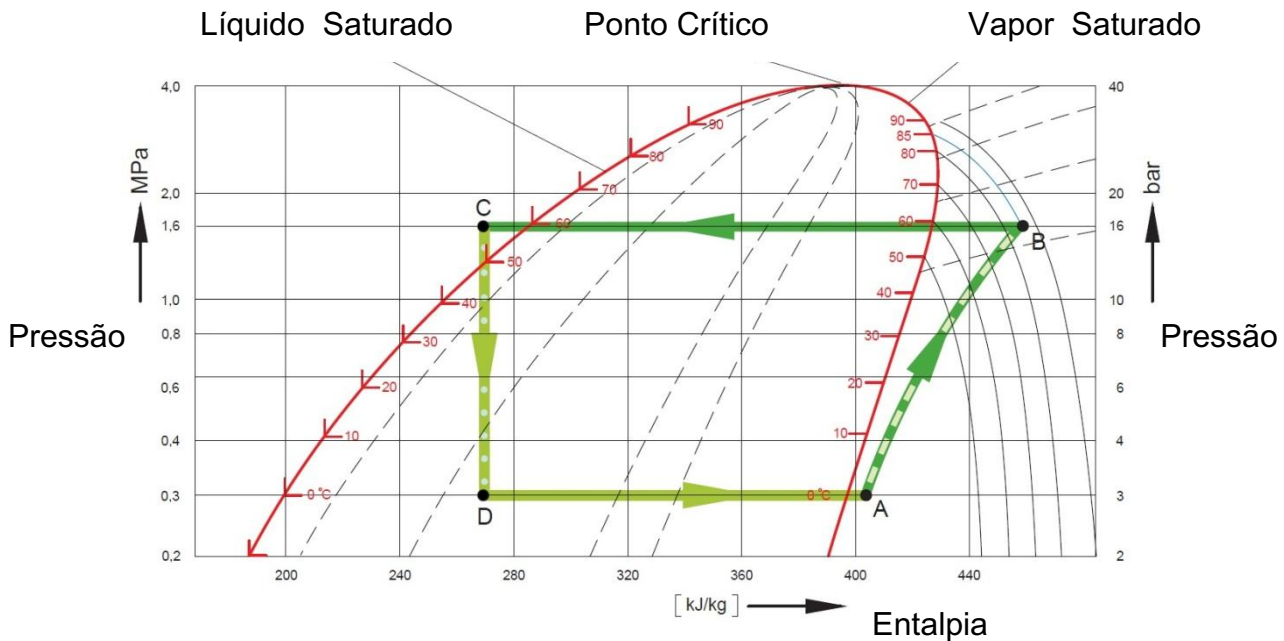


Figura 6- Diagrama entalpia pressão para o refrigerante R134a. Adaptado de TRANE – Air Conditioning Clinic

No ponto 1(A), o gás refrigerante é succionado do evaporador e vai para o compressor como vapor superaquecido. Durante a compressão (VAN WYLEN et al, 2003) há um aumento das irreversibilidades e transferência de calor ao meio ou do meio, o que aumenta ou diminui a entropia. Do compressor temos vapor superaquecido chegando ao condensador – ponto 2(B).

Saindo do condensador tem-se o refrigerante como líquido comprimido ou subresfriado a temperatura inferior a da saturação e acima da temperatura do ar externo, para que tenhamos somente líquido entrando na válvula de expansão e um ganho, no efeito de refrigeração pela diferença de entalpias - ponto 3(C). Uma mistura de vapor e líquido deixam o dispositivo de expansão. Estando quase que totalmente no estado de vapor, o refrigerante termina sua mudança de estado para vapor no evaporador, até o ponto 4(D). Do evaporador, temos saindo o vapor superaquecido, sendo succionado de volta ao compressor.

2.1.5 O ciclo de compressão a vapor

Considerando a equação de Regime permanente, desprezando as energias cinética e potencial, temos para o volume de controle – evaporador, que a capacidade de refrigeração (\dot{q}_L) é dada por:

$$\dot{q}_L = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \text{ [kW]} \quad (1.28)$$

A diferença de entalpias ($h_1 - h_4$) é conhecida por efeito de refrigeração Stoecker, (1985).

Para o volume de controle compressor, consideramos a potência de compressão (\dot{W}_{comp}) adiabática:

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \text{ [kW]} \quad (1.29)$$

O calor rejeitado pelo condensador (\dot{q}_H) pode ser calculado também como volume de controle:

$$\dot{q}_H = \dot{m}_r(h_3 - h_2) \text{ [kW]} \quad (1.30)$$

Considerando a expansão ocorrida na válvula de expansão como adiabática, ou seja,

$$h_4 = h_3. \quad (1.31)$$

Onde:

\dot{m}_r - vazão mássica do refrigerante [kg/s]

$h_1, h_2; h_3; h_4$ - entalpias nos estados 1, 2, 3 e 4 respectivamente [kJ/Kg]

2.1.6 O compressor no veículo

O compressor tipo placa oscilante e pistões de dupla ação e simples ação são os mais empregados compressores da indústria automobilística, embora haja outros modelos, que usam tecnologias mais novas e obtêm melhores rendimentos

volumétricos. Estes outros modelos ficam restritos aos veículos importados ou que vão ser exportados, os quais atendem legislações da Europa, Estados Unidos e Japão, onde há controles de emissão de CO₂ rigorosos.

A cada rotação, o compressor de dupla ação tipo placa oscilante, desloca um volume fixo de vapor.

No compressor estudado, tem-se dez pistões ao longo da placa oscilante. O ângulo da placa oscilante, faz com que cinco pistões estejam succionando, enquanto os outros cinco pistões opostos estejam comprimindo. Este sistema reduz a variação do torque e da pressão de descarga, o que ajuda a reduzir também a emissão sonora.

O volume do cilindro movido pelas placas oscilantes, será preenchido pelo vapor de sucção (p_s) e descarga (p_d), o que se chama de razão de compressão (PR):

$$PR = \frac{p_d}{p_s} \quad (1.32)$$

Onde:

p_d = pressão manométrica do fluido refrigerante na descarga [MPa]

p_s = pressão manométrica do fluido refrigerante na sucção [MPa]

O deslocamento volumétrico, ou seja, o volume de refrigerante deslocado a cada rotação do motor do veículo pode ser calculado como:

$$\dot{V} = \frac{\pi D^2}{4} L \frac{n}{60} N \text{ [m}^3\text{/s]} \quad (1.33)$$

Onde:

\dot{V} = deslocamento volumétrico [m³/s];

π = PI [adimensional]

D= diâmetro do pistão do compressor [mm²]

L = curso do pistão [m]

n = rotação [min⁻¹]

N = número de cilindros [adimensional]

O rendimento do compressor de deslocamento fixo, a 1000rpm, é de 68%. Já o compressor variável atinge 74%.

Além do rendimento melhor, o compressor variável, controlado pela válvula de expansão para um veículo de 3000cc, vai economizar 64% mais combustível, que um veículo equipado com o compressor de mesmo deslocamento variável, mas comandado automaticamente por uma unidade de processamento central, ou seja, microprocessada. (DENSO, 2002).

O rendimento volumétrico real do compressor, tipo placa oscilantes, objeto desse estudo é mostrado na figura 7.

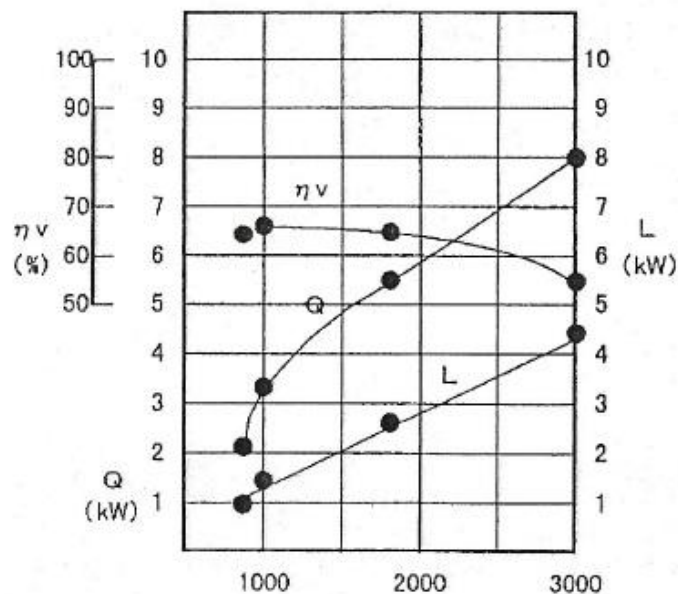


Figura 7- Gráfico de desempenho do compressor de deslocamento fixo tipo placas oscilantes. Fonte: DENSO(2002).

A eficiência volumétrica pode ser reduzida em função de:

-Vazamento de fluido pelas camisas dos pistões

-Aumento da rotação do compressor, o que aumenta a queda de pressão nas válvulas

-Aumento da temperatura na admissão – sucção do vapor, quando em contato com partes aquecidas do compressor

-Queda de pressão nas válvulas de sucção e descarga.

A vazão mássica do refrigerante (\dot{m}) no compressor é dada pela massa de fluido para preenchimento dos cilindros na sucção, por unidade de tempo. Ela pode ser obtida pela eficiência volumétrica multiplicada pelo deslocamento volumétrico e pela densidade específica do vapor na sucção.

$$\dot{m} = \dot{V} \eta_v \rho_s \quad [\text{kg/s}] \quad (1.34)$$

Onde:

\dot{V} -deslocamento volumétrico [m³/s]

η_v -rendimento volumétrico [%]

ρ_s - densidade específica do refrigerante na sucção [kg/m³]

A capacidade de refrigeração é resultado da massa de refrigerante que é deslocada pelo compressor por unidade de tempo e também função do efeito de refrigeração por unidade de massa. A capacidade de refrigeração do compressor estudado está ilustrada na Figura 7.

A eficiência isoentrópica do compressor é a razão entre o trabalho de compressão dado pela equação 1.28 e o trabalho real do compressor.

A eficiência isoentrópica pode ser expressa:

$$\eta_{\text{iso}} = \frac{\dot{W}_{\text{iso}}}{\dot{W}_{\text{real}}} \quad (1.35)$$

As condições de utilização de um compressor com fluido R134a, usando neste trabalho, proporciona um COP 7% menor se comparado a um compressor que usa o fluido R12, segundo DENSO(2002). As razões são a temperatura na saída do compressor que aumenta em torno de 5⁰C, a pressão na região de alta, que aumenta 0,15Mpa e o volume específico que na troca do R12 para o R134a, aumenta em 20%.

A Figura 8, ilustra em corte o modelo de compressor tipo placa oscilante usado no experimento desse trabalho.

A Figura 9 traz o mesmo compressor de placa oscilante com vista explodida, mostrando o seu conjunto de peças.

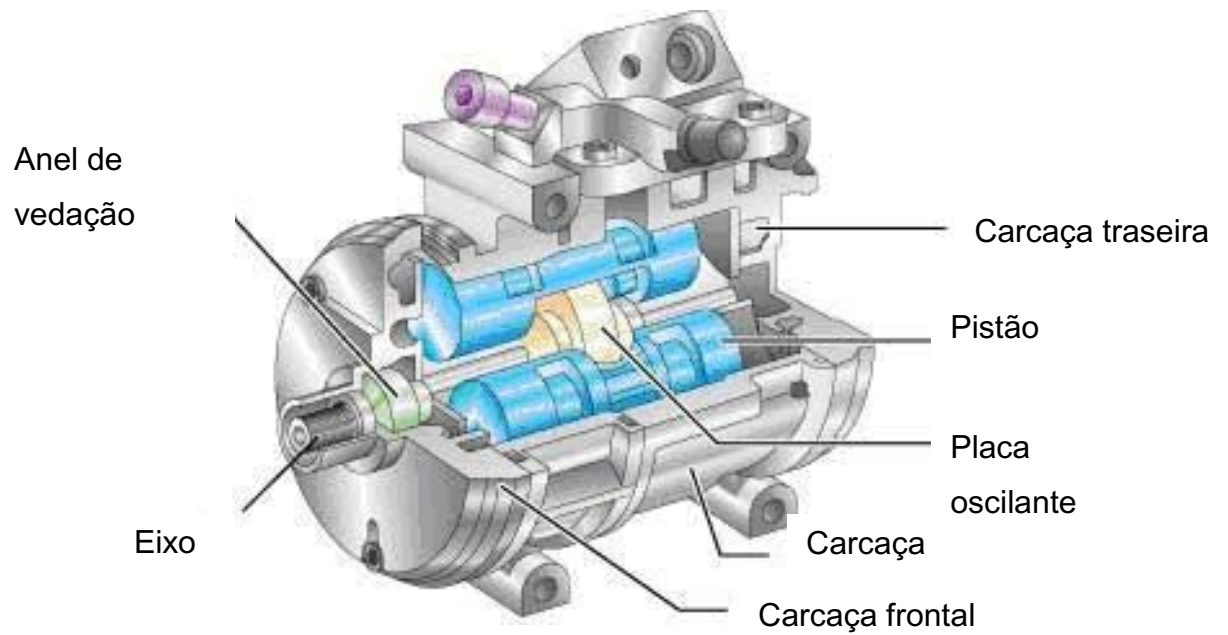


Figura 8 – Desenho de compressor fixo tipo placa oscilante. Fonte: Air International Catalogue

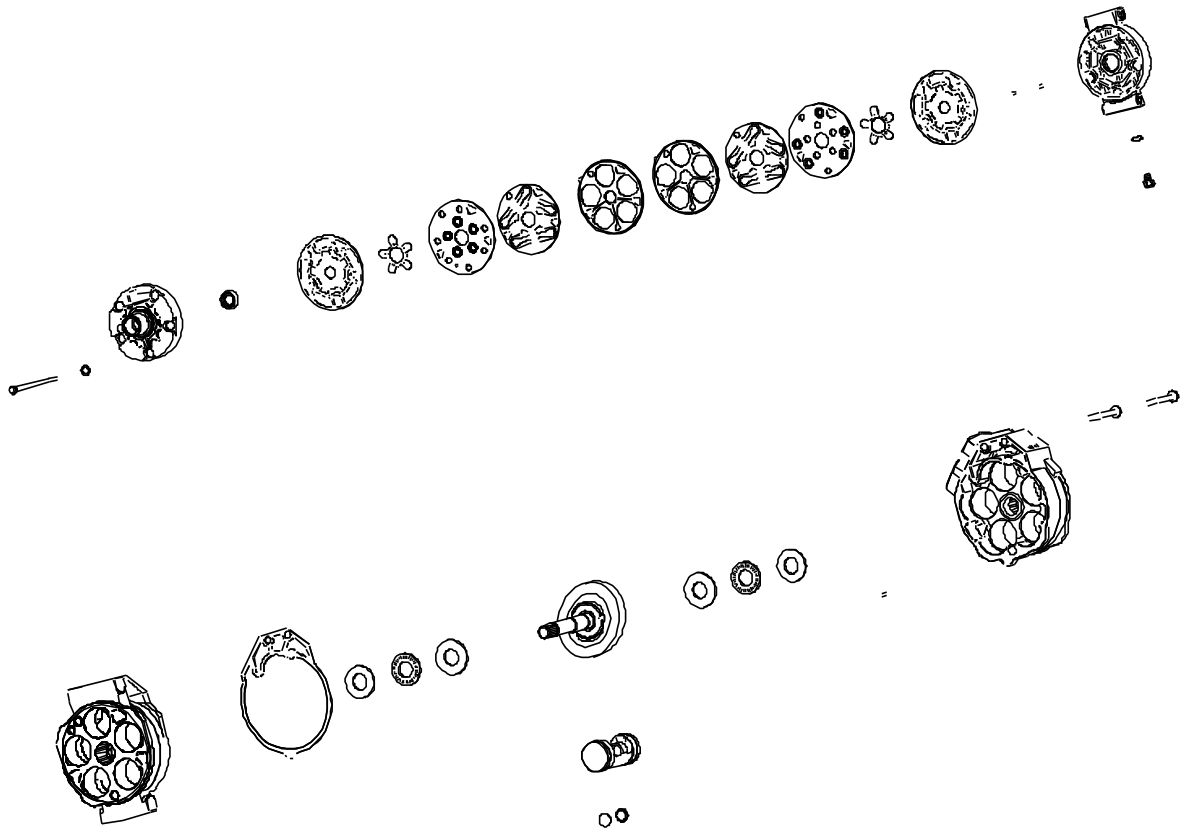


Figura 9 – Desenho em vista explodida das peças do compressor fixo tipo placa oscilante. Fonte DENSO(2002)

Normalmente instalado no que chamamos de vão motor, o compressor é acoplado e desacoplado por uma embreagem magnética, a qual é comandada pelo pressionamento do botão A/C, localizado no painel do veículo.

A Figura 10 mostra a vista em corte do conjunto embreagem magnética, usada nos compressores de placa oscilante.

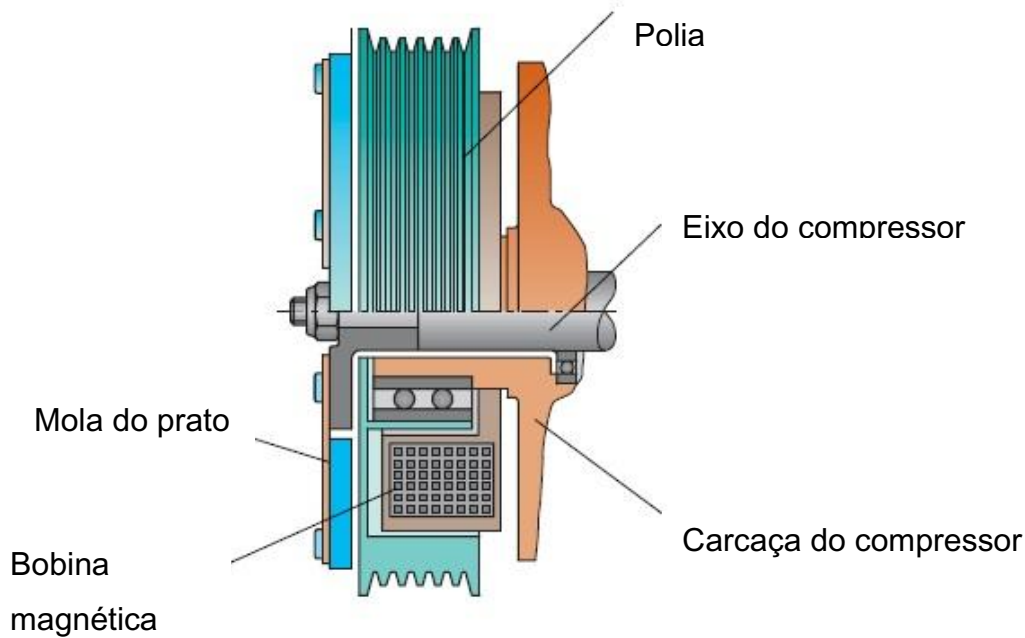


Figura 10- Embreagem magnética do compressor.

Um compressor do tipo dupla ação para automóveis, desloca aproximadamente 150cm^3 por volta, sendo a velocidade ou rotação ditada pela rotação alcançada pelo motor do veículo (DENSO 2001).

2.1.7 O Condensador no ciclo de compressão de vapor

O condensador normalmente é posicionado na parte frontal do veículo pois necessita receber ar externo diretamente sobre a superfície de aletas onduladas de alumínio para melhorar a troca de calor do fluido refrigerante com o meio externo.

A Figura 11 ilustra em detalhe o sentido de fluxo do refrigerante dentro dos tubos do condensador.

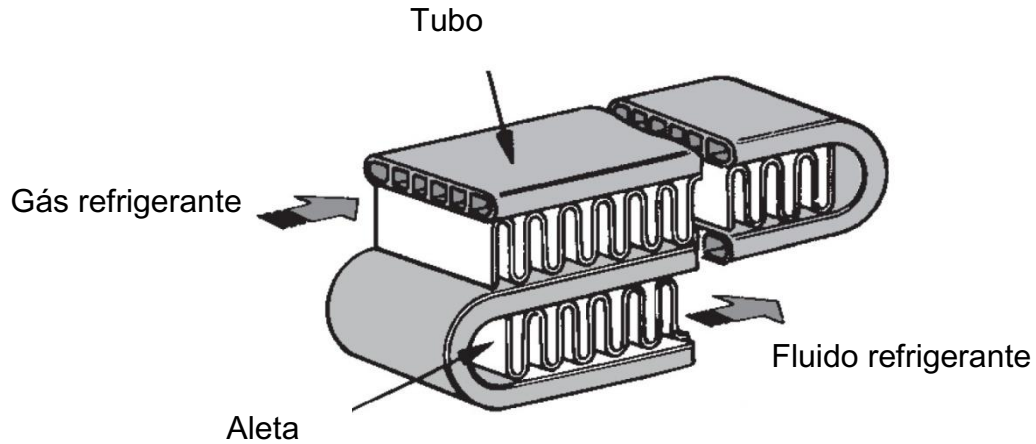


Figura 11- Vista em corte da passagem do fluido refrigerante pelo condensador

A uma pressão de 1,7Mpa, o vapor superaquecido entra no condensador à 80°C. No meio do percurso, devemos ter uma mistura vapor e líquido. Sendo que na saída do condensador teremos aproximadamente 57°C e o refrigerante no estado líquido.

O condensador objeto do estudo tem o reservatório acoplado no condensador, como mostrado na Figura 12, de 34 tubos com dimensão de 600mm(C) x 330mm(L).

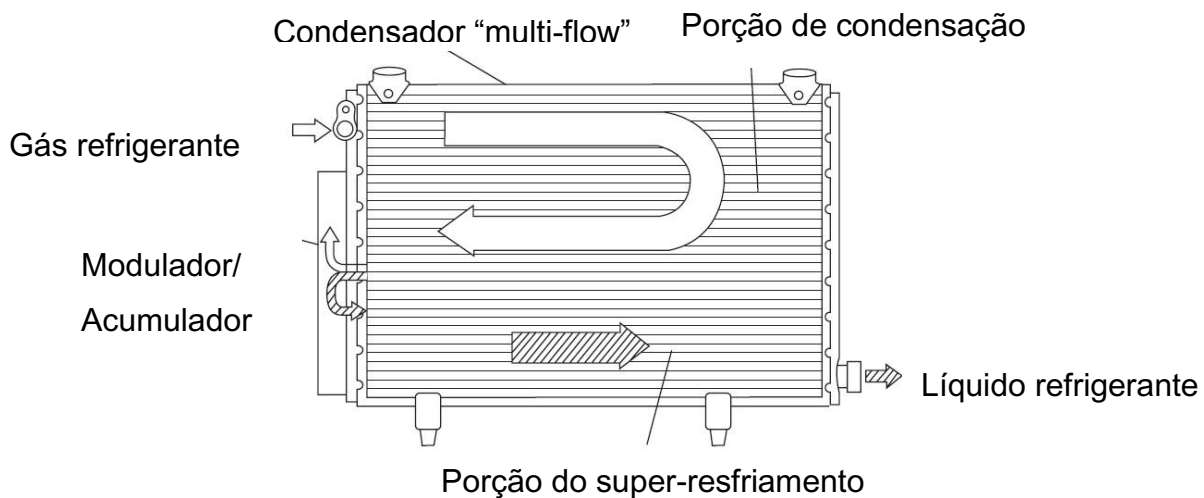


Figura 12- Condensador tipo com acumulador/secador acoplado

2.1.8 O reservatório / filtro secador

Para alguns veículos, devido à restrição de espaço o mesmo tem sido consolidado na saída do condensador. Quando não há este problema, o mesmo é fixado na carroceria do veículo.

No seu interior, existem elementos dessecantes que precisam ser mais eficientes que os usados para o gás R-12, pois o fluido refrigerante R134a é mais solúvel em água, sendo facilmente contaminado, quando existe infiltração no sistema de tubos e mangueiras.

A função do reservatório é compensar os volumes de refrigerantes deslocados, sendo que, quando há necessidade, parte do refrigerante armazenado sai para atender a demanda solicitada pela válvula de expansão.

A Figura 13 mostra esquematicamente o sentido de fluxo do fluido refrigerante oriundo do condensador e seguindo em direção a válvula de expansão, passando pelo elemento dessecante.

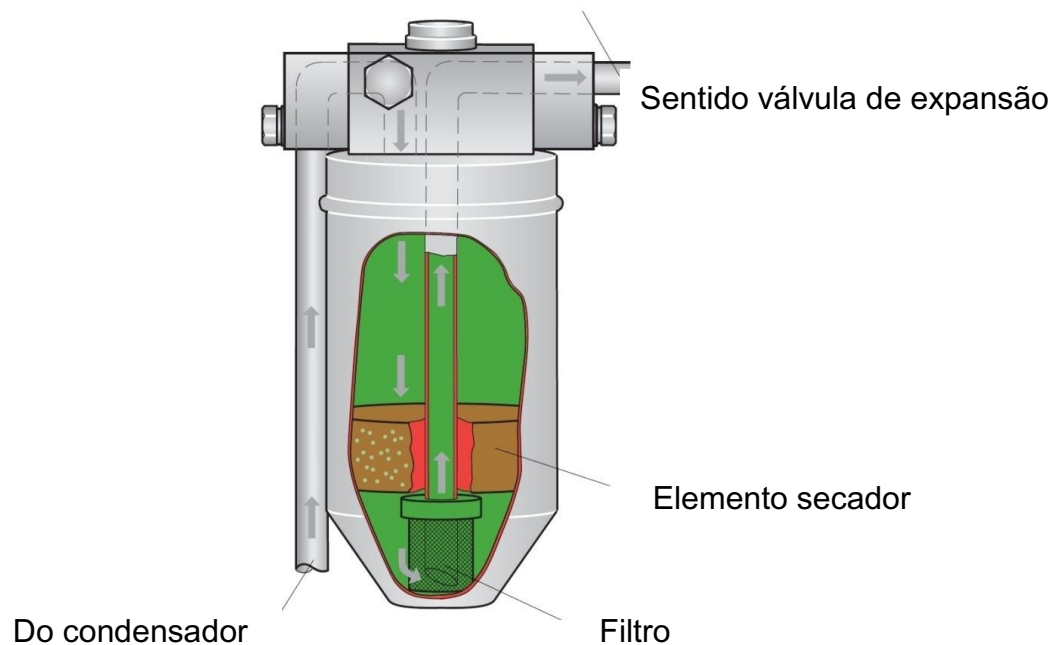


Figura 13- Acumulador/filtro secador

2.1.9 Válvula de Expansão ou termo-válvula

A partir da válvula de expansão, a pressão cai e a temperatura também.

A sua função é regular a vazão do refrigerante para o evaporador, dosando a vazão, em função da velocidade de resfriamento.

Um diafragma controla o fechamento e abertura da válvula. Nas válvulas tipo “Box” ou “TXV”, o monitoramento da temperatura e pressão do fluido é no seu interior. Nas válvulas com capilar preso a um bulbo, o monitoramento é feito externamente, posicionando o bulbo no tubo de saída do evaporador.

A carga térmica prevista da válvula é 6980W ou mais para veículos mil cilindradas e para veículos acima de 1,5 tonelada de massa, a carga térmica projetada é de 9300W ou superior a isso DENSO(2002).

A válvula tipo “Box” ou “TXV” com equalização de temperatura interna é mais empregada devido ao maior superaquecimento do fluido na saída do evaporador, em função do diferencial de pressão maior. Na Figura 14, ilustra-se o funcionamento da válvula de expansão tipo “box”.

2.1.10 Evaporador

Ele pode ser construído de três formas:

- a) De aletas de alumínio em várias dobras envolvendo um tubo tipo serpentina onde escoo o fluido refrigerante;
- b) Por chapas laminadas de alumínio presas a um tubo no formato de serpentina;
- c) Um tanque principal dividido em quatro partes, onde o fluido escoo entre várias galerias de tubos transversais, passando por trecho que corresponde a $\frac{1}{4}$ do tanque principal.

