

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**SISTEMA HÍBRIDO DE CLIMATIZAÇÃO
VISANDO CONFORTO TÉRMICO E
EFICIÊNCIA ENERGÉTICA**

José Luis Olmos Flores

Brasília, agosto de 2009

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

Faculdade de Tecnologia

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

SISTEMA HÍBRIDO DE CLIMATIZAÇÃO VISANDO CONFORTO TÉRMICO E EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

José Luis Olmos Flores

*Dissertação de Mestrado submetido ao Departamento de
Engenharia Elétrica como requisito para obtenção
do grau de Mestre em Engenharia Elétrica*

Banca Examinadora

Prof. Adolfo Bauchspiess, UnB/ ENE
Orientador

Prof. Marco A. Freitas do Egito Coelho, UnB/ ENE
Examinador interno

Prof. João M. D. Pimenta, UnB/ ENM
Examinador externo

Brasília, agosto de 2009

FICHA CATALOGRÁFICA

OLMOS, JOSÉ LUIS

Sistema Híbrido de Climatização Visando Conforto Térmico e Eficiência Energética [Distrito Federal] 2009.

xiv, 95p., 210 x 297 mm (ENE/FT/UnB, Mestre, Engenharia Elétrica, 2009).

Dissertação de Mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Elétrica.

1. Sistema Híbrido de Climatização 2. Resfriamento Evaporativo.

I. ENE/FT/UnB

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

OLMOS, J. L. Sistema Híbrido de Climatização Visando Conforto Térmico e Eficiência Energética. Dissertação de Mestrado em Engenharia Elétrica, Publicação PPGENE.DM-393/09, Departamento de Engenharia Elétrica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 95p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: José Luis Olmos Flores.

TÍTULO: Sistema Híbrido de Climatização Visando Conforto Térmico e Eficiência Energética.

GRAU: Mestre

ANO: 2009

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

José Luis Olmos Flores
SQSW BL G APT 507 - Sudoeste
70.670-427 Brasília - DF - Brasil.

Aos meus Pais Victor e Dora, a minha esposa Bela, e a minha linda filha Giovana, de 07 anos, néctar de vida, estímulo de coragem e esperança, alegria contagiante, fonte de amor e ternura. Ao professor Adolfo e a todas aquelas pessoas para quem estudar, aprender e ser melhor a cada dia... é satisfação de toda sua vida.

Agradecimentos

À Deus pela maravilha da vida.

Aos meus pais Victor e Dora pelos excelentes ensinamentos pessoais.

À minha esposa Bela pela compreensão e companheirismo.

À minha linda filha Giovana Victoria, que gerou-me motivação durante o mestrado.

Ao professor Adolfo pelo apóio pessoal na idéia e no desenvolvimento do Projeto.

Ao “doutor” Hélio pela ajuda na montagem e instalação dos equipamentos.

Aos meus amigos Eduardo, Amâncio, Edgar e Samih pelo incentivo no decorrer do curso.

RESUMO

A motivação do presente trabalho foi a busca do uso racional de energia elétrica visando ganho de produtividade e redução de custos, através de um equipamento de climatização híbrido (convencional + evaporativo), focado na área de automação predial e industrial.

O objetivo deste trabalho de pós-graduação foi desenvolver um sistema de climatização que forneça uma melhor condição de conforto térmico, tendo renovação de ar e principalmente com menor consumo de energia elétrica dentro das Normas Técnicas vigentes.

Para atingir o objetivo desejado foram analisadas as instalações a climatizar, os sistemas de condicionamento de ar existentes e a forma de operação dos diversos equipamentos considerando o consumo de eletricidade.

Os resultados alcançados foram melhor conforto térmico e, redução do consumo de energia elétrica através da utilização do sistema híbrido de climatização.

ABSTRACT

The motivation of the present work is the search for rational use of electric power, improving productivity and costs reduction through a hybrid climatization equipment (conventional + evaporative), focused in building and industrial automation.

The objective of dissertation is to develop a climatization system that gives thermal comfort with electric power consumption reduction, aiming to the Federal Technical Norms and the environmental concerns.

To reach the desired the existing air conditioning system and the operation be analyzed, and new equipment have been designed, constructed and installed.

The obtained results were: better thermal comfort, as well as cost reduction with electricity through with the use of hybrid system.

SUMÁRIO

1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 - OBJETIVOS DESTE TRABALHO	2
1.2 - ESTADO DA ARTE	3
2 - LEGISLAÇÕES PARA INSTALAÇÕES DE AR CONDICIONADO	4
2.1 - QUALIDADE DO AR INTERIOR – PORTARIA 3.523/GM	4
2.2 - NOÇÕES DE CONFORTO TÉRMICO	5
2.3 - NORMA ABNT NBR 16401 INSTALAÇÕES DE AR CONDICIONADO ..	8
2.3.1 - Parâmetros de conforto para Verão	9
2.3.2 - Parâmetros de conforto para Inverno	9
2.4 - PROTOCOLOS DE MONTREAL E DE KYOTO	10
2.4.1 - Protocolo de Montreal	10
2.4.2 - Protocolo de Kyoto	10
3 - FUNDAMENTOS DE CLIMATIZAÇÃO	11
3.1 - PROPRIEDADES PSICROMÉTRICAS DO AR	11
3.1.1 – Composição do ar atmosférico	11
3.1.2 - Lei de Dalton ou das pressões parciais	12
3.1.3 - Carta psicrométrica	12
3.1.4 - Propriedades do ar	13
3.1.4.1 - Temperatura de ponto de orvalho	14
3.1.4.2 - Umidade absoluta	14
3.1.4.3 - Umidade relativa	15
3.1.4.4 – Entalpia específica	16
3.1.4.5 - Temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo úmido	16
3.1.5 - Processos psicrométricos	17
3.2 - CICLO DE REFRIGERAÇÃO	18
3.2.1 - Diagrama pressão-entalpia	19
3.2.2 - Produzindo o frio artificial	21
3.2.2.1 – Compressor	23
3.2.2.2 – Condensador	24
3.2.2.3 - Dispositivo de expansão	25

3.2.2.4 - Evaporador	26
3.2.3 - Diagrama entrópico	27
3.2.4 - Análise do coeficiente de performance (COP)	29
3.3 - RESFRIAMENTO EVAPORATIVO DE AR	30
3.3.1 - Princípio do sistema evaporativo	30
3.3.2 - Funcionamento do sistema evaporativo	31
4 - SISTEMA HÍBRIDO DE CLIMATIZAÇÃO DO LAVSI	34
4.1 - PARÂMETROS DO PROJETO	34
4.2 - PRÍNCIPIO FUNCIONAMENTO E OBJETIVOS DO SISTEMA HÍBRIDO..	35
4.3 - COMPONENTES DO SISTEMA HÍBRIDO	41
4.4 - MODOS DE OPERAÇÃO	44
4.4.1 - Modo DESL	44
4.4.2 - Modo VENT	44
4.4.3 - Modo EVAP	44
4.4.4 - Modo REF	44
4.4.5 - Modo HIB	44
4.5 - POSICIONAMENTO DOS SENSORES	45
5 - RESULTADOS OBTIDOS	47
5.1 - MODO DE OPERAÇÃO DESLIGADO (DESL)	47
5.1.1 - Parâmetros de controle do modo DESL	47
5.1.2 - Relatório de supervisão – resumo no modo DESL	48
5.1.3 – Medição do consumo de energia elétrica no modo DESL	48
5.1.4 – Gráficos no modo DESL	48
5.2 - MODO DE OPERAÇÃO VENTILAÇÃO (VENT)	51
5.2.1 – Parâmetros de controle do modo VENT	51
5.2.2 - Relatório de supervisão – resumo no modo VENT	51
5.2.3 – Medição do consumo de energia elétrica no modo VENT	52
5.2.4 – Gráficos no modo VENT	52
5.3 -MODO DE OPERAÇÃO EVAPORATIVO (EVAP)	55
5.3.1 - Parâmetros de controle do modo EVAP	55
5.3.2 - Relatório de supervisão – resumo no modo EVAP	55

5.3.3 – Medição do consumo de energia elétrica no modo EVAP	56
5.3.4 – Gráficos no modo EVAP	56
5.4 - MODO DE OPERAÇÃO REFRIGERAÇÃO (REF)	59
5.4.1 - Parâmetros de controle do modo REF	59
5.4.2 - Relatório de supervisão – resumo no modo REF	59
5.4.3 - Medição do consumo de energia elétrica no modo REF	60
5.4.4 - Gráficos no modo REF	60
5.5 - MODO DE OPERAÇÃO HÍBRIDO (HIB)	63
5.5.1 - Parâmetros de controle do modo HIB	63
5.5.2 - Relatório de supervisão – resumo no modo HIB	63
5.5.3 - Medição do consumo de energia elétrica no modo HIB	64
5.5.4 - Gráficos no modo HIB	64
6 - ANÁLISE DOS DADOS DO SISTEMA HÍBRIDO	67
6.1 – ANÁLISE DA TEMPERATURA AMBIENTE	68
6.2 – ANÁLISE DA UMIDADE RELATIVA (UR)	69
6.3 – ANÁLISE DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA	70
7 - CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS PARA PESQUISAS FUTURAS	71
7.1 - CONCLUSÕES GERAIS	71
7.2 - PERSPECTIVAS PARA PESQUISAS FUTURAS	72
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	73
APÊNDICES	75
APÊNDICE A – PORTARIA 3.523/GM	76
APÊNDICE B – DEFINIÇÕES DA NORMA ABNT NBR 16401-2	80
APÊNDICE C – CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA DA SALA DO LAVSI	84
APÊNDICE D – RESULTADOS DE MONITORAMENTO NOS DIVERSOS MODOS DE OPERAÇÃO DO SISTEMA HÍBRIDO	90

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Temperatura e UR conforme a NBR 16401-2	33
Tabela 4.2 - Componentes do sistema híbrido	39
Tabela 4.3 - Modos de Operação do Sistema Híbrido	43
Tabela 5.1 - Parâmetros de controle do modo DESL	45
Tabela 5.2 - Parâmetros de controle do modo VENT	48
Tabela 5.3 - Parâmetros de controle do modo EVAP	52
Tabela 5.4 - Parâmetros de controle do modo REF	57
Tabela 5.5 - Parâmetros de controle do modo HIB	62
Tabela 6.1 - Análise de dados de conforto térmico (temperatura), 24h	68
Tabela 6.2 - Análise de dados de conforto térmico (umidade relativa), 24h	69
Tabela 6.3 - Análise de dados de eficiência energética, 24h	70
Tabela D.1 - Dados de Monitoramento no modo DESL	91
Tabela D.2 - Dados de Monitoramento no modo VENT	92
Tabela D.3 - Dados de Monitoramento no modo EVAP	93
Tabela D.4 - Dados de Monitoramento no modo REF	94
Tabela D.5 - Dados de Monitoramento no modo HIB	95

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Trocas térmicas do homem com o seu meio (Silva, 2004)	5
Figura 3.1 – Principais propriedades representadas na carta psicrométrica (Silva, 2004)..	13
Figura 3.2 – Obtenção da temperatura de orvalho na carta psicrométrica (Silva, 2004) . .	14
Figura 3.3 – Obtenção da umidade absoluta presente no ar (Silva, 2004)	15
Figura 3.4 – Umidade relativa na carta psicrométrica (Silva, 2004)	16
Figura 3.5 – Ilustração da obtenção da TBU e TBS (Silva, 2004)	17
Figura 3.6 - Ciclo de refrigeração a compressão de vapor (Creder, 2000)	18
Figura 3.7 - Diagrama pressão-entalpia PH (Alves <i>et al.</i> , 1997)	20
Figura 3.8 - Diagrama PH do gás refrigerante HFC-134a (Alves <i>et al.</i> , 1997)	21
Figura 3.9 - Ciclo do fluido refrigerante (Alves <i>et al.</i> , 1997)	22
Figura 3.10 - Ciclo do fluido refrigerante no Diagrama PH (Alves <i>et al.</i> , 1997)	22
Figura 3.11 - Compressão do fluido refrigerante (Alves <i>et al.</i> , 1997)	23
Figura 3.12 - Condensação do fluido refrigerante (Alves <i>et al.</i> , 1997)	24
Figura 3.13 - Expansão do fluido refrigerante (Alves <i>et al.</i> , 1997)	25
Figura 3.14 - Evaporação do fluido refrigerante (Alves <i>et al.</i> , 1997)	26
Figura 3.15 - Diagrama entrópico do ciclo de refrigeração (Macintyre, 1997)	28
Figura 3.16 – Diagrama pressão versus entalpia para o sistema (Silva, 2004)	29
Figura 3.17 - Esquema de funcionamento do resfriador evaporativo (Ecobrisa, 2009) . .	32
Figura 3.18 - Gráfico da temperatura externa e umidade relativa (Ecobrisa, 2009)	32
Figura 3.19 – Redução de temperatura usando o resfriamento evaporativo	33
Figura 3.20 - Eficiência de resfriamento e perda de carga da célula evaporativa <i>Munters</i> . 33	
Figura 4.1 - Sistema híbrido de climatização da sala de reunião do LAVSI	36
Figura 4.2 - Projeto do sistema híbrido de climatização do LAVSI (Planta baixa)	37
Figura 4.3 - Projeto do sistema híbrido de climatização do LAVSI (Vista em corte) . . .	38
Figura 4.4 - Projeto do sistema híbrido de climatização do LAVSI (Diagrama de força)..39	
Figura 4.5 - Projeto do sistema híbrido do LAVSI (Diagrama de comando)	40
Figura 4.6 – <i>Split system</i> marca Carrier de 18.000 BTU	42
Figura 4.7 – Celulose da <i>Munters</i> usado no resfriamento evaporativo	42
Figura 4.8 – Detalhes do medidor de energia <i>Landis + Gyr</i>	42
Figura 4.9 – Controlador de temperatura e umidade MT-531 Ri Plus da <i>Full Gauge</i> . . .	43
Figura 4.10 – Vista externa e interna do painel elétrico de controle	43

Figura 4.11 - Interligação dos controladores, interface serial e computador	43
Figura 4.12 – Posicionamento dos sensores de temperatura e umidade	46
Figura 5.1 – Gráfico de temperatura no modo DESL	49
Figura 5.2 – Gráfico de temperatura no modo DESL com 05 sensores.	49
Figura 5.3 – Gráfico de umidade no modo DESL	50
Figura 5.4 – Gráfico de umidade no modo DESL com 05 sensores.	50
Figura 5.5 – Gráfico de temperatura no modo VENT	53
Figura 5.6 – Gráfico de umidade no modo VENT	53
Figura 5.7 – Gráfico de temperatura e umidade do ar externo no modo VENT	54
Figura 5.8 – Gráfico de temperatura e umidade da sala de reunião (VENT)	54
Figura 5.9 – Gráfico de temperatura no modo EVAP	57
Figura 5.10 – Gráfico de umidade no modo EVAP	57
Figura 5.11 – Gráfico de temperatura e umidade do ar externo no modo EVAP	58
Figura 5.12 – Gráfico de temperatura e umidade da sala de reunião (EVAP)	58
Figura 5.13 – Gráfico de temperatura no modo REF	61
Figura 5.14 – Gráfico de umidade no modo REF	61
Figura 5.15 – Gráfico de temperatura e umidade do ar externo no modo REF	62
Figura 5.16 – Gráfico de temperatura e umidade na sala de reunião no modo REF	62
Figura 5.17 – Gráfico de temperatura no modo HIB	65
Figura 5.18 – Gráfico de umidade no modo HIB	65
Figura 5.19 – Gráfico de temperatura e umidade do ar externo no modo HIB	66
Figura 5.20 – Gráfico de temperatura e umidade da sala de reunião no modo HIB	66
Figura 6.1 – Tela inicial do Software <i>Sitrad</i> da <i>Full Gauge Controls</i>	67
Figura 6.2 - Gráfico de temperatura e umidade do ar externo no período de 05 dias	68
Figura C.1 – Localização da sala de reunião do LAVSI	84

LISTA DE SÍMBOLOS, NOMENCLATURAS E ABREVIACÕES

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas.
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers</i>
CD	Condensador
COP	Coefficiente de performance
CO ₂	Dióxido de carbono
CP	Compressor
CH ₄	Metano
c_p	Calor específico do ar a pressão constante, (kJ/kg°C)
DE	Dispositivo de Expansão
EV	Evaporador
DEC	<i>Direct Evaporative Cooling</i>
FCS	Fator de Calor Sensível
h_v	Entalpia do vapor saturado à temperatura do ponto de orvalho (kJ/kg)
HFC	Hidrofluorcarbonos
h	Escala da entalpia específica (kJ/kg _a)
IEC	<i>Indirect Evaporative Cooling</i>
IAQ	<i>Indoor Air Quality</i>
IBUTG	Índice de Bulbo Úmido-Temperatura de Globo
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
LAVSI	Laboratório de Automação, Visão e Sistemas Inteligentes
PH	pressão-entalpia
PMOC	Plano de Manutenção, Operação e Controle
PO	Ponto de Orvalho
p_v	pressão parcial de vapor de água
p_t	pressão total
SF ₆	Hexafluoreto de enxofre
TBS	Temperatura de bulbo seco (°C)
TBU	Temperatura de bulbo úmido (°C)
Torv	Temperatura do ponto de orvalho (°C)
UR	Umidade Relativa
v	Volume específico (m ³ /kg _a)
w	Umidade absoluta (kg _v /kg _a)
WBGT	<i>wet bulb globe temperature</i>
θ	Umidade relativa (%)

1 - INTRODUÇÃO

O consumo de energia elétrica vem crescendo porque cada vez mais a tecnologia oferece novos aparelhos e equipamentos. Assim, qualquer nova construção industrial, predial ou comercial resultará em aumento da demanda elétrica.

A eficiência do consumo de energia elétrica numa instalação de médio ou grande porte está ligada diretamente ao conhecimento do projeto e do funcionamento das instalações elétricas, e principalmente do sistema de ar condicionado.

Em sistemas de ar condicionado normalmente são usados sistema de compressão de vapor, onde utiliza-se gás refrigerante em circuitos frigoríficos, o uso de gás refrigerante leva a necessidade de alto consumo de energia elétrica em função da demanda por potência dos compressores.

Recentemente o resfriamento evaporativo passou a ser usado principalmente em regiões de clima árido. O resfriamento evaporativo consiste na redução da temperatura do ar através do aumento de sua umidade relativa.

O ar atmosférico é uma mistura de ar seco e vapor de água. Para uma dada condição de temperatura e pressão esta mistura tem capacidade de conter uma quantidade máxima de vapor d'água (ar saturado = 100% de umidade relativa ou 100% UR). Normalmente o ar encontra-se insaturado ($UR < 100\%$) e, portanto, apto a absorver mais umidade.

Quanto mais seco o ar (menor UR), maior a quantidade de vapor de água que pode ser absorvida. Para que haja esta absorção é necessário que a água utilizada passe da fase líquida para a fase vapor. Esta mudança de fase demanda uma quantidade de energia que é retirada do meio, no caso o ar, resfriando-o.

O condicionamento de ar por resfriamento evaporativo é um método ambientalmente amigável e energeticamente eficiente, que utiliza água como fluido de trabalho e pode ser uma alternativa econômica aos sistemas convencionais de ar condicionado em muitos casos.

Este trabalho apresenta no Capítulo 2, as diversas legislações que norteiam o uso de sistemas de climatização e ar condicionado, visando uma melhor qualidade do ar com conforto térmico e preservando o meio ambiente. No Capítulo 3 é apresentado de forma resumida os princípios físicos e termodinâmicos utilizados em sistemas de climatização é apresentado as propriedades psicrométricas do ar, o ciclo frigorífico e o resfriamento evaporativo.

No Capítulo 4 temos a construção detalhada de um sistema de climatização híbrido desenvolvido para atender a sala de reunião do laboratório de visão e sistemas inteligentes LAVSI do departamento de engenharia elétrica da Universidade de Brasília. Nos Capítulos 5 e 6 são apresentados os resultados experimentais com este sistema e a análise dos resultados obtidos na parte de conforto térmico e eficiência energética.

1.1 - OBJETIVOS DESTA TRABALHO

- . Desenvolver um sistema de climatização com menor consumo de energia elétrica, que atenda as necessidades de climatização da sala de reunião do LAVSI;
- . Utilizar o resfriamento evaporativo para condicionamento de ar para melhorar as condições de conforto térmico, e ao mesmo tempo utilizar, se necessário, a refrigeração por compressão mecânica com apóio, assim é apresentado o sistema híbrido (evaporativo + convencional);
- . Atender as normas técnicas de instalações de ar condicionado, com renovação de ar, e obter alguns benefícios ambientais e econômicos resultantes da utilização eficiente do sistema híbrido.

1.2 - ESTADO DA ARTE

O resfriamento evaporativo é um processo natural que consiste na redução da temperatura do ar e elevação de sua umidade relativa através de mecanismos simultâneos de transferência de calor e massa entre o ar e a água (Pimenta e Castro, 2003).

Pimenta e Castro (2004) apresentaram uma abordagem teórica dos princípios básicos de funcionamento de um sistema de resfriamento evaporativo direto por painéis de contato

utilizado para conforto térmico, além de um modelo matemático para transferência de calor e massa no resfriamento evaporativo.

Um sistema evaporativo dual de modo direto é apresentado por Coelho e Bauschpiess (2007), o sistema tem dimensões reduzidas e um novo tipo de célula de umidade construído de um tecido de algodão fino e poroso, convenientemente foi testado dois modos de operação, evaporativo direto e ventilação forçada.

A decisão para usar um sistema de resfriamento evaporativo depende da avaliação em detalhe da energia economizada em contra do capital gastado (Costelloe e Finn, 2003). Uma avaliação requer dados detalhados da disponibilidades da água de resfriamento gerado pela evaporação em cada lugar. Costelloe e Finn (2003), apresentaram a quantificação detalhada do resfriamento evaporativo tomando como estudo de caso cidades do sul da Europa.

Costelloe e Finn (2007), apresentaram os resultados de uma pesquisa experimental de efetividade térmica de um equipamento de prova de resfriamento evaporativo indireto desenhado para o norte da Europa.

O uso de vários sistemas de resfriamento para regiões que tem climas variados é apresentado por Heidarinejad *et al.* (2008). A aplicação de sistemas de resfriamento evaporativo direto (*Direct Evaporative Cooling* - DEC), sistemas de resfriamento evaporativo indireto (*Indirect Evaporative Cooling* - IEC) e a combinação destes métodos para resfriamento das cidades de Irã foi pesquisado por Heidarinejad *et al.* (2008). O sistema de resfriamento evaporativo direto foi considerado uma boa alternativa de resfriamento considerando as condições climáticas e os recursos naturais de água. Um estudo realizado no Brasil por Oliveira *et al.* (2009), mostraram que as soluções diferem com as características climáticas das regiões, sendo o resfriamento evaporativo com melhores resultados para regiões semi-áridas.

Lee *et al.* (2008), endereçaram o desenvolvimento de um modelo empírico para prever o desempenho operacional do consumo de energia para o uso em ar condicionado resfriado por água. O modelo consiste de quatro sub-modelos que avaliam o consumo de energia do sistema de água condensada.

2 - LEGISLAÇÕES PARA INSTALAÇÕES DE AR CONDICIONADO

Os sistemas de ar condicionado baseiam-se na utilização direta de componentes que funcionam a partir de princípios físicos desenvolvidos através do conhecimento do comportamento térmico das substâncias e dos fenômenos da transferência de calor.

Os fundamentos de conforto térmico no Brasil e na maioria dos países a nível mundial seguem as orientações da Sociedade Americana dos Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e ar Condicionado, denominada ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers, INC*).

A seguir comentamos os aspectos relevantes das principais legislações que regulam no Brasil o funcionamento dos sistemas de ar condicionado, visando qualidade de ar interior, conforto térmico e proteção do meio ambiente.

2.1 - QUALIDADE DO AR INTERIOR – PORTARIA 3.523/GM

A questão da qualidade do ar interior de ambientes climatizados ganhou bastante importância no Brasil nos últimos anos, apesar de ser um assunto debatido já há algumas décadas em outros países com a sigla *IAQ- Indoor Air Quality*. Em 28 de agosto de 1998, o Ministro de Estado da Saúde baixou a Portaria 3.523/GM sobre o assunto, a qual pode ser vista no Apêndice A.

Esta portaria cita a preocupação mundial com a qualidade do ar interior, a preocupação com a saúde, a produtividade e a falta ao trabalho. Considera que o projeto e a execução da instalação, inadequados, a operação e a manutenção precárias dos sistemas de climatização de edifícios fechados, favorecem a ocorrência e o agravamento de problemas de saúde, e considera a necessidade de serem aprovados procedimentos que visem minimizar o risco à saúde dos ocupantes.

Determinou-se que será objeto de regulamentação as medidas específicas referentes a padrões de qualidade do ar em ambientes fechados climatizados, no que diz respeito à

definição de parâmetros físicos e composição química do ar de interiores, à identificação de poluentes de natureza física, química e biológica, suas tolerâncias e métodos de controle, bem como pré-requisitos de projetos de instalação e de execução de sistemas de climatização.

A Portaria 3.523/GM define que todos os sistemas de climatização devem estar em condições adequadas de limpeza, de manutenção, de operação e de controle, observadas as determinações abaixo relacionadas, visando a prevenção de riscos à saúde dos ocupantes:

- Manter limpos os componentes do sistema de climatização, tais como: bandejas, serpentinas, umidificadores, ventiladores e dutos, de forma a evitar a difusão ou multiplicação de agentes nocivos à saúde humana e manter a boa qualidade do ar interno;
- Garantir a adequada renovação do ar de interior dos ambientes climatizados, ou seja, no mínimo 27 m³/h/pessoa (7,5 litros/s/pessoa). No entanto, existem outras normas, por exemplo, a ABNT NBR 16401-3 que considera este valor variável em função do tipo de ambiente.

A Portaria 3.523/GM define que os proprietários, locatários e prepostos, responsáveis por sistemas de climatização com capacidade acima de 5 TR (15.000 kcal/h ou 60.000 Btu/h), deverão manter um responsável técnico habilitado, com as seguintes atribuições: implantar e manter disponível no imóvel um Plano de Manutenção, Operação e Controle - PMOC, adotado para o sistema de climatização; garantir a aplicação do PMOC por intermédio da execução contínua direta ou indireta deste serviço.

2.2 - NOÇÕES DE CONFORTO TÉRMICO

Segundo Silva (2004), as principais trocas de calor entre o corpo humano e o meio exterior são ilustradas na Figura 2.1. O calor gerado pelo metabolismo deve ser liberado para o meio externo com o intuito de manter a temperatura corporal interna constante. Como mostrado na Figura 2.1, o corpo pode perder calor pela evaporação do suor, bem como receber ou ceder calor para o ambiente pelos mecanismos de respiração, radiação e convecção, dependendo da temperatura do ar.



Figura 2.1 – Trocas térmicas do homem com o seu meio (Silva, 2004)

Segundo a ASHRAE *Fundamentals Handbook* (1997), conforto térmico é um estado de espírito que reflete satisfação com o ambiente térmico que envolve uma pessoa. E, portanto, uma sensação subjetiva que depende de aspectos biológicos, físicos e emocionais, não sendo, desta forma, possível satisfazer com uma determinada condição térmica todos os indivíduos que ocupam um recinto. O estudo do conforto térmico tem como objetivo a determinação das condições ambientais de modo a atender simultaneamente o maior número de pessoas possível.

Segundo Fanger (1970), é possível dividir os fatores que afetam a sensação do conforto térmico em variáveis individuais e ambientais. As principais variáveis individuais são o tipo de atividade e o vestuário. Já as principais variáveis ambientais são: temperatura de bulbo seco do ar, temperatura média radiante, velocidade relativa do ar e umidade relativa do ar. Deve-se observar, no entanto, que a sensação global de conforto do indivíduo é uma sensação mais complexa, devido à interação ou interdependência entre o conforto térmico, conforto olfativo, conforto acústico e visual.

A transferência de calor pelo corpo pode ser realizada de quatro maneiras distintas (Fanger, 1970): evaporação, radiação, convecção e condução.

Destas, a condução pura e simples usualmente é desprezada; a área do corpo em contato com alguma superfície é muito pequena e ocorre geralmente em espaços de tempos muito curtos.

Perdas por evaporação ocorrem de três maneiras: pela exalação de vapor de água dos pulmões; por transpiração e pelo suor. Quando existe uma tendência para o aumento da temperatura do corpo, um sistema automático de regulação do organismo faz aumentar a perda de calor do corpo por evaporação, fazendo com que as glândulas de suor inundem áreas estratégicas da pele com o líquido. Assim, o suor é claramente inconsistente com o sentimento de conforto. É preciso sempre lembrar que a perda de calor por evaporação de uma superfície molhada é uma função da umidade e da velocidade da corrente de ar.

O corpo perde calor por radiação para o ambiente se a temperatura média da sua superfície for maior do que a das superfícies vizinhas. O valor médio da superfície do corpo é influenciado pelo tipo de roupa usada e pela superfície exposta do corpo da pessoa. A temperatura das superfícies vizinhas do recinto em que a pessoa se encontra, denominada temperatura radiante média, pode variar de um ponto para o outro do recinto, e pode ser determinada com um termômetro de globo ou esfera, especialmente desenvolvido para este fim ou também por um sensor de temperatura radiante média, e.g. Yamatake TY321A.

Da mesma maneira, o corpo perde calor por convecção desde que sua temperatura média superficial exceda a temperatura ambiente de bulbo seco, podendo a perda de calor ser incrementada pelo aumento da velocidade do ar.

Os ambientes podem ser avaliados através de índices de conforto térmicos. Estes foram criados visando representar a variação da percepção humana às diferentes condições térmicas.

Conforme Parsons (1993), um dos primeiros índices criados foi o de Temperatura Efetiva, TE. Este índice conjuga as temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido com a pressão barométrica e a velocidade do ar para o prognóstico do conforto térmico.

Outros índices, chamados de racionais, foram criados com base nas equações de transferência de calor e massa e em um modelo matemático do metabolismo humano, com vistas à obtenção de respostas térmicas. Um destes é o Índice de Sobrecarga Térmica, IST. Finalmente, foram estabelecidos índices diretos - dentre eles, o principal e que foi adotado pela legislação brasileira sobre segurança e higiene do trabalho (NR 15) (Garcia, 2006) é o

Índice de Bulbo Úmido - Temperatura de Globo, IBUTG, comumente empregado na literatura internacional como WBGT (*wet bulb globe temperature*).

Segundo Silva (2004), a Norma ISO (*International Organization for Standardization*) padroniza e documenta os índices para avaliação de ambientes. Os índices foram divididos em três classes distintas. A primeira classe permite avaliar ambientes quentes, a segunda classe permite avaliar ambientes moderados, e a terceira classe permite avaliar ambientes frios.

2.3 - NORMA ABNT NBR 16401 DE INSTALAÇÕES DE AR CONDICIONADO

A Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) é o Foro Nacional de Normalização. As Normas Brasileiras, cujo conteúdo é de responsabilidade dos Comitês Brasileiros (ABNT/CB), dos Organismos de Normalização Setorial (ABNT/ONS) e das Comissões de Estudo Especiais (ABNT/CEE), são elaborados por Comissões de Estudo (CE), formadas por representantes dos setores envolvidos, delas fazendo parte: produtores, consumidores e neutros (universidade, laboratório e outros).

A Norma ABNT NBR 16401, sob o título geral “Instalações de ar condicionado – Sistemas centrais e unitários”, foi elaborada pelo Comitê Brasileiro de Refrigeração, ar-condicionado, Ventilação e Aquecimento (ABNT/CB-55) e entrou em vigor em 04/09/2008.

A Norma NBR 16401 consta das seguintes partes:

- Parte 1: Projeto das instalações;
- Parte 2: Parâmetros de conforto térmico;
- Parte 3: Qualidade do ar interior.

A parte da ABNT NBR 16401-2, mostrado no Apêndice B, especifica os parâmetros do ambiente interno que proporcionam conforto térmico aos ocupantes de recintos providos de ar condicionado. Esta norma estipula os parâmetros ambientais suscetíveis de produzir sensação aceitável de conforto térmico em 80% ou mais das pessoas.

2.3.1 - Parâmetros de conforto para Verão

Temperatura operativa e umidade relativa dentro da zona delimitada por:

- . 22,5 °C a 25,5 °C e umidade relativa de 65 %.
- . 23,0 °C a 26,0 °C e umidade relativa de 35 %.

A velocidade média do ar (não direcional) na zona de ocupação não deve ultrapassar:

- . 0,20 m/s para distribuição de ar convencional (grau de turbulência 30 % a 50 %);
- . 0,25 m/s para distribuição de ar por sistema de fluxo de deslocamento (grau de turbulência inferior a 10 %).

2.3.2 - Parâmetros de conforto para Inverno

Temperatura operativa e umidade relativa dentro da zona delimitada por:

- . 21,0 °C a 23,0 °C e umidade relativa de 60 %.
- . 21,5 °C a 24,0 °C e umidade relativa de 30 %.

A velocidade média do ar (não direcional) na zona de ocupação não deve ultrapassar:

- . 0,15 m/s para distribuição de ar convencional (grau de turbulência 30 % a 50 %);
- . 0,20 m/s para distribuição de ar por sistema de fluxo de deslocamento (grau de turbulência inferior a 10 %).

Os principais benefícios da Norma ABNT NBR 16401 são:

- . Adota as condições de conforto térmico mais atualizadas;
- . Melhora o padrão de filtragem de ar em condicionadores;
- . Apresenta condições climáticas mais confiáveis com um método para gerar um perfil teórico das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido no dia;
- . Estabelece a necessidade de TAB (Teste Ajuste e Balanceamento) de sistemas de ar condicionado;
- . Cria a obrigatoriedade da renovação do ar em todos os sistemas;
- . Apresenta recomendações para avaliações de qualidade do ar;
- . Estabelece condições mais favoráveis para a manutenção dos sistemas.

2.4 - PROTOCOLOS DE MONTREAL E DE KYOTO

Visando a conservação do meio ambiente do nosso planeta foram realizadas diversas convenções ambientais internacionais, sendo as mais importantes os protocolos de Montreal e de Kyoto.

2.4.1 - Protocolo de Montreal

O Protocolo de Montreal é a primeira convenção ambiental internacional ratificada por quase todos os países do globo. Ela foi adotada em 1987 em resposta à destruição da camada de ozônio que protege a terra contra a radiação ultravioleta emitida pelo sol.

Segundo SENAI GTZ (2007), as conseqüências da degradação da Camada de Ozônio por substâncias produzidas pelo homem; como os clorofluorcarbonetos (CFCs), afetam a sobrevivência de plantas e animais na terra. Este histórico esforço global pretende restaurar a camada de ozônio buscando sua recuperação até 2070.

O Brasil aderiu em 1990 ao protocolo de Montreal e em 1994 concluiu a elaboração do Programa Brasileiro de Eliminação das Substâncias que Destroem a Camada de Ozônio – PBCO.

2.4.2 - Protocolo de Kyoto

Discutido e negociado em Kyoto no Japão em 1997, estabelece como meta reduzir a emissão de gases do efeito estufa em, pelo menos, 5.2% em relação aos níveis de 1990 no período entre 2008 e 2012. Os gases de efeito estufa segundo o Protocolo de Kyoto (apud MCT, 2009) são:

- . Dióxido de carbono (CO₂)
- . Metano (CH₄)
- . Óxido nitroso (N₂O)
- . Hidrofluorcarbonos (HFCs)
- . Perfluorcarbonos (PFCs)
- . Hexafluoreto de enxofre (SF₆)

3 - FUNDAMENTOS DE CLIMATIZAÇÃO

A tecnologia de climatização esta em constante evolução, portanto é importante conhecer os sistemas que envolvem misturas de ar seco e vapor de água, além da parte da termodinâmica que trata da conservação e transformação da energia. De fato, para produzir o frio num sistema de refrigeração por compressão, por exemplo, precisamos de energia térmica, mais para poder obter energia térmica ou calorífica é necessária energia mecânica; e para obter energia mecânica precisamos da energia elétrica.

3.1 - PROPRIEDADES PSICROMÉTRICAS DO AR

A psicrometria pode ser definida como o estudo das propriedades e transformações sofridas pelo ar atmosférico no processo de condicionamento. O ar atmosférico não é totalmente seco, mas sim uma mistura de gases e de vapor de água, resultando daí a importância da psicrometria. Em alguns processos a água é removida do ar, enquanto em outros é adicionada.

3.1.1 – Composição do ar atmosférico

Segundo Dossat (1980), o ar é uma mistura de gases e vapor de água. O ar seco (ar sem mistura de água) é composto principalmente de nitrogênio (aproximadamente 78% em volume) e oxigênio (aproximadamente 21%), o 1% restante, sendo completado por dióxido de carbono e quantidades diminutas de outros gases, tais como hidrogênio, hélio, néon e argônio. Com relação a estes componentes secos do ar, a composição do ar é praticamente sempre a mesma. Por outro lado, a quantidade de vapor de água no ar varia muito com a localidade particular e com as condições do tempo e normalmente é de 1% a 3% sobre a massa da mistura. Dado que o vapor de água no ar resulta principalmente da evaporação de água da superfície de várias massas de água, a umidade atmosférica (conteúdo de vapor de água) é maior em regiões localizadas perto de grandes massas de água e é menor nas regiões mais áridas.

Segundo Silva (2004) pode-se ainda calcular a massa molecular do ar seco pela equação:

$$M_{ar} = \sum (x_i \cdot M_i) \text{ [mol]} \quad (3.1)$$

Onde, x_i representa a fração molar e M_i , a massa molar de cada componente. Realizando-se os cálculos necessários, obtém-se que a massa molar do ar atmosférico seco é de 28,97 moles.

Em geral, os padrões que têm sido utilizados para as propriedades do ar são dados pelo *Institution of Heating and Ventilating Engineers* e alguns deles são:

- . Densidade do ar é de $1,2 \text{ kg/m}^3$ para o ar seco a 101,325 kPa e a 20°C .
- . Densidade da água é de 1000 kg/m^3 a 4°C e $998,23 \text{ kg/m}^3$ a 20°C .

3.1.2 - Lei de Dalton ou das pressões parciais

Segundo Dossat (1980) a lei de Dalton das pressões parciais estabelece, efetivamente, que em qualquer mistura mecânica de gases e vapores (aqueles que não combinam quimicamente) (1) cada gás ou vapor na mistura exerce uma pressão parcial individual que é igual à pressão que o gás poderia exercer se ocupasse o espaço sozinho, e (2) a pressão total da mistura gasosa é igual à soma das pressões parciais exercidas por gases individuais ou vapores.

O ar, sendo uma mistura mecânica de gases e vapor de água, obedece à lei de Dalton. Portanto, a pressão barométrica total é sempre igual à soma das pressões parciais dos gases secos e a pressão parcial do vapor de água. Dado que a psicrometria é o estudo das propriedades do ar quando afetado pelo conteúdo de vapor de água. Logo, para o caso do ar atmosférico, a pressão total (p_t) é igual à soma da pressão parcial do ar seco (p_a) com a pressão parcial do vapor de água (p_v) dissolvido no ar, conforme mostrado na equação:

$$p_t = p_a + p_v \quad (3.2)$$

3.1.3 - Carta psicrométrica

Segundo Silva (2004) as cartas psicrométricas são representações das propriedades psicrométricas do ar. O uso destas cartas permite a análise gráfica de dados e processos psicrométricos, facilitando assim a solução de muitos problemas práticos, que de outro modo requereriam soluções matemáticas mais difíceis.

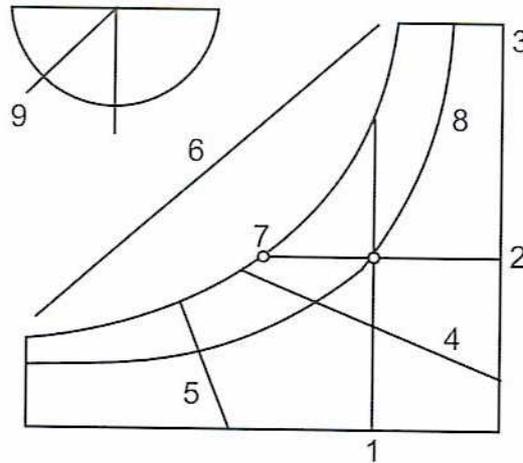


Figura 3.1 – Principais propriedades representadas na carta psicrométrica (Silva, 2004)

Na Figura 3.1 ilustra-se o esquema de uma carta psicrométrica típica. A explicação de cada linha ou escala é dada nos parágrafos que se seguem:

1. Temperatura de bulbo seco (TBS) indicada na carta por linhas retas verticais ($^{\circ}\text{C}$);
2. Umidade absoluta (w) representada por linhas horizontais (kg_v/kg_a);
3. Escala da umidade absoluta;
4. Temperatura de bulbo úmido (TBU). A escala de TBU esta localizada na linha de saturação na extremidade esquerda da carta. A sua Unidade é $^{\circ}\text{C}$;
5. Volume específico (v) - A sua unidade é m^3/kg_a ;
6. Escala da entalpia específica (h). A sua unidade e kJ/kg_a de ar seco;
7. Temperatura do ponto de orvalho (Torv) na linha de saturação. A sua unidade é $^{\circ}\text{C}$;
8. Umidade relativa (θ) - expressa em porcentagem;
9. Escala referente ao fator de calor sensível (FCS).

3.1.4 - Propriedades do ar

Conforme observado na carta psicrométrica, as principais propriedades do ar utilizadas em psicrometria são: temperatura de orvalho, umidade relativa, umidade absoluta, entalpia, temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo úmido. A seguir a definição técnica de cada uma destas propriedades.

3.1.4.1 - Temperatura de ponto de orvalho

Segundo Dossat (1980) uma vez que todos os componentes de uma mistura gasosa ocupam o mesmo volume e estão à mesma temperatura, acontece que quando o ar está a qualquer temperatura acima da temperatura de saturação correspondente à pressão parcial exercida pelo vapor de água, o vapor de água no ar será superaquecido. Por outro lado, quando o ar está à temperatura igual à temperatura de saturação correspondente a pressão parcial do vapor de água, o vapor de água no ar é saturado e o ar é chamado saturado (realmente somente o vapor de água é saturado). A temperatura à qual o vapor de água do ar é saturado, é conhecida como a temperatura do ar em ponto de orvalho (PO). Na Figura 3.2, ilustra-se a obtenção gráfica da temperatura de orvalho de uma dada quantidade de ar úmido no estado "1".

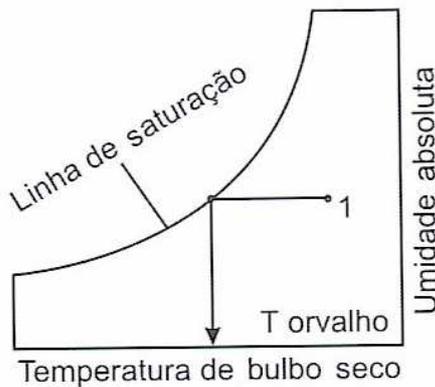


Figura 3.2 – Obtenção da temperatura de orvalho na carta psicrométrica (Silva, 2004)

3.1.4.2 - Umidade absoluta

Segundo Silva (2004) a umidade absoluta e a relação entre a massa de vapor de água presente no ar e a massa de ar seco, ou de maneira mais simples, umidade absoluta é a quantidade de vapor de água dissolvida em 1 kg de ar seco. Usualmente é expressa em kg de vapor de água por kg de ar seco. Na Figura 3.3, ilustra-se sua versão gráfica.