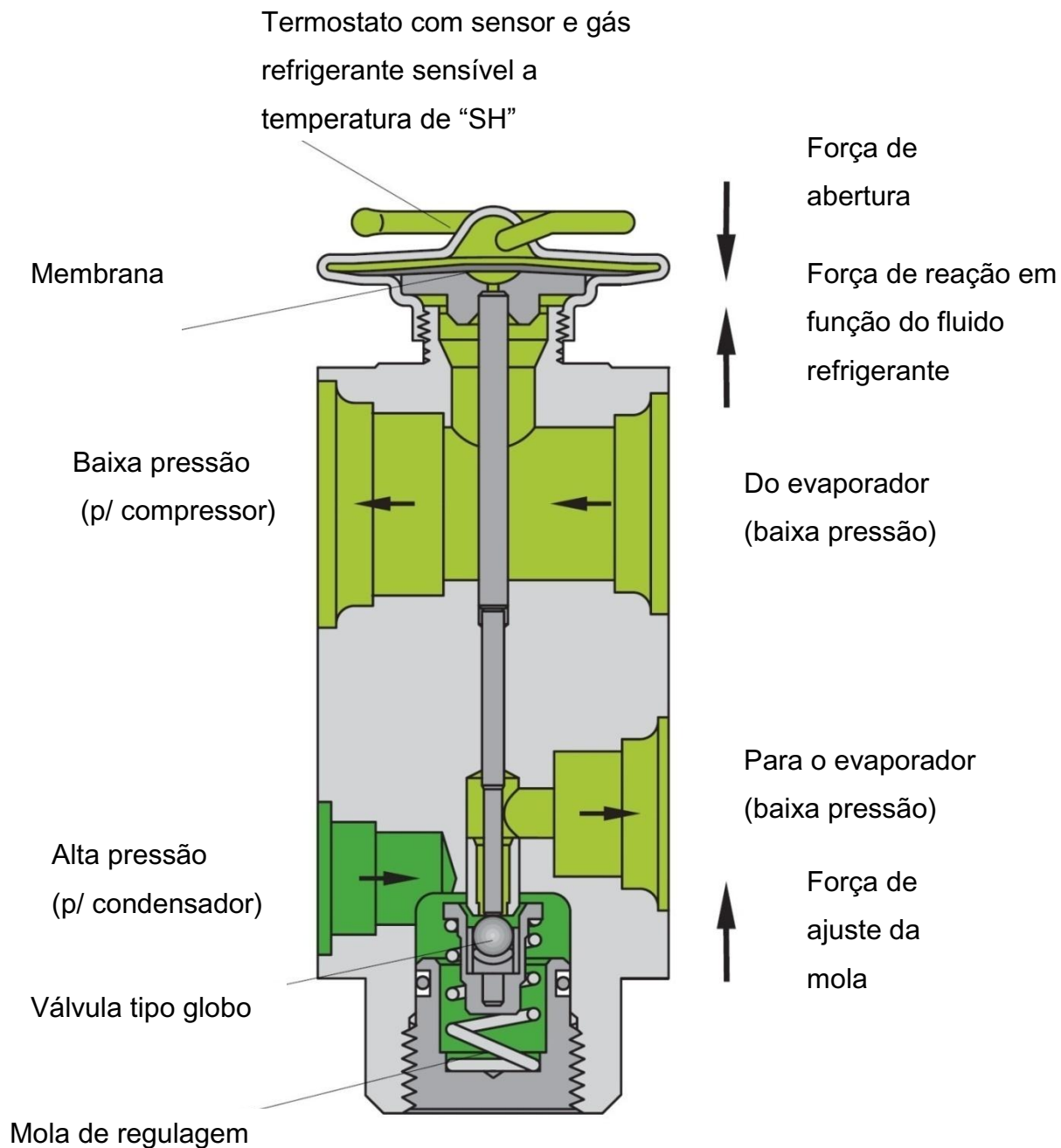


Figura14- Esquema de funcionamento da válvula de expansão.

A função do evaporador é de evaporar o fluido refrigerante, tornando-o superaquecido. Quando tem-se passagem de ar pela colméia, o ar cede calor para o fluido refrigerante, evaporando-o por completo.

Quanto maior for a vazão de ar pelas aletas, maior a troca térmica e maior a capacidade de refrigeração.

Para prever o congelamento da água condensada nas aletas, em temperaturas inferiores a zero Celsius, um termostato é instalado na colméia. Quando a temperatura aproxima-se do congelamento o termostato desacopla a embreagem magnética do compressor.

O evaporador é normalmente recoberto por um filme de poliamida para agregar a ação antibactericida ao conjunto e eliminar odores desagradáveis.

2.1.11 Dispositivos adicionais

Havendo no circuito, um aumento da pressão do fluido ou queda brusca, pode haver danos nos componentes de alto custo. Para prever esse problema, uma válvula de alívio é instalada entre o reservatório e a válvula de expansão.

Se houver alguma obstrução, a vazão do refrigerante e a pressão alcançar 3.14 Mpa a válvula atuará, desligando a embreagem magnética. Também se a pressão estiver abaixo de 0,2 Mpa, caracterizando falta de refrigerante no circuito, a válvula de alívio também atuará (DENSO, 1996).

2.1.12 Refrigerante

O refrigerante usado em todos os veículos nacionais em substituição aos CFC's, em particular o R12, é o R134a.

Este é um refrigerante da família dos hidrocarbonetos halogenados chamado Bihidrotetraflúoretano $C_2H_2F_4$ (HFC) e tem nomenclatura padronizada como a norma ASHRAE 34 de 1992.

O R134a, é um isômero composto da série do etano (2 átomos de carbono), composto de 4 átomos de flúor e 2 de hidrogênio STOECKER (2002).

Suas características de desempenho em comparação aos outros tipos de refrigerante, estão apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Refrigerantes Hidrocarbonetos Halogenados – propriedades físicas. Fonte: Jones(2005)

Refrigerante	R134a	R152a	R290 (Propano)	R600a (Isobutano)	RC270 (Ciclopropano)
Formula Química	CH_2FCF_3	CH_3CHF_2	$CH_3CH_2CH_3$	$CH(CH_3)_2CH_3$	$CH_2CH_2CH_2$
Molecular Mass	102.03	66.05	44.10	58.12	42.08
Temperatura Crítica (° F)	214.00	235.90	206.20	275.00	257.40
Pressão Crítica (psia)	589.00	656.00	616.00	529.00	809.00
Temp. de evaporação (° F)	15.00	-11.20	-43.80	10.80	-28.30
Estabilidade	Estável	Estável	Estável	Estável	N/A
Flamabilidade (% Vol. do ar)	Nenhuma	4.80	2.10	1.70	2.40
Calor de Combustão (Btu/lbm)	1806	7481	21625	21238	20800
Temp. de Auto Ignição (° F)	1418	851	878	860	900
Tempo de vida na atm. (ano.)	14	2	<1	<1	<1
Ozone Depletion Potential	0	0	0	0	0
GWP (100 anos)	1300	140	20	20	20

3 RESFRIAMENTO EVAPORATIVO

3.1 Princípio

O resfriamento evaporativo é um processo adiabático de troca de calor sensível pelo latente CAMARGO(2003).

Os aparelhos de resfriamento evaporativo mudam o ar atmosférico, segundo a carta psicrométrica .(Figura 4).

3.1.2 O Processo

Consiste no deslocamento do ar, através de grandes superfícies, tipo colméias, umedecidas ou molhadas por água, que é lançada líquida ou pulverizada. Quando o ar passa pela superfície molhada, ocorre a evaporação da água pela diferença de pressão entre o ar não saturado, região de menor pressão, e a água de contato, a região de maior pressão.

O calor necessário para a mudança de fase da água líquida para vapor é transferido ao ar, que passa pela colméia evaporativa, resfriando-o.

O calor requerido para vaporização é entregue pelo ar, reduzindo o calor sensível dele e aumentando o calor latente da água. A entalpia se mantém no processo, não havendo ganho ou perda de calor.

O resultado final é o umedecimento do ar agora saturado e queda na temperatura de bulbo seco, proporcionando conforto térmico.

3.1.3 Eficiência do sistema evaporativo

Quanto maior é o diferencial de temperatura entre as temperaturas de bulbo seco e úmido de cada região, maior a eficiência dos aparelhos de resfriamento evaporativo. Assim um macro-clima com umidade relativa do ar muito grande, como as faixas litorâneas ou costeiras ou ainda micro-climas como beiras de represas, podem afetar de maneira negativa o processo evaporativo.

Pelas características geográficas, podemos dizer com certa precisão se o aparelho terá bom desempenho. Quanto mais próximos da região equatorial, maior a média de temperatura anuais. Agora, se for adicionado grande quantidade de evaporação natural, como aquelas ocorridas, devido ao ciclo das águas, quando as

águas dos rios e mares se evaporam, condensam-se e causam chuvas, reduzimos muito o espaço entre as temperaturas de bulbo seco e úmido. Esta é uma situação crítica para o ciclo evaporativo artificial.

A energia que se consome para transformação de fase de um litro de água de líquido para vapor é aproximadamente 580Kcal. Essa energia é a usada para obter a queda de temperatura do bulbo seco.

Segundo WANG (2000), a eficiência de saturação é usada para avaliar o desempenho dos sistemas de evaporativos de resfriamento direto. A equação é definida como:

$$\varepsilon_{\text{sat}} = \frac{T_{\text{ae}} - T_{\text{al}}}{T_{\text{ae}} - T_{\text{ae}}^*} \quad (1.36)$$

Onde T_{ae} e T_{al} = temperatura do ar de entrada e saída respectivamente do resfriador [°C]

T_{ae}^* = Temperatura termodinâmica de bulbo úmido do ar de entrada [°C].

3.1.4 Características do ciclo

Quando se pensa em resfriadores evaporativos pode-se esperar:

- Queda da temperatura do ar resfriado para 1°C acima da temperatura de bulbo úmido do ar de admissão não tratado BASENGE(2003);
- Dependência direta da umidade relativa do ar.
- Ventilação mínima para que haja passagem de ar pela evaporador e conseqüente também troca de energia entre a água e o ar.

3.1.5 Componentes dos resfriadores evaporativos

- Reservatório de água, fonte de água limpa e tratada;
- Bomba d'água usada adicionar energia hidráulica ao fluido;
- Evaporador, local onde haverá a passagem lenta da água com grande contato com o ar;

d) Ventilador usado para acelerar o processo evaporativo da colméia evaporativa e do mecanismo termoregulador do homem, isto é, auxilia a obter as condições mínimas de conforto térmico, segundo a ASHRAE.

Segundo STOECKER (2002), o processo pode ser caracterizado pela transferência de calor e massa que envolve vapor d'água e ar. Isso é representado por um processo isoentálpico do ar, elevando a umidade, o que caracteriza a Lei da linha reta.

3.1.6 Sistema de condicionamento de ar evaporativo e o mercado

Os sistemas evaporativos são conhecidos desde o Egito antigo, quando os escravos abanavam os jarros de cerâmica para manter a temperatura da água agradável.

No Brasil esta solução já faz parte do mercado de condicionamento de ar residencial, comercial e industrial.

Para os veículos pesados, como caminhões, a instalação desse recurso acontece após a compra do veículo. A sueca Volvo já produz em série esta solução para equipar os seus caminhões.

As dificuldades de acomodar o sistema, no espaço físico restrito dos carros; os requisitos para um bom funcionamento do sistema, como baixa umidade do ar externo e a preocupação com a reposição da água, constituem os desafios na área de resfriamento de ar evaporativo, dentro da aplicação automotiva.

4. REVISÃO DA LITERATURA

BOCK (1957) introduziu e demonstrou a importância da pressão e umidade em processos psicrométricos para ar condicionado através da análise exérgica do ar.

BULLOCK (1973) propõe o uso de tabelas do ar úmido e das cartas psicrométricas da ASHRAE para análise de modelos teóricos avaliando a exergia destes estudos de casos.

BOREL (1979) faz a avaliação das perdas termodinâmicas através da compatibilidade energética da primeira e segunda Leis da Termodinâmica, quantificando através do rendimento termodinâmico ou trabalho máximo realizável por uma substância, sob fonte de calor e matéria. Ao término do processo, a matéria entra num estado de equilíbrio termodinâmico com o meio ambiente.

KOTAS (1980) apresenta um dos primeiros estudos de critérios para desempenho de modelos termodinâmicos elaborados a partir dos princípios da exergia.

CORTEZ (1990) descreveu modelos de avaliação exérgica na refrigeração a compressão de vapor e na produção de energia a partir da combustão em processos agrícolas.

TORÍO; ANGELOTTI e SCHMIDT (2008) fizeram uma revisão de literatura sobre os conceitos de exergia, observando as diferentes abordagens sobre a exergia ao longo da cadeia de geração e distribuição de energia. Foram abordadas as exergias de fontes renováveis e fontes de combustíveis fósseis não renováveis, onde os autores apontaram o paradoxo da energia solar como uma das fontes de melhor exergia se considerarmos os limites conhecidos da solução técnica e o oposto, se considerarmos os limites físicos. Os sistemas de resfriamento evaporativos diretos, indiretos e regenerativos tiveram seus COP's e rendimentos comparados sob a óptica da exergia onde os ciclos regenerativos despontam a frente dos ciclos de refrigeração convencional.

LEAL (1997) elaborou um sistema de simulação de processos psicrométricos para a avaliação exérgica dos mesmos para a conservação de produtos perecíveis na

agricultura. Através de um conjunto de equipamentos ele reproduziu sistemas psicrométricos, aquecendo o ar com resistência, umedecendo e aquecendo com aspersores e conjunto de resistências blindadas; além de resfriamento indireto através da compressão de vapor e resfriamento evaporativo direto. Também fez uso da mistura adiabática de correntes de ar para estudar o melhor processo de conservação de tomates tipo cereja.

WATT e BROWN (1997) relacionam as diversas aplicações dos sistemas evaporativos nos segmentos da indústria, comércio e residências norte americanas, abordando desempenho dos resfriadores descritos em cartas psicrométricas.

Os sistemas de múltiplos estágios e diferentes tipos de materiais construtivos das colméias evaporativas são alvos de suas análises.

CARDOSO, CAMARGO e TRABELHO (1999) apresentam um sistema de pré-desumidificação por adsorção, descrevendo a vaporização da água a baixas pressões e a aplicação automotiva de sistema de ar, vapor e combustível.

SILVA (2002) realizou ensaios de condicionamento de ar em galpões avícolas para frangos de corte, usando o sistema evaporativo direto com painel de argila expandida e painel de celulose. O resultado foi observado na taxa de crescimento das aves ao longo do tempo de criação.

CAMARGO, EBINUMA e CARDOSO (2003) desenvolveram um modelo matemático para sistema de resfriamento evaporativos diretos. Experimentos foram conduzidos dentro da Universidade de Taubaté, para demonstrar o método baseado na equação de conservação de energia para volumes de controle.

CAMARGO (2003) desenvolveu um sistema de resfriamento evaporativo adsortivo avaliando o potencial de sua aplicação, além de suas restrições observando o conforto térmico e a conservação de energia. Um sistema evaporativo direto foi ensaiado e através dele, foi proposto um novo conjunto adsortivo para suprir a demanda de regiões onde a depressão de bulbo úmido não é significativa.

CASTRO e PIMENTA (2005) apresentaram modelo teórico e modelo matemático de transferência de calor e queda de pressão, para avaliação de um sistema evaporativo com colméia de celulose convencional.

SANTOS (2005) realizou estudo combinado do resfriamento evaporativo direto e adsorção, complementando o estudo técnico-econômico de viabilidade para sua implantação, usando insumos como a água da chuva e o calor do processo do gás natural, condensado de caldeira e energia elétrica.

SANTOS (2005) desenvolveu o dimensionamento teórico de um ciclo de refrigeração a compressão de vapor, para atender a carga térmica requerida de um automóvel de passeio. Fez também a comparação experimental através dos resultados obtidos em simulação do veículo em ensaio dentro de túnel de vento.

CAROSI (2006) desenvolveu um modelo matemático para avaliação do potencial do resfriamento evaporativo no Brasil. Através dele foi gerado um mapa de cada região. O modelo foi validado, através de procedimento de ensaio através de aparelho evaporativo de janela.

URENÃ (2008) desenvolveu um aparato experimental para o resfriamento evaporativo direto, comparando os resultados de bancada com modelos teóricos baseados no balanço de energia e na análise psicrométrica.

5. PROPOSIÇÃO

A análise de funcionamento e avaliação das variáveis respostas obtidas com o emprego do sistema evaporativo e a compressão de vapor conjugados em um sistema de climatização, foi a base para condução desse trabalho.

O sistema de compressão a vapor empregado nos ensaios descritos, tem projeto desenvolvido na empresa DENSO, cuja reprodução foi feita em bancada de testes, simulando um aparelho de refrigeração, originalmente instalado nas linhas de montagem das montadoras de veículos.

O acoplamento do painel evaporativo em série ao sistema convencional de resfriamento, foi uma adaptação a qual permitiu observar o comportamento da mistura de ar não saturado e depois saturado através do painel evaporativo.

O comportamento do sistema de compressão a vapor e do sistema evaporativo foram observados e monitorados através de instrumentação, durante os ensaios para então, posteriormente executar o complemento de análise, através da carta psicrométrica e do programa CYT(CYTsoft Technology), quando falamos em sistema evaporativo.

Para o ciclo de compressão a vapor fez-se uso dos diagramas e tabelas da termodinâmica, além do emprego dos programas CATT2(programa fornecido juntamente com o livro Fundamentos da Termodinâmica(VAN WYLEN et all 2003) e CYT(CYTsoft Technology).

A orientação foi obter um desempenho de refrigeração compatível com os dados de literatura existente, avaliando as diferenças de temperatura e umidade relativa na saída do experimento, sem, no entanto, fazer o dimensionamento do experimento para padrões de conforto do ambiente onde estava o laboratório de ensaios.

O ambiente onde foram feitos os ensaios tem Índice de Aplicabilidade ou depressão de bulbo úmido do ar externo (IA) =17, que segundo CAMARGO (2009), e WATT (1963) está no limite de desempenho recomendável que é IA=16, para os resfriadores evaporativos.

$$IA = TBU - \Delta t \quad (1.37)$$

Onde $\Delta t = (TBS - TBU)$ [Celsius]

6. MÉTODO

6.1 A bancada de experimentos

O laboratório de ensaios fica situado dentro da Escola DENSO, onde se montou a bancada para simular o ar condicionado convencional a compressão de vapor.



Figura 15- Laboratório de ensaio – Escola DENSO

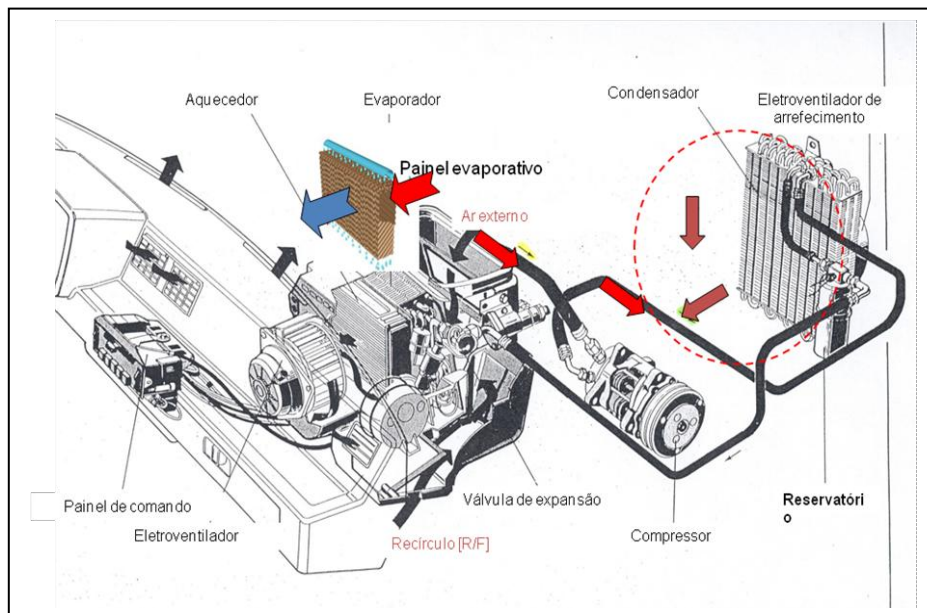


Figura 15.1- Representação do sistema combinado evaporativo e compressão de vapor em série

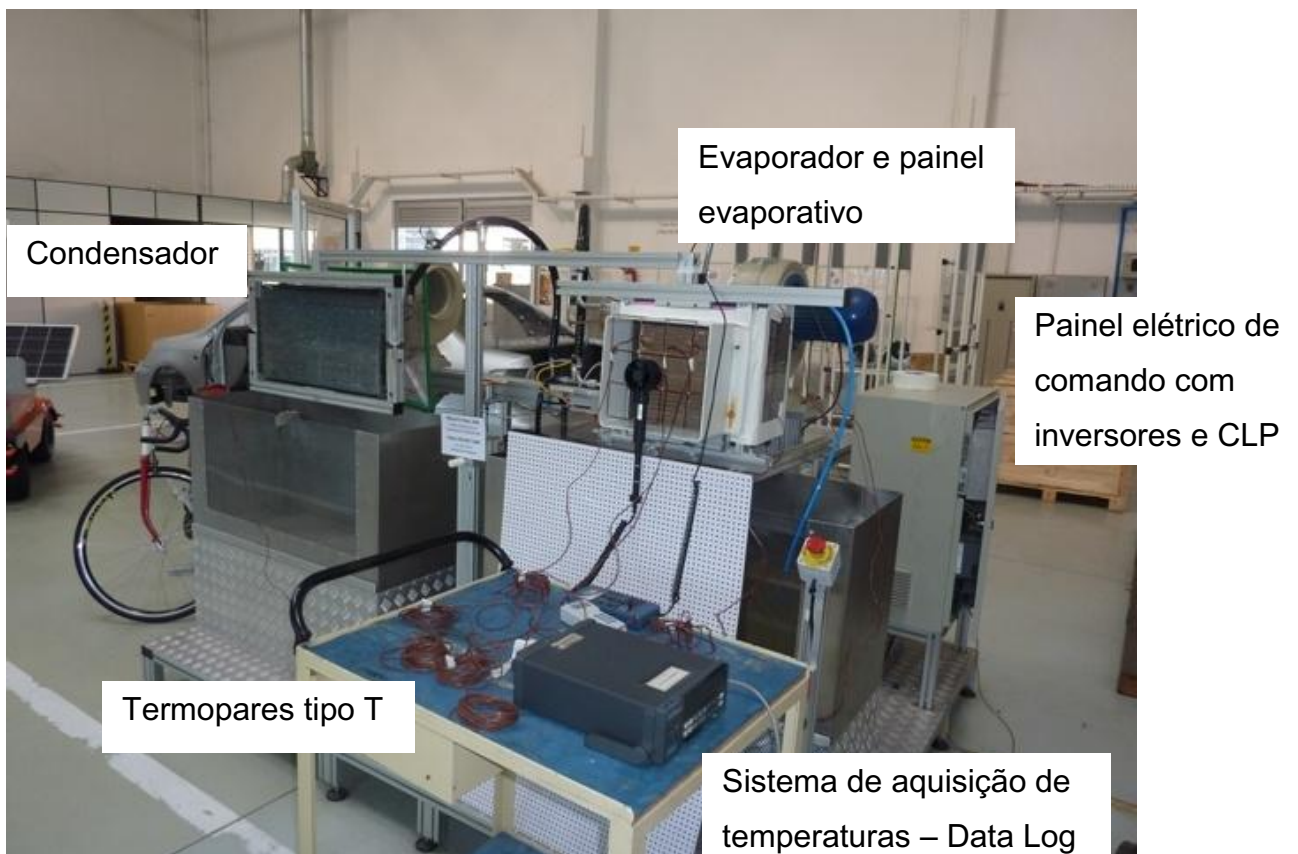


Figura 16- Visão em perspectiva da bancada de testes

Nesta bancada estavam montados um sistema de compressão a vapor automotivo de veículo de passeio leve – tipo Sedan com capacidade de refrigeração de 5100W a 1800rpm equipado com compressor modelo 10S15C DENSO e um painel evaporativo de celulose, unidos por dutos de PVC (Figura 16). O local do ensaio foi a ESCOLA DENSO (Figura17), onde foi possível acoplar o sistema de resfriamento evaporativo em série a um sistema convencional de compressão a vapor automotivo de carro de passeio.



Figura-17 – Vista da Escola DENSO obtida no “Google Maps”, contendo localização e altitude local de 906m, latitude 25° 32’6” e longitude 49° 18’ 22”.

6.2 Aspectos construtivos da bancada de ensaio

As polias motoras foram construídas de modo a manter a relação de transmissão e a rotação do eixo do motor usado na simulação igual a rotação do compressor. Assim foi usinada uma polia com o mesmo diâmetro do compressor para acoplar ao eixo do motor elétrico principal (Figura 18).

A estrutura de sustentação da bancada é construída em perfis extrudados de alumínio.

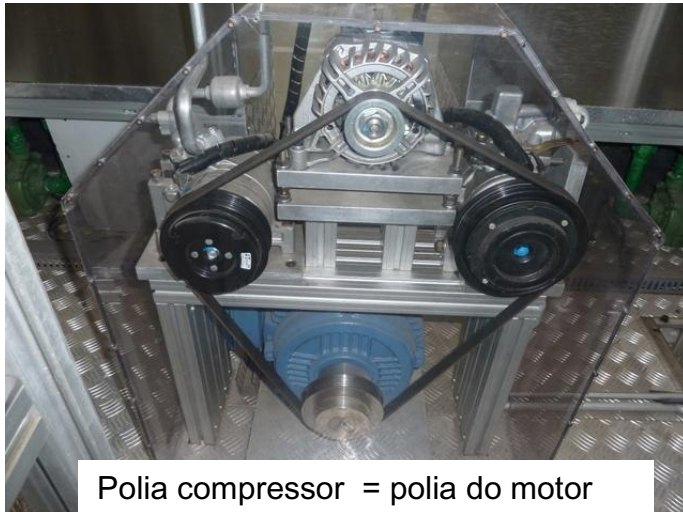


Figura 18- Foto do sistema de acionamento do motor principal e compressor do ar condicionado

- Um motor elétrico trifásico WEG - 8 pólos de 7,5kW -220VAC para acionamento do compressor.
- Um controlador lógico programável ALLEN BRADLEY Power Flex 70 (Figura 19).



Figura 19- Controlador Lógico Programável Power Flex 70 e quatro inversores ligados para controle dos ventiladores, bomba e compressor.

- Três inversores de frequência, marca Allen Bradley, modelo N100 Power Flex, para controle de rotação dos motores de acionamento dos dois ventiladores e do compressor;
- Um ventilador centrífugo marca ASTEN, instalado junto ao condensador com potência de 1500W- trifásico 220VAC (Figura 20).
- Um ventilador centrífugo marca ASTEN, instalado junto ao evaporador, com potência de 550W- trifásico 220VAC (Figura 20).



Figura 20 - Ventiladores marca Asten, acoplados aos trocadores de calor, evaporador e condensador

Usando um painel evaporativo, fez-se a interligação entre o evaporador convencional acoplando:

- Um painel evaporativo de celulose Munters de 300mm(L) x 350mm(C) x 80mm(P).
- Uma bomba d'água centrífuga marca Texius, acoplado a motor elétrico WEG de 0,37kW (Figura 21).

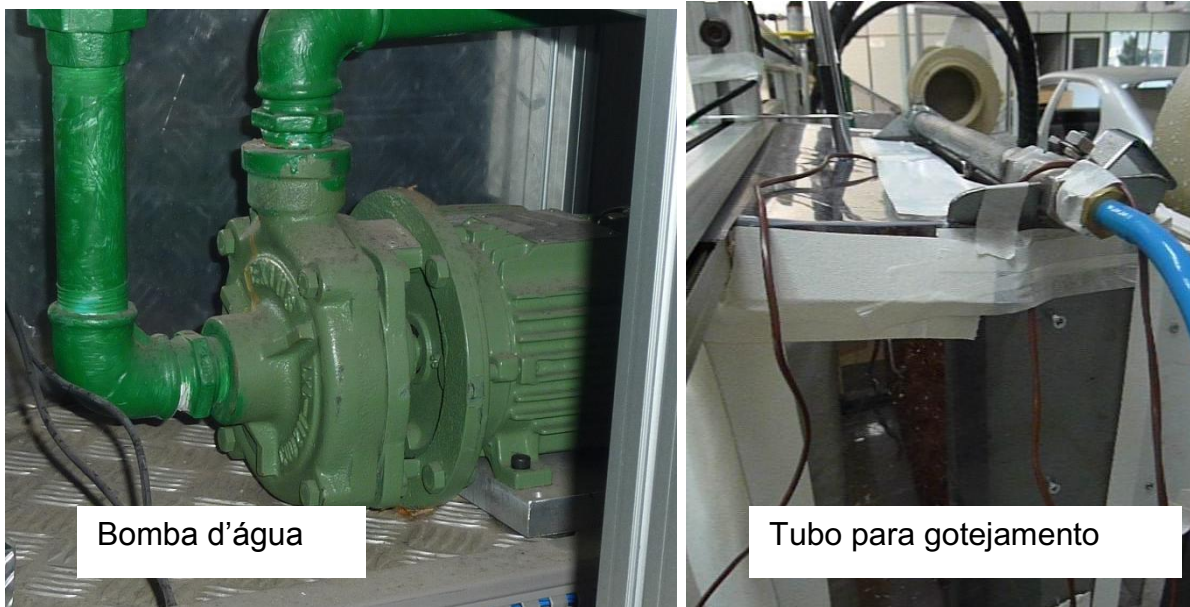


Figura 21- Bomba centrífuga Texius para o sistema evaporativo e o gotejador tipo chuveiro, acoplado ao painel evaporativo

- Um inversor de freqüência marca Allen Bradley, modelo N100 Power Flex, para o controle de rotação do motor de acionamento da bomba d'água (Figura 19).

6.3 Instrumentação para ensaio e medição

A instrumentação usada para os ensaios se compõe de:

- 2 sensores digitais de pressão marca ESSEN 12635A, um para leitura de pressão de alta (descarga) e da pressão de baixa (sucção). Eles possuem faixa de calibração de 1 a 25Bar, exatidão de 0,25Bar e tempo de resposta de 3ms (Figura 22).



Figura 22- Transdutor de pressão acoplado ao lado mangueira de alta pressão

- 2 sensores de temperatura digitais marca ESSEN TS5051, para leitura da temperatura na entrada do condensador e na saída do evaporador, com faixa de calibração de -40°C a 150°C , exatidão de $0,30\text{K}$ e tempo de resposta de 5 a 6ms(Figura 23).



Figura 23-Sensor de temperatura acoplado na saída do condensador

- 8 termopares tipo T de constatan e cobre, com pontas de prova soldadas conectados a coletor de dados marca FLUKE “Data Bucket” com uso de 8 dos 20 canais, monitorando as temperaturas do ar externo (1), do condensador na entrada (1), da mistura de ar após painel evaporativo (3) e após o evaporador (3). Eles foram calibrados de -30 a 110°C e exatidão de $\pm 1^{\circ}\text{C}$ (Figura 24).



Figura 24- Coletor de dados para as temperaturas amostradas dos 8 termopares tipo T

- Um termo-anemômetro analógico, marca Air flow TA2-30, acoplado a saída do painel evaporativo com faixa de calibração de 0 a 30m/s, e exatidão $\pm 2\%$ FSD (Figura 25).



Figura 25-Termo-anemômetro analógico para leitura da velocidade na saída do painel evaporativo

-Um termoanemômetro digital Minipa MDA-11 acoplado a saída do evaporador para leitura das velocidades de saída do evaporador com faixa de calibração de 0 a 30m/s, exatidão de 3% FSD e tempo de resposta a cada 1segundo (Figura 26).



Figura 26- Termoanemômetro acoplado a grade com termopares para leitura na saída do evaporador

- Um medidor de condição ambiental “Pocket weather tracker” KESTREL 4000 para umidade relativa e temperatura de bulbo úmido na saída do evaporador. Faixa de calibração de -29 °C a 70°C, exatidão ± 3 °C para TBU e 3% com a umidade relativa. Tempo de resposta de 1segundo (Figura 27).



Figura 27-Foto do medidor Kestrel 4000

- Dois higrômetros Lutron HT-3003 para leitura da temperatura de bulbo úmido e umidade relativa na saída do painel evaporativo e ambiente, com faixa de calibração de 10 a 95%, exatidão de 3% e tempo de resposta de 0,4segundos (Figura 28).



Figura 28- Foto do Higrômetro Lutron

- Um notebook com programa de comunicação e plataforma RSLogix 500PRO, fabricante Alley Bradley, para monitoramento do controlador lógico programável, o que possibilitou além da leitura, o ajuste dos tempos de ensaio, através do “LEADDER”.

Colocando-se em modo “RUN REMOTE” o controlador lógico programável, obteve-se a parametrização de velocidades e rotação do compressor, dos dois ventiladores e da bomba d’água.

6.4 Premissas para os ensaios

Foram feitos os seguintes ajustes para início dos ensaios no software do controlador lógico programável:

O tempo de teste foi ajustado para o limite de 3horas.

A rotação do motor para o acionamento do compressor, foi ajustada para 900rpm e depois para 1800rpm, após conferência das leituras de rotação na ponta do eixo, com tacômetro digital Minipa, modelo MDT-2245 com ponta de prova por contato, faixa de calibração de 0,5 a 19999rpm e exatidão de 0,05% (Figura 29).



Figura 29- Tacômetro usado para ajuste da rotação do compressor e construção da tabela de equivalência acima.

O objetivo foi realizar duas baterias de ensaios, procurando simular, tanto a velocidade de aproximadamente 50km/h, desenvolvida nas ruas, e ao mesmo tempo reproduzir as condições de ensaio, previstas na especificação do compressor. A rotação do compressor de 1800rpm, equivale a 100km/h para o veículo em questão, o

que foi comprovado, segundo dados adquiridos da câmara de “desempenho” do laboratório de ensaios da DENSO, quando da qualificação para comercialização do conjunto de ar condicionado usado neste estudo.

Após ajuste das rotações do compressor, foi feita a correlação com velocidades do ar no programa, de modo a assumir as velocidades compatíveis do carro relacionadas com a rotação do ventilador, acoplado ao condensador.

Fixou-se 3 velocidades para insuflamento de ar, no evaporador de 1m/s, 2m/s e 2,5m/s.

Procurou-se atender a recomendação de CAMARGO (2009) LIAU e CHIU (2002) para evitar o aumento da perda de carga, adotando velocidades entre 0,75 a 1,5m/s quando trabalhando com painéis evaporativos.

Neste experimento, foi avaliado também o efeito da velocidade do ar, na troca de calor com o evaporador convencional. A faixa adotada representa a condição de escolha mais comum do usuário do aparelho de ar condicionado automotivo, o que representa do ponto de vista do proprietário do veículo, as primeiras três velocidades possíveis de seleção no painel do ar condicionado.

Antes do início dos ensaios, foi feita nova carga de gás R134a, no sistema de compressão a vapor, através da válvula de serviço na tubulação de sucção, onde após leitura da condição presente de pressão, aplicou-se o equivalente a 550 gramas de fluido refrigerante.

Foi instalado um duto quadrado de 270mm x 265mm, moldado em PVC rígido de 5mm de espessura, como extensão do evaporador convencional, ligando-o ao sistema evaporativo.

Fixado na extremidade deste duto, para auxílio à leitura das velocidades médias, foi acoplada uma grade de cobre, onde se fez a ligação dos termopares tipo T.

6.5 Parâmetros adotados para o experimento

Foi assumido o monitoramento de desempenho da bancada de teste, segundo o seguinte roteiro:

Avaliar primeiro isoladamente, o sistema de compressão a vapor a 900rpm e 1800rpm (Tabelas 2 e 3), observando continuamente as velocidades de insuflamento de ar de 1m/s, 2m/s e 2,5m/s, com duração de cada bateria de ensaio, de aproximadamente 20 minutos e intervalo de leituras de 2 minutos, quando se fez o registro de dados, repetindo-se o ciclo 10 vezes durante os 20 minutos, tempo esse gasto para cada etapa de ensaio.

Tabela 2-Condições de Ensaio propostas para o sistema de compressão a vapor isoladamente.

Ciclo combinado de compressão a vapor e resfriamento evaporativo a 900rpm								
Controle físico e Controle software	Rotação do compressor [Hz] N100-0	Rotação ventilador do condensador [Hz] N100-20	Rotação da bomba d'água [Hz] N100-60	Rotação ventilador do evaporador [Hz] N100-80	Correlação com deslocamento [km/h] N100-90	Horário do ensaio [comp vapor]	Horário do ensaio [evaporativo+comp vapor]	Velocidade do ar [m/s]
Controle software	15	30	10	27	50	11:30	14:00	1
Corrente elétrica[A]	11,6	1,79	0,63	1,04				
Controle software	15	30	10	47		12:00	14:30	2
Corrente elétrica[A]	10,9	1,76	0,64	1,08				
Controle software	15	30	10	56		12:20	15:00	2,5
Corrente elétrica[A]	11,3	1,78	0,64	1,12				

Tabela 3- Condições de Ensaio propostas para o sistema de compressão a vapor combinado – em série- com o sistema evaporativo.

Ciclo combinado de compressão a vapor e resfriamento evaporativo a 1800rpm								
Controle físico e Controle software	Rotação do compressor [Hz] N100-0	Rotação ventilador do condensador [Hz] N100-20	Rotação da bomba d'água [Hz] N100-60	Rotação ventilador do evaporador [Hz] N100-80	Correlação com deslocamento [km/h] N100-90	Horário do ensaio [comp vapor]	Horário do ensaio [evaporativo+comp vapor]	Velocidade do ar [m/s]
Controle software	30	45	15	27	100	13:00	15:20	1
Corrente elétrica[A]	9,7	1,92	0,74	1,03				
Controle software	30	45	15	50		13:30	16:00	2
Corrente elétrica[A]	10,2	1,92	0,74	1,09				
Controle software	30	45	15	56		13:45	16:20	2,5
Corrente elétrica[A]	10,2	1,93	0,74	1,1				

As figuras 30 e 31 mostram cópias da página do programa do LADDER – onde na rotina “N-100 Power flex” foram ajustados os parâmetros de frequência equivalente a rotação do compressor e velocidades dos ventiladores do condensador e evaporador.

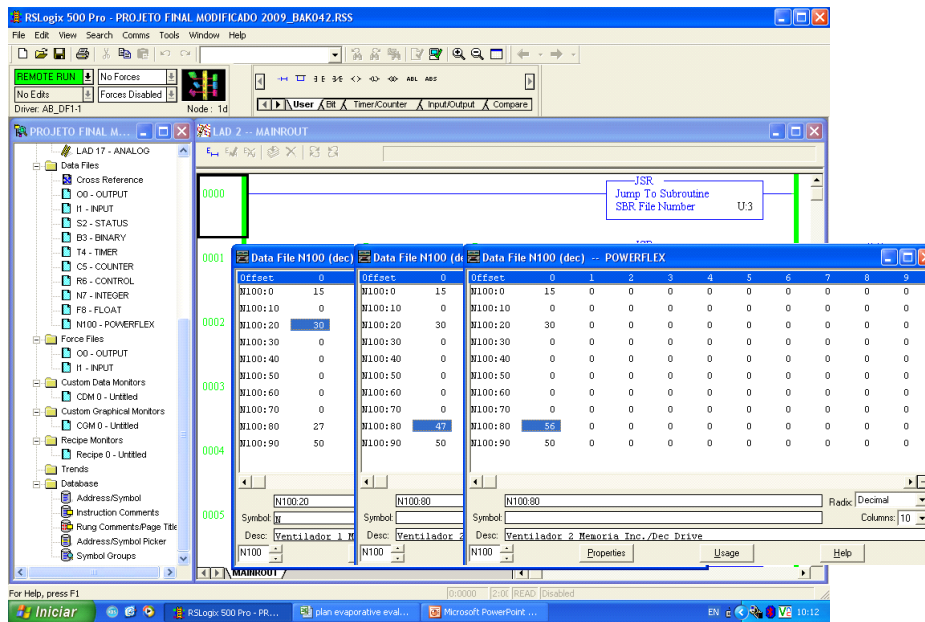


Figura 30- Entrada dos dados da tabela 2 no software do CLP para rotação de 900rpm

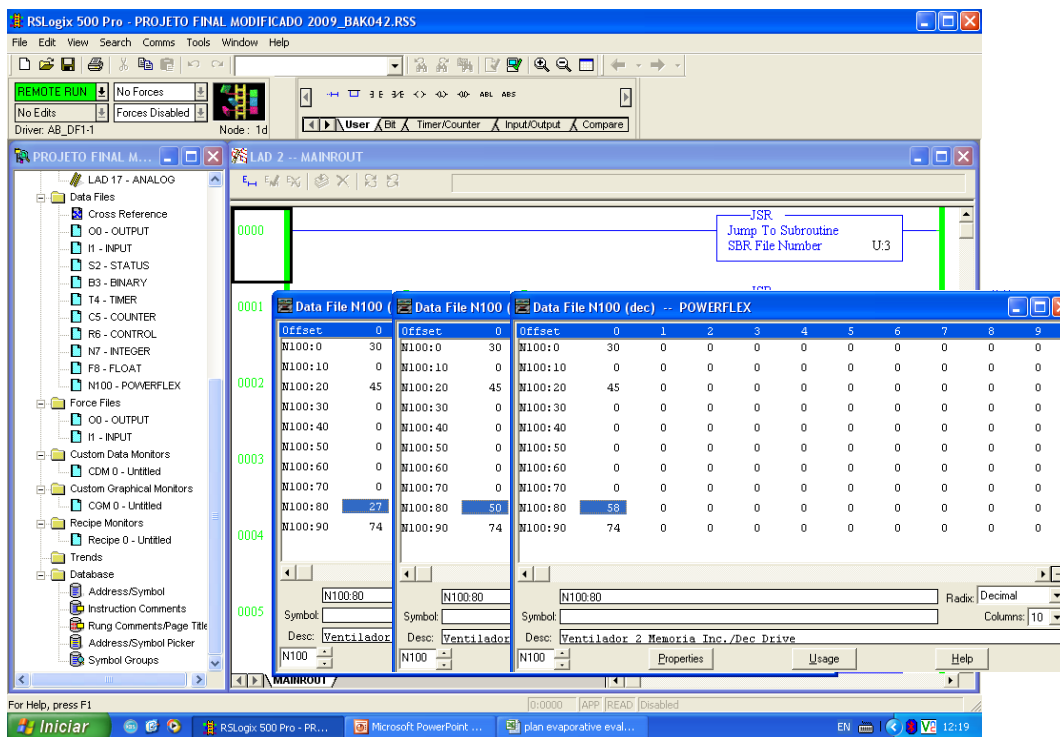


Figura 31- Entrada de dados no software do CLP para rotação de 1800rpm

Finalizado o ensaio, observando o ciclo de refrigeração convencional, foram repetidos os mesmos ensaios, agora acionando a bomba d'água para obter o efeito evaporativo no painel de celulose de 350mm(C) x 300mm(L) x 100mm(P).

Através do inversor de frequência e uma válvula de esfera instalada, antes do tubo de gotejamento - tubo de alumínio furado com diâmetros de 1,5mm - foi ajustado a vazão de água a cada nova velocidade do ar selecionada, de modo a conseguir sempre a saída do ar saturado, após o painel evaporativo, aguardando a obtenção de 100% para umidade relativa, para início do ensaio.

A data do ensaio foi escolhida, quando se observou um período de estiagem superior a uma semana. Havia a ausência de chuvas há nove dias no momento do ensaio com condições climáticas próximas a 5% na tabela da ASHRAE Handbook Fundamentals(1993), capítulo 28, isto é, o ensaio foi realizado com temperaturas médias de bulbo seco e úmido dentro do patamar de 28⁰C TBS e 23⁰C TBU.

Os dados presentes neste trabalho foram coletados somente no dia 31 de julho de 2010, aguardando o final da manhã para maior estabilização da umidade relativa.

A pressão barométrica lida na data do ensaio foi de 911,6 hPa (mbar).

A altitude do local do experimento é de 906m.

Os inversores de frequência foram ajustados para leitura da corrente elétrica consumida em [A] com tensão de alimentação trifásica de 220VAC, enquanto os ensaios eram realizados.

As leituras das temperaturas, pressões e velocidades, foram resultantes da observação contínua do experimento a cada 2 minutos.

Para a simulação do ar condicionado automotivo em bancada, foi assumido a mesma premissa de superaquecimento “SH” de 10 graus Celsius do refrigerante na saída do evaporador, com o objetivo de conseguir a compressão seca, ou seja, garantir a sucção pelo compressor de somente vapor superaquecido, evitando os inconvenientes apontados por STOECKER (2002) pela presença da fase líquida, como a dificuldade de controle de vazão do refrigerante líquido misturado ao vapor e erosão das válvulas pelo refrigerante líquido.

O estágio de sub-resfriamento “SC” após o condensador foi de 5°C, de modo a obter o estado de líquido subresfriado e assim aumentar o efeito de refrigeração e por conseguinte, a capacidade de refrigeração.

7 RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados os dados de saída do experimento em bancada, na forma de tabelas e gráficos para os valores de temperatura de bulbo seco, úmido, pressão, velocidade e umidade relativa.

Os dados complementares para os estados termodinâmicos, obtidos através dos programas computacionais CATT2 e CYT também estarão presentes na forma de figuras, diagramas e das cartas psicrométricas.

Para validação dos resultados serão usados as ferramentas estatísticas de correlação entre variáveis e o Teste F de Snedecor para análise de variâncias e comprovação das hipóteses.

A estabilidade e a tendência, características importantes de meios de medição, não foram postos a prova neste experimento, por entender que não havia condição padrão psicrométrica ou termodinâmica que pudesse ser reproduzida, segundo critérios do Manual de Sistemas de Medição do IQA- Instituto de Qualidade Automotiva.

7.1 Coleta de dados para o sistema de compressão a vapor e conjugado com resfriamento evaporativo

Abaixo seguem as temperaturas de bulbo seco (TBS), temperatura de bulbo úmido (TBU), umidade relativa (%hum), velocidade do ar insuflado (u_1) e pressões na sucção e descarga do ar condicionado conjugado evaporativo e compressão de vapor onde:

t_1 - temperatura do ar externo [$^{\circ}$ C]

t_1' - temperatura de bulbo úmido do ar externo [$^{\circ}$ C]

%hum – umidade relativa do ar externo [%]

p_1 - pressão de condensação [MPa]

p_2 - pressão de evaporação [MPa]

PR – Razão de compressão [%]

t_2 - temperatura de condensação [$^{\circ}$ C]

t2'- temperatura de estado 2 (saída do condensador) [° C]

t3 – temperatura do ar após o ventilador e antes do evaporador [° C]

t3'- temperatura do ar após o ventilador e antes do evaporador [° C]

t3''- temperatura do ar após o ventilador e antes do evaporador [° C]

Average (média) das temperaturas antes do evaporador [° C]

t4 – temperatura de bulbo úmido do ar após do evaporador [° C]

t4- temperatura de bulbo seco do ar após o evaporador[° C]

t4'- temperatura de bulbo seco antes do painel evaporativo [° C]

t4'' temperatura de bulbo seco antes do painel evaporativo [° C]

Average (média) das temperaturas na saída do evaporador

u1- velocidade do ar na saída do evaporador / painel evaporativo.

As Tabelas 4 a 9 mostram a aquisição de dados do ensaio do sistema de resfriamento convencional (compressão de vapor) intercalados pelas tabelas com dados do ensaio do sistema conjugado evaporativo e compressão vapor a 900rpm, modificando o fator - velocidade do ar- para 1m/s ; 2,0m/s e 2,5m/s.

Tabela 4- Dados de saída – resfriamento convencional a 900rpm e velocidade de 1m/s

Compressão a vapor - 1m/s - 900rpm																
t1	% hum	p1	p2	PR	t2	t2'	t3	t3'	t3''	average	t4	t4	t4'	t4''	average	u1
TBS air in	air in	cond	eva	razão comp	TBS cond	Tcond	TBS eva in	TBS eva in	TBS eva in	TBS eva in	TBU eva out	TBS eva out	TBS eva out	TBS eva out	TBS out	cooling [m/s]
22,8	59,4	10,3	1,65	6,24	34,5	51	22,8	22,9	22,7	22,8	3,3	5,7	3,5	5,2	4,8	1,05
22,5	58,1	10,1	1,85	5,46	34,1	51,1	22,5	22,5	22,9	22,6	3,0	4,8	3	3,1	3,6	1,05
22,4	57,6	10,9	1,9	5,74	35,6	51,4	23,3	23,2	23,1	23,2	2,7	4,3	2,7	3,3	3,4	1,05
22,4	57,4	11,25	1,9	5,92	36,1	51,5	24,1	23,9	23,3	23,8	2,7	4,5	2,8	3,5	3,6	1,07
22,7	57,5	11,35	1,9	5,97	35,8	51,7	23,1	23	23,2	23,1	2,7	4,7	2,8	3,4	3,6	1,07
22,6	56,5	11,4	1,9	6,00	36,5	51,9	22,9	22,8	22,9	22,9	2,7	5,2	2,9	3,5	3,9	1,05
22,4	56,3	11,4	1,85	6,16	35,9	52,1	23	22,9	23,1	23,0	2,8	4,8	2,9	3,7	3,8	1,05
22,4	56,2	11,45	1,85	6,19	36,6	52,4	23,1	23	23,2	23,1	2,8	4,9	3	3,7	3,9	1,05
22,7	55,8	11,45	1,85	6,19	37,1	52,5	24,1	23,9	23,6	23,9	2,8	4,9	3	3,9	3,9	1,05
24,8	55,5	11,45	1,9	6,03	36,7	52,4	23,5	23,4	23,4	23,4	3,0	4,6	3,2	3,8	3,9	1,05
22,7	55,1	11,4	1,85	6,16	36,7	52,7	23,5	23,5	23,5	23,5	3	4,4	3,2	3,8	3,8	1,05

Tabela 5- Dados de saída – resfriamento conjugado convencional e evaporativo a 900rpm e velocidade de 1m/s

Combinado de compressão a vapor e evaporativo- 1m/s - 900rpm																		
t1'	t1	% hum	p1	p2	PR	t2	t2'	t3	t3'	t3''	average	t4	t4	t4'	t4''	average	u1	
TBU air in	TBS air in	air in	cond	eva	razão comp	TBS cond	Tcond	TBS eva in	TBS eva in	TBS eva in	TBS eva in	TBU eva out	TBS eva out	TBS eva out	TBS eva out	TBS out	cooling [m/s]	
17,33	24,6	50,2	11,75	1,85	6,35	38,5	49,1	18,8	18,9	18,3	18,67	3,7	4,4	3,8	4,4	4,20	0,93	
17,33	24,6	50,1	11,85	1,85	6,41	38,1	53	18,8	18,8	18,4	18,67	3,6	4,2	3,7	4,4	4,10	0,93	
17,44	24,7	50	11,9	1,8	6,61	38,3	54,2	18,9	19	18,5	18,80	3,3	4	3,6	4,3	3,97	0,92	
17,44	24,7	50	11,95	1,8	6,64	38,8	54,8	18,9	18,9	18,4	18,73	3,1	3,9	3,6	4,2	3,90	0,93	
17,57	24,9	50	11,9	1,8	6,61	38,8	55	18,9	19	18,4	18,77	3	3,8	3,5	4,2	3,83	0,92	
17,57	24,8	50,1	11,85	1,8	6,58	38,6	55,1	18,7	18,8	18,2	18,57	3,1	3,6	3,5	4,1	3,73	0,91	
17,52	24,5	50,1	11,85	1,8	6,58	38,4	55,2	18,7	18,7	18,3	18,57	2,9	3,5	3,4	4,1	3,67	0,92	
18,19	25,6	50	11,9	1,8	6,61	38,7	55,1	18,9	18,9	18,5	18,77	2,9	3,4	3,4	4,1	3,63	0,93	
17,85	25,3	49,9	11,9	1,8	6,61	38,8	55,1	18,9	18,9	18,4	18,73	2,9	3,4	3,4	4,1	3,63	0,92	
17,71	25,1	49,8	11,9	1,8	6,61	39	55,2	18,9	18,9	18,4	18,73	2,8	3,3	3,3	4,1	3,57	0,91	
17,59	25	49,8	11,85	1,8	6,58	39	55,2	18,9	18,9	18,4	18,73	2,8	3,2	3,2	4	3,47	0,91	
18,46	25,9	49,8	11,85	1,8	6,58	38,4	55,2	19	19	18,5	18,83	2,8	3,1	3,2	4	3,43	0,91	

Tabela 6- Dados de saída – resfriamento convencional a 900rpm e velocidade de 2m/s

Compressão a vapor - 2m/s - 900rpm																
t1	% hum	p1	p2	PR	t2	t2'	t3	t3'	t3''	average	t4	t4	t4'	t4''	average	u1
TBS air in	air in	cond	eva	razão comp	TBS cond	Tcond	TBS eva in	TBS eva in	TBS eva in	TBS eva in	TBU eva out	TBS eva out	TBS eva out	TBS eva out	TBS out	cooling [m/s]
24,4	54	12	2	6,00	37,6	53,4	24,2	24,2	23,8	24,1	7,3	7,8	7,4	8,1	7,8	2,07
22,9	53,9	12,1	2,05	5,90	37,7	54	24,1	24	23,8	24,0	7,1	7,7	7,2	8,2	7,7	2,02
23,4	54,1	12,1	2,05	5,90	38,2	54,3	24,1	24	23,7	23,9	7,0	7,7	7,2	8	7,6	2,02
22,7	54,3	12,1	2,05	5,90	37,9	54,5	23,9	23,9	23,7	23,8	7,0	7,6	7,2	7,9	7,6	2
23,1	53,7	12,1	2,05	5,90	37,3	54,5	24,1	24,1	23,8	24,0	7,0	7,5	7,2	8	7,6	2,03
22,8	53,6	12,15	2,05	5,93	38,1	54,6	24,2	24,2	23,9	24,1	7,0	7,5	7,2	8	7,6	2,02
23,1	53,6	12,15	2,05	5,93	38,3	54,7	24	24,1	23,7	23,9	6,9	7,5	7,2	8,1	7,6	2
23,1	53,8	12,05	2,05	5,88	38,3	54,7	23,8	23,8	23,3	23,6	6,8	7,3	7,1	8,1	7,5	2
22,5	53,5	12,15	2,05	5,93	38,1	54,7	23,9	23,9	23,4	23,7	6,8	7,4	7,1	8,1	7,5	2
22,9	53,5	12,1	2,05	5,90	38	54,8	24,2	24,2	23,7	24,0	6,9	7,4	7,2	8,1	7,6	2
23,3	53,4	12,15	2,05	5,93	38,4	54,8	24,2	24,2	23,8	24,0667	6,9	7,3	7,1	8,2	7,5	2

Tabela 7- Dados de saída – resfriamento conjugado convencional e evaporativo a 900rpm e velocidade de 2m/s

Combinado de compressão a vapor e evaporativo- 2m/s - 900rpm																		
t1'	t1	% hum	p1	p2	PR	t2	t2'	t3	t3'	t3''	average	t4	t4	t4'	t4''	average	u1	
TBU air in	TBS air in	air in	cond	eva	razão comp	TBS cond	Tcond	TBS eva in	TBS eva in	TBS eva in	TBS eva in	TBU eva out	TBS eva out	TBS eva out	TBS eva out	TBS out	cooling [m/s]	
17,52	24,5	50,2	12,45	1,95	6,38	38,9	55,9	19,5	19,6	19,1	19,40	6,3	7,4	6,5	8,7	7,53	2,09	
17,73	25,1	50,5	12,5	2	6,25	40	56,1	19,7	19,7	19,2	19,53	6,3	7,4	6,6	9	7,67	2,02	
17,79	25	50,5	12,55	2	6,28	40,1	56,3	19,9	19,8	19,2	19,63	6,4	7,6	6,7	8,9	7,73	2,02	
18,25	25,6	50,7	12,55	2	6,28	39,6	56,4	20,1	19,8	19,3	19,73	6,5	7,4	6,7	9,1	7,73	2	
17,6	24,8	50,6	12,55	2	6,28	40,1	56,4	20,3	19,8	19,5	19,87	6,5	7,7	6,7	9,1	7,83	1,98	
18,25	24,6	50,7	12,55	2	6,28	40	56,5	20,5	19,9	19,5	19,97	6,7	7,3	7,2	9,2	7,90	2	
17,46	24,6	50,9	12,55	2	6,28	40,1	56,7	20,6	19,9	19,6	20,03	6,7	7,3	7,3	9,1	7,90	1,98	
17,68	24,6	51,2	12,6	2	6,30	40,1	56,7	20,9	20	19,7	20,20	6,8	7,3	7,4	9,1	7,93	2	
17,68	24,8	51,1	12,55	2	6,28	40,1	56,8	21,2	20,1	19,7	20,33	6,9	7,4	7,5	9	7,97	2	
17,93	25,1	51,1	12,55	2	6,28	39,6	56,8	21,4	20,3	19,7	20,47	7	7,5	7,4	8,9	7,93	1,98	
17,68	24,8	51,1	12,55	2	6,28	39,4	56,8	21,7	20,4	19,8	20,63	7	7,5	7,5	8,9	7,97	2	