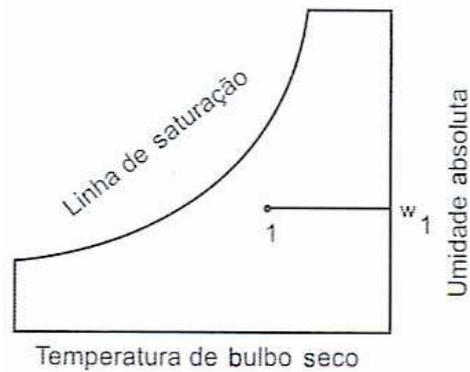


Figura 3.3 – Obtenção da umidade absoluta presente no ar (Silva, 2004)

Analiticamente, pode-se calcular a umidade absoluta presente no ar através da expressão:

$$w = 0,622 \frac{p_v}{p_1 - p_v} \quad (3.3)$$

Onde p_v é a pressão parcial de vapor de água no ar e p_1 é a pressão total.

3.1.4.3 - Umidade relativa

Segundo Silva (2004) a umidade relativa representa a relação entre a pressão parcial de vapor de água presente no ar (p_v) e a pressão de saturação do mesmo a uma mesma temperatura (p_{sat}), conforme mostrado na equação 3.4. Na Figura 3.4, ilustra-se a obtenção da umidade relativa numa carta psicrométrica. A pressão de saturação ocorre quando se tem o máximo possível de vapor de água dissolvido no ar a uma dada temperatura. Neste caso, diz-se que o ar está saturado e adota-se esta condição para o cálculo da umidade relativa do mesmo.

$$\theta = \frac{p_v(T)}{p_{sat}(T)} 100 \quad (3.4)$$

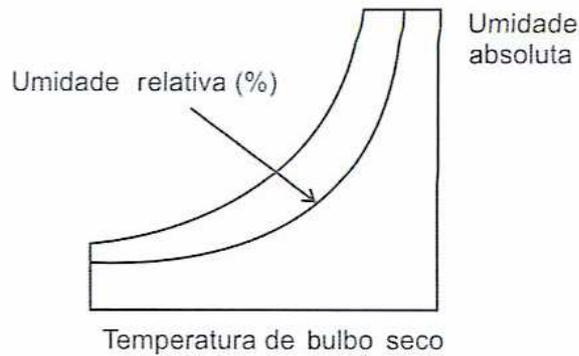


Figura 3.4 – Umidade relativa na carta psicrométrica (Silva, 2004)

3.1.4.4 – Entalpia específica

A entalpia específica é muito utilizada para indicar o nível de energia de uma substância. Em psicrometria utiliza-se geralmente a variação de entalpia envolvida nos processos de tratamento do ar. Se uma transformação ocorre apenas através da transferência de energia térmica, pela primeira lei da termodinâmica pode-se obter a variação de entalpia como sendo igual à variação do calor adicionado ou removido.

Para fins de cálculos psicrométricos, a entalpia de uma mistura de ar seco e vapor de água é a soma das entalpias dos componentes. Para o ar atmosférico a referência utilizada é entalpia zero para temperatura de 0°C. Pode-se escrever desta forma que entalpia do ar é igual a entalpia do ar seco somada à entalpia do vapor de água, conforme a equação 3.5 a seguir.

$$h = c_p \cdot TBS + w \cdot h_v \quad [kJ / kg] \quad (3.5)$$

Onde:

c_p = calor específico do ar a pressão constante, (kJ/kg.°C)

TBS = temperatura de bulbo seco, (°C)

w = umidade absoluta

h_v = entalpia do vapor saturado à temperatura do ponto de orvalho, (kJ/kg)

3.1.4.5 - Temperatura de bulbo seco e temperatura de bulbo úmido

Segundo Silva (2004) a temperatura de bulbo seco do ar (TBS) é a temperatura medida por um termômetro comum com proteção contra a radiação.

Se dois termômetros precisos forem colocados numa corrente de ar em movimento rápido, ambos registrarão exatamente a mesma temperatura. Porém, se o bulbo de um dos termômetros for coberto com uma mecha molhada, a sua temperatura descera primeiro rapidamente e depois lentamente até atingir um ponto estacionário. A leitura neste ponto é chamada a temperatura de bulbo úmido do ar. Sempre teremos uma TBU menor que a TBS do ar. Isto se deve ao fato da umidade da mecha retirar calor do bulbo e evaporar, o que reduz a temperatura do termômetro.

A quantidade de água que pode evaporar da mecha molhada para o ar depende completamente da quantidade de vapor de água que existe inicialmente no ar que passa pelo úmido. Se o ar que passa pelo bulbo úmido já estivesse saturado com umidade, não evaporaria nenhuma água da mecha para o ar e não haveria resfriamento no termômetro de bulbo úmido. Neste caso, o TBS seria igual à TBU. Quanto mais seco for o ar que passa pela mecha do termômetro de bulbo úmido, maior será a quantidade que se evaporará para a corrente de ar. Quanto maior for a quantidade de umidade evaporada para a corrente de ar, mais baixa será a leitura no termômetro de bulbo úmido. A diferença entre as leituras nos termômetros de bulbos úmido e seco é chamada depressão de bulbo úmido. Na Figura 3.5, ilustra-se este processo.

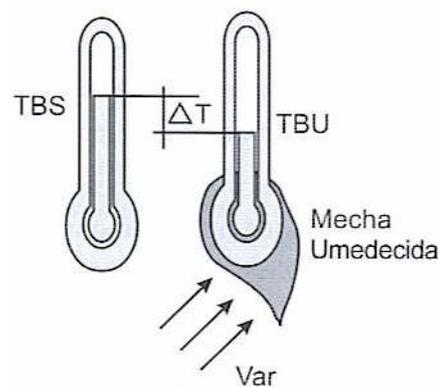


Figura 3.5 – Ilustração da obtenção da TBU e TBS (Silva, 2004)

3.1.5 - Processos psicrométricos

Os processos psicrométricos podem ser ilustrados e analisados num diagrama psicrométrico. Pode-se definir os processos psicrométricos como as transformações

ocorridas nas propriedades do ar durante o processo de climatização. Alguns processos comuns no tratamento do ar são:

- . Umidificação;
- . Resfriamento;
- . Desumidificação;
- . Resfriamento e desumidificação;
- . Aquecimento e;
- . Mistura de duas correntes de ar.

Segundo Creder (2000) uma das melhorias que uma instalação de ar condicionado propicia ao ambiente é o controle da umidade relativa, não só para conforto, mas também para processos industriais. Não há dúvidas de que há outras condições a serem controladas, como a velocidade e a pureza do ar, mas estes controles não estão incluídos nas transformações termodinâmicas, como a temperatura e umidade.

3.2 - CICLO DE REFRIGERAÇÃO

O ciclo de refrigeração é um sistema fechado por onde circula um refrigerante de modo a manter continuamente sua evaporação no local em que se deseja o resfriamento do material e, em seguida, retomar às suas características iniciais. O ciclo de refrigeração é composto basicamente de um compressor, um condensador, uma válvula de expansão e um evaporador. Na Figura 3.6, vemos o diagrama de um ciclo de refrigeração a compressão de vapor.

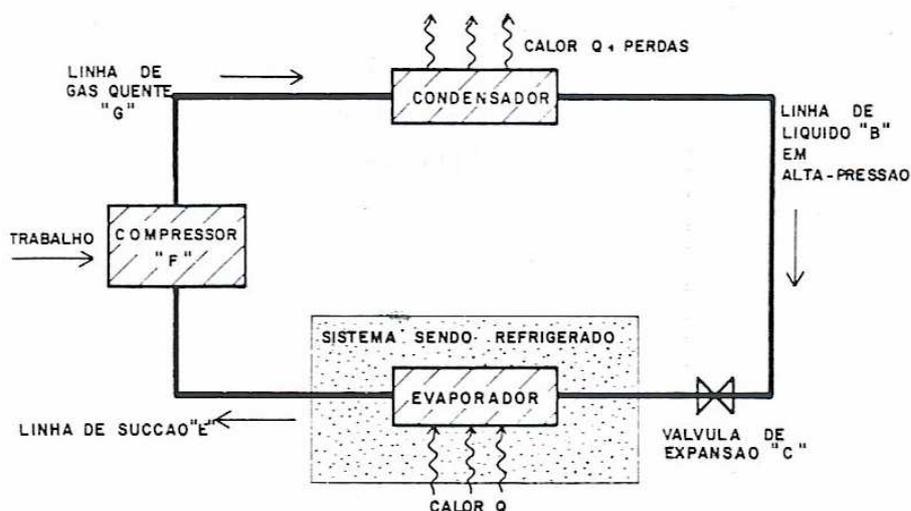


Figura 3.6 - Ciclo de refrigeração a compressão de vapor (Creder, 2000)

Vamos iniciar o ciclo de refrigeração pelo compressor, que succiona o gás refrigerante à baixa pressão (pressão de sucção) e baixa temperatura e, o comprime, elevando sua pressão e temperatura (pressão de descarga), muda de fase no condensador e torna-se líquido à alta pressão e temperatura.

Ao passar através da válvula de expansão, esse líquido perde pressão e baixa sua temperatura, tornando-se líquido pulverizado à baixa pressão e temperatura.

Esse líquido à baixa pressão e temperatura passa através do evaporador, muda de fase pela retirada de calor do ambiente que se deseja resfriar, e torna-se vapor à baixa pressão e temperatura quando retorna à sucção do compressor, repetindo o ciclo.

O ciclo descrito acima, está em sua forma de ciclo padrão. Entretanto, para que tenhamos um sistema o mais próximo possível da realidade, deveríamos acrescentar o sistema de circulação de óleo que auxilia na lubrificação e na compressão. E acrescentaríamos ainda equipamentos auxiliares como separador de líquido, reservatórios de líquidos, bombas, torres de resfriamento de água, entre outros.

3.2.1 - Diagrama pressão-entalpia

Segundo Alves *et al.* (1997) todo o processo de transformação do fluido refrigerante num equipamento de refrigeração pode ser representado graficamente no diagrama pressão-entalpia (PH).

A Figura 3.7 é uma representação simplificada de um diagrama PH, mostrando o fluxo de um fluido genérico através do sistema de refrigeração.

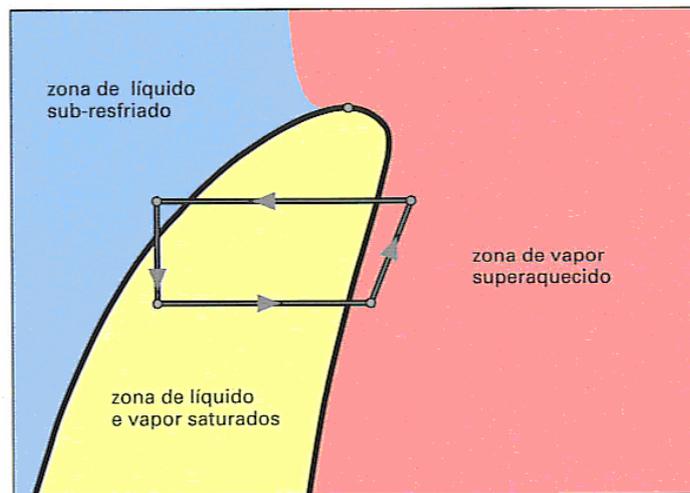


Figura 3.7 - Diagrama pressão-entalpia PH (Alves *et al.*, 1997)

Nesta representação simplificada estão as três principais zonas do diagrama pressão-entalpia: zona de líquido sub-resfriado, zona de líquido saturado e vapor saturado e, a zona de vapor superaquecido.

Estas zonas são delimitadas por um eixo vertical P, onde é indicada a pressão absoluta e por um eixo horizontal H, onde é indicada a entalpia ou conteúdo de calor.

Com estas informações, é também possível ler e interpretar o gráfico característico de um fluido específico, como o do gás refrigerante HFC-134a, mostrado na Figura 3.8. Através do diagrama ph, é possível saber quais as características de um fluido e, como este fluido se comporta na máquina frigorífica. Assim é possível calcular, por exemplo, o trabalho que o compressor adiciona ao refrigerante ou calcular a quantidade de calor que o condensador remove do fluido refrigerante e joga para o ambiente externo. O diagrama ph permite saber também que no dispositivo de expansão não há perda nem ganho de calor do refrigerante. No evaporador, podemos calcular a absorção do calor pelo fluido, e assim por diante.

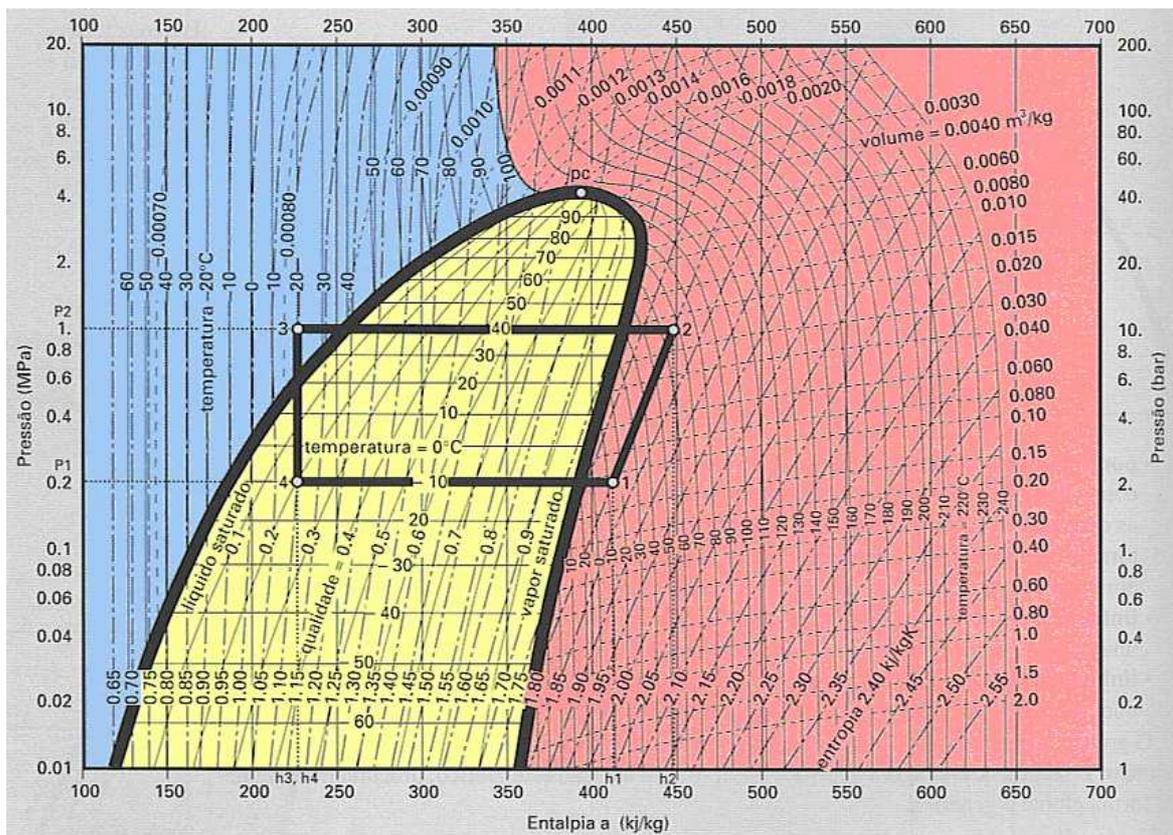


Figura 3.8 - Diagrama PH do gás refrigerante HFC-134a (Alves *et al.*, 1997)

3.2.2 - Produzindo o frio artificial

Os equipamentos de refrigeração são máquinas térmicas que convertem trabalho em calor. Para isso, servem-se de um fluido refrigerante, que remove o calor do ambiente interno mediante o processo de transferência de calor no evaporador (absorção de calor) e no condensador (rejeição de calor). Logo, segundo Alves *et al.*, (1997) é preciso que o fluido refrigerante percorra todo o sistema básico de refrigeração, que se compõe do compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador. Vejamos as figuras 3.9 e 3.10, então como o fluido, fazendo este circuito, possibilita a produção do frio artificial, num sistema de refrigeração por compressão.

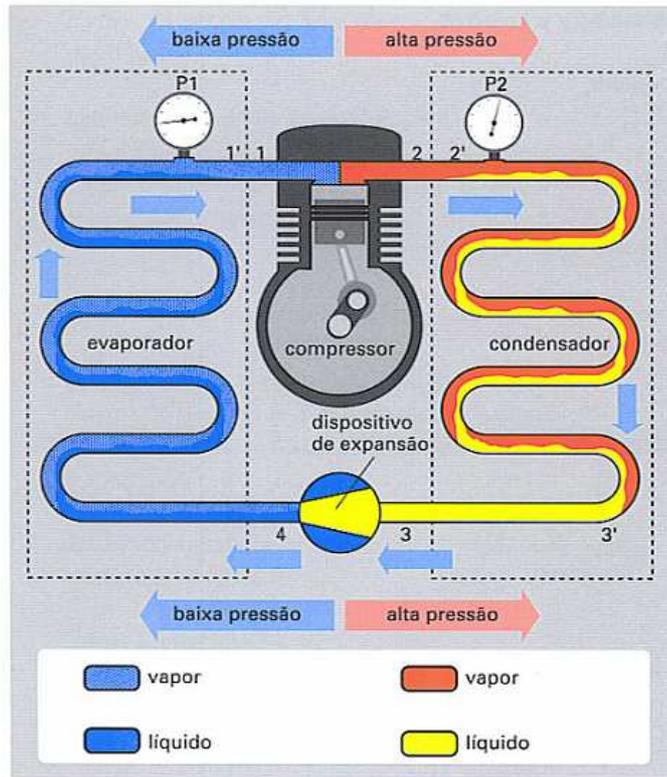


Figura 3.9 - Ciclo do fluido refrigerante (Alves *et al.*, 1997)

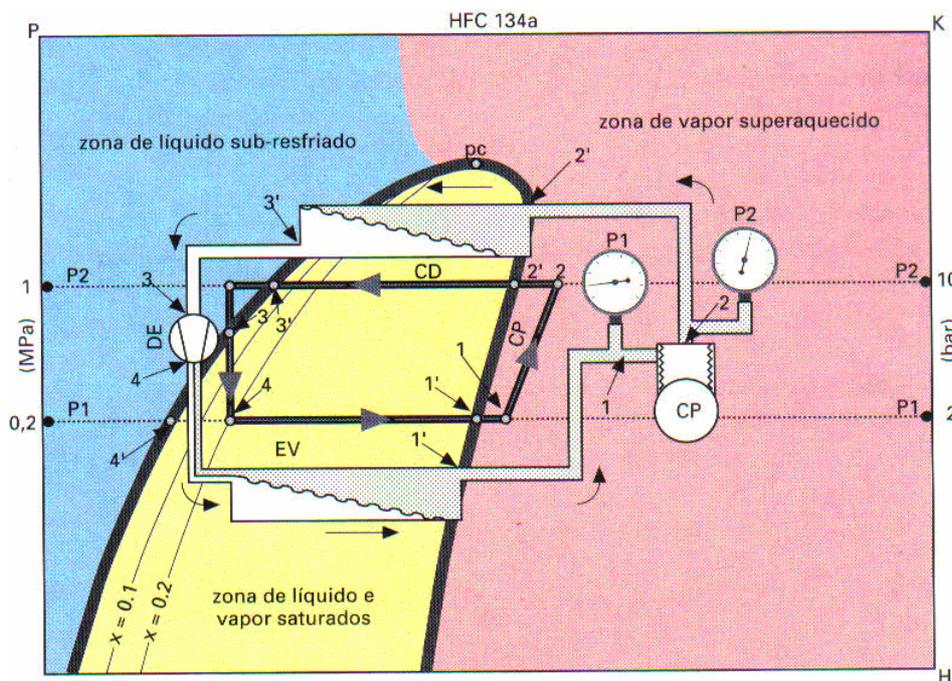


Figura 3.10 - Ciclo do fluido refrigerante no Diagrama PH (Alves *et al.*, 1997)

Os gráficos anteriores representam o ciclo que o fluido faz através da máquina frigorífica a partir do compressor. Para facilitar esta tarefa, vamos destacar no gráfico a área que corresponde à parte do ciclo que está sendo descrita.

3.2.2.1 – Compressor

Iniciaremos a descrição do ciclo, conforme a Figura 3.11, a partir do compressor (CP) que, pela sua importância, é considerado "o coração do sistema" de refrigeração.

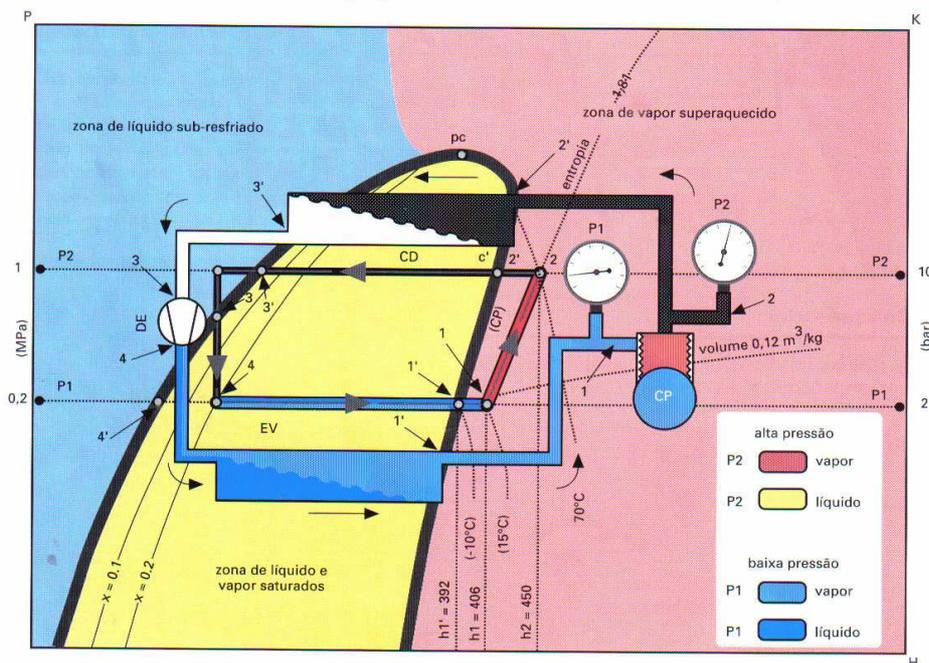


Figura 3.11 - Compressão do fluido refrigerante (Alves *et al.*, 1997)

Quando se liga um aparelho de refrigeração, o compressor (CP) aspira o fluido do evaporador (EV), abaixando a pressão e a temperatura do fluido (4-1').