Tabela 8- Dados de saída – resfriamento convencional a 900rpm e velocidade de 2,5m/s

Compressão a vapor - 2.5m/s - 900rpm																
t1	% hum	p1	p2	PR	t2	t2'	t3	t3'	t3''	average	t4	t4	t4'	t4''	average	u1
TBS air in	air in	cond	eva	razão comp	TBS cond	Tcond	TBS eva in	TBS eva in	TBS eva in	TBS eva in	TBU eva out	TBS eva out	TBS eva out	TBS eva out	TBS eva out	cooling [m/s]
23,6	54,1	12,3	2,05	6,00	38,5	54,9	25,1	25,1	24,6	24,9	7,9	9	8	9	8,7	2,5
23,6	54	12,4	2,1	5,90	38,8	55,1	24,4	24,4	24,3	24,4	8,3	9,5	8,5	9,3	9,1	2,47
24,1	53,9	12,45	2,1	5,93	38,7	55,3	24,7	24,7	24,6	24,7	8,3	9,5	8,5	9,4	9,1	2,45
24,1	53,9	12,45	2,1	5,93	38,6	55,5	24,6	24,7	24,6	24,6	8,3	9,5	8,5	9,6	9,2	2,45
23,6	53,8	12,5	2,1	5,95	38,9	55,7	24,6	24,6	24,6	24,6	8,3	9,5	8,5	9,6	9,2	2,45
23,5	54,2	12,45	2,1	5,93	38,6	55,7	24,5	24,5	24,7	24,6	8,3	9,5	8,5	9,5	9,2	2,45
23,8	53,9	12,45	2,1	5,93	38,3	55,7	24,5	24,5	24,6	24,5	8,3	9,4	8,5	9,5	9,1	2,45
23,7	53,8	12,5	2,5	5,00	38,9	55,7	24,7	24,7	24,8	24,7	8,3	9,5	8,5	9,7	9,2	2,45
23,8	53,9	12,5	2,1	5,95	38,4	55,8	24,8	24,9	24,9	24,9	8,4	9,5	8,6	9,7	9,3	2,45
23,6	53,5	12,55	2,1	5,98	39,3	55,9	24,8	24,8	25,1	24,9	8,4	9,5	8,6	9,8	9,3	2,43
24,1	53,4	12,55	2,1	5,98	38,8	56	24,9	24,8	25	24,9	8,4	9,5	8,5	9,8	9,3	2,7

Tabela 9- Dados de saída – resfriamento conjugado convencional e evaporativo a 900rpm e velocidade de 2,5m/s

Combinado de compressão a vapor e evaporativo- 2.5m/s - 900rpm																	
t1'	t1	% hum	p1	p2	PR	t2	t2'	t3	t3'	t3''	average	t4	t4	t4'	t4''	average	u1
TBU air in	TBS air in	air in	cond	eva	razão comp	TBS cond	Tcond	TBS eva in	TBS eva in	TBS eva in	TBS eva in	TBU eva out	TBS eva out	TBS eva out	TBS eva out	TBS out	cooling [m/s]
17,68	24,9	51,1	12,7	2,05	6,20	40,2	56,7	21,3	18,6	20,1	20,00	8,4	9,5	8,5	10,5	9,50	2,5
17,88	25	51,6	12,7	2,05	6,20	40	56,8	21,6	18,8	20,3	20,23	8,5	9,7	8,7	10,5	9,63	2,41
17,82	24,8	52	12,75	2,05	6,22	40,3	56,8	21,8	19,1	20,5	20,47	8,5	9,6	8,7	10,6	9,63	2,39
18,27	25,3	52,2	12,8	2,05	6,24	40,2	56,9	22	19,3	20,6	20,63	8,6	9,7	8,7	10,6	9,67	2,36
18,27	25,3	52,3	12,8	2,05	6,24	40,2	57	22,2	19,7	20,8	20,90	8,7	9,6	8,8	10,7	9,70	2,38
17,96	25	52,1	12,8	2,05	6,24	39,6	57,1	22,3	19,8	20,9	21,00	8,7	9,6	8,8	10,5	9,63	2,4
17,75	24,8	51,6	12,75	2,05	6,22	40,3	57	22,3	20	20,8	21,03	8,5	9,6	8,8	10,6	9,67	2,4
17,87	24,9	51,5	12,8	2,05	6,24	40,3	57,1	22,5	20,1	21	21,20	8,6	9,6	8,9	10,6	9,70	2,38
17,97	25	51,7	12,8	2,05	6,24	40,2	57,1	22,9	20,2	21,1	21,40	8,6	9,7	8,8	10,6	9,70	2,4
18,08	25,2	51,8	12,85	2,05	6,27	40	57,1	23,4	20,6	21,2	21,73	8,7	9,7	8,8	10,6	9,70	2,4
17,62	24,6	51,8	12,8	2,05	6,24	39,9	57,2	23,6	20,9	21,5	22,00	8,8	9,7	8,9	10,7	9,77	2,39

Na Figura 32, pode-se observar a média das temperaturas de bulbo seco, ilustradas sob as formas de “boxplot” e intervalo de dados.

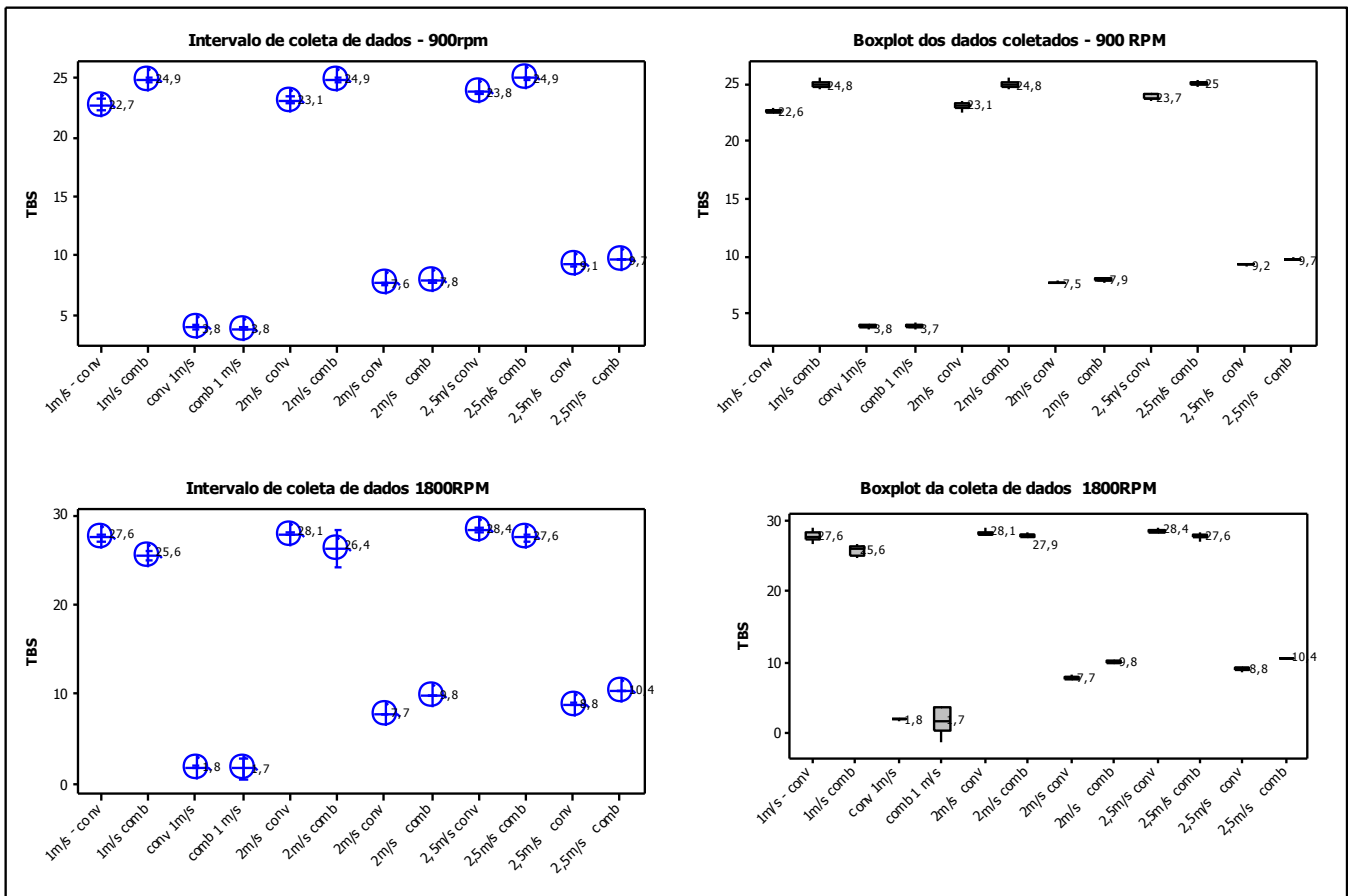


Figura 32 – Gráficos ilustrando as médias dos ensaios convencional e sistema combinado evaporativo a 900RPM e 1800RPM

As Tabelas 10 a 15 mostram a aquisição de dados dos ensaios a rotação do motor de 1800rpm, intercalando o sistema convencional e o conjugado de compressão de vapor e evaporativo, modificando o fator velocidade do ar em 1,0m/s; 2,0m/s e 2,5m/s.

7.2 Resultados do estudo observando o sistema de compressão a vapor no Diagrama pressão - entalpia.

Nesta etapa foi empregado o uso do programa CATT2 de modo a determinar as propriedades do refrigerante R134a em cada estado, como a entalpia, entropia e volume específico.

A prerrogativa para uso do programa foi a facilidade e agilidade oferecida segundo as seguintes indicações STOECKER (2002):

Processo 1 a 2- Compressão isoentrópica até a pressão de condensação (leitura);

Processo 2 a 3- Troca de calor em condensador MFA (multiflow) com queda da temperatura do vapor e condensação posterior até líquido saturado a pressão constante, extrapolando 5°C para obter o subresfriamento “SC”.

Processo 3-4 Expansão isoentálpica com dispositivo de expansão TXV até pressão de evaporação (leitura).

Processo 4 -1 Evaporação do fluido até o estado de vapor saturado. Neste caso extrapolando para vapor superaquecido “SH” de 10°C.

Os resultados do ciclo de refrigeração mensurado foram sobrepostos no diagrama de entalpia e pressão do refrigerante R134a, vide as Figuras 33 (900rpm) e 34 (1800rpm).

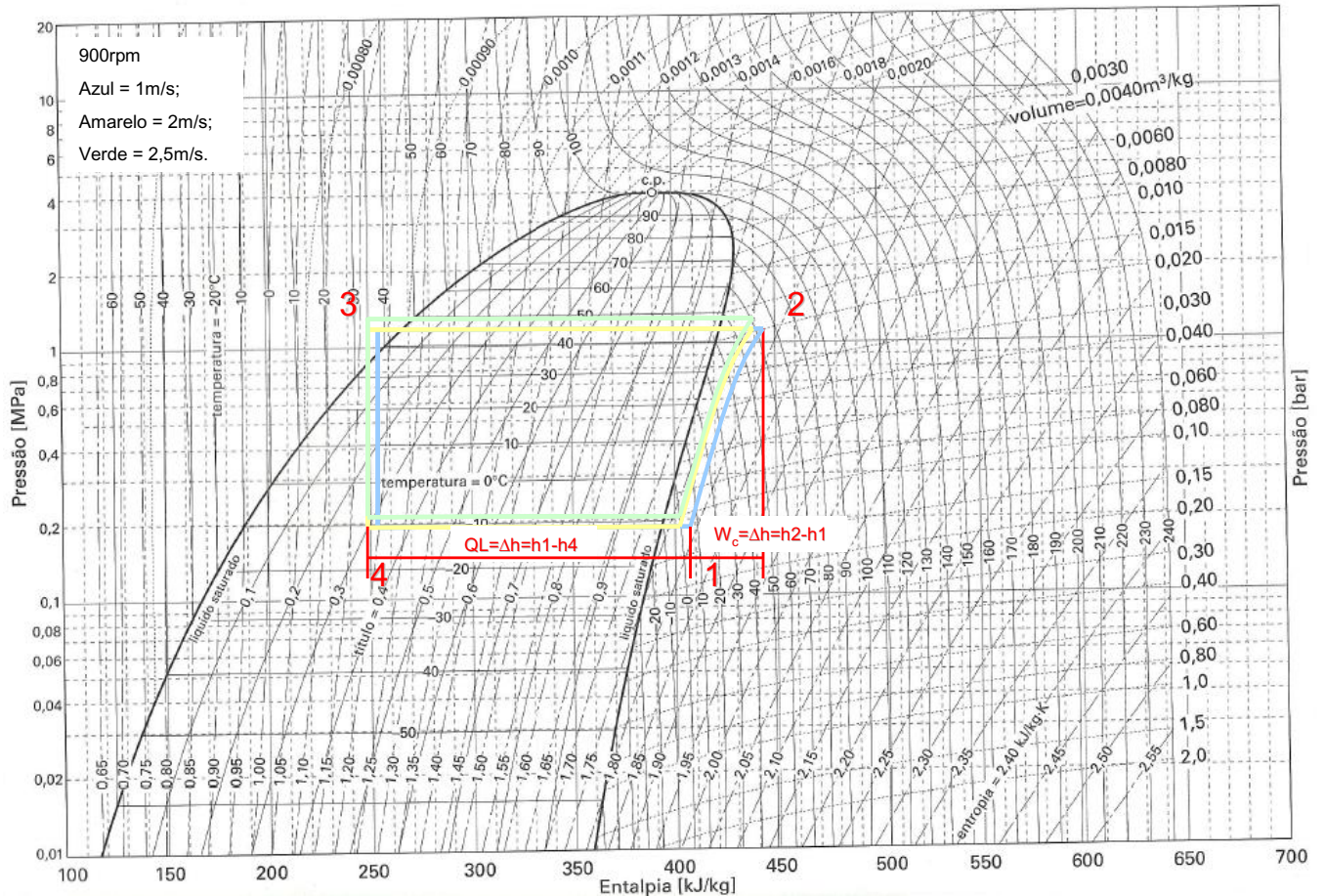


Figura 33 – Diagrama de pressão – entalpia para o R134a – 900rpm no compressor.

As curvas dos ensaios nas velocidades de insuflamento de ar a 1,5m/s; 2m/s e 2,5m/s estão sobrepostas e delas, percebeu-se que com a mais baixa velocidade do ar (1m/s) –curva “AZUL”, a velocidade intermediária de 2m/s curva na cor “AMARELA” e a máxima velocidade de 2,5m/s “VERDE” houve alguma mudança de comportamento termodinâmico, que mais adiante será tema de estudo do efeito de refrigeração e a capacidade de refrigeração, além do trabalho isentrópico do compressor (W_c).

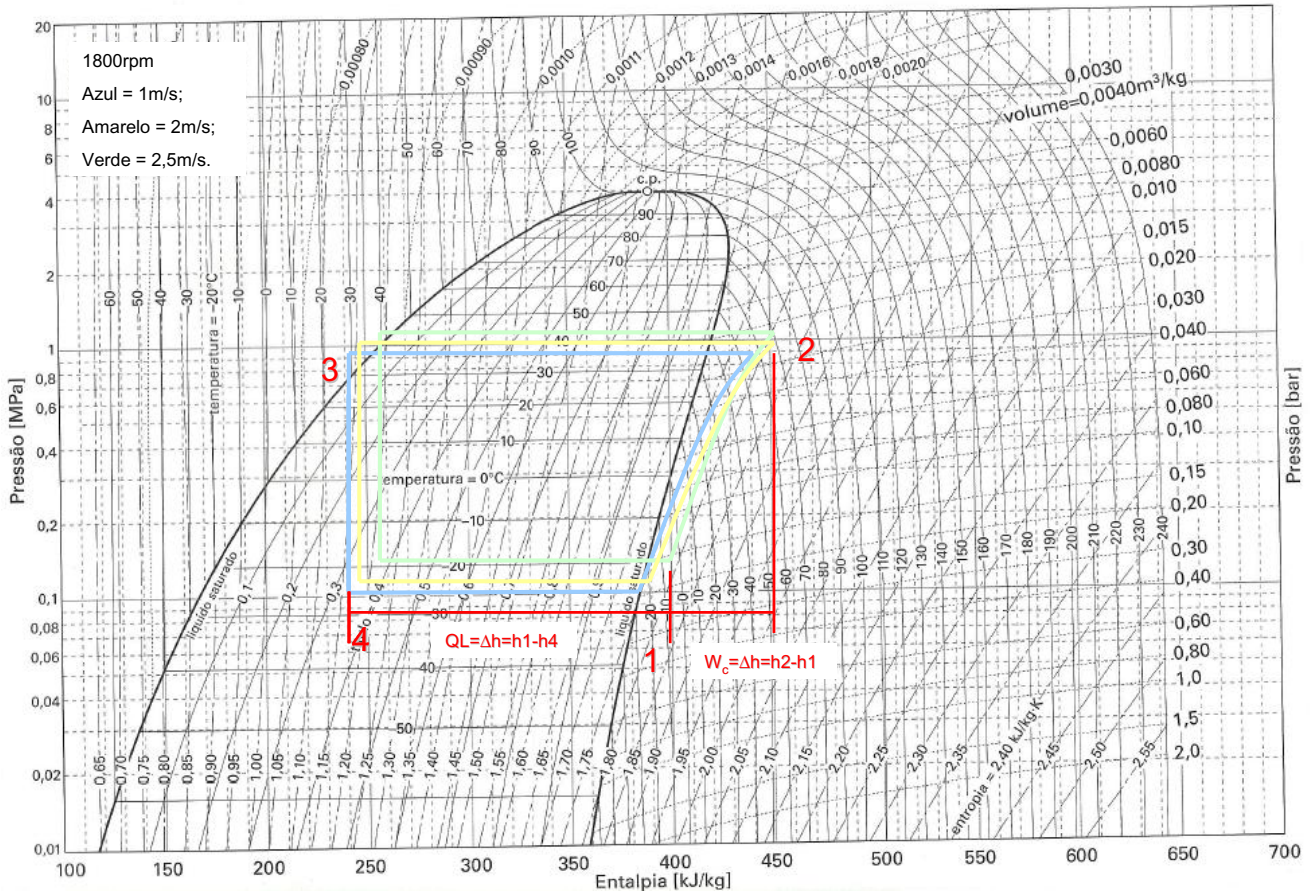


Figura 34- Diagrama pressão – entalpia para o R134a – 1800rpm no compressor

Após a ilustração das curvas para este ensaio, usando a rotação mais alta do compressor, comparativamente com o ensaio anterior a 900rpm - Figura 33, percebeu-se a redução do efeito do superaquecimento do vapor na entrada no compressor sem, no entanto, atingir a compressão úmida, abaixo da linha de vapor saturado.

7.3 Resultados do ciclo de compressão a vapor, segundo o modelo matemático.

Nas Tabelas 16 a 19 foram compilados os resultados dos cálculos para determinação da caracterização do ciclo de compressão a vapor, como o deslocamento volumétrico do compressor, o efeito de refrigeração [kJ/kg], capacidade de refrigeração Q_L [kW], coeficiente de desempenho [COP], trabalho de compressão W_c [kJ/kg], potência de compressão [P_c] e Eficiência de compressão adiabática η_a [%].

Tabela 16- Representação do ciclo de compressão a vapor – 900rpm

Compressão de vapor -900rpm																
$u1_{eva}$ [m/s]	RPM compr	V [cm3/rev]	η_v [%]	\dot{V}_{esp} [m3/kg]	ρ_v [vapor] kg/m ³	\dot{m} m[kg/s]	Pd/Ps	Pc [kJ/kg]	Pc [kW]	h_v t1sat [kJ/kg]	h_v t2sat [kJ/kg]	Wc(iso) [kJ/kg]	η_a adiabático [%]	\dot{V}_{real} [cm3/rev]	COP	Q _L Cap. kW]
1	896	167,3	63%	0,1154	14,94	0,023	6,000	40,30	0,94	399,10	430,60	31,500	78,16	180,26	3,81	3,58
2	896	167,3	63%	0,1054	18,44	0,029	5,902	40,20	1,16	401,42	431,40	29,980	74,58	203,21	3,83	4,43
2,5	896	167,3	63%	0,1018	19,26	0,030	5,869	40,10	1,21	402,13	431,80	29,670	73,99	204,99	3,83	4,62

Tabela 17- Representação do ciclo de compressão a vapor conjugado com o resfriamento evaporativo– 900rpm

Compressão de vapor conjugado com o sistema de resfriamento evaporativo - 900rpm																
$u1_{eva}$ [m/s]	RPM compr	V [cm3/rev]	η_v [%]	\dot{V}_{esp} [m3/kg]	ρ_v [vapor] kg/m ³	\dot{m} m[kg/s]	Pd/Ps	Pc [kJ/kg]	Pc [kW]	h_v t1sat [kJ/kg]	h_v t2sat [kJ/kg]	Wc(iso) [kJ/kg]	η_a adiabático [%]	\dot{V}_{real} [cm3/rev]	COP [900rpm]	Q _L Cap. [kW]
1	896	167,3	63%	0,1183	16,27	0,026	6,558	42,70	1,09	399,40	431,70	32,300	75,64	202,85	3,52	3,85
2	896	167,3	63%	0,1082	18,32	0,029	6,250	41,70	1,20	401,30	432,80	31,500	75,54	208,90	3,62	4,36
2,5	896	167,3	63%	0,1062	19,77	0,031	6,244	42,00	1,31	402,28	432,70	30,420	72,43	221,27	3,62	4,73

Tabela 18- Representação do ciclo de compressão a vapor - 1800rpm

Compressão a vapor - 1800rpm																		
$u1_{eva}$ [m/s]	RPM compr	\dot{V} [cm3/rev]	η_v [%]	V [cm3/rev]	v_{esp} [m3/kg]	ρ_v [vapor] kg/m ³	\dot{m} [kg/s]	Pd/Ps	Pc [kJ/kg]	Pc [kW]	Wc(real) [kJ/kg]	h_v t1sat [kJ/kg]	h_v t2sat [kJ/kg]	Wc(iso) [kJ/kg]	η_a adiabático [%]	\dot{V}_{real} [cm3/rev]	COP	Q _L Cap. [kW]
1	1797	167,3	62%	103,7	0,1674	14,95	0,046	9,73	52,90	2,46	52,90	397,85	437,10	39,25	74,20	259,56	2,83	6,94
2	1797	167,3	62%	103,7	0,15	18,44	0,057	9,35	52,70	3,02	52,70	401,36	439,30	37,94	71,99	286,91	2,87	8,67
2,5	1797	167,3	62%	103,7	0,1567	19,02	0,059	9,16	52,40	3,10	52,40	401,97	440,50	38,53	73,53	309,12	2,91	9,02

Tabela 19 -Representação do ciclo de compressão a vapor conjugado com o resfriamento evaporativo – 1800rpm

Compressão a vapor conjugado com sistema evaporativo - 1800rpm																		
$u1_{eva}$ [m/s]	RPM compr	\dot{V} [cm3/rev]	η_v [%]	V [cm3/rev]	v_{esp} [m3/kg]	ρ_v [vapor] kg/m ³	\dot{m} [kg/s]	Pd/Ps	Pc [kJ/kg]	Pc [kW]	Wc(real) [kJ/kg]	h_v t1sat [kJ/kg]	h_v t2sat [kJ/kg]	Wc(iso) [kJ/kg]	η_a adiabático [%]	\dot{V}_{real} [cm3/rev]	COP	Q _L Cap. [kW]
1	1797	167,3	62%	103,7	0,1873	15,02	0,047	10,649	55,70	2,60	55,70	398,100	438,100	40,000	71,81	291,778	2,61	6,784
2	1797	167,3	62%	103,7	0,1586	19,72	0,061	9,643	54,00	3,31	54,00	402,520	439,700	37,180	68,85	324,381	2,85	9,421
2,5	1797	167,3	62%	103,7	0,1533	20,09	0,062	9,448	53,60	3,34	53,60	402,880	440,300	37,420	69,81	319,424	2,87	9,592

7.4 Análise gráfica do ciclo de compressão a vapor a 900rpm e 1800rpm

Nessa secção foi avaliado o comportamento do ciclo convencional de refrigeração, observando no eixo das abscissas, o comportamento da velocidade do ar e o seu efeito no ciclo.

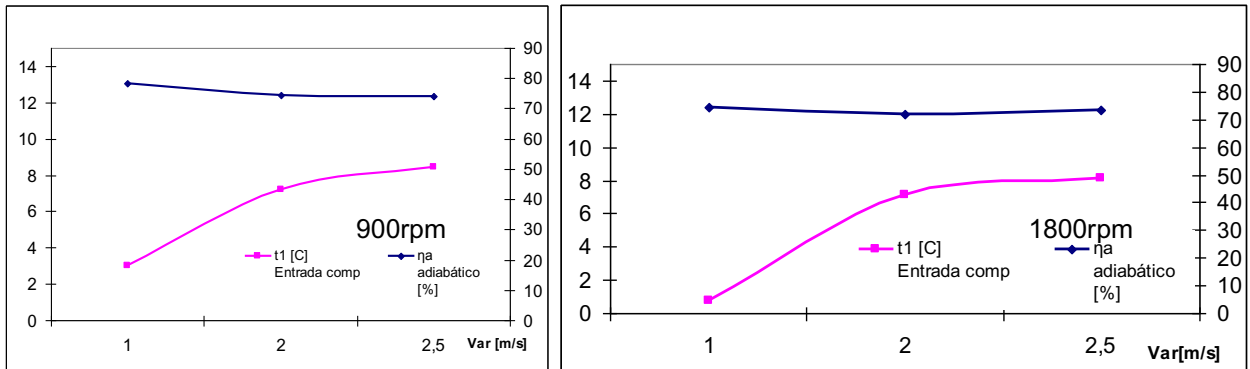


Figura 35- Efeito da temperatura de evaporação t_1 na eficiência adiabática de compressão η_a

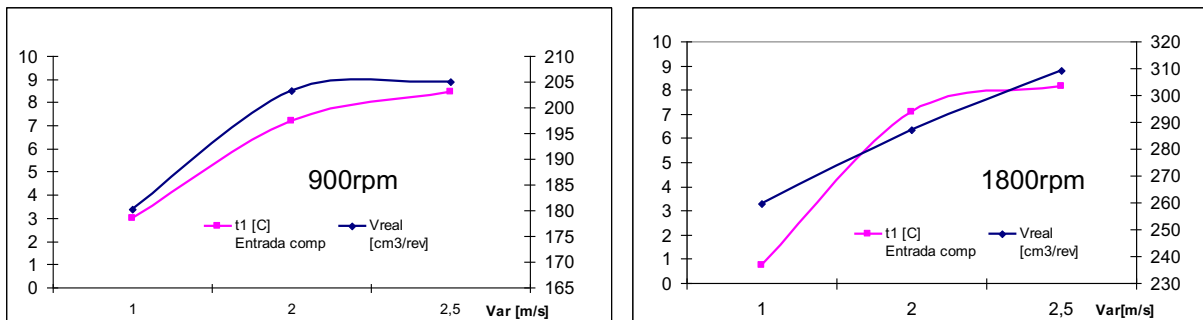


Figura 36- Efeito da temperatura de evaporação t_1 no deslocamento volumétrico $[cm^3/rev]$

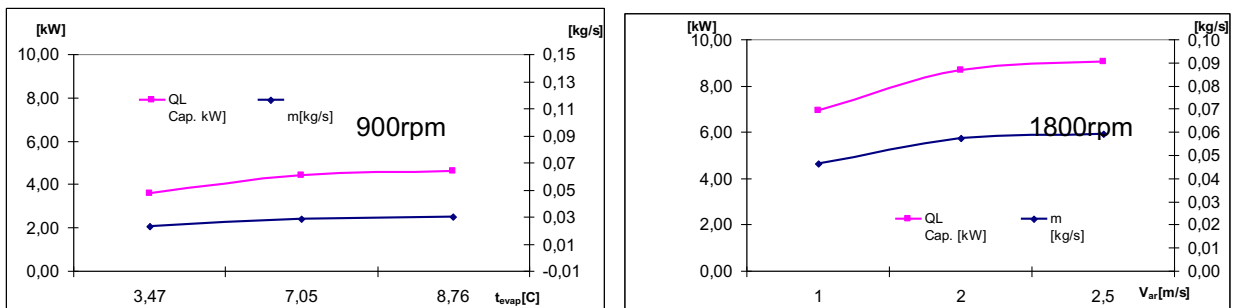


Figura 37- Efeito da temperatura de evaporação t_1 versus a capacidade de refrigeração $[kW]$ e fluxo de massa $[m]$

Na figura 35 observa-se a temperatura de evaporação em crescimento, mas sem ganho que pudesse ser observado na eficiência adiabática de compressão.

O trabalho de compressão real, segundo o processo 1 a 2, na Figura 33 e 34, mostra que o ângulo de inclinação é menor que a do trabalho de compressão isoentrópica, ou seja, no ensaio o compressor apresentou mais perdas em função do atrito mecânico. Como o fluxo de massa (Figura 37) também cresceu, a potência real do compressor [P_c] ficou estável. Veja a potência do compressor na Tabela 16.

Percebe-se também que foi alcançado e ultrapassado o ponto ideal da temperatura de evaporação, pois não foi percebido aumento na eficiência de compressão.

Houve crescimento da temperatura de evaporação t_1 [°C] em função do aumento da velocidade do ar u_1 [m/s] na Figura 36. O deslocamento volumétrico do compressor \dot{V}_{real} [cm³/revolução] segue em crescimento, conjuntamente com a temperatura de evaporação, quando aumentamos a vazão de ar passando pelo evaporador.

O fluxo de massa \dot{m} [kg/s] tem crescimento em função do aumento da temperatura de evaporação. Isso se deve a operação da válvula de expansão, que nesse momento está abrindo a passagem do refrigerante. Segundo o gráfico da Figura 37, observamos também o aumento da capacidade de refrigeração \dot{Q}_L [kW] em função do crescimento da temperatura de evaporação. O crescimento é explicado pelo superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador.

7.5 Análise gráfica do ciclo de compressão a vapor sob efeito do resfriamento evaporativo.

Agora será feito a mesma avaliação adotando os critérios presentes nas Tabelas 17 e 19 para elaboração nos gráficos dispostos nas Figuras 38 a 40.

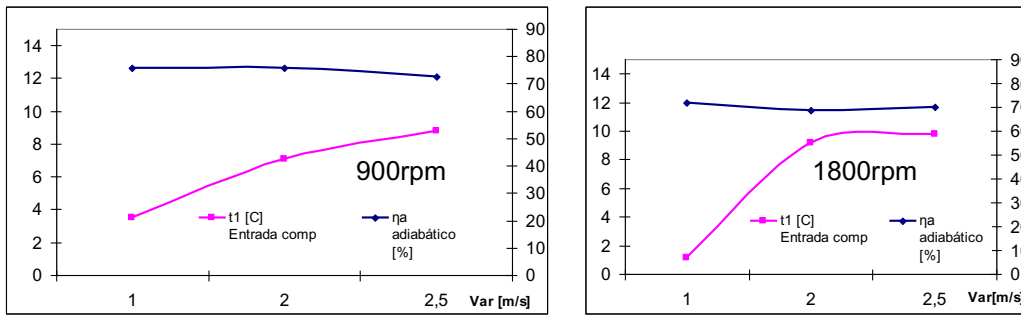


Figura 38- Efeito da temperatura de evaporação t_1 na eficiência adiabática de compressão η_a

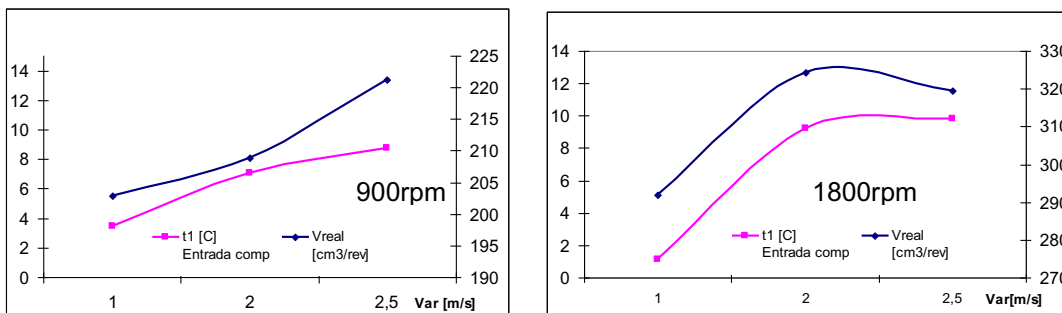


Figura 39- Efeito da temperatura de evaporação t_1 no deslocamento volumétrico $[cm^3/rev]$

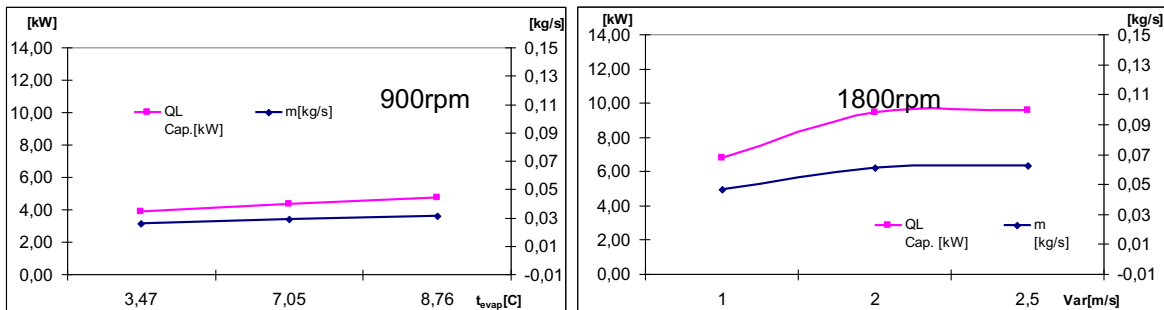


Figura 40- Efeito da temperatura de evaporação t_1 versus a capacidade de refrigeração $[kW]$ e fluxo de massa $[m]$

A temperatura t_1 $[^{\circ}C]$ de evaporação cresceu com a mesma taxa quando foi ensaiado, somente com o sistema de compressão a vapor. Vide Figuras 38 e 39.

7.6 Análise por regressão estatística da variável – TBS de saída do ensaio combinado compressão de vapor e sistema evaporativo

Através do programa Minitab 16, foi possível verificar, quanto significativos foram os fatores TBS – temperatura de bulso seco e a velocidade do ar para a variável resposta TBS do ciclo combinado.

A análise da regressão nas condições de ensaio de 900 RPM, mostrado nas Figuras 41 a 43 e 18000RPM – Figuras 44 a 46, foram conduzidas de modo a validar a significância p -valor $\alpha < 0,05$. para os fatores TBS de entrada e velocidade do ar proporcionada pelo ventilador.

Na Figura 41 observa-se que o resultado obtido de TBS na saída da bancada de ensaio, foi função, tanto da velocidade, quanto da temperatura – TBS de entrada.

Na figura 42, os dois fatores TBS de entrada e velocidade de 2m/s são ainda mais significativos, segundo verificação de Regressão, com p -valor = 0,070 e 0,001 respectivamente.

Verificando a Figura 43, tem-se que a condição da variável TBS de saída, tem fraca significância com o fator TBS de entrada, mas forte correlação com a velocidade do ar de saída – p -valor=0,03.

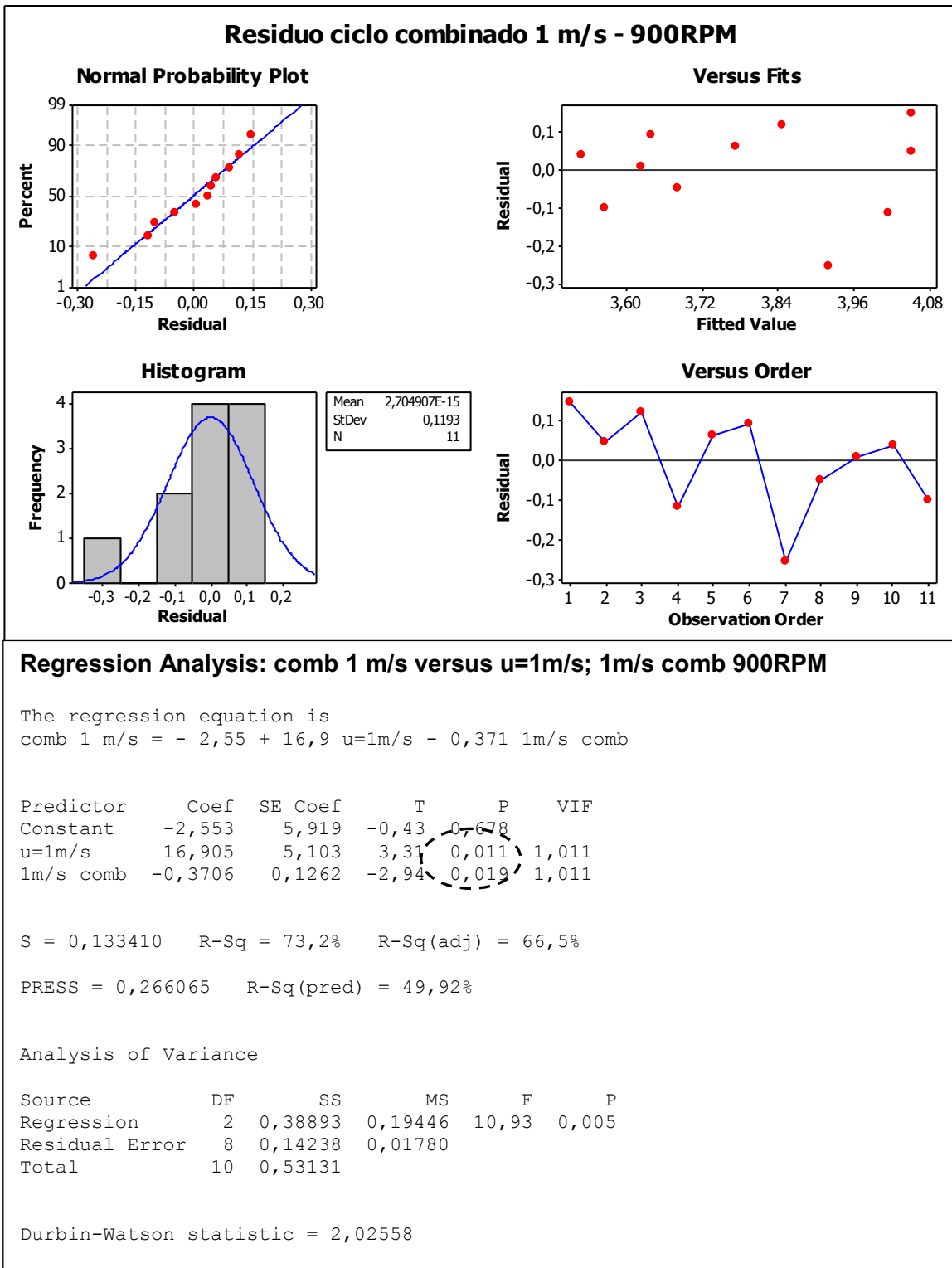


Figura 41 - Análise de regressão dos fatores velocidade do ar 1m/s e TBS entrada

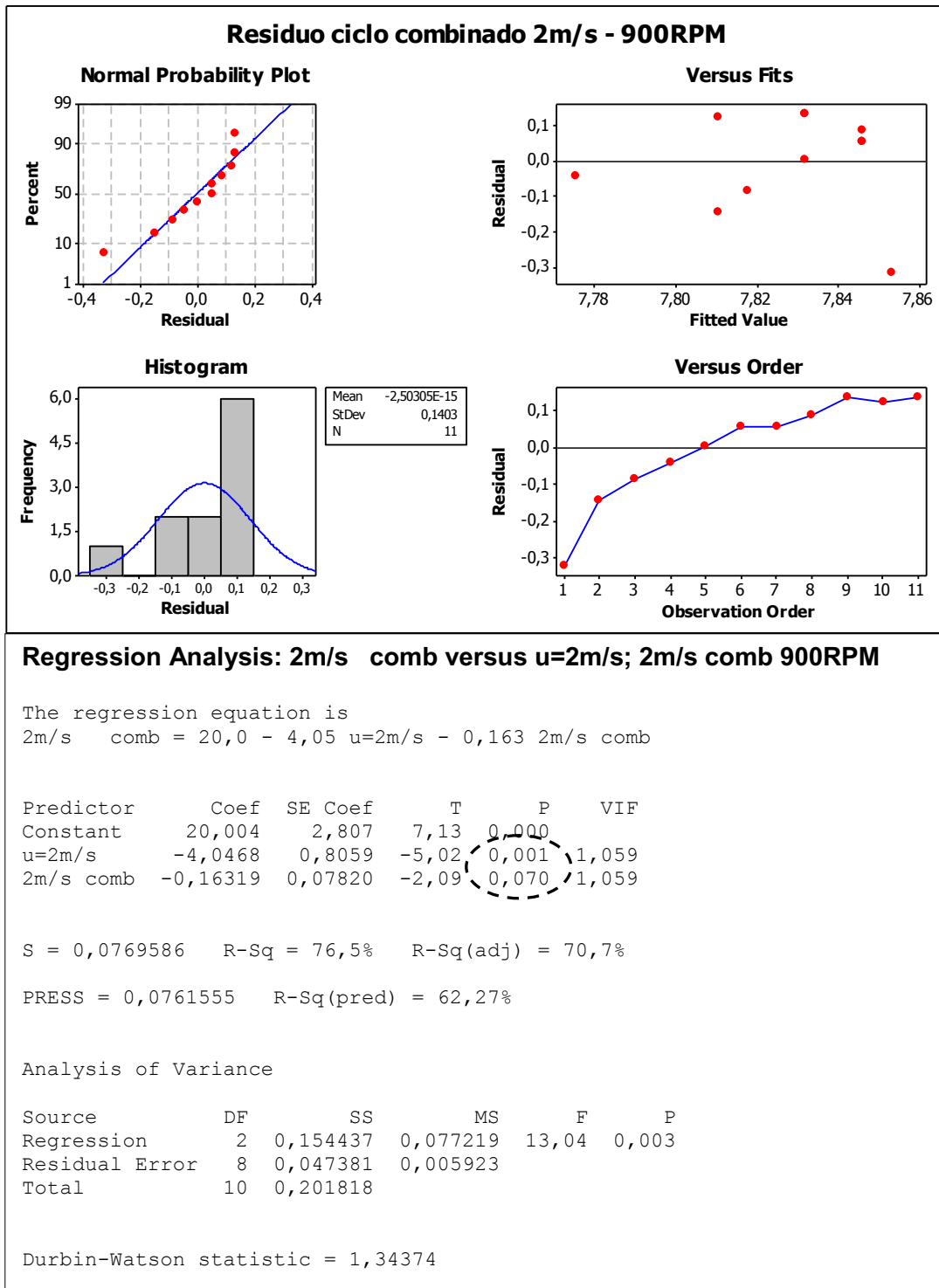


Figura 42 - Análise de regressão dos fatores velocidade do ar 2m/s e TBS entrada

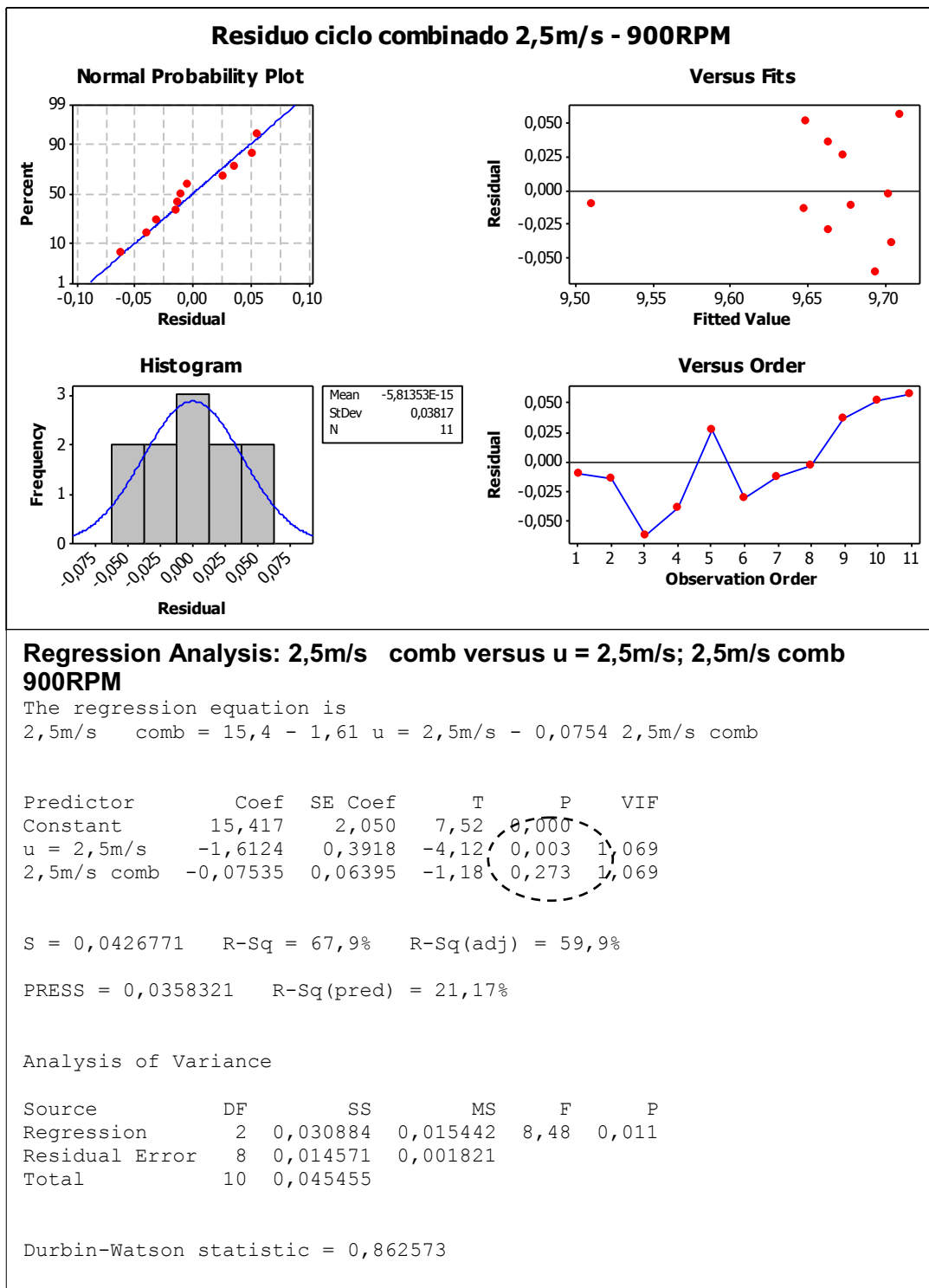
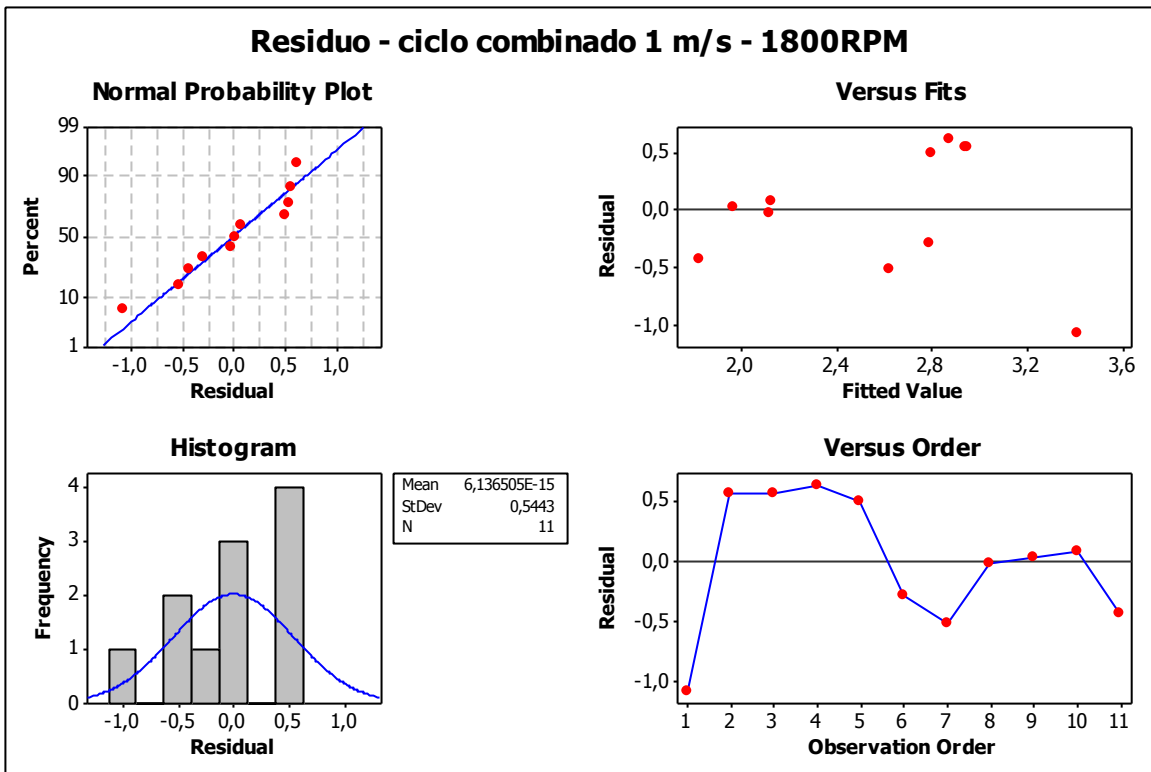


Figura 43 - Análise de regressão dos fatores velocidade do ar 2,5m/s e TBS entrada

Nas Figuras 44 a 46 foram avaliados através da regressão, se o comportamento obtido na variável resposta – TBS de saída, pode ou não, ser descrita, através dos fatores TBS de entrada e velocidade do ar de entrada



Regression Analysis: comb 1 m/s versus u=1m/s; 1m/s comb 1800RPM

The regression equation is

$$\text{comb 1 m/s} = -16,8 + 0,052 \text{ u=1m/s} + 0,755 \text{ 1m/s comb}$$

Predictor	Coef	SE Coef	T	P	VIF
Constant	-16,808	7,844	-2,14	0,064	
u=1m/s	0,0520	0,9730	0,05	0,959	1,046
1m/s comb	0,7550	0,2962	2,55	0,034	1,046

S = 0,608500 R-Sq = 45,7% R-Sq(adj) = 32,2%

PRESS = 12,7103 R-Sq(pred) = 0,00%

Analysis of Variance

Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	2	2,4964	1,2482	3,37	0,087
Residual Error	8	2,9622	0,3703		
Total	10	5,4586			

Durbin-Watson statistic = 1,30594

Figura 44 - Análise de regressão dos fatores velocidade do ar 1,0m/s e TBS entrada

Segundo a Figura 44, para a velocidade de 1m/s a 1800RPM o p-valor = 0,034, caracteriza a TBS em função somente da velocidade.

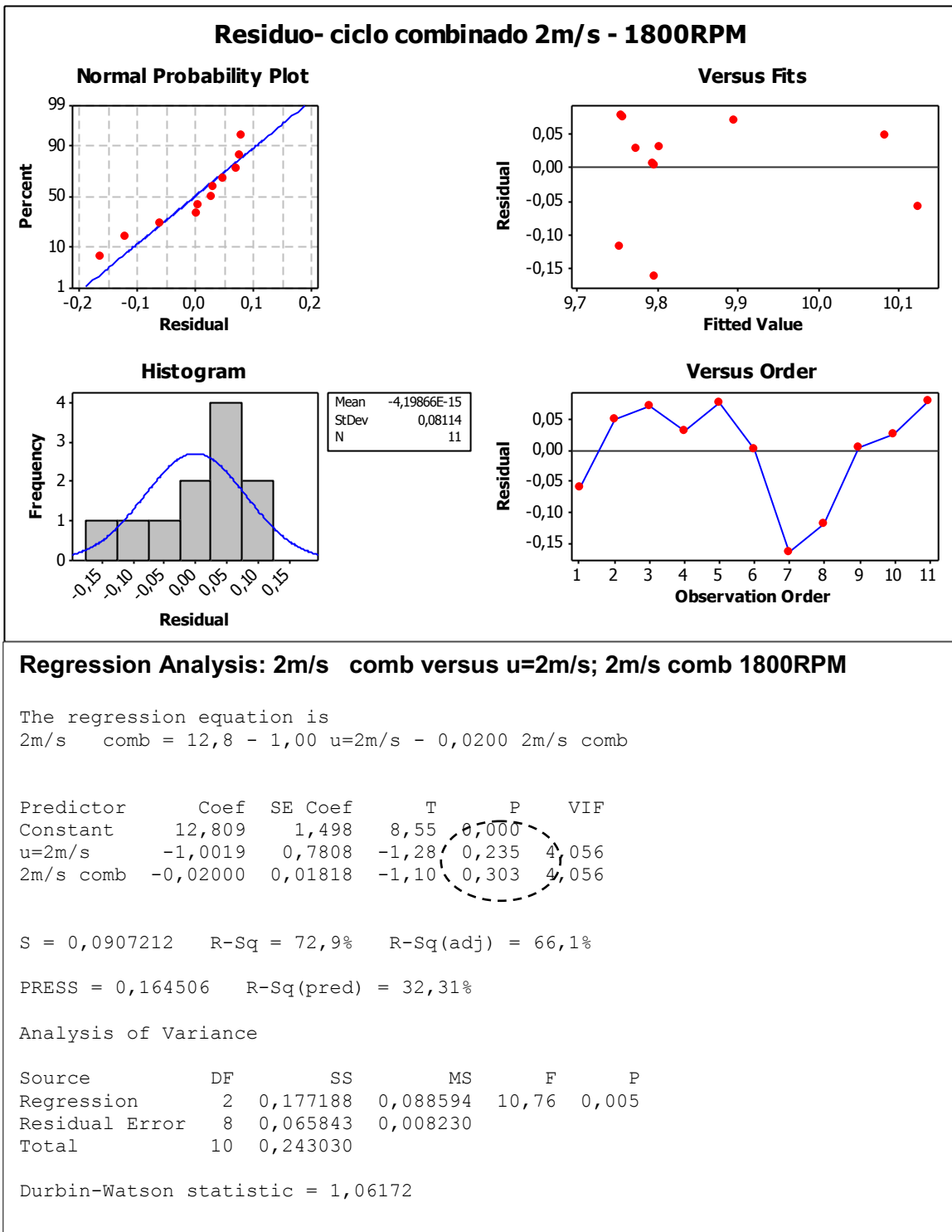


Figura 45- Análise de regressão dos fatores velocidade do ar 2,0m/s e TBS entrada

Na condição de 2m/s a 1800RPM, observando-se o ensaio combinado evaporativo e compressão de vapor, as condições de entrada TBS e velocidade não

são função da variável temperatura de saída – TBS,

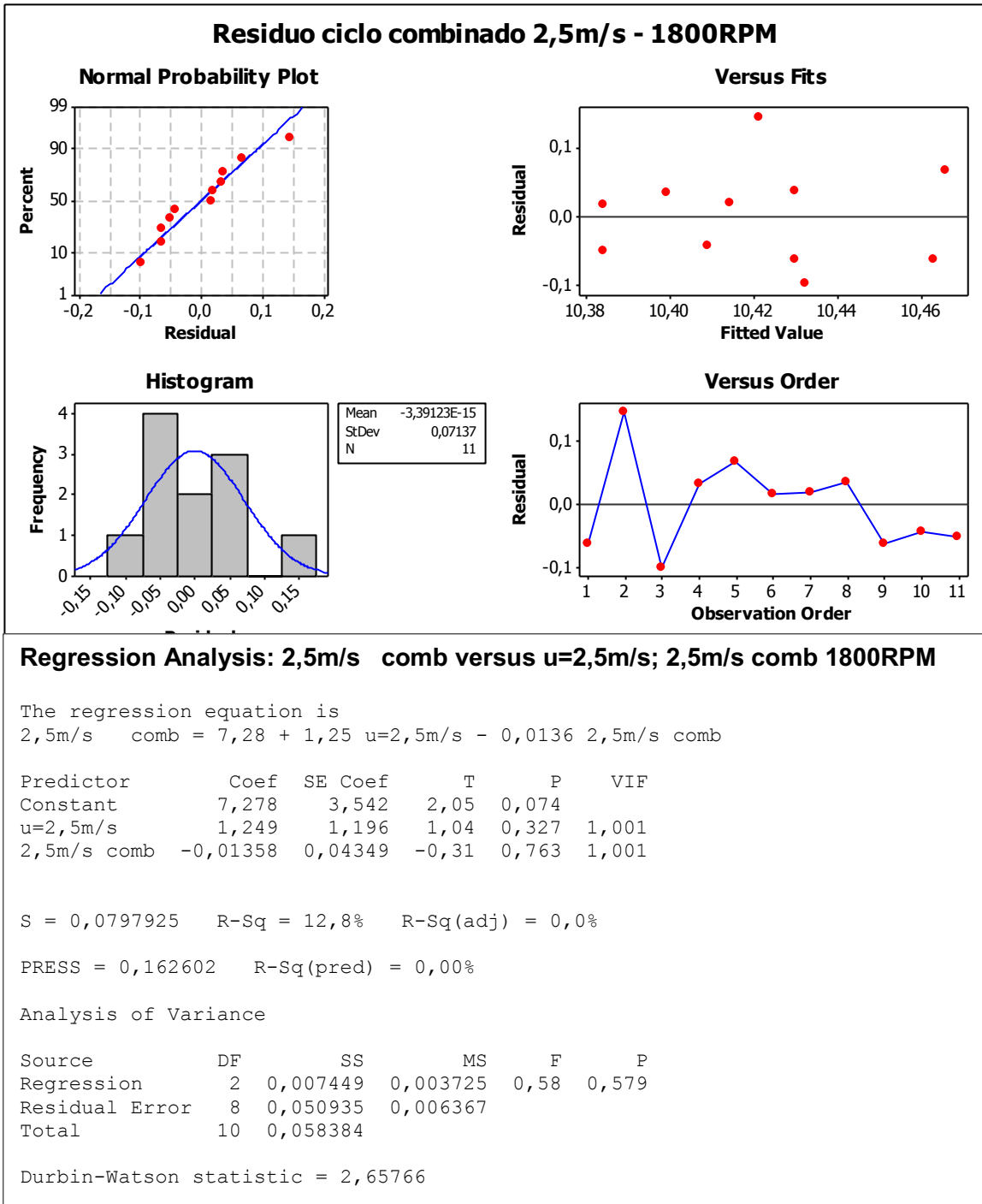


Figura 46 - Análise de regressão dos fatores velocidade do ar 2,5m/s e TBS entrada

Observa-se na Figura 46, como na velocidade de 2m/s, agora também com 2,5m/s, que os fatores velocidade do ar e TBS de entrada, tem pouca significância para o resultado de temperatura, obtida em TBS.