O fluido na fase gasosa superaquece no trajeto da linha de sucção (1'-1), onde absorve o calor do ambiente externo. No gráfico, a temperatura cresce de 1' para 1, a pressão se mantém constante e a entalpia aumenta de $h_{1'}$ para h_1 .

O fluido gasoso é então comprimido (1-2) pelo compressor, que provoca a elevação da pressão devido ao trabalho de compressão. Conseqüentemente, também a entalpia aumenta de h_1 para h_2 .

3.2.2.2 – Condensador

Em alta temperatura e alta pressão, conforme a Figura 3.12, o fluido passa pelo tubo de descarga e entra no condensador (2-2'), onde troca calor sensível com o ar do ambiente externo menos quente.

Neste trecho, o calor dissipado é calor sensível e a entalpia diminui do ponto h_2 para h_2' .

No condensador (CD), o fluido, ainda na fase gasosa, continua dissipando calor para o ambiente externo e começa a se condensar (2' -3'). Como mostrado na Figura 3.12.

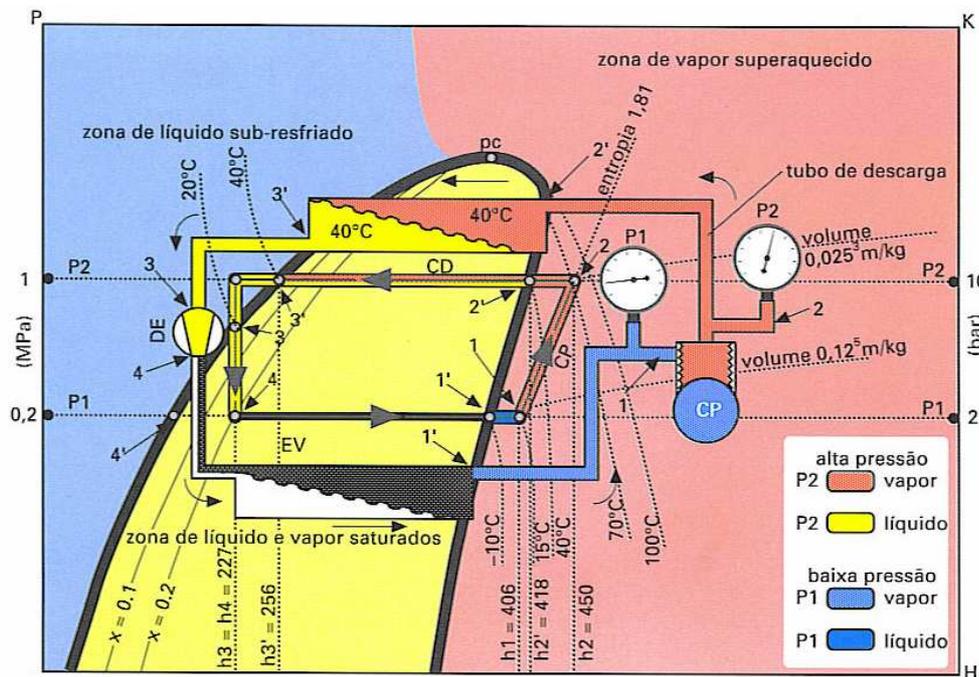


Figura 3.12 - Condensação do fluido refrigerante (Alves *et al.*, 1997)

É no condensador que ocorre a liberação, para o ambiente externo, de calor latente de condensação, com temperatura e pressão constantes. À medida que ocorre a condensação do vapor, a porcentagem de líquido vai aumentando até se tornar 100% de líquido saturado no ponto 3'. Neste processo, há transferência de calor, diminuindo a entalpia de h_2' para h_3' .

Ainda no condensador, no trecho 3'-3, o fluido continua perdendo quantidade de calor em um processo de sub-resfriamento. Este processo visa garantir que apenas líquido esteja presente na entrada do dispositivo de expansão. Visa também aumentar a capacidade de absorção de calor do fluido no evaporador. Ainda neste processo, ocorre transferência de

calor e, evidentemente, queda de temperatura do líquido, que é sub-resfriado; e a entalpia se reduz passando do ponto $h3'$ para $h3$.

3.2.2.3 - Dispositivo de expansão

Do condensador o fluido liquefeito passa pelo dispositivo de expansão (DE), cuja função é baixar a pressão e a temperatura do fluido na entrada do evaporador. Como mostrado na Figura 3.13.

Observe-se que apesar da queda de pressão e de temperatura, a entalpia permanece a mesma ($h3=h4$), porque se trata de um processo adiabático, em que se despreza a troca de calor com o meio externo. Assim, como se pode observar no gráfico, não há transferência de calor no dispositivo de expansão. Isto ocorre devido à evaporação de parte do líquido para resfriar o seu restante. Este fenômeno é conhecido como *flash gas* (3-4).

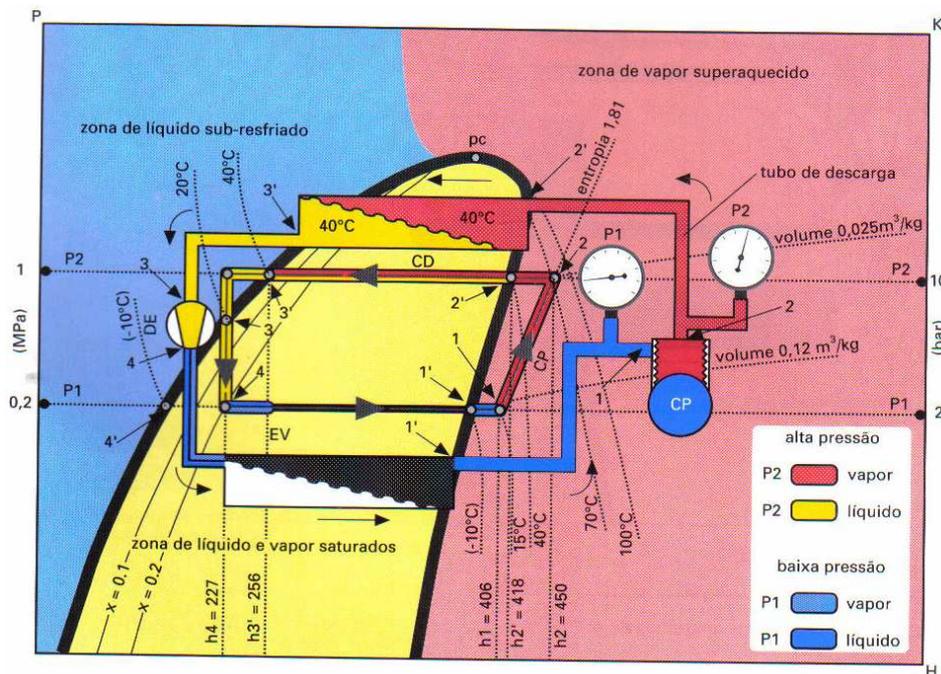


Figura 3.13 - Expansão do fluido refrigerante (Alves *et al.*, 1997)

Por exemplo, no diagrama apresentado para o R-134a, ao entrar no evaporador, cerca de 20% do fluido evapora e absorve calor do restante (80%) do fluido na fase líquida, resfriando e ajustando a temperatura com a pressão do evaporador.

Assim a temperatura do evaporador fica mais baixa que a do ar que circula no compartimento interno do evaporador.

3.2.2.4 - Evaporador

No evaporador (EV), uma parte do fluido encontra-se na fase de líquido saturado e outra parte em vapor saturado. Conforme a Figura 3.14, a temperatura e a pressão se mantêm as mesmas do ponto 4 a 1', enquanto a entalpia, neste trecho, aumenta.

Com a absorção do calor do ambiente interno do refrigerador, a porcentagem de líquido diminui e a porcentagem de vapor aumenta até atingir 100%, no ponto 1'.

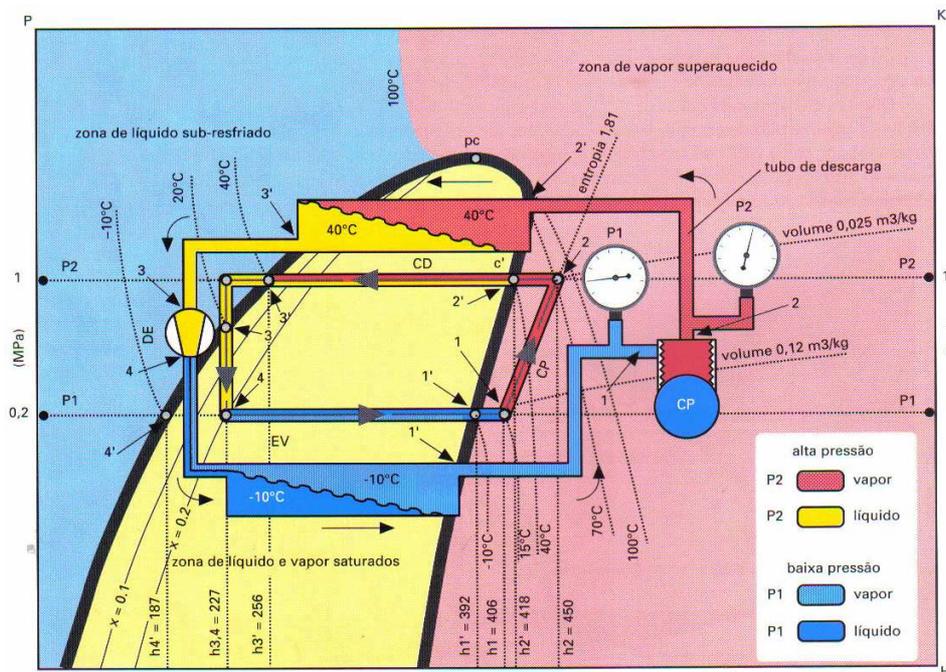


Figura 3.14 - Evaporação do fluido refrigerante (Alves *et al.*, 1997)

Para aumentar a eficiência, alguns aparelhos de refrigeração são dotados de trocadores de calor.

Trata-se da junção da linha de sucção (1'-1) com a linha de líquido (3'-3) que sai do condensador. Neste trecho (1'-1), o vapor superaquecido é aspirado e depois comprimido pelo compressor, reiniciando o ciclo frigorífico, que somente é interrompido quando o compressor se desliga.

3.2.3 - Diagrama entrópico

Segundo Macintyre (1997) a Figura 3.15 representa o ciclo de refrigeração no chamado diagrama entrópico, isto é, diagrama representativo da evolução da temperatura absoluta T de um corpo em função da entropia S do mesmo.

A entropia é definida como sendo a variação da quantidade de calor realizada à temperatura constante, referida a essa mesma temperatura.

$$dS = \frac{dQ}{T} \quad (3.6)$$

Esse acréscimo ou variação de calor supostos, processando-se a uma temperatura constante, só se verifica para frações extremamente pequenas de quantidade de calor total Q , fornecido ou eliminado, o que justifica o conceito matemático acima representado.

A equação 3.6 representa a entropia parcial. Para uma troca total de calor Q , a entropia total é dada pela equação:

$$S = \int \frac{dQ}{T} \quad (3.7)$$

No diagrama entrópico $f(T,S)$, correspondente à evolução da temperatura T de um corpo em função do calor que lhe é fornecido, a área delimitada pelas curvas correspondentes às fases do processo representa a quantidade de calor Q trocada com o exterior.

Na refrigeração, o ciclo evolutivo do gás no diagrama entrópico é representado pelo contorno ABCDEA, representado na Figura 3.15. Considerando as diversas fases do ciclo de evolução do gás refrigerante num compressor alternativo, temos:

Fase A–B: vaporização com expansão isotérmica. O líquido refrigerante submetido à baixa pressão entra em ebulição e vaporiza. Realiza-se então o trabalho útil (T_u), do compressor, representado pela área ABGFA. A fase A-B de vaporização realiza-se no evaporador.

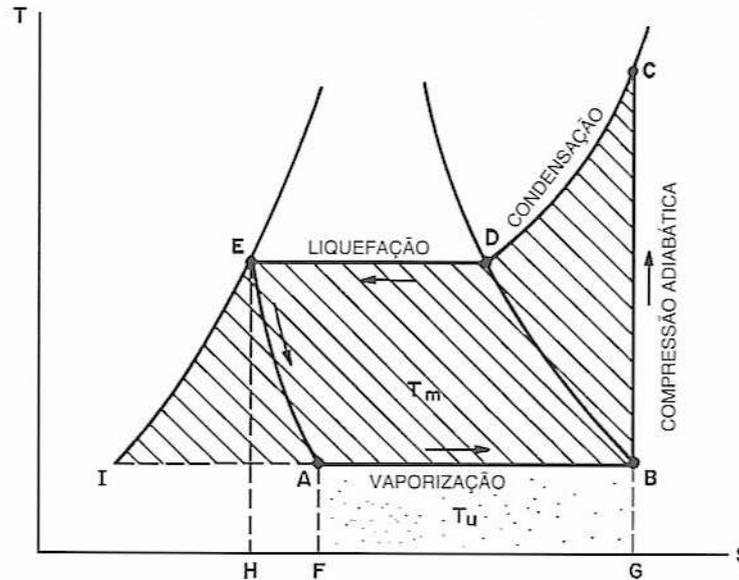


Figura 3.15 - Diagrama entrópico do ciclo de refrigeração (Macintyre, 1997)

Fase B–C: compressão adiabática. Em B o líquido refrigerante já está totalmente vaporizado e o calor absorvido pelo mesmo na fase AB foi o calor latente de vaporização (calor para mudar de estado sem variação de temperatura). Durante a vaporização o vapor se encontra saturado úmido, mas ao atingir o estado B acha-se saturado seco. Entre B e C realiza-se a compressão adiabática.

Fase C–D–E: condensação. Ao passar pelo condensador, em contato com o ar ou a água, o vapor comprimido se resfria, condensando-se, e no estágio D–E se liquefaz.

Fase E–A: laminagem. Em E termina a condensação e a pressão começa a baixar; o vapor condensado se expande isentalpicamente, isto é, sem troca de calor com o exterior, mas apenas com transformação integral do trabalho de expansão, em calor por atrito. O potencial térmico fica constante (a entalpia é constante). Essa fase é chamada laminagem e se passa na válvula de expansão.

Entalpia é a função de estado de um fluido

$$E = U + pv$$

U = Energia interna do fluido

p = pressão

v = volume

3.2.4 - Análise do coeficiente de performance (COP)

Um ciclo de refrigeração pode ser analisado em termos de sua eficiência energética através do coeficiente de performance, COP, uma grandeza adimensional. O COP é comumente utilizado para se avaliar a relação entre a capacidade de refrigeração obtida e o trabalho gasto para tanto, podendo ser definido como:

$$COP = \frac{\dot{Q}_E}{\dot{W}_C} \quad (3.8)$$

Onde \dot{Q}_E é a potência de refrigeração [kW] e \dot{W}_C é a potência de compressão [kW].

Na Figura 3.16 temos o ciclo de refrigeração no diagrama pressão-entalpia, o qual nos permitirá melhor visualização da análise do coeficiente de performance.

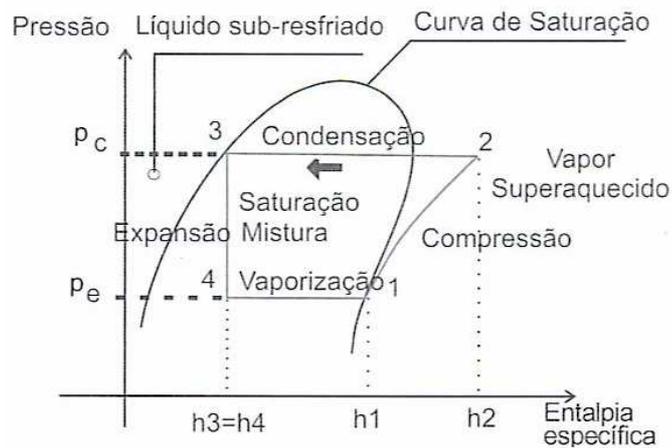


Figura 3.16 – Diagrama pressão versus entalpia para o sistema (Silva, 2004)

As potências de refrigeração e de compressão podem ser obtidas através de balanços de energia no evaporador e no compressor, respectivamente. Dessa forma, pode-se escrever:

$$\dot{Q}_E = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad (3.9)$$

$$\dot{W}_C = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (3.10)$$

Onde \dot{m} [kg/s] corresponde ao fluxo do fluido refrigerante e h é a entalpia específica do fluido. Logo, substituindo as equações 3.9 e 3.10 na equação 3.8 temos:

$$COP = \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \quad (3.11)$$

3.3 - RESFRIAMENTO EVAPORATIVO DE AR

O resfriamento evaporativo ocorre quando algum meio ou produto cede calor para que a água evapore. A evaporação de um produto qualquer é um processo endotérmico, isto é, demanda calor para se realizar. Esta transferência de calor pode ser forçada (quando fornecemos o calor) ou induzida (quando criamos condições para que o produto retire calor do meio). Um exemplo bastante conhecido de resfriamento evaporativo é a Torre de Resfriamento, pois nela uma parcela de água é induzida a evaporar, retirando calor da água remanescente, que se resfria por ceder este calor.

No resfriamento evaporativo de ar, o mesmo princípio é utilizado: o ar cede energia (calor) para que a água evapore, resultando numa corrente de ar mais fria à saída do resfriador.

Embora nem sempre seja perceptível, com alguma frequência sentimos os efeitos do resfriamento evaporativo:

- Quando nos aproximamos de uma cachoeira e notamos o ar mais fresco;
- Quando saímos de uma piscina (deixamos a água, que está mais fria e entramos em contato com o ar, que está mais quente) e temos aquela sensação de frio;
- Quando terminamos de lavar as mãos e as abanamos, sentindo-as esfriarem;
- Quando, num dia quente, acontece uma “chuva de verão” e observamos a quase instantânea queda da temperatura;

A Temperatura de Bulbo Úmido (TBU) que é lida num termômetro com o bulbo envolvido por uma gaze úmida, é a temperatura mais baixa que o ar ambiente pode assumir no local, e corresponde à condição de ar saturado obtida pela evaporação da água na região junto ao bulbo.

3.3.1 - Princípio do sistema evaporativo

O ar atmosférico é uma mistura de ar seco e vapor de água. Para uma dada condição de temperatura e pressão esta mistura tem capacidade de conter uma quantidade máxima de vapor d'água (ar saturado = 100% de umidade relativa ou 100% UR). Na prática esta

condição de ar saturado só é observada durante e logo após uma chuva. Normalmente o ar encontra-se insaturado ($UR < 100\%$) e, portanto, apto a absorver mais umidade.

Quanto mais seco o ar (menor UR), maior a quantidade de vapor de água que pode ser absorvida. Para que haja esta absorção é necessário que a água utilizada passe da fase líquida para a fase vapor. Esta mudança de fase demanda uma quantidade de energia que é retirada do meio, no caso o ar, resfriando-o.

Existe um princípio básico nas reações físico-químicas segundo o qual quanto maior a superfície de contato entre os reagentes, maior a velocidade da reação. Assim sendo, devemos procurar aumentar a área de contato entre a água e o ar. Como o ar já se encontra diluído e ocupando todos os espaços disponíveis, resta-nos a água para dispersar.

3.3.2 - Funcionamento do sistema evaporativo

O resfriador de ar possui um ventilador que aspira ar externo através de um painel evaporativo especial, sobre o qual água é circulada continuamente por uma pequena bomba. A água que evapora é repostada por uma bóia que mantém nível constante no reservatório.

O painel evaporativo do resfriador de ar normalmente é composto por camadas de papel *kraft* de alta qualidade, ondulado, poroso, impregnado com uma resina que lhe confere grande rigidez e durabilidade. Uma vez coladas, as camadas formam blocos ou colméias de área superficial muito grande, que oferecem baixa resistência ao fluxo de ar.

O resultado é um equipamento de grande eficiência, compacto, simples, durável e de baixa manutenção que produz ar limpo de excelente qualidade, não saturado e resfriado em até 12°C abaixo da temperatura do ar externo. Na Figura 3.17 é apresentado um esquema de funcionamento do Resfriamento Evaporativo.