Da avaliação das regressões, foi identificado que quando os ensaios foram conduzidos acima de 2m/s em 900RPM e acima de 1m/s em 1800RPM, a Hipótese Nula [H_0] assumida, a qual consistia que a temperatura de entrada e a velocidade do ar insuflado são fatores exclusivos e os principais determinantes da variável temperatura de saída TBS da bancada de ensaio.

Logo a condição de não significância acima de 2m/s (900RPM) e 1m/s (1800RPM) não pôde ser comprovada. Assim, as análises estatísticas de variância, foram estendidas para a Hipótese Nula, na qual se assume agora que o sistema evaporativo combinado com o ciclo de compressão a vapor interfere no desempenho – TBS de saída.

7.7 Análise estatística por variância dos resultados e interação das variáveis, comparando-se o ciclo de compressão a vapor e o ciclo combinado

Quando comparamos o ensaio isolado da compressão a vapor e o conjunto evaporativo em série, a princípio, tivemos uma variância máxima da temperatura t_1 de 2,2°C. Veja Tabelas de 20 a 23.

Tabela 20- Análise de Variância para TBS de saída do evaporador-900rpm

Análise de Variância entre as médias e entre dentro das amostras [TBS eva saindo] -900rpm								
u1	TBS [conv].	TBS [evap]	Δt TBS saída	Variância	Variância residual	$F_{ca} = \frac{n \times S_x^2}{S_p^2}$	Tabela F de Snedecor	$\frac{G_{L_n}}{G_{L_d}}$
1m/s	3,8	3,8	0	0	0,084	0	5,12	1/9
2m/s	7,6	7,7	0,1	0,005	0,026	2,15	5,12	1/9
2,5m/s	9,2	9,6	0,4	0,08	0,081	10,84	5,12	1/9

Segundo a análise de variância apresentada na Tabela 20, a velocidade do ar acima de 2,0m/s passa a ser significativa e interferir na Hipótese nula[H₀], o que mostra que o resfriamento evaporativo não interferiu na TBS saindo do evaporador. O $F_{cal} (10,84) > F_{tab}$.

Desse modo, podemos afirmar que para a velocidade acima de 2,0m/s do ar insuflado, o resultado de desempenho do ciclo de compressão a vapor sofreu interação do resfriamento evaporativo e a probabilidade de obter outros resultados diferentes das médias amostrais, usando velocidade acima de 2m/s está acima do nível de significância de 5% segundo a tabela F de Snedecor.

Tabela 21- Análise de Variância para TBS de saída do evaporador-1800rpm

Análise de Variância entre as médias e entre dentro das amostras [TBS eva saindo] -1800rpm								
u1	TBS [conv].	TBS [evap]	Δt TBS saída	Variância	Variância residual	$F_{cal} = \frac{n \times S_x^2}{S_p^2}$	Tabela F de Snedecor	$\frac{G_{L_n}}{G_{L_d}}$
1m/s	1,8	1,7	0,1	0,0018	1,288	0,01537	5,12	1/9
2m/s	7,7	9,8	2,1	2,22285	1,131	21,61	5,12	1/9
2,5m/s	8,9	10,4	1,6	1,22722	0,632	21,36	5,12	1/9

Agora na análise de variância mostrada na Tabela 21 para a rotação de 1800rpm, sob mesmo $F_{tab}=5,12$, temos que $F_{cal} > F_{tab}$ para dois conjuntos de amostras, ou seja para 2m/s e 2,5m/s. Portanto, ajustando o compressor a 1800rpm e as velocidades de insuflamento acima de 2m/s, representam médias amostrais que anulam a Hipótese nula (H₀), ou seja, essas médias das próximas amostragens podem não ser iguais, sob nível significância de 5%. Esse resultado também confirma a interação do resfriamento evaporativo para velocidades a partir de 2,0m/s.

Tabela 22- Análise de Variância para TBS de entrada do evaporador-900rpm

Análise de Variância entre as médias e entre dentro das amostras [TBS eva entrada] -900rpm								
u1	TBS [conv].	TBS [evap]	Δt TBS saída	Variância	Variância residual	$F_{ca} = \frac{n \times S_x^2}{S_p^2}$	Tabela F de Snedecor	$\frac{G_{L_n}}{G_{L_d}}$
1m/s	23,21	24,98	1,8	1,56	1,52	11,34	5,12	1/9
2m/s	23,11	24,93	1,8	1,66	0,93	19,68	5,12	1/9
2,5m/s	23,77	25,06	1,3	0,83	0,41	22,18	5,12	1/9

Como $F_{ca} > F_{tab}$ para os três conjuntos de amostras (1m/s; 2m/s e 2,5m/s), sob significância de 5%, segundo a tabela F de Snedecor, a Hipótese nula (H_0) não pode ser confirmada. Assim se confirma que a modificação na condição de entrada do ar interfere também nas médias amostrais subseqüentes; quando ensaiamos o conjunto de resfriamento evaporativo e o sistema convencional.

Esse resultado era esperado quando analisamos o volume de controle – resfriamento evaporativo-, mas como foi feito o ensaio em conjunto entre o sistema convencional e o resfriamento evaporativo, se faz necessário confirmar essa Hipótese.

Tabela 23- Análise de Variância para TBS de entrada do evaporador-1800rpm

Análise de Variância entre as médias e entre dentro das amostras [TBS eva entrada] -1800rpm								
u1	TBS [conv].	TBS [evap]	Δt TBS saída	Variância	Variância residual	$F_{ca} = \frac{n \times S_x^2}{S_p^2}$	Tabela F de Snedecor	$\frac{G_{L_n}}{G_{L_d}}$
1m/s	27,7	25,4	2,2	2,522	1,647	16,836	5,12	1/9
2m/s	28,1	27,9	0,2	0,014	0,111	1,431	5,12	1/9
2,5m/s	28,4	27,6	0,8	0,327	0,360	10,014	5,12	1/9

Quando do ensaio a 1800rpm, sob a análise da variância mostrada na Tabela 23, considerando nível de significância de 5%, em somente um momento pudemos confirmar a Hipótese da nulidade (H_0), ou seja, que a diferença entre as médias amostrais da TBS na entrada do evaporador fica dentro de 5% da variância, ocorreu quando o ensaio foi feito a 2m/s e $F_{cal} < F_{tab}$.

Neste ponto resumimos que a velocidade do ar na entrada, acima de 2m/s, a modificação da temperatura TBS na entrada do ensaio, quando o compressor opera em 900RPM e, também o sistema evaporativo está em funcionamento acima de 2m/s, são fatores significativos e podem modificar o desempenho do sistema de compressão a vapor.

7.8 Desempenho do sistema conjugado de resfriamento evaporativo

Nas tabelas 24 e 25, seguem os dados de aquisição do sistema evaporativo que foi acoplado na bancada de ensaio quando a 900rpm. O valor de leitura indireta do volume específico, foi adquirido do programa de simulação para processos psicrométricos CYT.

Tabela 24- Dados de aquisição do sistema evaporativo a 900rpm

Resfriador Evaporativo - dados [u =1m/s]																	
eva	eva	eva	eva	eva	eva	conv	eva	eva (e)	eva (s)	conv(e)	conv(s)	conv	eva	conv	eva	conv	eva
Tempo	t1 TBS eva (e)	Umidade Relativa [%] entrada	u2 [m/s]	t2 TBS eva[s]	Δt	V_{esp} [m3/kg]	V_{esp} [m3/kg]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	\dot{m}_{ar} tx remoção/ cond H2O [kg/s]	\dot{m}_{ar} tx adição/ cond H2O [kg/s]	$V_{ar(conv)}$ [m ³ /s]	$V_{ar(evap)}$ [m ³ /s]	\dot{m}_{ar} [kg/s]	\dot{m}_{ar} [kg/s]
14:00	24,89	50,0	0,92	18,7	6,19	0,880	0,943	1,041	1,060	1,051	1,136	0,00046	0,00034	0,082	0,098	0,072	0,093

Resfriador Evaporativo - dados [u =2m/s]																	
eva	eva	eva	eva	eva	eva	conv	eva	eva (e)	eva (s)	conv(e)	conv(s)	conv	eva	conv	eva	conv	eva
Tempo	t1 TBS eva (e)	Umidade Relativa [%] entrada	u2 [m/s]	t2 TBS eva[s]	Δt	V_{esp} [m3/kg]	V_{esp} [m3/kg]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	\dot{m}_{ar} tx remoção/ cond H2O [kg/s]	\dot{m}_{ar} tx adição/ cond H2O [kg/s]	$V_{ar(conv)}$ [m ³ /s]	$V_{ar(evap)}$ [m ³ /s]	\dot{m}_{ar} [kg/s]	\dot{m}_{ar} [kg/s]
14:30	24,93	50,53	2,02	19,69	5,24	0,895	0,948	1,045	1,055	1,052	1,117	0,0005	0,0010	0,153	0,213	0,137	0,202

Resfriador Evaporativo - dados [u =2.5m/s]																	
eva	eva	eva	eva	eva	eva	conv	eva	eva (e)	eva (s)	conv(e)	conv(s)	conv	eva	conv	eva	conv	eva
Tempo	t1 TBS eva (e)	Umidade Relativa [%] entrada	u2 [m/s]	t2 TBS eva[s]	Δt	V_{esp} [m3/kg]	V_{esp} [m3/kg]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	\dot{m}_{ar} tx remoção/ cond H2O [kg/s]	\dot{m}_{ar} tx adição/ cond H2O [kg/s]	$V_{ar(conv)}$ [m ³ /s]	$V_{ar(evap)}$ [m ³ /s]	\dot{m}_{ar} [kg/s]	\dot{m}_{ar} [kg/s]
15:00	25,06	51,84	2,41	20,45	4,61	0,901	0,951	1,044	1,051	1,049	1,110	0,0006	0,0013	0,188	0,255	0,169	0,242

Tabela 25- Resultados a 900rpm do resfriador evaporativo

Resfriador Evaporativo - dados [u =1m/s] - 900rpm											
SFH	Q_s (sensível) [kW]	Q_L (latente) [kW]	$Q_{Cap.}$ [kW]	Umidade relativa [%]saída	$\epsilon = (TBSin - TBSout) / (TBSin - TBUint)$	Pot ventilad [W]	Pot bomba [W]	Pot compressor [W]	Pot HVAC [W]	Pot TOTAL [W]	COSP
-3,886	-0,758	0,953	0,195	100	84,79	228,8	138,6	2552	2780,8	2919,4	1,38507

Resfriador Evaporativo - dados [u =2m/s] - 900rpm											
SFH	Q_s (sensível) [kW]	Q_L (latente) [kW]	$Q_{Cap.}$ [kW]	Umidade relativa [%]saída	$\epsilon = (TBSin - TBSout) / (TBSin - TBUint)$	Pot ventilad [W]	Pot bomba [W]	Pot compressor [W]	Pot HVAC [W]	Pot TOTAL [W]	COSP
-0,729	-1,210	2,872	1,661	100	74,06	237,6	140,8	2398	2635,6	2776,4	2,16748

Resfriador Evaporativo - dados [u =2,5m/s] - 900rpm											
SFH	Q_s (sensível) [kW]	Q_L (latente) [kW]	$Q_{Cap.}$ [kW]	Umidade relativa [%]saída	$\epsilon = (TBSin - TBSout) / (TBSin - TBUint)$	Pot ventilad [W]	Pot bomba [W]	Pot compressor [W]	Pot HVAC [W]	Pot TOTAL [W]	COSP
-0,540	-1,282	3,657	2,375	100	65,17	246,4	140,8	2486	2732,4	2873,2	2,47273

Agora nas tabelas 26 e 27 seguem os dados de aquisição dos ensaios no sistema evaporativo ajustado para 1800rpm.

Tabela 26- Dados de aquisição do sistema evaporativo a 1800rpm

Resfriador Evaporativo - dados [u =1m/s] - 1800rpm																	
Tempo	eva	eva		eva	eva	conv	eva	eva (e)	eva (s)	conv(e)	conv(s)	conv	eva	conv	eva	conv	eva
	t1 TBS eva (e)	Umidade Relativa [%] entrada	u1 eva[m/s]	t2 TBS eva[s]	Δt	V_{esp} [m3/kg]	V_{esp} [m3/kg]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	tx remoção/ cond H2O [kg/s]	tx adição/ cond H2O [kg/s]	$V_{ar(conv)}$ [m ³ /s]	$V_{ar(evap)}$ [m ³ /s]	m_{ar} [kg/s]	m_{ar} [kg/s]
15:20	25,41	50,79	0,94	19,155	6,26	0,872	0,945	1,042	1,058	1,031	1,151	0,000681	0,000387	0,078	0,1004	0,0685	0,095

Resfriador Evaporativo - dados [u =2m/s] - 1800rpm																	
Tempo	eva	eva		eva	eva	conv	eva	eva (e)	eva (s)	conv(e)	conv(s)	conv	eva	conv	eva	conv	eva
	t1 TBS eva (e)	Umidade Relativa [%] entrada	u1 eva[m/s]	t2 TBS eva[s]	Δt	V_{esp} [m3/kg]	V_{esp} [m3/kg]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	tx remoção/ cond H2O [kg/s]	tx adição/ cond H2O [kg/s]	$V_{ar(conv)}$ [m ³ /s]	$V_{ar(evap)}$ [m ³ /s]	m_{ar} [kg/s]	m_{ar} [kg/s]
16:00	27,9	51,17	2,43	21,17	6,73	0,895	0,955	1,0307	1,0473	1,0299	1,1174	0,00096	0,00105	0,148	0,2591	0,1325	0,247

Resfriador Evaporativo - dados [u =2,5m/s] - 1800rpm																	
Tempo	eva	eva		eva	eva	conv	eva	eva (e)	eva (s)	conv(e)	conv(s)	conv	eva	conv	eva	conv	eva
	t1 TBS eva (e)	Umidade Relativa [%] entrada	u1 eva[m/s]	t2 TBS eva[s]	Δt	V_{esp} [m3/kg]	V_{esp} [m3/kg]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	ρ_{ar} [kg/m ³]	tx remoção/ cond H2O [kg/s]	tx adição/ cond H2O [kg/s]	$V_{ar(conv)}$ [m ³ /s]	$V_{ar(evap)}$ [m ³ /s]	m_{ar} [kg/s]	m_{ar} [kg/s]
16:20	27,59	51,00	2,82	21,02	6,57	0,889	0,954	1,0322	1,0481	1,0285	1,1119	0,0011	0,00125	0,175	0,3003	0,1555	0,286

Tabela 27- Resultados a 1800rpm do resfriador evaporativo

Resfriador Evaporativo - dados [u =1m/s] -1800rpm										
SFH	Q_s (sensível) [kW]	Q_L (latente) [kW]	$Q_{Cap.}$ [kW]	$\epsilon =$ (TBSin - TBSout) / (TBSin- TBUint)	Pot ventilad [W]	Pot bomba [W]	Pot compres sor [W]	Pot HVAC [W]	Pot TOTAL [W]	COSP
-1,647911	-0,683	1,098	0,41453	85,38	422,4	162,8	2134	2556,4	2719,2	2,647241
Resfriador Evaporativo - dados [u =2m/s] -1800rpm										
SFH	Q_s (sensível) [kW]	Q_L (latente) [kW]	$Q_{Cap.}$ [kW]	$\epsilon =$ (TBSin - TBSout) / (TBSin- TBUint)	Pot ventilad [W]	Pot bomba [W]	Pot compres sor [W]	Pot HVAC [W]	Pot TOTAL [W]	COSP
-1,800305	-1,882	2,928	1,045524	66,40	239,8	162,8	2244	2483,8	2646,6	2,958275
Resfriador Evaporativo - dados [u =2,5m/s] -1800rpm										
SFH	Q_s (sensível) [kW]	Q_L (latente) [kW]	$Q_{Cap.}$ [kW]	$\epsilon =$ (TBSin - TBSout) / (TBSin- TBUint)	Pot ventilad [W]	Pot bomba [W]	Pot compres sor [W]	Pot HVAC [W]	Pot TOTAL [W]	COSP
-1,561104	-2,130	3,495	1,364606	58,19	242	162,8	2244	2486	2648,8	4,136327

7.9 Representação gráfica- carta psicrométrica – ciclo evaporativo ensaiado

Foi feita a representação gráfica do ciclo evaporativo através da carta psicrométrica. De modo a traçar as linhas que representam o resfriamento evaporativo conjugado com o equipamento de refrigeração convencional, fez-se uso do programa CYT, onde se extraiu as Figuras 47 a 49 (900rpm) e 50 a 52 (1800rpm) que seguem.

Pressure: 90970.0393 Pa

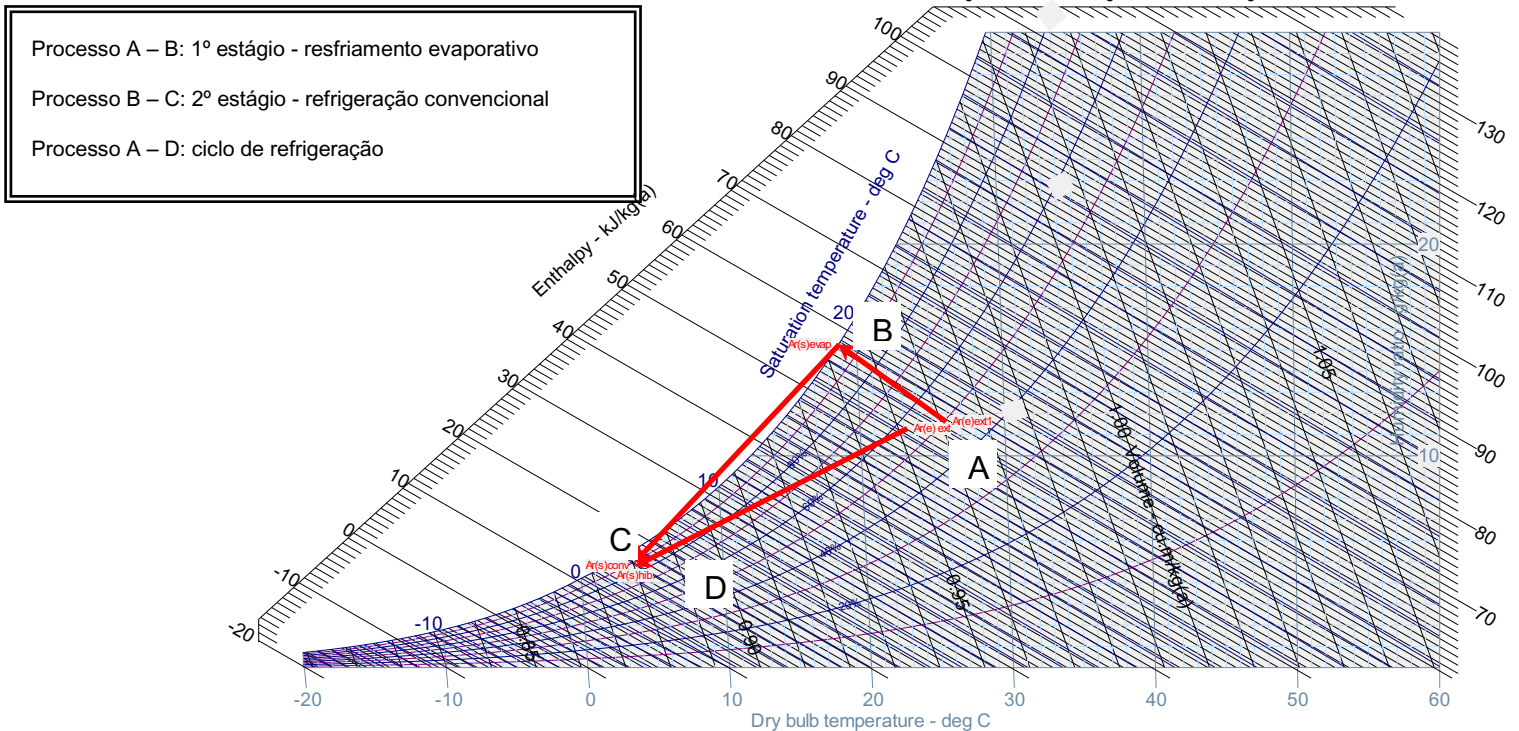


Figura 47- Carta psicrométrica – sistema híbrido evaporativo + refrigeração – 1m/s (900rpm)

Onde se tem:

Processo A – B: 1º estágio - resfriamento evaporativo

Processo B – C: 2º estágio - refrigeração convencional

Processo A – D: ciclo de refrigeração

Esta legenda dos processos A-B ; B-C e A-D se repetem para as demais cartas mostradas nas figuras 48 a 52. A diferença para as demais cartas está nos fatores que foram usados – velocidade do ar (1m/s, 2m/s e 2,5m/s) e a rotação do compressor (900rpm e 1800rpm).

Foi observado na Figura 48, um crescimento maior em relação ao ensaio anterior, da temperatura TBS resultante, passando de 3,8°C para 7,7 °C em função do aumento da velocidade do ar insuflado, e de 1°C na temperatura de bulbo seco externa.

A compressão a vapor também teve reduzido o seu vetor comprimento, embora a temperatura de bulbo seco externa tivesse pouca variação $0,1^{\circ}\text{C}$.

Pressure: 90970.0393 Pa

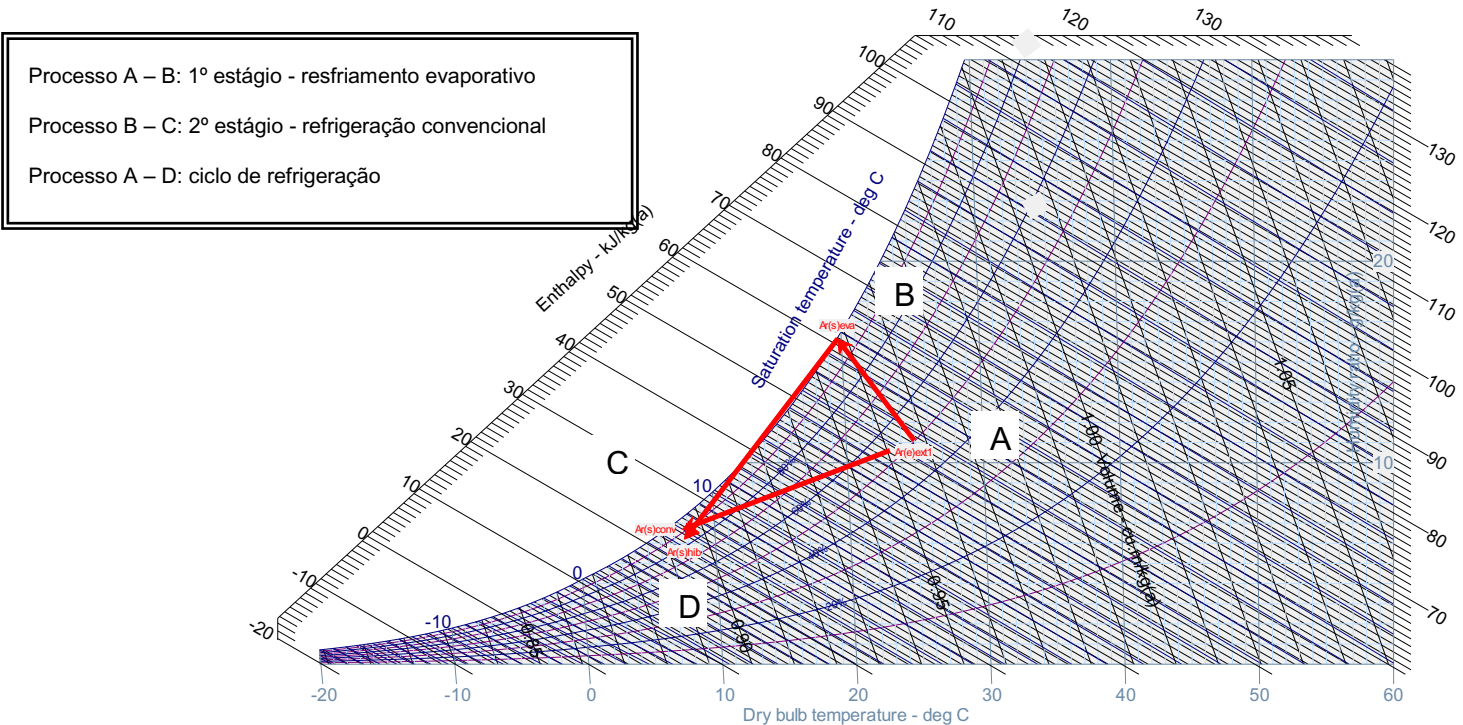


Figura 48- Carta psicrométrica – sistema híbrido evaporativo + refrigeração e somente refrigeração – 2m/s (900rpm)

Sob a velocidade de $2,5\text{m/s}$ podemos perceber na Figura 49, que o vetor do resfriamento evaporativo e da compressão de vapor continuou a reduzir, embora a temperatura de entrada externa fosse maior em $0,13^{\circ}\text{C}$ (evaporativo) e 1°C (refrigeração).

Percebe-se que a Efetividade, ou em outras palavras, o desempenho do resfriador evaporativo, se reduz na medida em que aumentamos a velocidade do ar insuflado. Vide a tabela 24, onde podemos ver a redução da Efetividade $[\epsilon]$ em função do aumento da velocidade do ar.

Este resultado é semelhante ao apresentado por CAMARGO (2009), quando realizou o ensaio de um resfriador evaporativo no laboratório da Universidade de Taubaté.