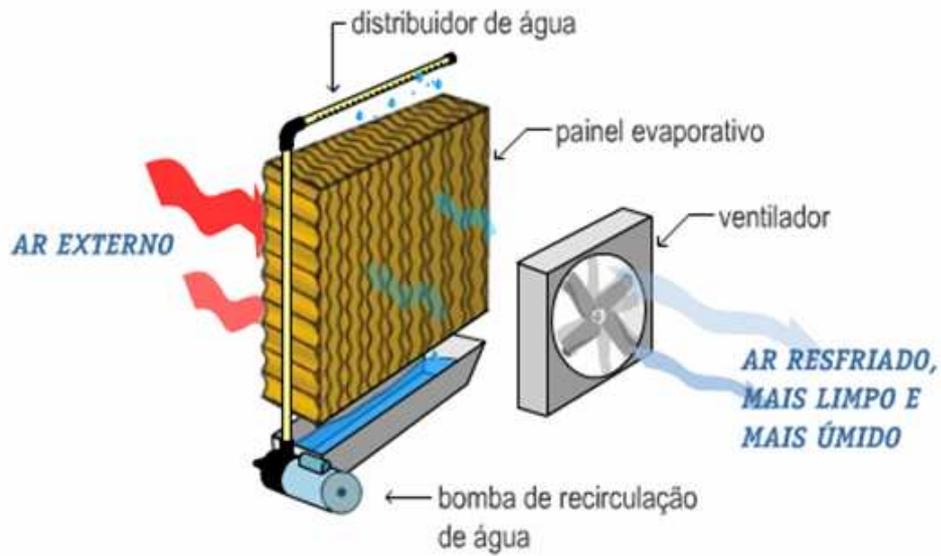


Figura 3.17 - Esquema de funcionamento do resfriador evaporativo (Ecobrisa, 2009)

Na Figura 3.18 observa-se a variação da temperatura do ar de saída do resfriador evaporativo sobreposta ao gráfico da temperatura externa e umidade relativa.

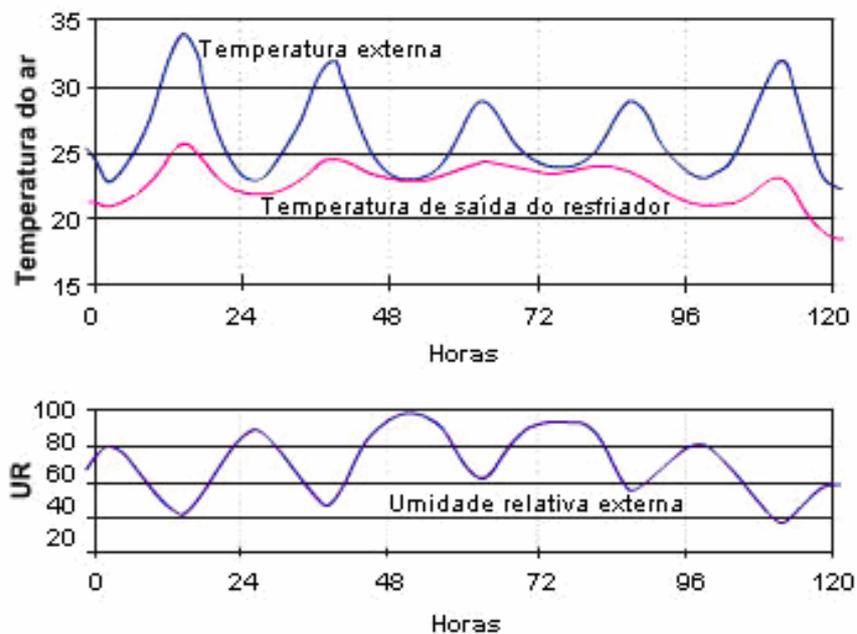


Figura 3.18 - Gráfico da temperatura externa e a umidade relativa (Ecobrisa, 2009)

Na Figura 3.19 é apresentado a redução de temperatura na carta psicrométrica usando o resfriamento evaporativo. Note-se na linha vermelha, que temos o deslocamento na linha de TBU, da temperatura inicial T_1 de 30°C (UR de 30%) para T_2 de $23,4^{\circ}\text{C}$ (UR de 60%).

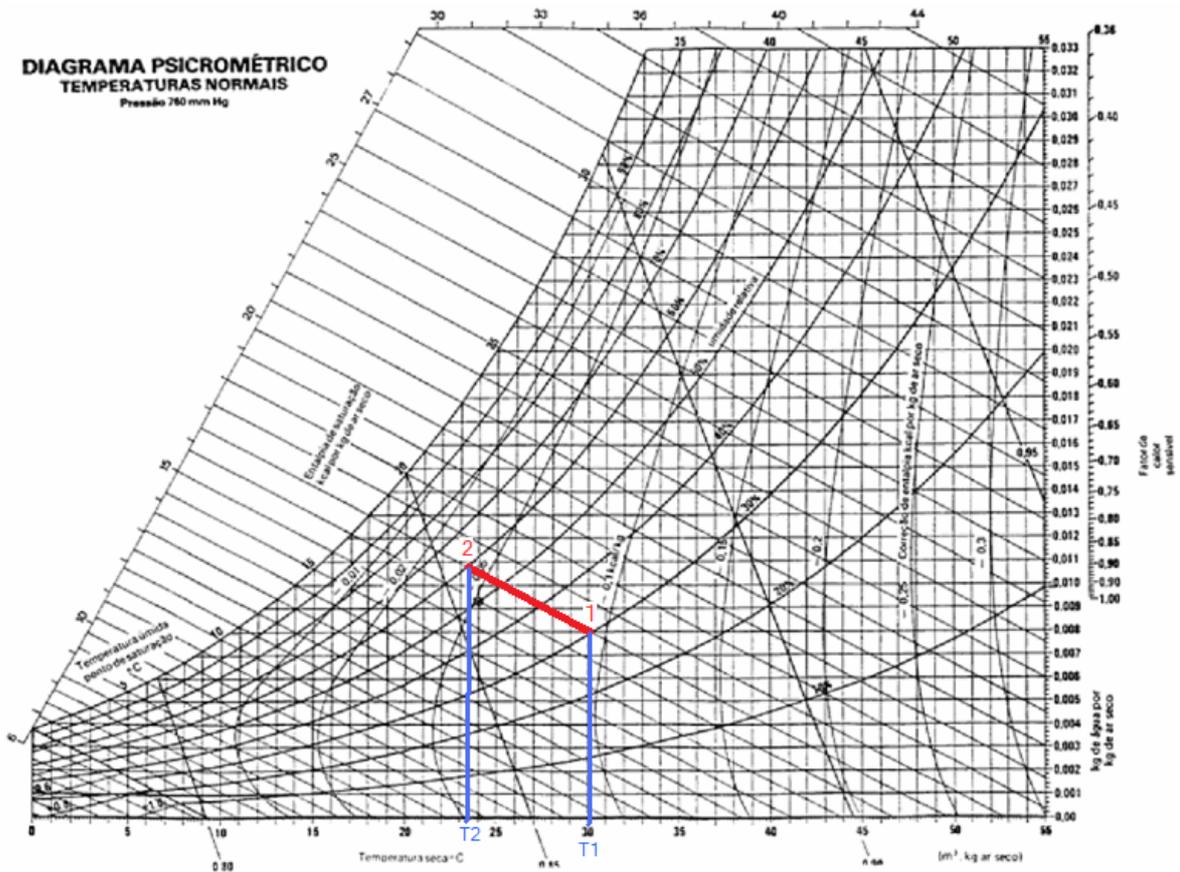


Figura 3.19 – Redução de temperatura usando o resfriamento evaporativo

Na Figura 3.20 é mostrado a eficiência de resfriamento e perda de carga da célula comercial da *Munters*. Do gráfico podemos afirmar:

- . Para uma velocidade de 1,52 m/s (300 pés/min), considerando o uso de uma célula de 12", teremos uma eficiência de 92%;
- . Para uma velocidade de 1,52 m/s (300 pés/min), considerando o uso de uma célula de 12", teremos uma perda de carga de 1,8 mm de coluna de água (0,07 polegadas de CA).

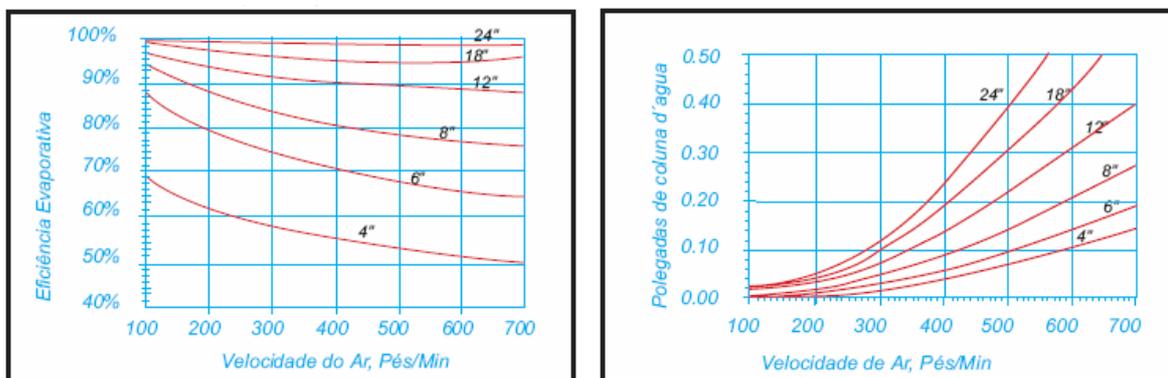


Figura 3.20 – Eficiência de resfriamento e perda de carga da célula evaporativa *Munters*

4 - SISTEMA HÍBRIDO DE CLIMATIZAÇÃO DO LAVSI

O Sistema Híbrido de Climatização da Sala de Reunião do Laboratório de Automação, Visão e Sistemas Inteligentes (LAVSI), do Departamento de Engenharia Elétrica - ENE - da Universidade de Brasília - UnB, objeto deste Projeto, foi desenvolvido com a finalidade de termos uma melhor qualidade de ar interior visando a eficiência energética, isto é, o seu funcionamento deve fornecer melhor condição de conforto térmico e consumir menor quantidade de energia elétrica em comparação com os sistemas convencionais.

4.1 - PARÂMETROS DO PROJETO

Conforme mostrado no Apêndice C foi realizado o cálculo de carga térmica do ambiente da sala de reunião do LAVSI. Assim foi obtido uma carga térmica de 6.090 kcal/h, o que equivale a 2,01 TR, 7,08 kW ou 24.167 BTU/h.

Assim, considerando a utilização exclusiva de um sistema convencional de refrigeração teríamos um equipamento de ar condicionado de 24.000 BTU/h.

A localização da sala de reunião do LAVSI é mostrada na Figura C.1.

Para o desenvolvimento e construção do sistema híbrido foram considerados os seguintes parâmetros:

- . Foi construído 01 climatizador evaporativo, com vazão aproximada de 1.059 m³/h;
- . Foi utilizado 01 *split hi-wall* de 18.000 BTU/h;
- . O climatizador evaporativo é a máquina principal de resfriamento;
- . Quando o climatizador não conseguir atingir a temperatura, entrará em funcionamento o *split*, e teremos retorno de ar no sistema para evitar “perda de frio”;
- . A sala deverá ter uma temperatura de 22,5 °C, com variação de 1,0 °C;
- . A umidade relativa do ambiente será de 60%, com variação de 5%.

4.2 - PRÍNCÍPIO DE FUNCIONAMENTO E OBJETIVOS DO SISTEMA HÍBRIDO

Foi considerado na elaboração do Projeto do Sistema Híbrido o atendimento dos seguintes objetivos:

- Garantir a adequada renovação do ar de interior dos ambientes climatizados, ou seja no mínimo 27 m³/h/pessoa (7,5 litros/s/pessoa), atendendo desta maneira as exigência da Portaria No. 3523 de 28/08/1998 do Ministério de Saúde do Brasil;
- Atender a Norma ABNT NBR 16401-2 que estipula os parâmetros ambientais suscetíveis de produzir sensação aceitável de conforto térmico em 80% ou mais das pessoas, conforme mostrado na tabela 4.1:

Tabela 4.1 – Temperatura e UR conforme a NBR 16401-2

Estação	Temperatura Operativa	Umidade Relativa
Verão	22,5 °C a 25,5 °C	65%
	23,0 °C a 26,0 °C	35%
Inverno	21,0 °C a 23,5 °C	60%
	21,5 °C a 24,0 °C	30%

- Utilizar menor quantidade de gás refrigerante, visando à eliminação do consumo das substâncias que destroem a Camada de Ozônio, contribuindo com o Protocolo de Montreal;
- Consumir menor quantidade de energia elétrica, dentro dos critérios de Proteção do Meio Ambiente e Desenvolvimento sustentável, contribuindo com os Protocolos de Montreal e Kyoto.

Na Figura 4.1 é mostrado o Sistema Híbrido de Climatização instalado na Sala de Reunião do LAVSI.



Figura 4.1 - Sistema híbrido de climatização da sala de reunião do LAVSI

O sistema foi construído fazendo adaptações no *split system*, do qual foram aproveitados os componentes e, foi efetuado um novo projeto de controle eletrônico. A parte evaporativa foi construída utilizando painel modelo *Celdek* da *Munters* e uma bomba de água.

Foi instalado um *damper* para renovação e retorno parcial do ar quando o sistema está operando com o compressor ligado. Isto é, o *damper* somente abre quando o compressor está em operação, com a finalidade de reduzir o consumo energético nesta situação.

Nas figuras 4.2 e 4.3 são mostradas a planta baixa e vista em corte, respectivamente, do projeto mecânico do sistema híbrido. Nas Figuras 4.4 e 4.5 são mostrados os diagramas de força e comando, respectivamente, do projeto elétrico do sistema híbrido.

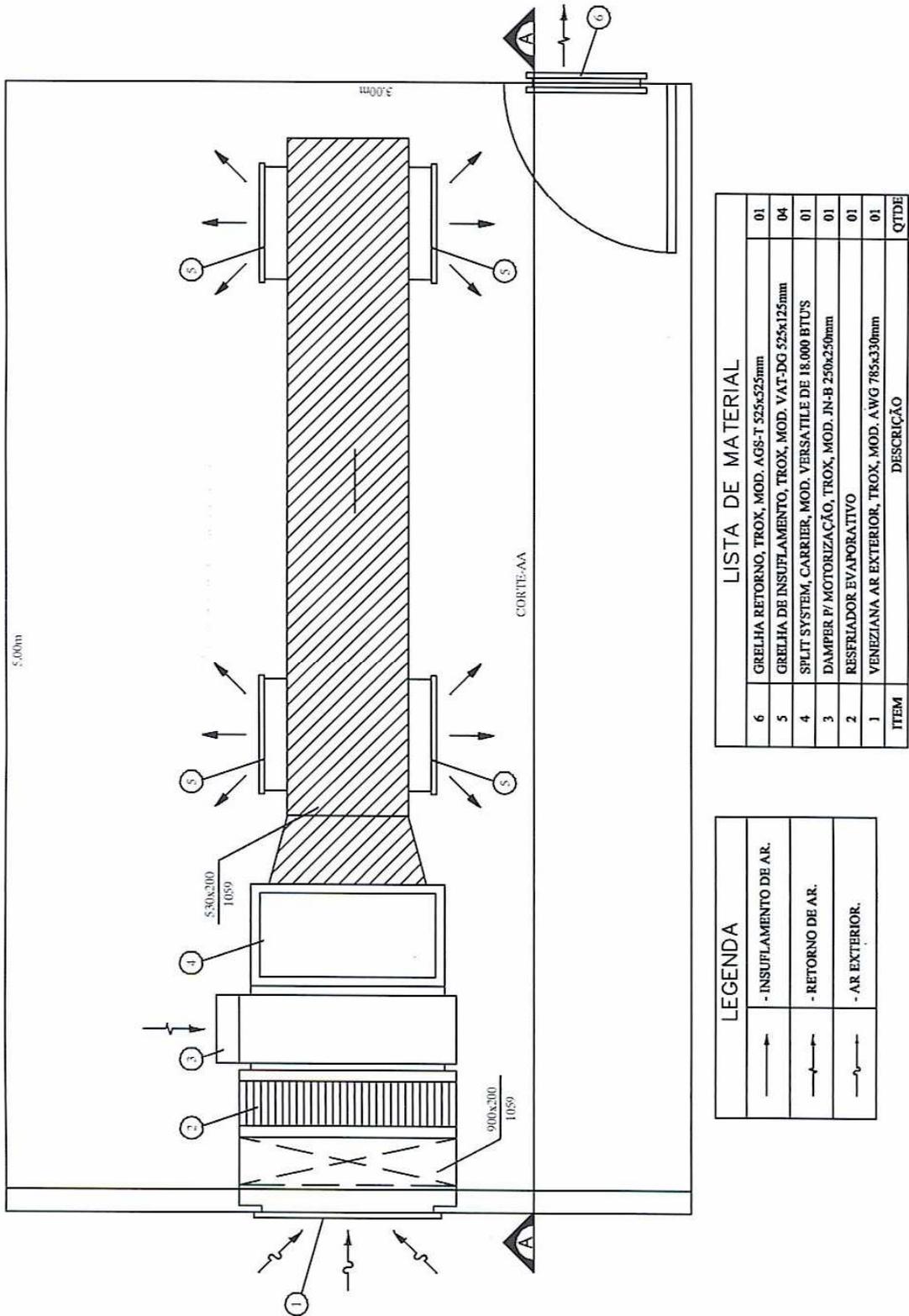


Figura 4.2 - Projeto do sistema híbrido de climatização do LAVSI (Planta baixa)

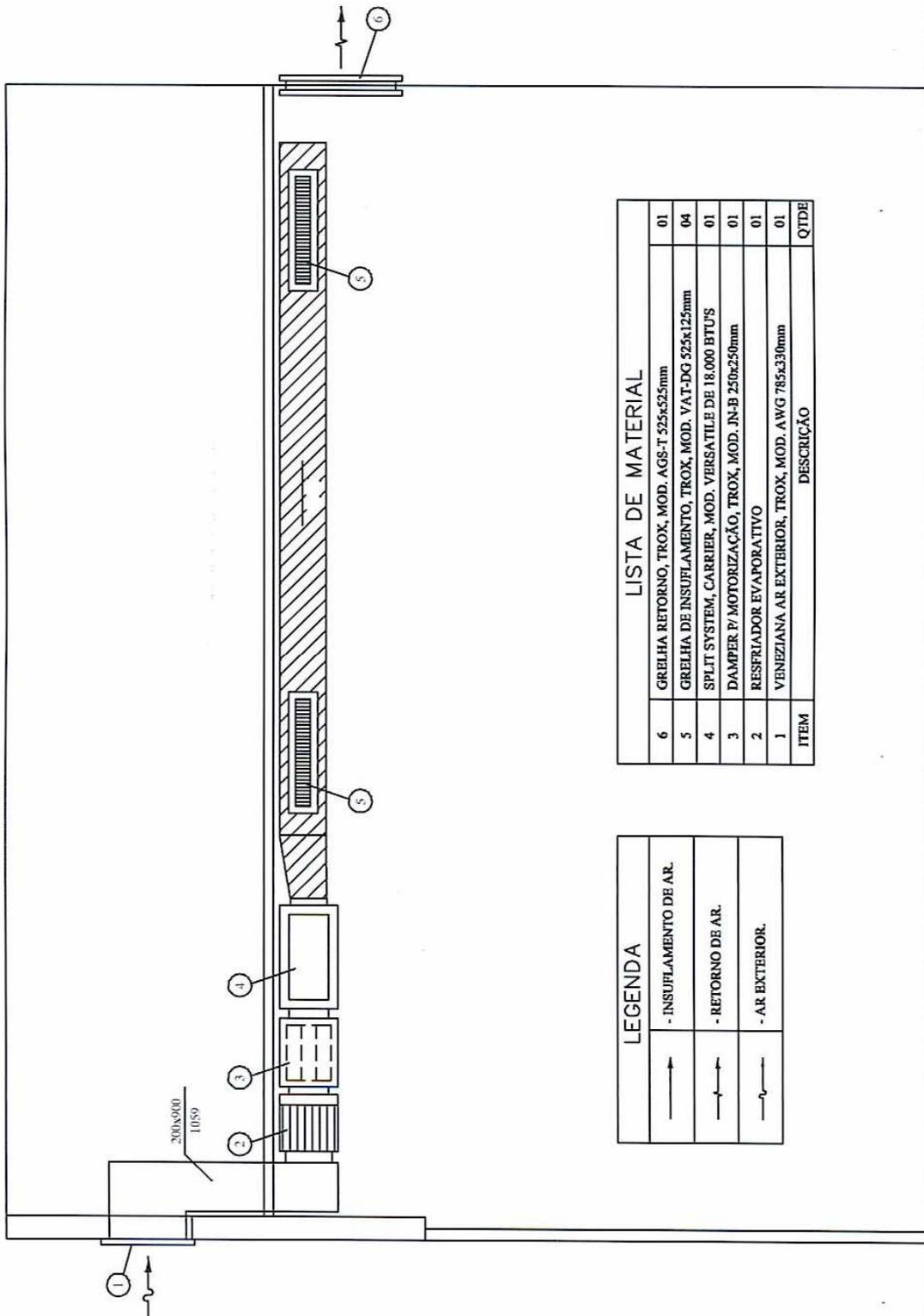


Figura 4.3 - Projeto do sistema híbrido de climatização do LAVSI (vista em corte)