Pressure: 90970.0393 Pa

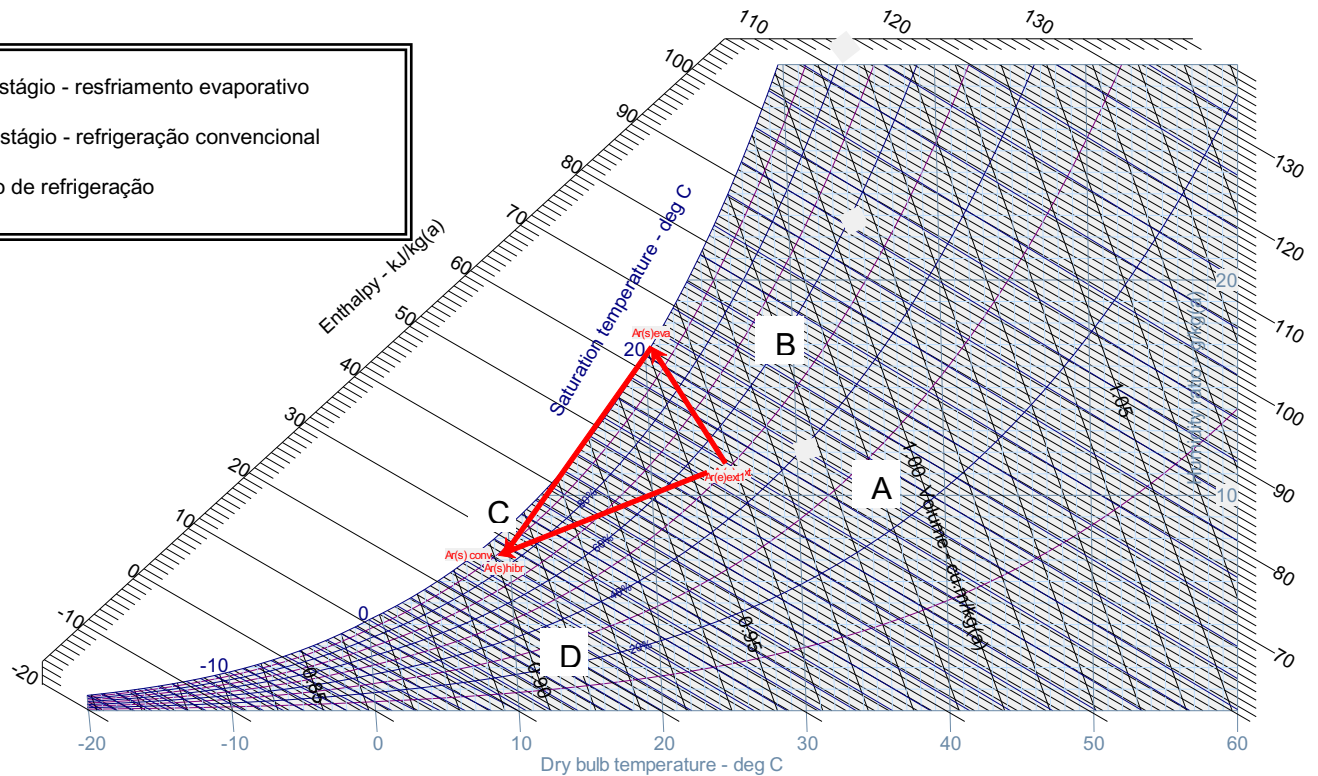


Figura 49- Carta psicrométrica – sistema híbrido evaporativo+ refrigeração e somente refrigeração – 2,5m/s(900rpm)

A temperatura externa de bulbo seco, ponto de partida para os dois processos, embora com amplitude de 2,25°C maior para a compressão de vapor; neste ensaio mostrado na Figura 50, observou-se uma temperatura de bulbo seco resultante muito parecida, com diferença somente de 0,1°C .

A amplitude para a umidade relativa foi de 1,98% menor para o sistema evaporativo.

Pressure: 90970.0393 Pa

Processo A – B: 1º estágio - resfriamento evaporativo

Processo B – C: 2º estágio - refrigeração convencional

Processo A – D: ciclo de refrigeração

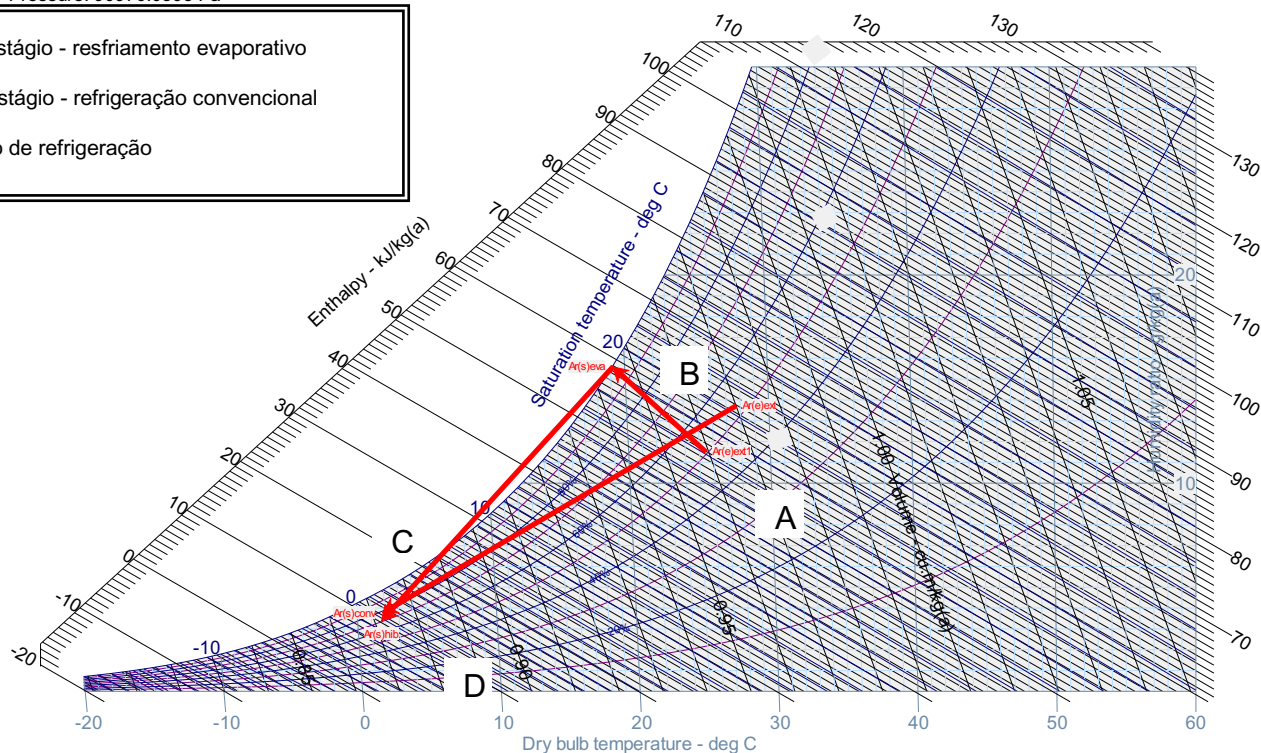


Figura 50 - Carta psicrométrica – sistema híbrido evaporativo+ refrigeração e somente refrigeração – 1m/s (1800rpm)

No ensaio da Figura 51, observou-se que o resultado final de queda na temperatura de bulbo seco foi menor em 2,11°C, embora a temperatura inicial externa tivesse diferença de apenas 0,8°C. O vetor da refrigeração convencional (híbrida) B-C ficou menor, se comparado a refrigeração convencional isolada.

A velocidade do ar também aumentou para 2,43m/s, embora o ajuste fosse para obtenção de 2m/s, o que se deve ao aumento da temperatura externa e queda da umidade relativa. Desse modo como já ocorreu no ensaio a 900rpm, tivemos redução do desempenho do resfriador. A proporção da redução foi muito semelhante aquela observada para a mesma velocidade do ar no ensaio a 900rpm, com diferença de apenas 1,23%, repetindo-se a queda na Efetividade $[\epsilon]$, se compararmos com o resultado do ensaio anterior a 1m/s de velocidade de insuflamento.

Pressure: 90970.0393 Pa

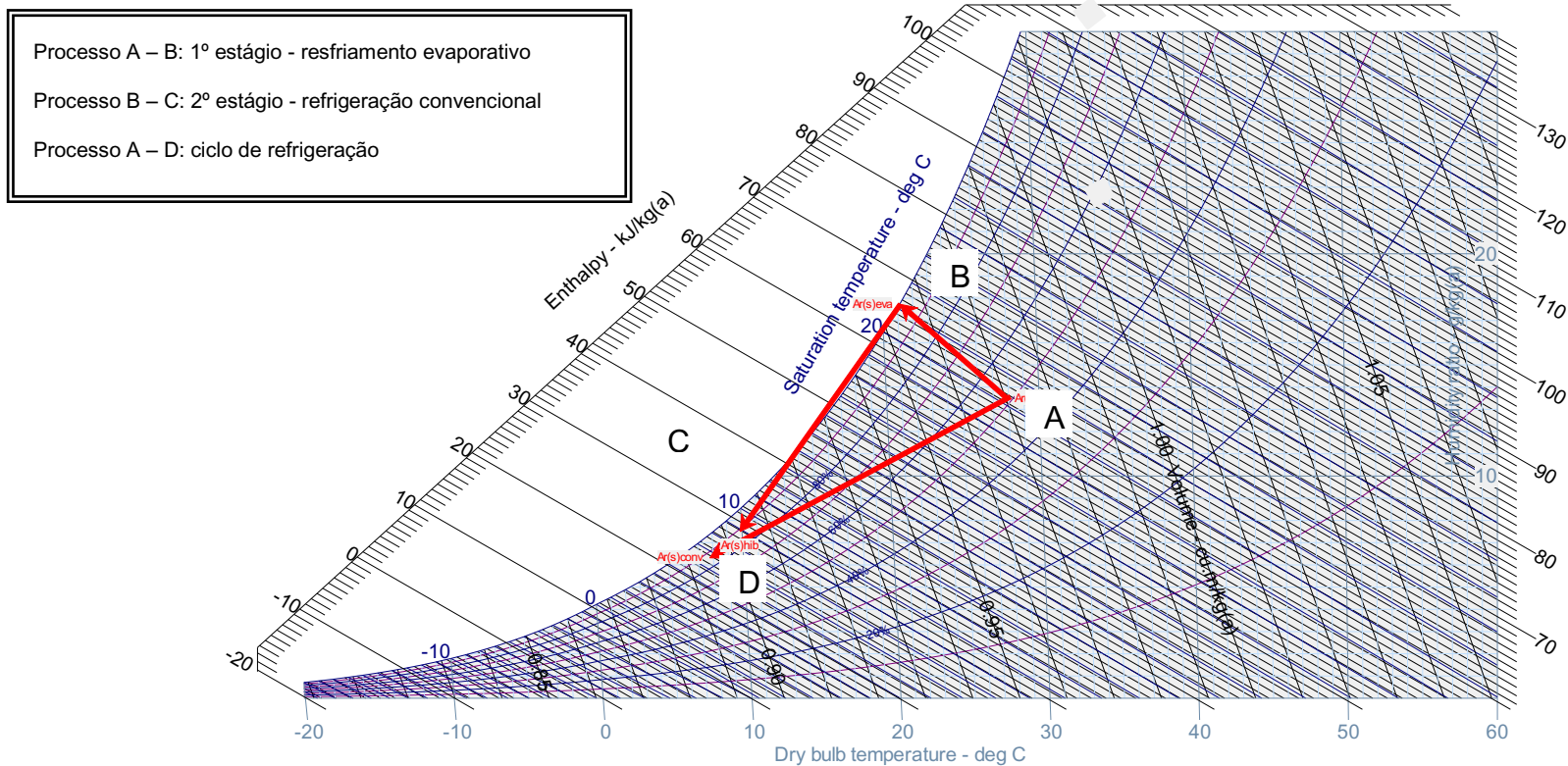


Figura 51 - Carta psicrométrica – sistema híbrido evaporativo + refrigeração e somente refrigeração – 2m/s (1800rpm)

No ensaio da Figura 52, o aumento da temperatura externa para quase 28°C, extrapolou o valor previsto para a velocidade do ar na entrada. O resultado prático foi de 2,82m/s, segundo a Tabela 25.

Assim foi obtida a menor Efetividade [ϵ] resultante dentre todos os ensaios. O desempenho de 58,19%, mostrado na tabela 26, ficou muito distante de 85,38%, resultado obtido no primeiro ensaio a velocidade de 0,94m/s.

O fator que ajudou a não ser pior o desempenho do resfriador evaporativo, foi o aumento da temperatura externa, mantendo uma depressão de 6,5°C.

Pressure: 90970.0393 Pa

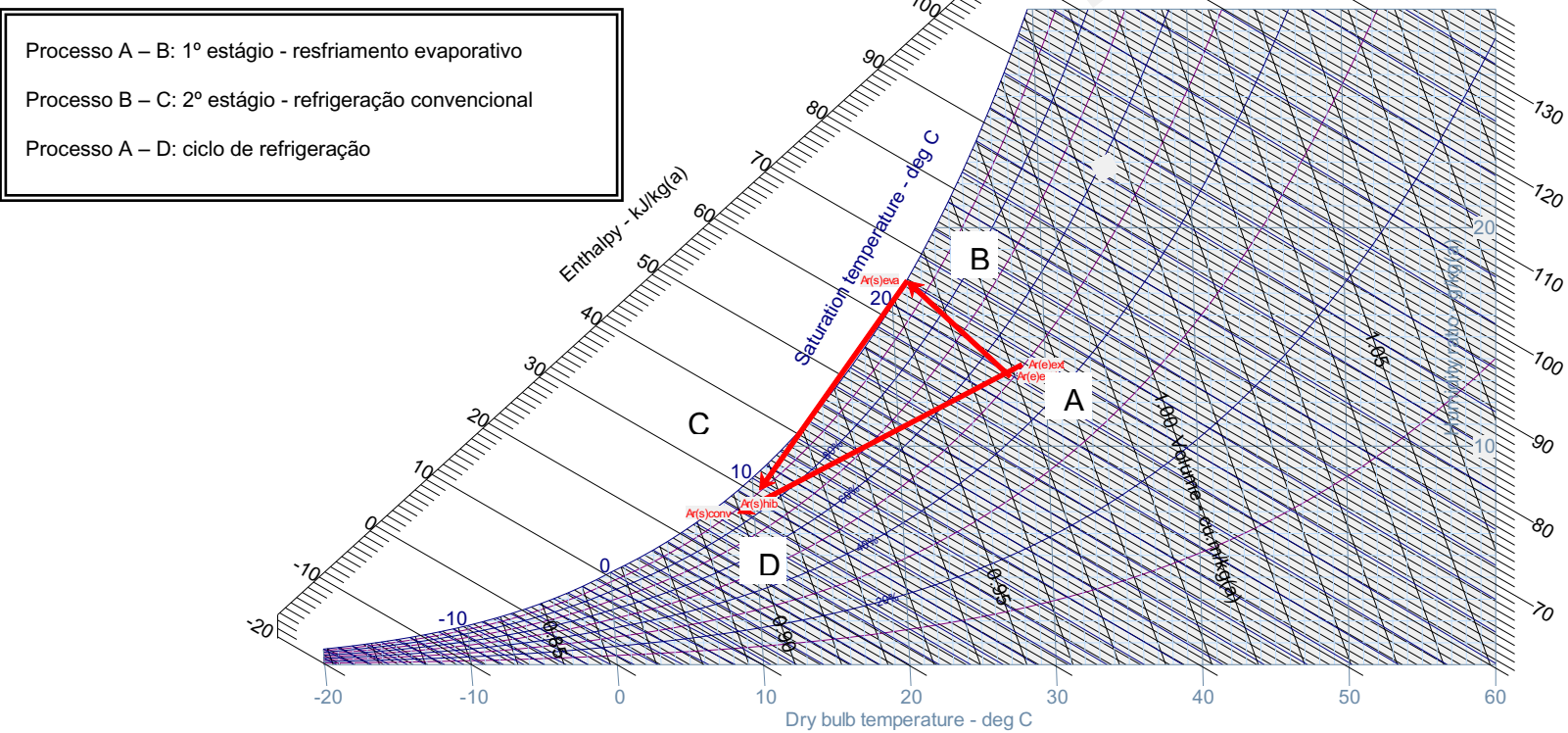


Figura 52 - Carta psicrométrica – sistema híbrido evaporativo+ refrigeração e somente refrigeração – 2,5m/s(1800rpm)

7.10 Análise gráfica do sistema híbrido evaporativo e compressão a vapor.

Apoiado nas Tabelas 23 a 26, onde se mostrou os dados de saída dos ensaios do sistema híbrido – evaporativo seguido da compressão a vapor-, foram elaboradas análises comparativas do:

-Desempenho do ciclo evaporativo [ϵ] – equação 1.35;

-A capacidade de refrigeração do resfriador evaporativo [Q_{cap}] - $Q_{cap} = \frac{V_{ar}}{V_{esp}} \times (i_e - i_s)$

-O coeficiente de desempenho- COP(ciclo de refrigeração convencional) – equação 1 e 2;

-O coeficiente de desempenho COSP, onde temos a razão entre a potência de refrigeração gerada dividida pela potência total consumida (entre os dois sistemas combinados; evaporativo e compressão de vapor) – equação 1.4

Os fatores assumidos para essa análise foram:

- a rotação do compressor (900 a 1800rpm);
- a velocidade do ar (1m/s ; 2m/s e 2,5m/s);

Observa-se na Figura 53, que a Efetividade tem relação inversamente proporcional com a velocidade do ar. Já as potências consumidas apresentam-se estabilizadas, independente das velocidades de insuflamento.

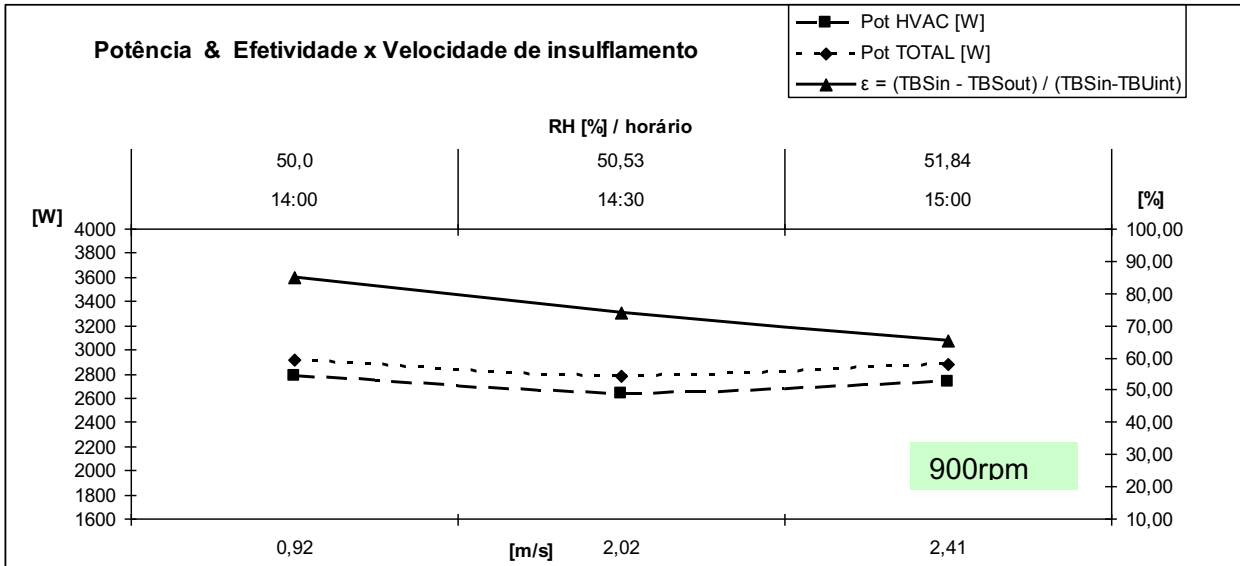


Figura 53- Combinação da potência total, da consumida pelo HVAC, da Efetividade e da velocidade de insuflamento de ar para 900rpm

Da Figura 54, a capacidade de refrigeração [Q_{cap}] tem crescimento com o aumento da velocidade do ar insuflado. Como a vazão aumenta, temos um fator multiplicador, aumentado para a diferença de entalpia do ar na entrada e na saída.

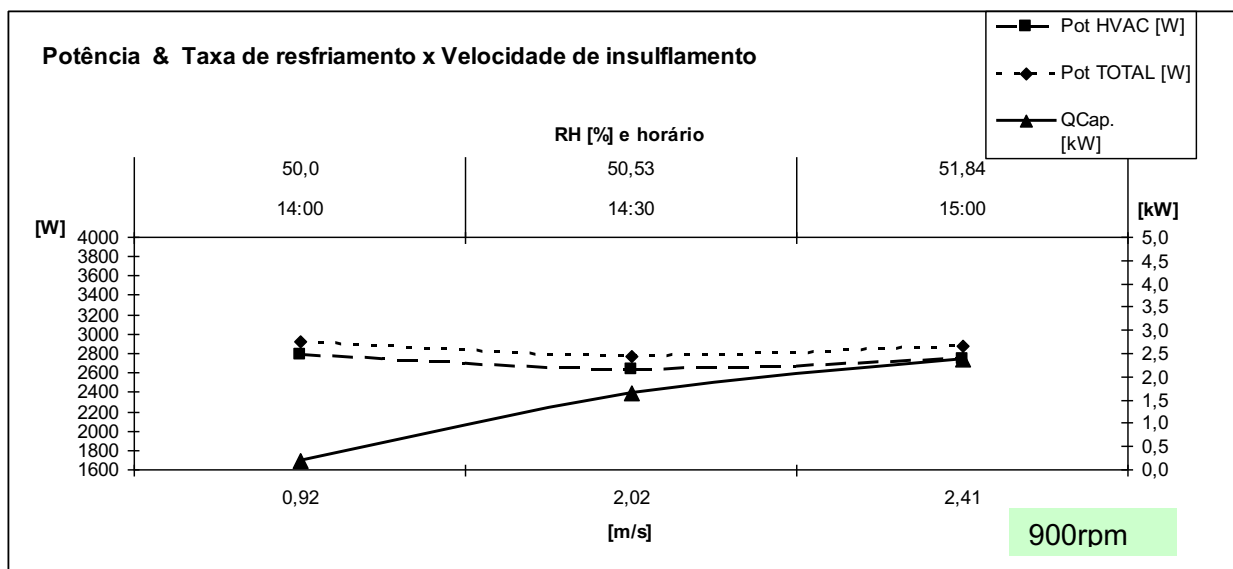


Figura 54 – Potência total [W] e do HVAC [W] versus capacidade de refrigeração [kW] a 900rpm;

Para auxiliar nas análises dos efeitos da velocidade do ar insuflado foram elaborados os gráficos das figuras 55 e 56, onde podemos comparar o efeito desse fator com os coeficientes de desempenho.

Nota-se melhora no desempenho do sistema híbrido, com o aumento da vazão e velocidades de ar que recebem tratamento no sistema evaporativo. O COSP tem aumento total de 1,09, quando dobramos a vazão de ar.

O desempenho do sistema convencional (COP) se mantém estável, quando se tem o aparelho evaporativo acoplado, segundo os resultados mostrados na Figura 56.

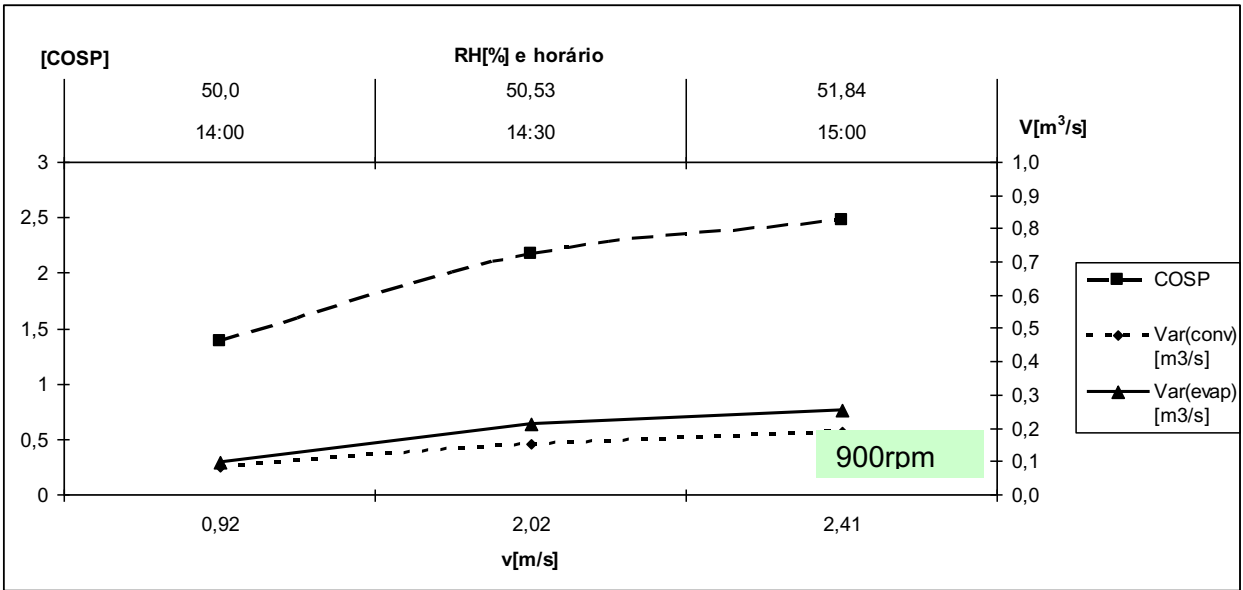


Figura 55- Razão da potência gerada pela consumida total (COSP) e as vazões de ar insufladas [m³/s] – 900rpm

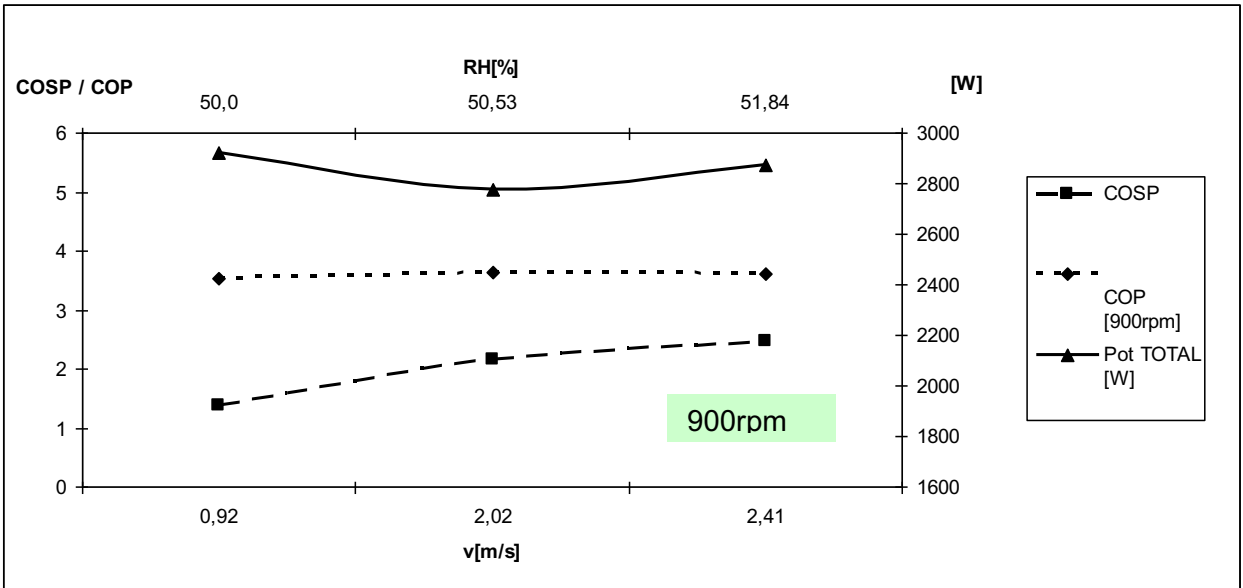


Figura 56- COSP, COP (desempenho do ciclo de refrigeração) e a potência total consumida [W] – 900rpm

Observa-se na Figura 57, o mesmo comportamento, já descrito para 900rpm, da queda da Efetividade [ϵ] em função do aumento da velocidade do ar.