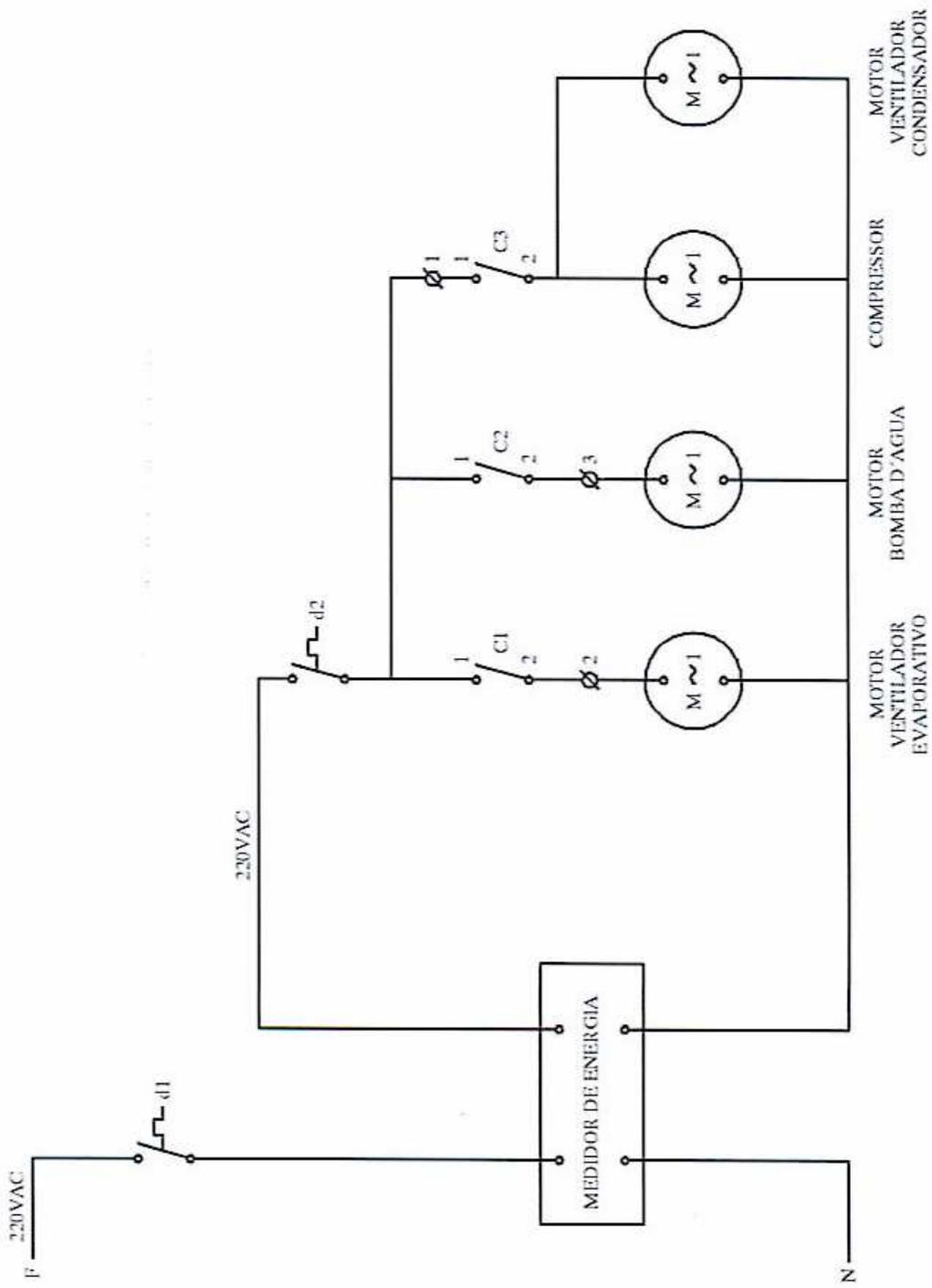


Figura 4.4 - Projeto do sistema híbrido de climatização do LAVSI (Diagrama de força)

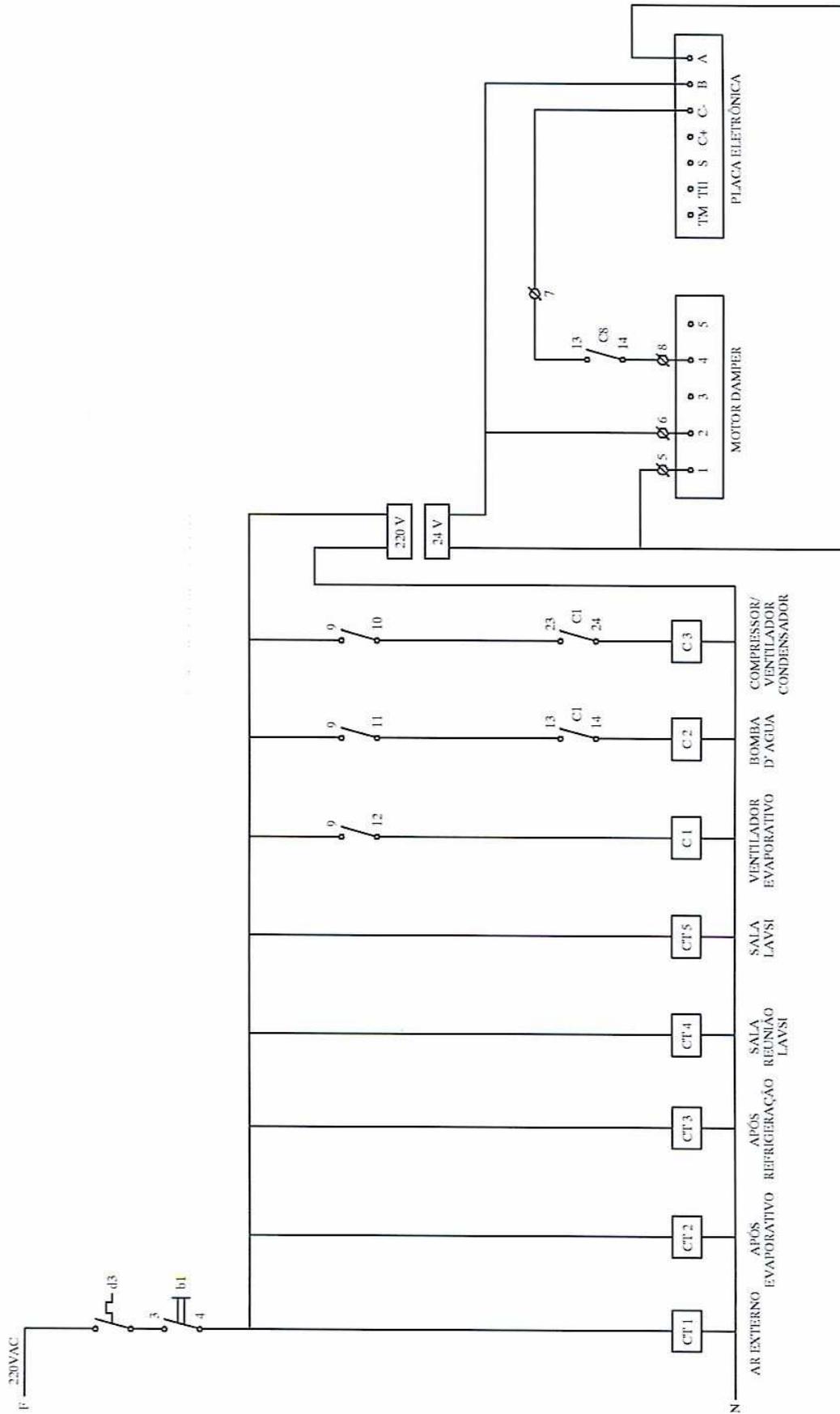


Figura 4.5 - Projeto do sistema híbrido do LAVSI (Diagrama de comando)

4.3 – COMPONENTES DO SISTEMA HÍBRIDO

O Sistema Híbrido de Climatização da Sala de Reunião do Laboratório de Automação, Visão e Sistemas Inteligentes LAVSI, do Departamento de Engenharia Elétrica ENE da Universidade de Brasília UnB, objeto deste projeto, possui os seguintes componentes, conforme mostrado na Tabela 4.2:

Tabela 4.2 – Componentes do sistema híbrido

Item	Qtde.	Unid.	Descrição
1	1	Pç	Veneziana de ar exterior, mod. AWG 785 x 330 mm. da <i>Trox</i>
2	1	Pç	Resfriador evaporativo inox 800 x 350 x 300 mm.
3	1	Pç	<i>Damper</i> para motorização, mod. JN-B 250 x 250 mm.
4	1	Pç	<i>Split system</i> modelo Versatile de 18.000 BTU's da <i>Carrier</i>
5	4	Pç	Grelha insuflamento, mod. VAT-DG 525 x 125 mm.
6	1	Pç	Grelha de retorno, modelo AGS-T 525 x 525 mm.
7	1	Pç	Célula evaporativa 900 x 300 x 300 modelo <i>Celdek</i> da <i>Munters</i>
8	1	Pç	Mini-bomba de água, mod. AT-303, 220 VAC, 8 W
9	1	Pç	Bóia mecânica de nível de água de 1/2", em PVC
10	1	Pç	Registro em PVC para água soldável de 19 mm.
11	6	M	Tubo PVC hidráulico de 19 mm.
12	3	M	Duto giroval em chapa galvanizada 530 x 200 mm.
13	5	Pç	Controlador eletrônico, mod. MT-531 Ri, 220 VAC da <i>Full Gauge</i>
14	4	Pç	Caixa distribuidora para interligação de MT-531 Ri
15	1	Pç	Interface de comunicação serial modelo CONV 32
16	1	Pç	Software de gerenciamento SITRAD da <i>Full Gauge</i>
17	2	Pç	Disjuntor monofásico de 20 A da <i>Siemens</i>
18	2	Pç	Disjuntor monofásico de 6 A
19	3	Pç	Mini-contator modelo CW07-01E, bobina 220 Volts
20	1	Pç	Chave comutadora liga / desliga, 5A
21	1	Pç	Transformador 220 VAC x 24 VAC, 1F, 30 W
22	1	Pc	Placa eletrônica DRT-3403N, 24 VAC x 0 ~ 10 VCC
23	1	Pc	Motor para <i>damper</i> , modelo AM-2001, 0 ~ 10 VCC
24	1	Pç	Painel elétrico 400 x 400 x 200 mm
25	1	Pç	Medidor de energia elétrica, modelo ZD 318/118 da <i>Landis + Gyr</i>
26	1	Pç	Computador de mesa Core Duo com Windows XP da <i>Syntax</i>

Nas Figuras 4.6, 4.7, 4.8, 4.9, 4.10 e 4.11 são mostrados os principais componentes do sistema híbrido de climatização utilizados neste projeto.

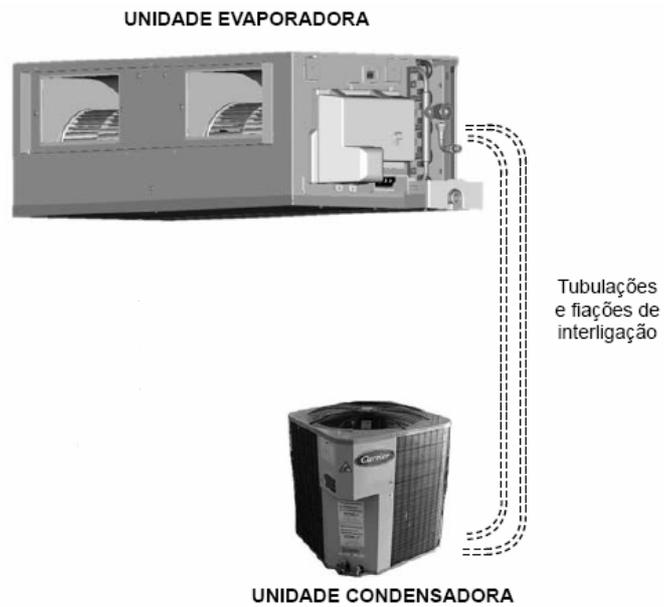


Figura 4.6 – *Split system* marca Carrier de 18.000 BTU



Figura 4.7 – Celulose da *Munters* usado no resfriamento evaporativo



Figura 4.8 – Detalhes do medidor de energia *Landis + Gyr*

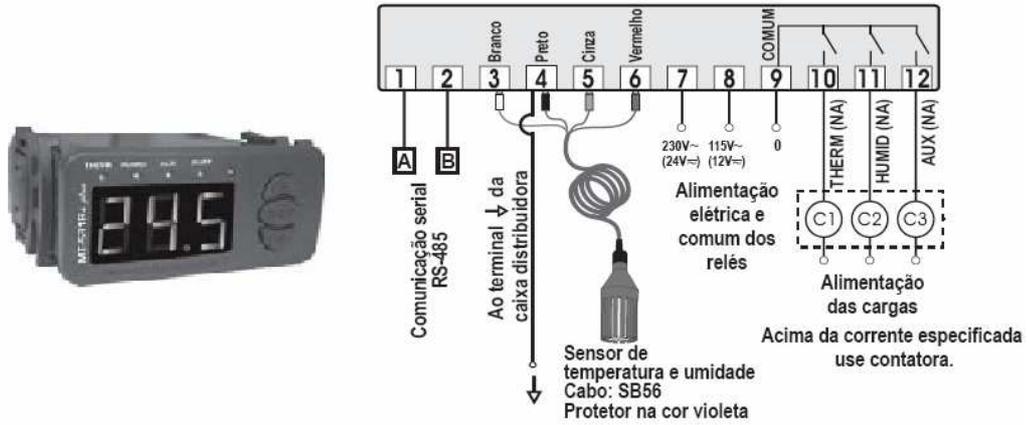


Figura 4.9 – Controlador de temperatura e umidade MT-531 Ri Plus da Full Gauge



Figura 4.10 – Vista externa e interna do painel elétrico de controle

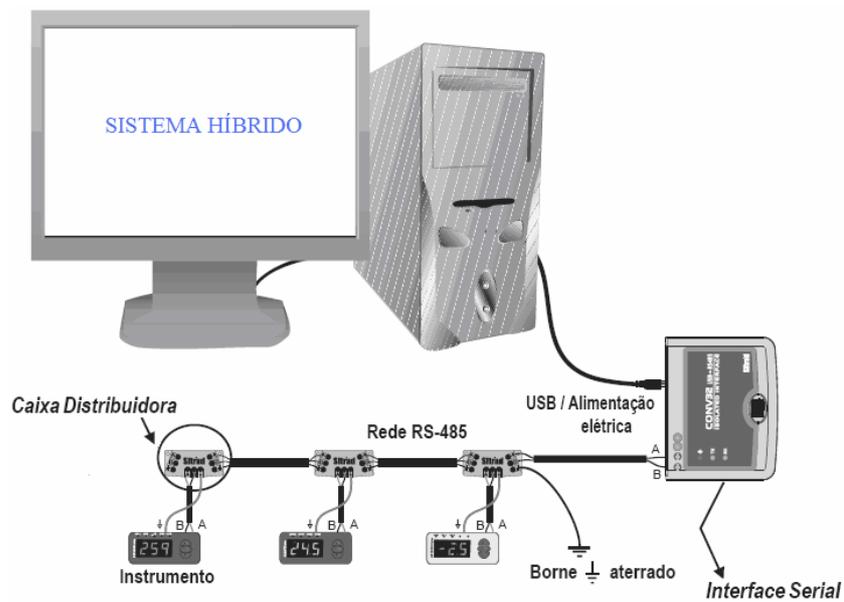


Figura 4.11 - Interligação dos controladores, interface serial e computador

4.4 - MODOS DE OPERAÇÃO

O Sistema Híbrido possui 05 modos de operação, sendo eles:

4.4.1 - Modo DESL: É o modo de operação onde todo o sistema está desligado. Nesta situação temos:

- . Ventilador: Desligado;
- . Bomba de água: Desligado;
- . Compressor: Desligado;
- . *Damper*: Desligado.

4.4.2 - Modo VENT: É o modo de operação onde somente funciona a parte de ventilação. Nesta situação temos:

- . Ventilador: Habilitado em função da temperatura mínima para operação;
- . Bomba de água: Desligado;
- . Compressor: Desligado;
- . *Damper*: Desligado.

4.4.3 - Modo EVAP: É o modo de operação onde somente funciona a parte do sistema evaporativo. Nesta situação temos:

- . Ventilador: Habilitado em função da temperatura mínima para operação;
- . Bomba de água: Habilitado em função do controle de umidade;
- . Compressor: Desligado;
- . *Damper*: Desligado.

4.4.4 - Modo REF: É o modo de operação onde somente funciona a parte do sistema de refrigeração. Nesta situação temos:

- . Ventilador: Habilitado em função da temperatura mínima para operação;
- . Bomba de água: Desligado;
- . Compressor: Habilitado em função do controle de temperatura;
- . *Damper*: Habilitado, em sincronismo com o compressor.

4.4.5 - Modo HIB: É o modo de operação onde funciona todo o sistema de forma automática em função dos parâmetros determinados. Nesta situação temos:

- . Ventilador: Habilitado em função da temperatura mínima para operação;
- . Bomba de água: Habilitado em função do controle de umidade;
- . Compressor: Habilitado em função do controle de temperatura;
- . *Damper*: Habilitado, em sincronismo com o compressor.

A tabela 4.3 mostra um resumo dos modos de operação do sistema híbrido de climatização da sala de reunião do LAVSI:

Tabela 4.3 - Modos de Operação do Sistema Híbrido

Modo de Operação		Situação dos Equipamentos			
Símbolo	Descrição	Ventilador	Bomba água	Compressor	<i>Damper</i>
DESL	Desligado	Desligado	Desligado	Desligado	Desligado
VENT	Ventilação	Habilitado	Desligado	Desligado	Desligado
EVAP	Evaporativo	Habilitado	Habilitado	Desligado	Desligado
REF	Refrigeração	Habilitado	Desligado	Habilitado	Habilitado
HIB	Híbrido	Habilitado	Habilitado	Habilitado	Habilitado

4.5 – POSICIONAMENTO DOS SENSORES

Os pontos de medição de temperatura e umidade são:

- . Ar externo (ar exterior, isto é o ar ambiente externo da Universidade de Brasília);
- . Após evaporativo (localizado na saída do resfriador evaporativo);
- . Após refrigeração (localizado no duto de insuflamento de ar após o *split*);
- . Sala de reunião do LAVSI (ponto de controle do sistema híbrido, objetivo deste projeto);
- . Sala do LAVSI (área adjacente à sala de reunião).

A Figura 4.12 mostra o posicionamento dos sensores (temperatura e umidade). Observando que o sensor 1 esta localizado na área externa, na sombra protegido da radiação direta do sol e das chuvas.

Os sensores de temperatura e umidade são novos e foram fornecidos calibrados pelo fabricante, os mesmos foram ajustados *in-loco* através da utilização de 01 instrumento referencial, com Certificado de Calibração No. 32175/08 da Instrutherm.

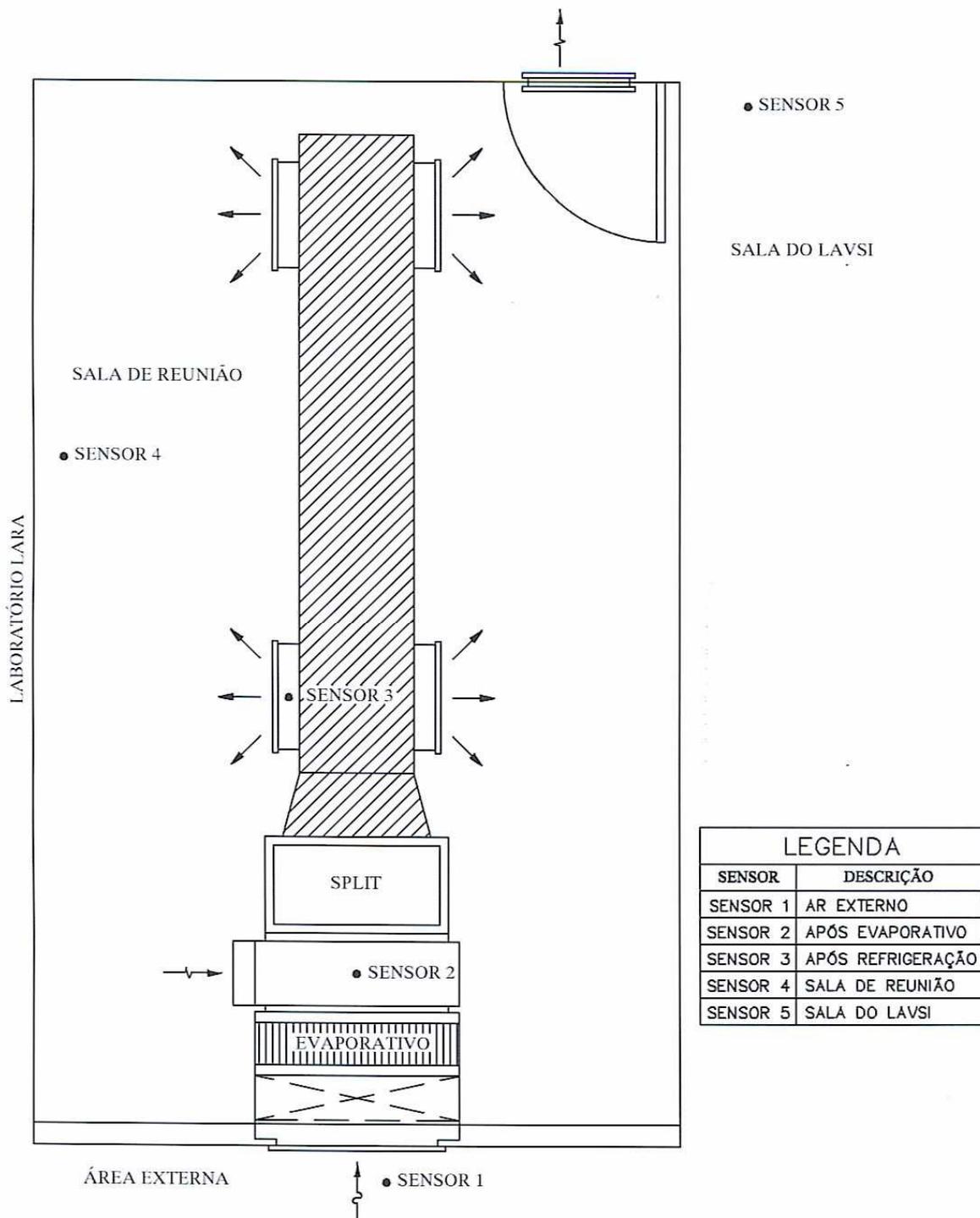


Figura 4.12 – Posicionamento dos sensores de temperatura e umidade

5 - RESULTADOS OBTIDOS

O Sistema Híbrido de Climatização projetado e instalado no Laboratório de Visão e Sistemas Inteligentes LAVSI do Departamento de Engenharia Elétrica da Universidade de Brasília UnB, nos permite efetuar diferentes testes de operação e coleta de dados.

Assim, o sistema foi testado em 05 modos de operação, pelo tempo individual de 24 horas. Para cada modo de operação, a seguir, são apresentados gráficos de temperatura e umidade, assim como, um resumo de cada modo de operação.

Pelo diagrama de comando mostrado na Figura 4.5 o *damper* funciona em sincronismo com o compressor, isto é, quando o compressor é acionado o *damper* abre, e quando o compressor é desligado o *damper* fecha.

5.1 - MODO DE OPERAÇÃO DESLIGADO (DESL):

Neste modo de operação todo o sistema permanece desligado, porém com monitoração, para coleta de dados.

5.1.1- Parâmetros de controle do modo DESL

Na tabela 5.1 é mostrado os parâmetros de controle do Sistema no modo DESL, com as seguintes particularidades:

- . Local de Monitoramento e Controle: Sala de reunião do LAVSI – UnB;
- . Tempo de Amostragem: 24 horas;
- . Início: 10:00 horas de 27/06/09;
- . Término: 10:00 horas de 28/06/09.

Tabela 5.1 - Parâmetros de controle do modo DESL

Modo de operação: DESL			
Ação	<i>Set-point 1</i>	<i>Set-point 2</i>	<i>Set-point 3</i>
	Compressor	Bomba de água	Ventilador
Liga	30 °C	15%	29,5 °C
Desliga	29 °C	20%	29,0 °C

Na Tabela D.1 são apresentados os valores de temperatura e umidade da sala de reunião do LAVSI, assim como a situação dos equipamentos comandados.

5.1.2 - Relatório de supervisão – resumo no modo DESL

Através do controlador eletrônico de temperatura e umidade MT-531Ri *plus*, da interface CONV 32 e do *Software Sitrad*, é possível coletar os dados de controlador e armazenar os mesmos num computador de trabalho.

Os dados coletados no controlador No. 4, com sensores posicionados na sala de reunião do LAVSI são:

Período de supervisão: de 27/6/2009 às 10h00m34s até 28/6/2009 às 09h59m15s.

Temperatura ambiente: Mínimo = 22.5 °C; Máximo = 25.9 °C; Médio = 24.5 °C.

Umidade: Mínimo = 27.6 %UR; Máximo = 46.5 %UR; Médio = 38.0 %UR.

Compressor: Tempo ligado = 00h00m00s; Tempo desligado = 23h58m54s.

Bomba de água: Tempo ligado = 00h00m00s; Tempo desligado = 23h58m54s.

Ventilador: Tempo ligado = 00h00m00s; Tempo desligado = 23h58m54s.

Tempo sem supervisão: 00h00m00s.

5.1.3 – Medição do consumo de energia elétrica no modo DESL

A medição do consumo de eletricidade do sistema foi efetuada através do medidor de energia *Landis + Gyr*, modelo ZD 318/118, e foram obtidos os seguintes dados:

. Valor inicial às 10h00m00s de 27/06/09: 538,84 kWh;

. Valor final às 10h00m00s de 28/06/09: 539,01 kWh;

. Valor do Consumo em 24 horas: 0,17 kWh. Este pequeno consumo refere-se ao consumo dos controladores em *stand-by* para monitoramento de temperatura e umidade.

5.1.4 – Gráficos no modo DESL

A seguir são mostradas as Figuras 5.1, 5.2, 5.3 e 5.4, onde aparecem os gráficos de temperatura e umidade durante 24 horas com o sistema desligado, isto é, no modo DESL.

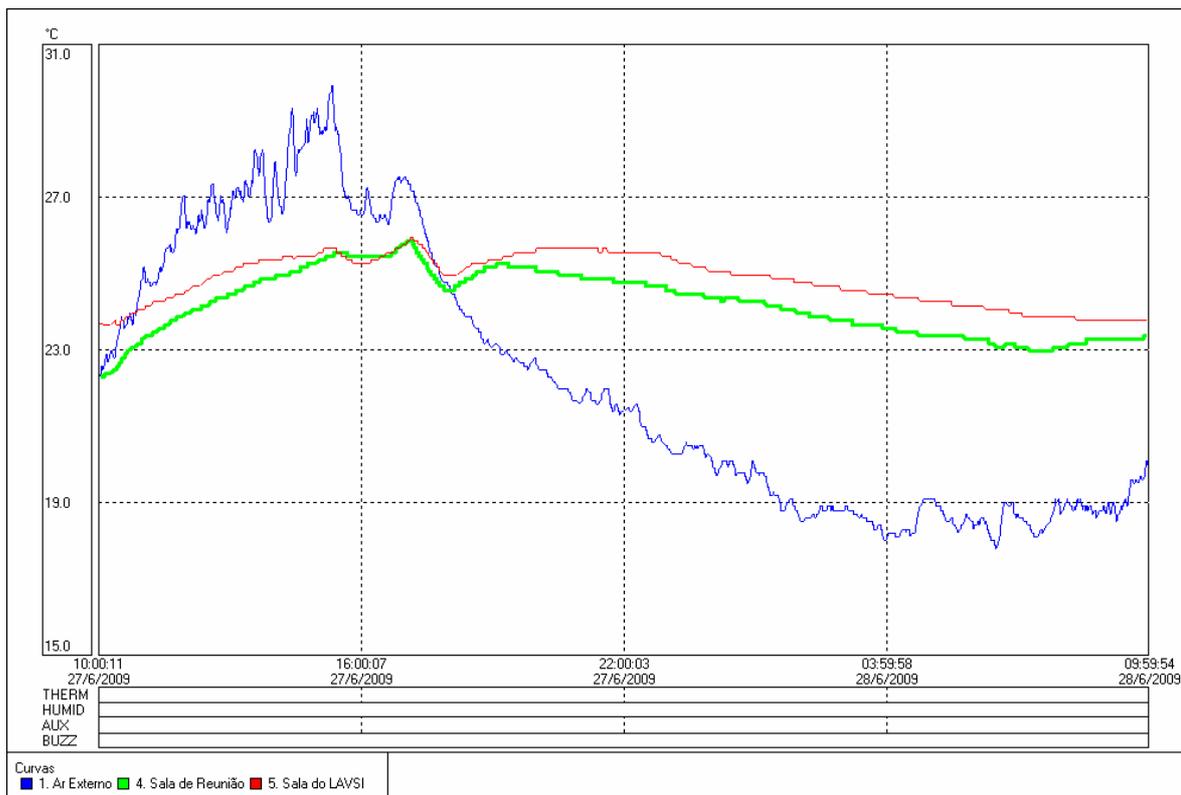


Figura 5.1 – Gráfico de temperatura no modo DESL

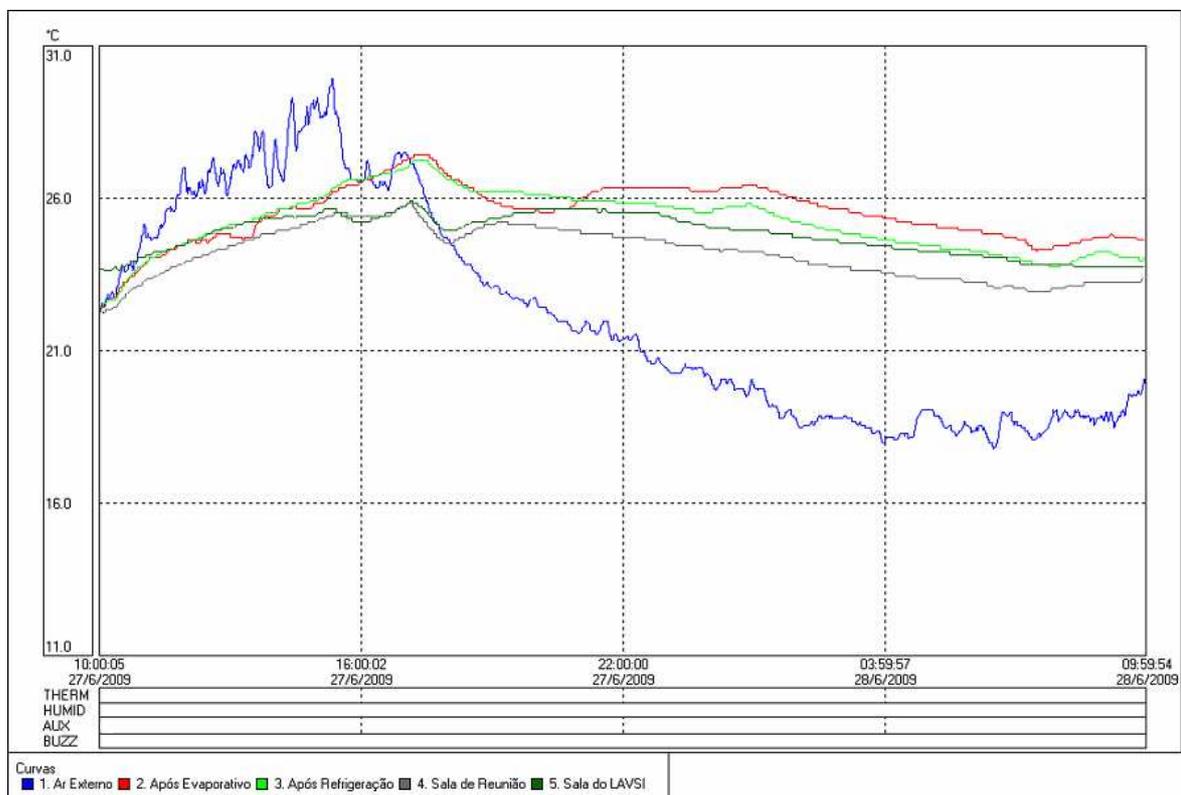


Figura 5.2 – Gráfico de temperatura no modo DESL com 05 sensores

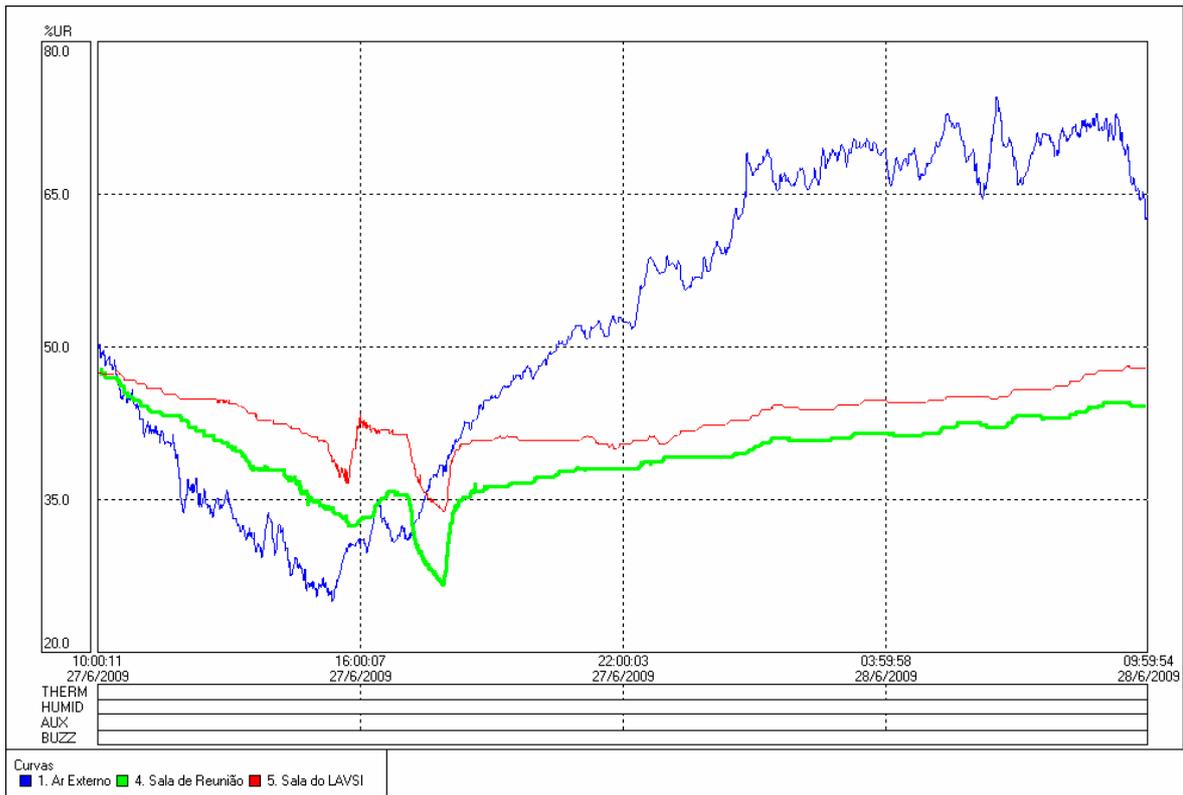


Figura 5.3 – Gráfico de umidade no modo DESL

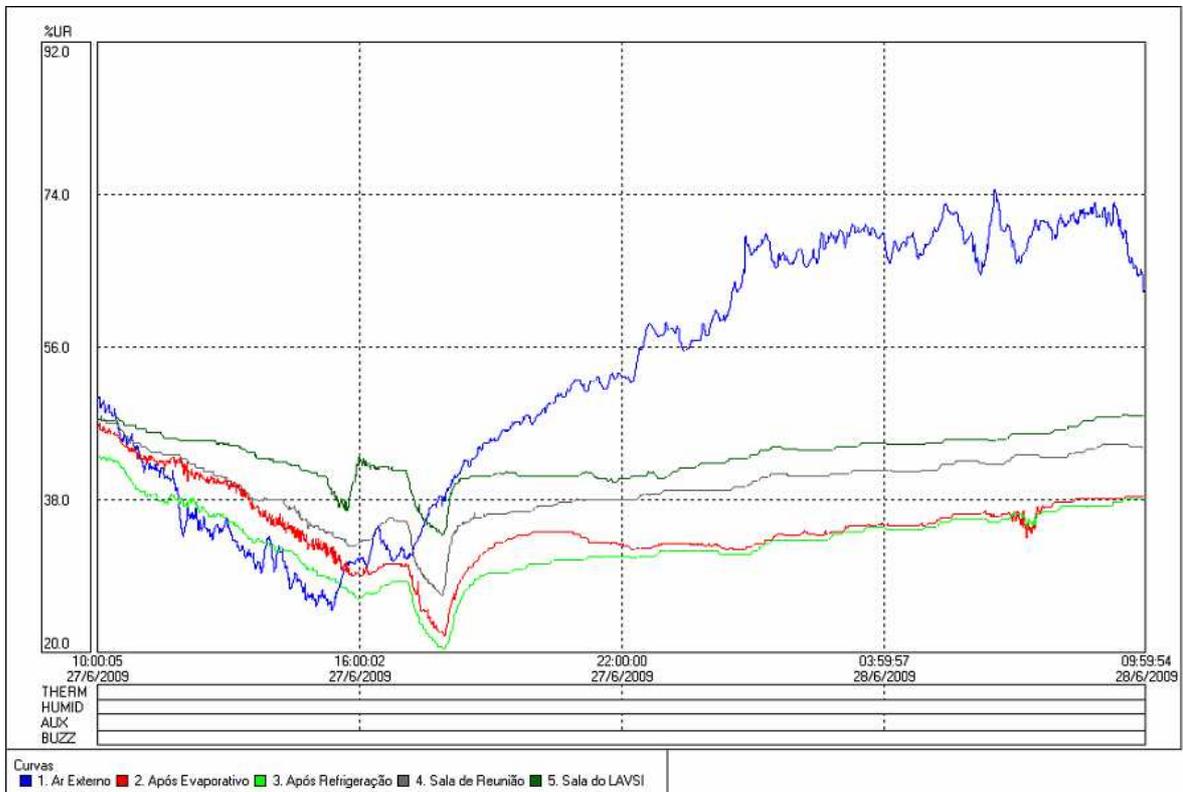


Figura 5.4 – Gráfico de umidade no modo DESL com 05 sensores

5.2 - MODO DE OPERAÇÃO VENTILAÇÃO (VENT):

Neste modo de operação somente o ventilador permanece habilitado em função da temperatura do ambiente da sala de reunião. Assim o ventilador permanece ligado enquanto a temperatura da sala for superior à temperatura mínima pré-determinada.

5.2.1 – Parâmetros de controle do modo VENT

Na Tabela 5.2 é mostrado os parâmetros de controle do Sistema no modo VENT, com as seguintes particularidades:

- . Local de monitoramento e controle: sala de reunião do LAVSI – UnB;
- . Compressor e bomba de água não devem operar;
- . Tempo de amostragem: 24 horas;
- . Início: 10:00 horas de 26/06/09;
- . Término: 10:00 horas de 27/06/09.

Tabela 5.2 - Parâmetros de controle do modo VENT

Modo de operação: VENT			
Ação	<i>Set-point 1</i>	<i>Set-point 2</i>	<i>Set-point 3</i>
	Compressor	Bomba de água	Ventilador
Liga	30 °C	15%	21,5 °C
Desliga	29 °C	20%	21,0 °C

Na Tabela D.2 são apresentados os valores de temperatura e umidade da sala de reunião do LAVSI, assim como a situação dos equipamentos comandados.

5.2.2 - Relatório de supervisão – resumo no modo VENT

Através do controlador eletrônico de temperatura e umidade MT-531Ri *plus*, da interface CONV 32 e do *Software Sitrad*, é possível coletar os dados de controlador e armazenar os mesmos num computador de trabalho.

Os dados coletados no controlador No. 4, com sensores posicionados na sala de reunião do LAVSI são:

Período de supervisão: de 26/6/2009 às 10h00m01s até 27/6/2009 às 09h59m29s.

Temperatura Ambiente: Mínimo = 21.0 °C; Máximo = 26.1 °C; Médio = 23.3 °C.

Umidade: Mínimo = 29,8 %UR; Máximo = 51.0 %UR; Médio = 41.8 %UR.

Compressor: Tempo ligado = 00h00m00s; Tempo desligado = 23h59m28s.

Bomba de água: Tempo ligado = 00h00m00s; Tempo desligado = 23h59m28s.

Ventilador: Tempo ligado = 22h15m45s; Tempo desligado = 01h43m43s.

Tempo sem supervisão: 00h00m00s.

5.2.3 – Medição do consumo de energia elétrica no modo VENT

A medição do consumo de eletricidade do sistema foi efetuada através do medidor de energia foram obtidos os seguintes dados:

- . Valor inicial às 10h00m00s de 26/06/09: 536,61 kWh;
- . Valor final às 10h00m00s de 27/06/09: 538,84 kWh;
- . Valor do consumo em 24 horas: 2,23 kWh.

5.2.4 – Gráficos no modo VENT

A seguir são mostradas as figuras 5.5, 5.6, 5.7 e 5.8, onde aparecem os gráficos de temperatura e umidade durante 24 horas, com o sistema operando no modo VENT.