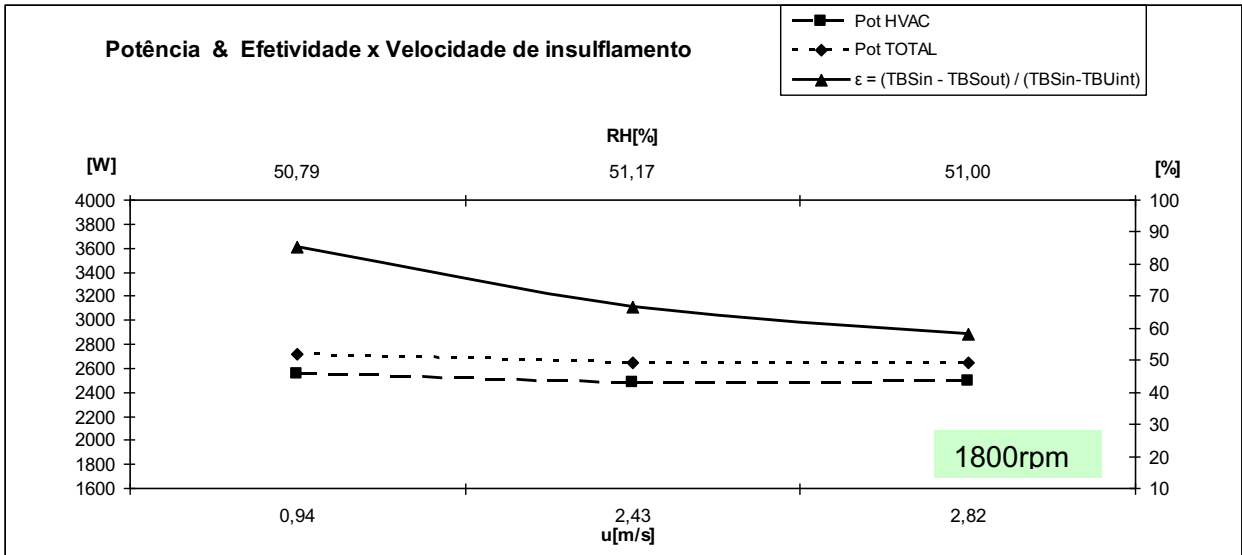


Figura 57- Combinação da potência total, da consumida pelo HVAC, da Efetividade e da velocidade de insuflamento de ar para 1800rpm

Observou-se na Figura 58, um crescimento da capacidade de refrigeração de 0,95kW com o aumento da velocidade do ar, explicado, por conseguinte, pelo aumento da vazão do ar, de maneira análoga a rotação de 900rpm.

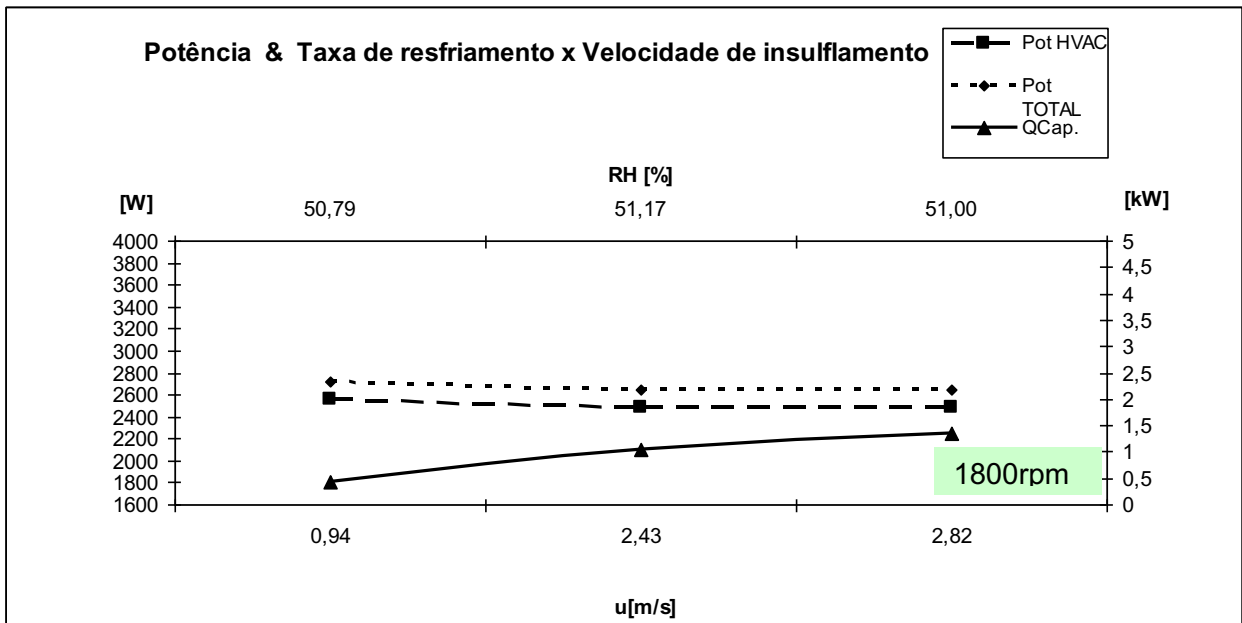


Figura 58– Potência total [W] e do HVAC [W] versus capacidade de refrigeração [kW] a 1800rpm;

Nota-se na Figura 59, que a rotação de 1800rpm aumenta o COP de modo que ele tem valores iniciais, similares ao desempenho medido pelo COSP. Contudo, o COSP cresce a uma taxa maior em função do aumento da velocidade para 2,82m/s durante o último ensaio.

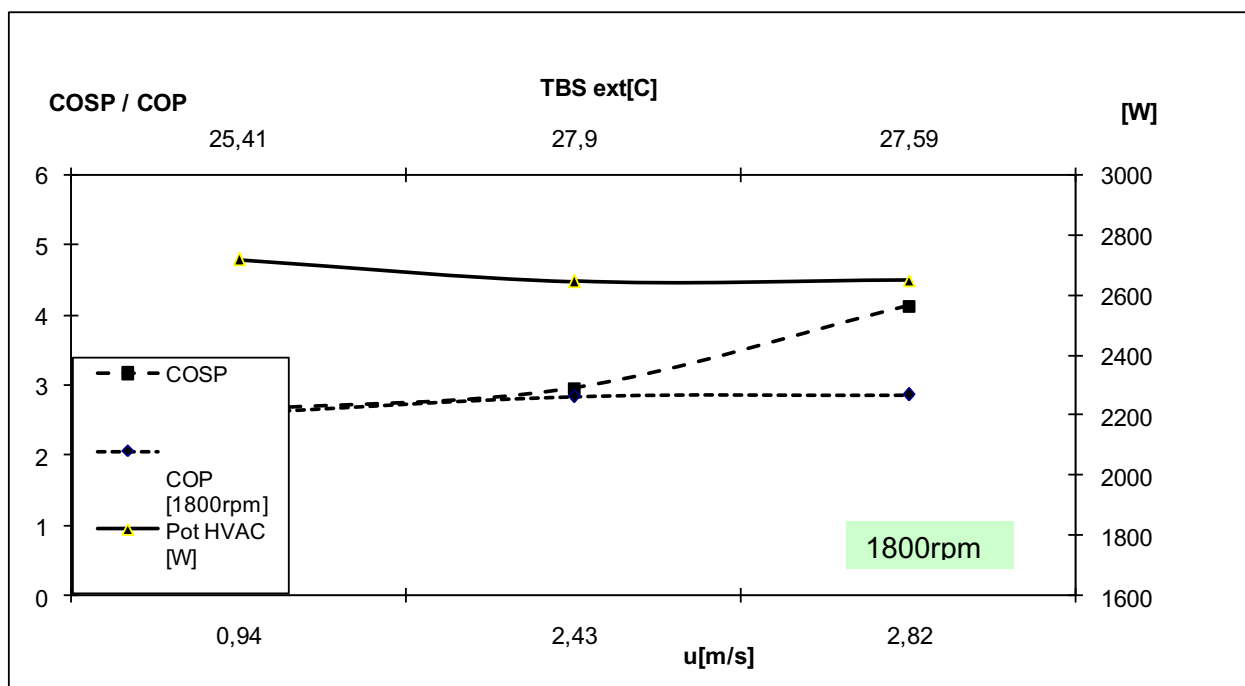


Figura 59- COSP, COP (desempenho do ciclo de refrigeração) e a potência total consumida[W] – 1800rpm

O gráfico mostrado na Figura 60, reforça a medida da taxa de crescimento do desempenho (COSP) em função do aumento da velocidade e vazão de ar para o sistema híbrido evaporativo, associado ao sistema de compressão a vapor avaliado.

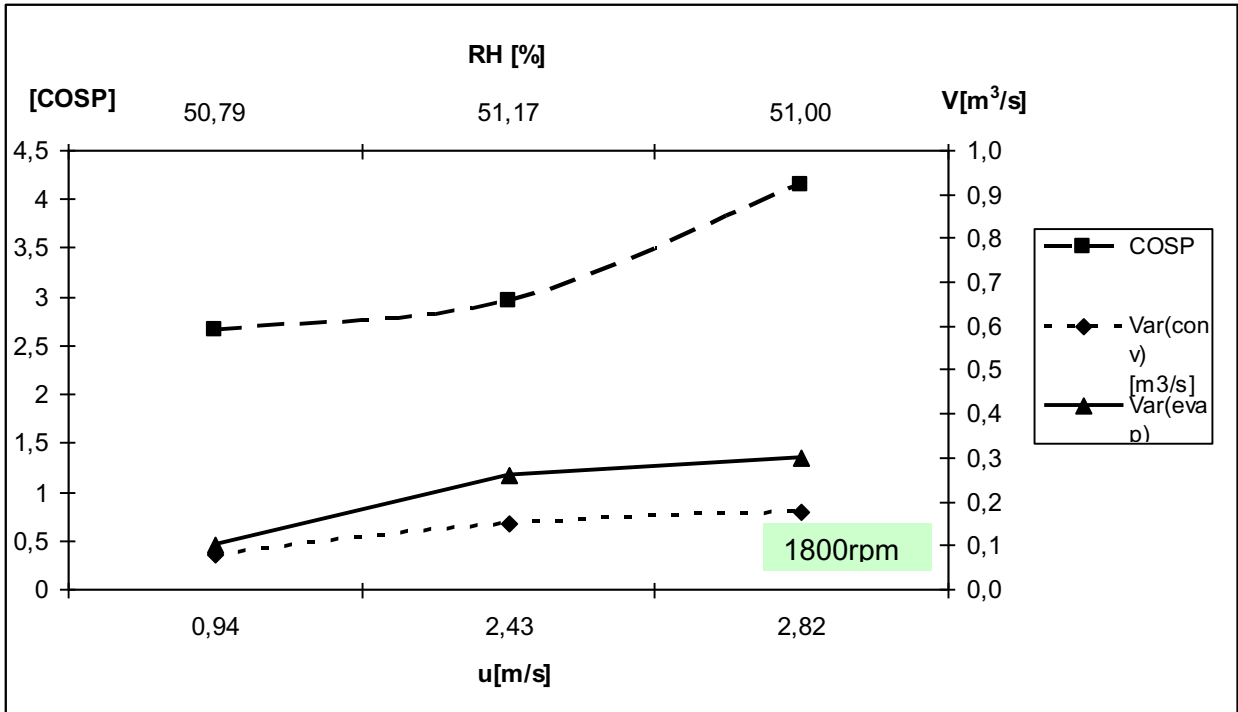


Figura 60- Razão da potência gerada pela consumida total (COSP) e as vazões de ar insufladas [m³/s] – 1800rpm

8 DISCUSSÃO

Nesta secção serão reforçadas as observações feitas dos ensaios com a literatura e complementar os resultados observados no capítulo anterior, concentrando foco nas diferenças constatadas pelo uso dos fatores abaixo, sob óptica dos coeficientes de desempenho:

- Variação da rotação do compressor;
- Variação da velocidade do ar na entrada do evaporador;
- Condicionamento do ar sob saturação adiabática proporcionada pelo sistema híbrido de resfriamento evaporativo associado a compressão de vapor do R134a.

8.1 Observações sobre os resultados de desempenho do sistema a compressão de vapor

Os dados das Tabelas 16 a 19 e Figura 61 mostram que o coeficiente de desempenho (COP) tem queda com o aumento da rotação. Essa redução foi apontada por JABARDO (2002) e também pelo projeto do compressor, o qual prevê por exemplo, um COP de 2,37 a 1000rpm.

Entretanto, através do subresfriamento e principalmente do superaquecimento do fluido refrigerante na saída do evaporador, ocorreu uma redução da distância entre temperatura de condensação e evaporação, o que “achatou”, ou seja, reduziu a distância da altura do trapézio, melhorando o COP em relação a condição de ensaio projetada. O aumento da velocidade do ar neste caso, interferiu para o crescimento do COP, mas sem significância.

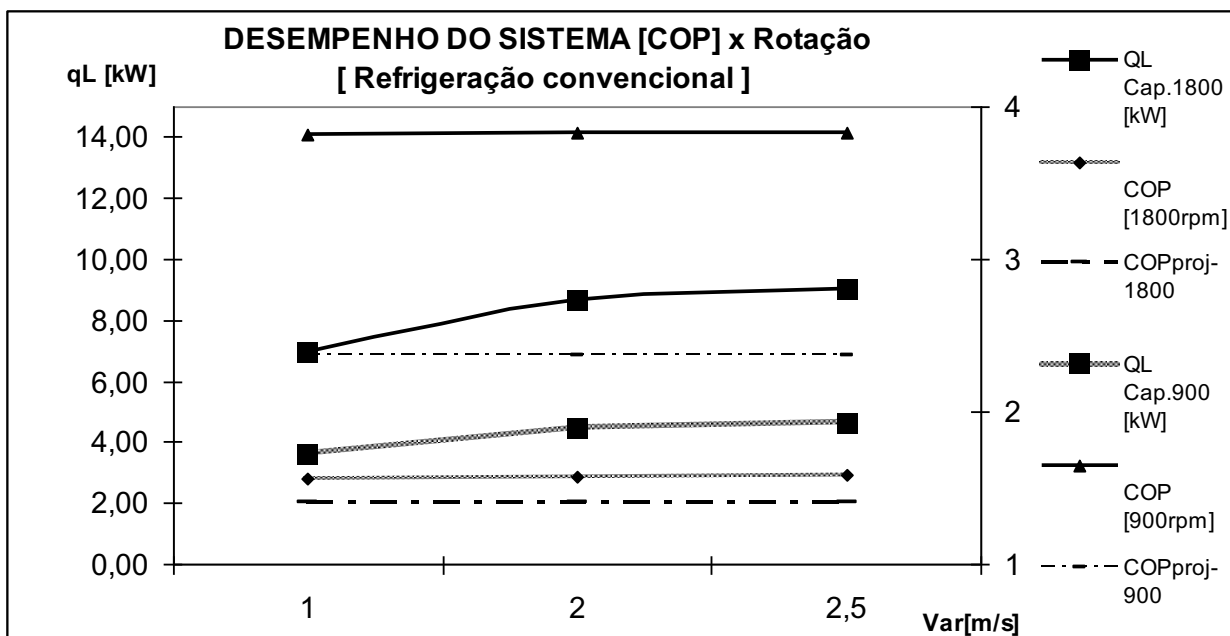


Figura 61- Comparação entre o COP em 900rpm e 1800rpm – sistema convencional

Agora observando o comprimento do trapézio, formado no diagrama pressão-entalpia, percebeu-se o seu alongamento, ou seja, aumentou amplitude da diferença entre as entalpias, do ponto de subresfriamento, na saída do condensador até o superaquecimento, na saída do evaporador, o que aumentou a capacidade de refrigeração

8.2 Características observadas no experimento híbrido associado ao resfriamento evaporativo e compressão de vapor

De forma análoga ao exposto no item 6.1, a Figura 62 ilustra o comportamento do COP e capacidade de refrigeração[Q_L] agora com o resfriador evaporativo associado.

O que observa é um comportamento do COP estável e, do crescimento da capacidade de refrigeração em função da rotação, sem mudança significativa.

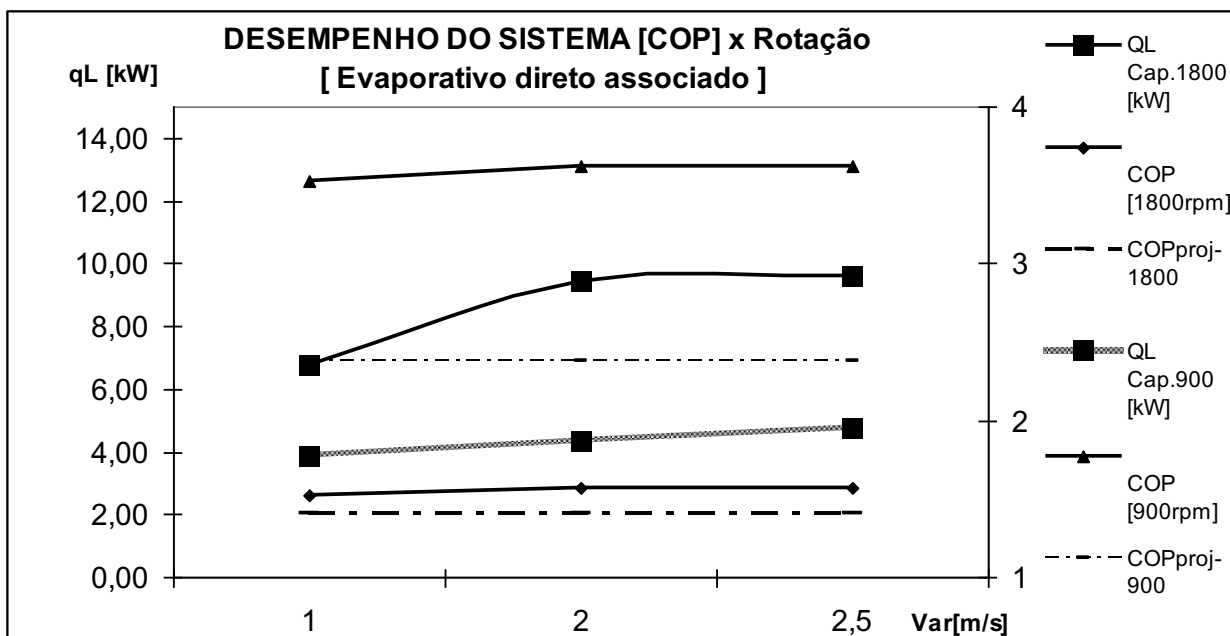


Figura 62- Comparação entre o COP em 900rpm e 1800rpm – sistema híbrido

8.3 Diferenças observadas no ciclo híbrido – associação resfriamento evaporativo direto e compressão de vapor convencional

O resultado mais significante, quando comparamos o sistema evaporativo associado ao convencional é que incrementamos o desempenho da capacidade de refrigeração total da climatização, quando somamos as capacidades obtidas em cada volume de controle – painel evaporativo e evaporador de aletas de alumínio- sem incremento significativo na potência consumida – razão da análise do COSP. Vide figuras 55 e 56 para 900rpm e as figuras 59 e 60.

Das análises de variância das temperaturas -TBS de entrada e da TBS de saída, quando comparamos os dois sistemas, convencional isolado e depois associado ao sistema evaporativo, é que a diferença encontrada nos coeficientes de desempenho COP e Capacidade de refrigeração [Q_L] mostrados nas Tabelas 17 e 19, em relação aos valores das Tabelas 16 e 18, não fazem parte de variação casual e sim, são resultados da mudança nas condições do ar de entrada, em função do uso do sistema evaporativo.

Portanto, o COP e Q_L aumentam pouco, de modo não significativo.

8.4 Das anormalidades durante o ensaio

Durante a primeira tentativa de ensaio, a pressão na descarga aumentou em uma velocidade muito alta, o que gerou o efeito indesejado do acionamento do pressostato do sistema do ar condicionado. Isso ocorreu quando atingido uma pressão acima de 19Mpa. Foi necessário novo ajuste e a remoção de gás para posterior recarga, através de bomba de vácuo com capacidade de 27litros/minuto e vácuo de 5×10^{-2} Torr, possibilitando a continuidade dos trabalhos de simulação.

O fluido refrigerante em excesso retornou do reservatório e reduziu a área projetada para troca de calor, o que durante o ensaio foi constatado, através do aumento da rotação do ventilador.

9 CONCLUSÃO

O trabalho buscou o emprego conjunto do resfriamento evaporativo direto ao convencional, através de um painel de celulose proporcional às restrições de espaço, presentes nos veículos, neste caso o interior dos painéis fixados na parte dianteira interna dos carros. Essa premissa foi respeitada e a execução do projeto foi concluída.

O experimento foi realizado dentro da proposta inicial, ou seja, que os dois sistemas atuassem em conjunto.

Foi possível comparar os resultados de desempenho de ambos os sistemas, de forma isolada ou conjunta, analisando a influência dos fatores escolhidos de rotação e velocidade do ar.

Também foi possível fundamentar os conhecimentos outrora estudados na graduação, aplicando os conceitos da Primeira e Segunda Leis da Termodinâmica para um volume de controle, particularmente dos ciclos de refrigeração e das análises através de instrumentos como as cartas psicrométricas, hoje difundidas digitalmente por meio de programas, como o CYT, usado neste trabalho que se mostraram imprescindíveis para a conclusão do estudo.

Embora a Efetividade $[\epsilon]$ tenha queda expressiva com o aumento da vazão de ar insuflado (Figuras 53 e 57), a potência consumida não aumentou proporcionalmente, quando se observa os gráficos das Figuras 54 (900rpm) e 58 (1800rpm), reforçando a velocidade do ar, como fator que modifica a variável reposita - capacidade de refrigeração $[Q_L]$, sem significância na redução do coeficiente de desempenho (COP).

Isso significa dizer que também podemos associar os dois sistemas em paralelo e não em série, para que seja efetivamente obtido o incremento da capacidade de refrigeração, de um sistema em associação evaporativo e convencional.

A revisão da literatura foi fonte de inspiração para várias análises e neste momento, também compõe as sugestões para continuar e melhorar este experimento, as quais seguem:

- Além da associação dos dois sistemas em série, se confirmou a necessidade de avaliar também um experimento com os dois sistemas evaporativo e compressão a vapor em paralelo.
- As interações entre fatores como a umidade relativa e o desempenho de refrigeração, podem reforçar os resultados obtidos e merecem ser alvo de estudo mais aprofundado através das análises de variância.
- A modelagem matemática mostrada por CAMARGO e EBINUMA (2002) para dimensionamento do painel evaporador também podem complementar este trabalho e aperfeiçoar ainda mais o tamanho do painel.
- Os fatores não experimentados, como a umidade relativa, podem ser interagidos com os aqueles aqui mostrados – velocidade do ar e rotação do compressor, de modo mais extenso, deixando a população dos experimentos mais enriquecida. Para isso se sugere o uso das técnicas de Delineamento de Experimentos – DOE.
- Projetar um sistema de coleta de água residual, gerada pela condensação no evaporador e também pela água do gotejamento sobre o painel evaporativo;
- Realizar cálculo de consumo do insumo – água – e adicionalmente somar ao cálculo de viabilidade econômica do sistema em conjunto – híbrido.

REFERÊNCIAS

AIR INTERNATIONAL, **Automotive Air Conditioning**, Training Manual, Melbourne, Australia, [s.n.], 2009, p. 24-29, 36-41.

CAMARGO, J.R., **Sistemas de Resfriamento Evaporativo e Evaporativo-Adsorativo Aplicados ao Condicionamento de Ar**, dissertação (Doutorado em Engenharia Mecânica), Faculdade de Engenharia Mecânica, UNESP, Guaratinguetá, 2003, p.22-25.

CAMARGO, J.R.; **Resfriamento Evaporativo**, Climatização Ecológica, 1ª edição, Taubaté, Editora Ciência Moderna- Climatização Ecológica, 2009, p.21-35;68-69;97-105;140-141.

CAMARGO, J.R.; Cardoso, S; EBINUMA, C.D.. A Mathematical Model for Direct e Indirect Evaporative Cooling Air Conditioning System, **Proceedings of the 9th Brazilian Congress of Thermal Engineering and Sciences**, Caxambu-MG Brazil, ENCIT, 2002, p. 31-33.

CAMARGO, J.R.; EBINUMA, C.D.; Resfriamento Evaporativo: Poupano Energia e o Meio Ambiente. **Jornada de Iniciação Científica e de Pós-Graduação**, UNESP-FEG, Guaratinguetá-SP, 2001.

CAMARGO, J.R.; EBINUMA, C. D.; JUNIOR, SLIVEIRA, J.L.. **Experimental Performance of a Direct Evaporative Cooler Operating During Summer in a Brazilian City**, International Journal of Refrigeration 28, , 2005.

CAROSI, G.A. B.; **Resfriamento Evaporativo: Estudo do Potencial de sua Aplicação no Brasil**, dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Faculdade de Engenharia Mecânica de Uberlândia, Uberlândia, 2006, p. 34-42.

DAIKIN. **Air Conditioning and Refrigeration Equipment**, [S.l., s.n.]: Bélgica, p. 39-40.

DAILY, S.. **Automotive Air Conditioning And Climate Control System**, 1st Edition, Elsevier Linacre House, Oxford, UK, 2006, p.39-44,84 a 96;

DENSO Corporation. **Automotive A/C Heater System**, 1st Edition, [s.n.], Japão, 1995, p.13-17.

DENSO Corporation. **Introduction to Air Conditioning Engineering**, 1st Edition, [s.n.], 1996, p.6-10.

DENSO Coporation. **Automotive Air Conditioning**, 2nd Edition, [s.n.], 2002, p.52 -79.

Energy Efficiency Earnings. **How to save energy and money – Refrigeration- Guide Book**, European Commission DGXVII, Department Mechanical Engineering, University of CapeTown, South Africa, 2008, p.4 -8.

Evaporative Cooling Air Coditioning System, **Engenharia Térmica** no. 04, 2003 p.30-34.

JONES, W.P, **Air Conditioning Engineering**, 5th Edition, Butterworth Heinemann, Oxford, London, 2005, p. 241-266.

KREIGER, J.F., **Handbook of Heating, Ventilation and Air Conditioning**, CRC Press LLC, Boulder, Colorado, 2001, p.101-130.

LEAL, P.M.; **Avaliação Energética e Exergética de um Sistema Gerador de Processos Psicrométricos**, dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola), Faculdade de Engenharia Agrícola UNICAMP, Campinas, 1997, p.109 a 157.

MCDOWALL, R.; **Fundamentals of HVAC Systems**, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers Inc, 1st Edition , Atlanta, USA, 2006 p. 11-29.

NAVET, N; LION, F.S.; **Automotive Embeeded Systems Handbook**, CRC Press, New York, 2009, p. 1-1, 1-5.

PIMENTA, J.M.D.; CASTRO, W.P.; Analysis of different Applications of Evaporative Cooling Systems, **Proceedings of the 17th International Congress of Mechanical Engineering**, COBEM, 2003. São Paulo, Brazil, 2003.

SANTOS, M.A.M.; **Análise Técnica Econômica para Utilização de Insumos Alternativos em um Sistema de Resfriamento Evaporativo-Adsorptivo Aplicado ao Condicionamento de Ar**,dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade de Taubaté UNITAU, 2005, p.26-27.

SANTOS, E.O.; **Dimensionamento e Avaliação do Ciclo de Refrigeração de um Sistema de Climatização Automotivo**, dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva) Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005, p.52-54-56-74-84-85.

SUGARMAN, S. C.; **HVAC Fundamentals**, The Fairmont Press, CRC Press, USA, 2005, p. 291-295.

STOCKER, W.F ; JABARDO,J.M. S.; **Refrigeração Industrial**, 2^a Edição, 2002, São Paulo, p. 78-87;121-127;268-281.

TORIO, Herena; ANGELOTTI, Adriana; SCHMIDIT, Dietrich; Exergy Analysis of Renewable Energy-Based climatization systems of buildings. **Energy and Buildings**. Disponível em:www.elsevier.com/locate/enbuild. Acesso em 15 de set. 2009.

URENÃ, Geraldo A. B. , **Condicionamento de Ar por Resfriamento Evaporativo**, dissertação (Mestrado em Engenharia Aeronáutica e Mecânica) Instituto Tecnológico da Aeronáutica ITA, São José dos Campos, 2008, p.31-46

VOLKSWAGEN AG, **Air Conditioner in the Motor Vehicle**, Self Study Programme, Wolfsburg, 1998, p. 16-29.

VAN WYLEN, Gordon; SONNTAG, Richard E.; BORGNAKKE, Claus; **Fundamentos da Termodinâmica**, 6ª Edição, Edgard Blucher, 2003, p.177-195; 262 a 263; 347 a 352; 387-392.

WANG, Shan K; LAVAN; Zalman –**Air Conditional and Refrigeration** - Mechanical Engineering Handbook, 1st Edition, CRC Press LLC, 1999, p.9.16 – 9.33 – 9.43 – 9.44.

WANG, Shan K., **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration**, MacGraw-Hill, 2nd Edition, New York, 2001, p.25.3-25.13, 27.1-27.12.

WATT, John R., **Evaporative Air Conditioning Handbook**, 3rd Edition, The Fairmont Press, Phoenix, Arizona, 1997, p. 12-40;84-85.

WELTCH, T; TROTT,A.R., **Refrigeration and Ar Conditioning**, 3rd Edition, Butterworth Heinemann, London, England, 2000, p.36-37;