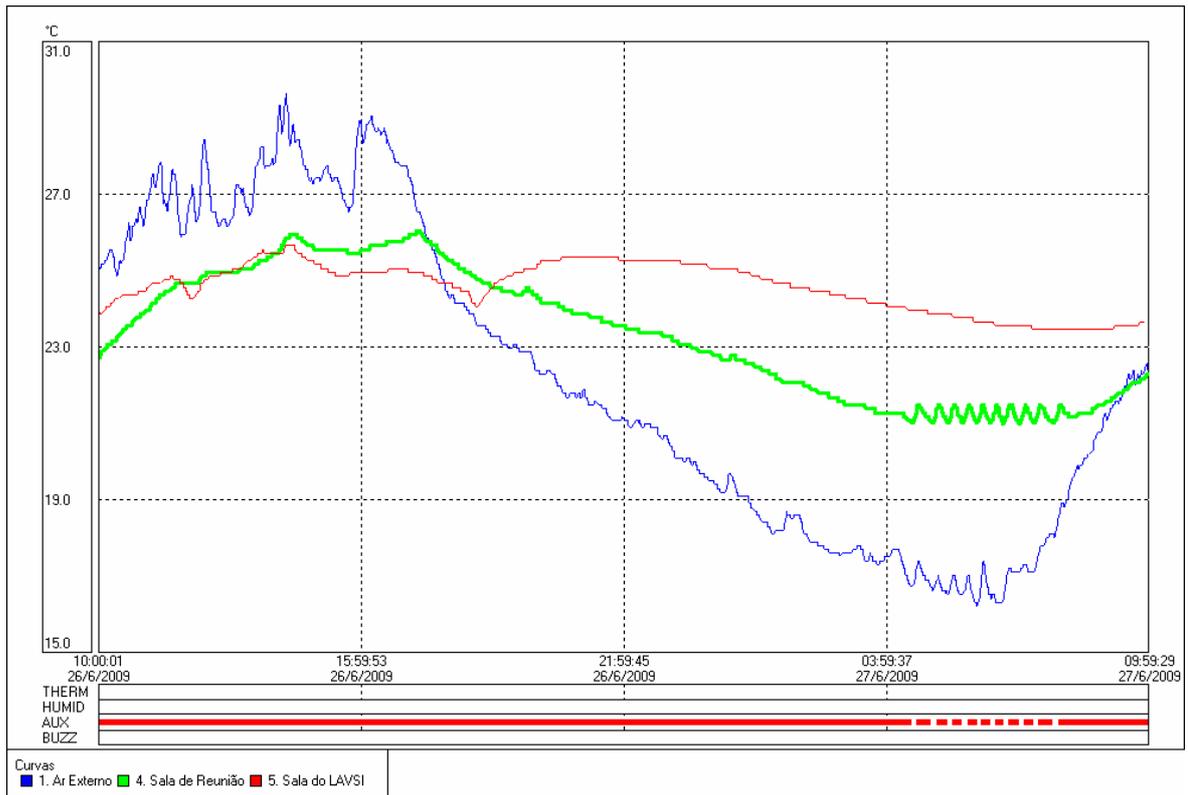


Figura 5.5 – Gráfico de temperatura no modo VENT

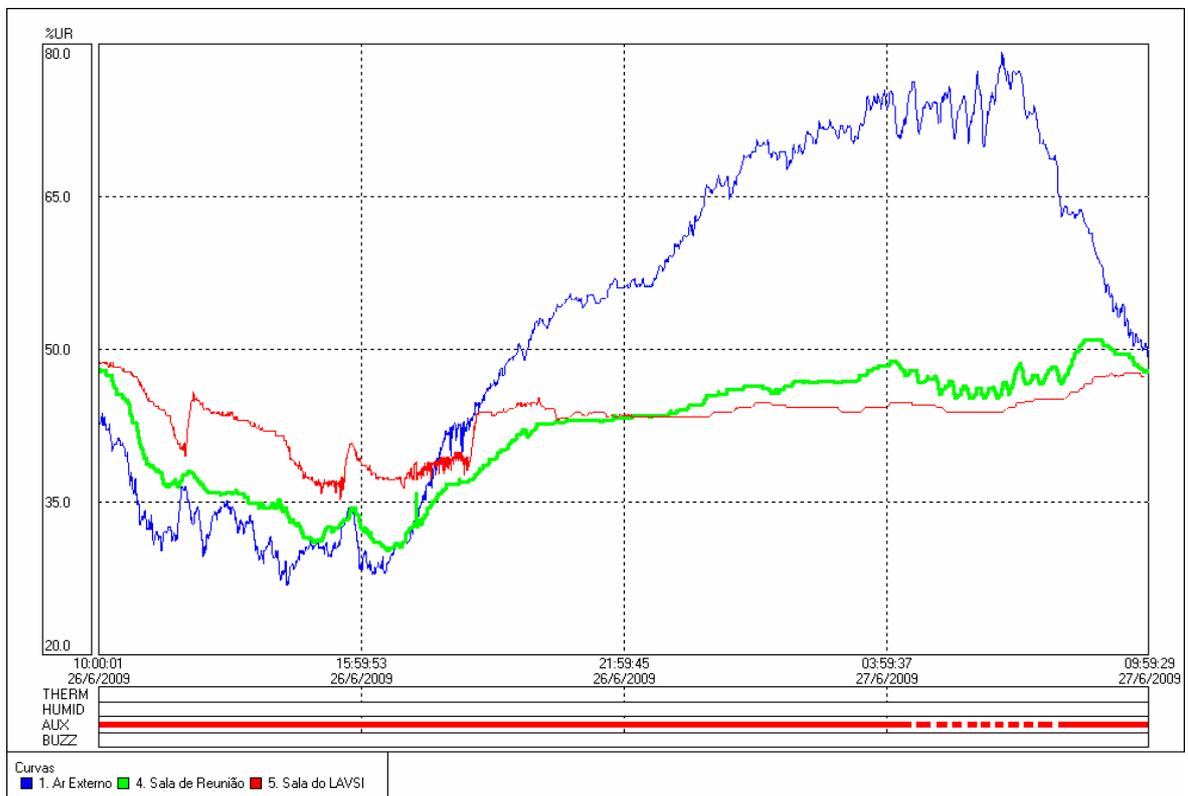


Figura 5.6 – Gráfico de umidade no modo VENT

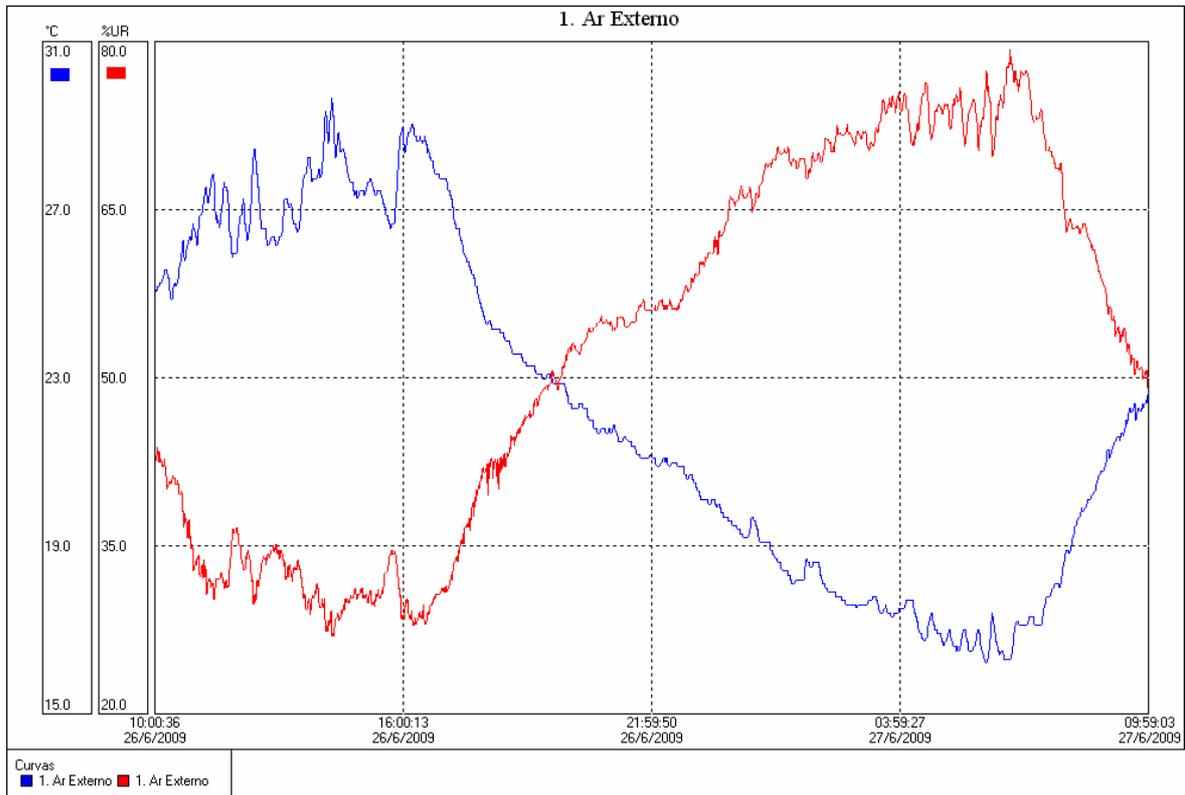


Figura 5.7 – Gráfico de temperatura e umidade do ar externo no modo VENT

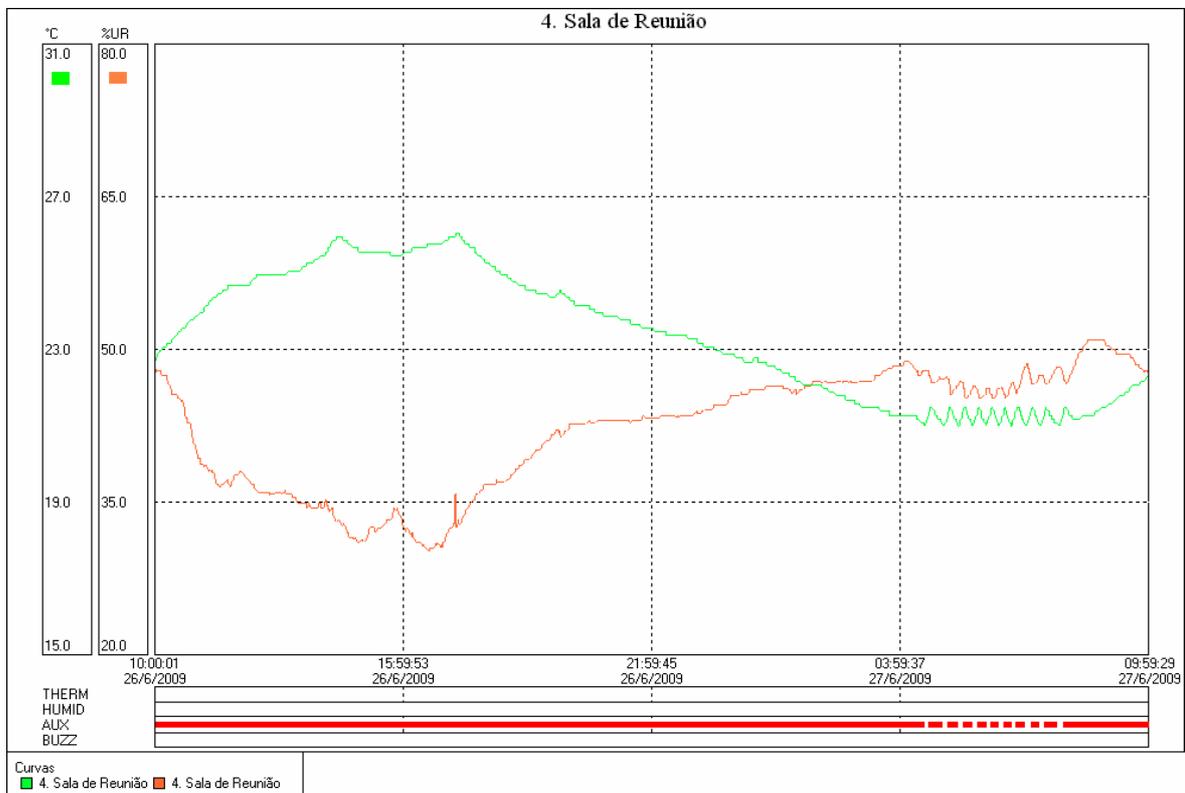


Figura 5.8 – Gráfico de temperatura e umidade da sala de reunião (VENT)

5.3 - MODO DE OPERAÇÃO EVAPORATIVO (EVAP)

Neste modo de operação o ventilador permanece habilitado, e também permanece habilitado a bomba de água em função da umidade relativa do ar da sala. Isto é, quando a umidade for baixa a bomba funciona de maneira temporizada. Quando a bomba é solicitada, a mesma funciona por 30 segundos e desliga por 150 segundos de forma alternada.

5.3.1 - Parâmetros de controle do modo EVAP

Na Tabela 5.3 é mostrado os parâmetros de controle do sistema no modo EVAP, com as seguintes particularidades:

- . Local de monitoramento e controle: Sala de reunião LAVSI - ENE – UnB;
- . Tempo de amostragem: 24 horas;
- . Início: 10:00 horas de 24/06/09;
- . Término: 10:00 horas de 25/06/09.

Tabela 5.3 - Parâmetros de controle do modo EVAP

Modo de operação: EVAP			
Ação	<i>Set-point 1</i>	<i>Set-point 2</i>	<i>Set-point 3</i>
	Compressor	Bomba de água	Ventilador
Liga	30 °C	60 %	21,5 °C
Desliga	29 °C	65 %	21,0 °C

Na Tabela D.3 são apresentados os valores de temperatura e umidade da sala de reunião do LAVSI, assim como a situação dos equipamentos comandados.

5.3.2 - Relatório de supervisão – resumo no modo EVAP

Através do controlador eletrônico de temperatura e umidade MT-531Ri *plus*, da interface CONV 32 e do *software Sitrad*, é possível coletar os dados de controlador e armazenar os mesmos num computador de trabalho.

Os dados coletados no controlador No. 4, com sensores posicionados na sala de reunião do LAVSI são:

Período de supervisão: de 24/6/2009 às 10h00m18s até 25/6/2009 às 09h59m49s.

Temperatura Ambiente: Mínimo = 20.9 °C; Máximo = 22.4 °C; Médio = 21.3 °C.

Umidade: Mínimo = 45.7 %UR; Máximo = 63.3 %UR; Médio = 53.6 %UR.

Compressor: Tempo ligado = 00h00m00s; Tempo desligado = 23h59m30s.

Bomba de água: Tempo ligado = 00h29m42s; Tempo desligado = 23h29m48s.

Ventilador: Tempo ligado = 13h52m54s; Tempo desligado = 10h06m36s.

Tempo sem supervisão: 00h00m00s.

5.3.3 – Medição do consumo de energia elétrica no modo EVAP

A medição do consumo de eletricidade do sistema foi efetuada através do medidor de energia *Landis + Gyr*, modelo ZD 318/118, e foram obtidos os seguintes dados:

- . Valor inicial às 10h00m00s de 24/06/09: 529,33 kWh;
- . Valor final às 10h00m00s de 25/06/09: 530,69 kWh;
- . Valor do consumo em 24 horas: 1,36 kWh.

5.3.4 – Gráficos no modo EVAP

A seguir são mostradas as figuras 5.9, 5.10, 5.11 e 5.12, onde aparecem os gráficos de temperatura e umidade durante 24 horas, com o sistema operando no modo EVAP.

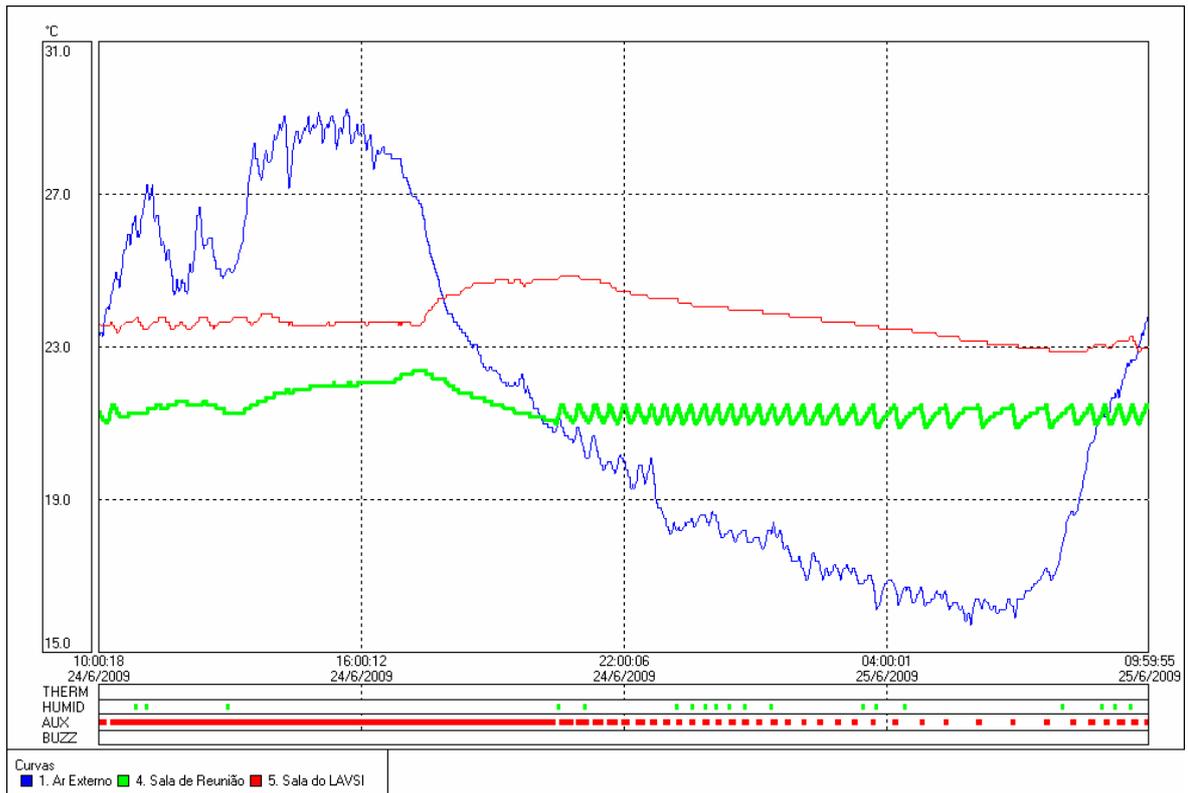


Figura 5.9 – Gráfico de temperatura no modo EVAP

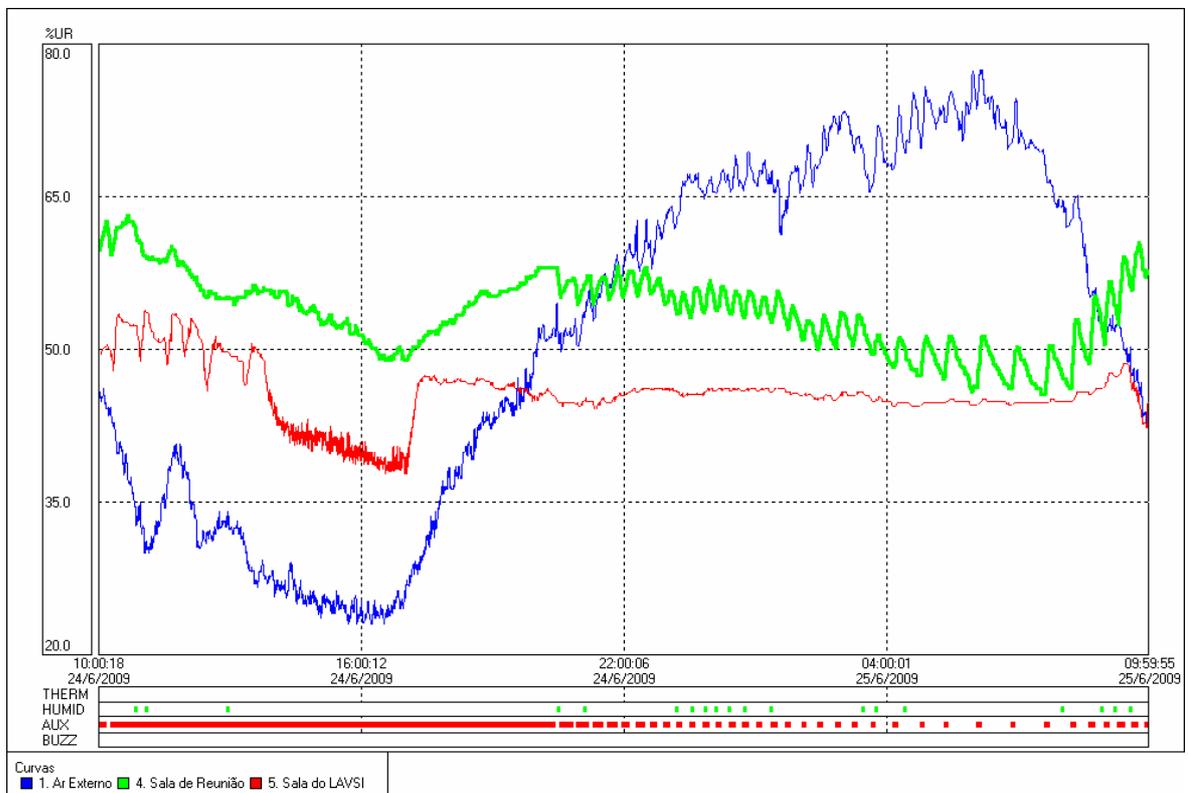


Figura 5.10 – Gráfico de umidade no modo EVAP

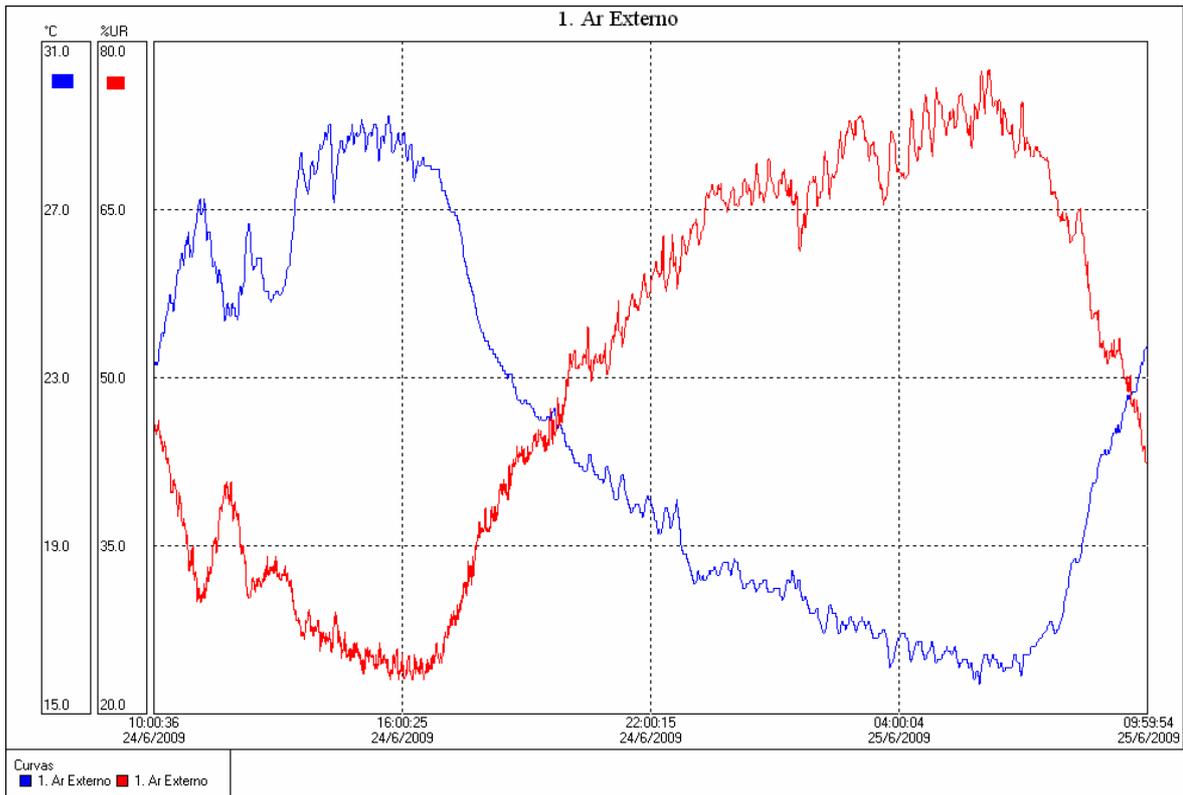


Figura 5.11 – Gráfico de temperatura e umidade do ar externo no modo EVAP

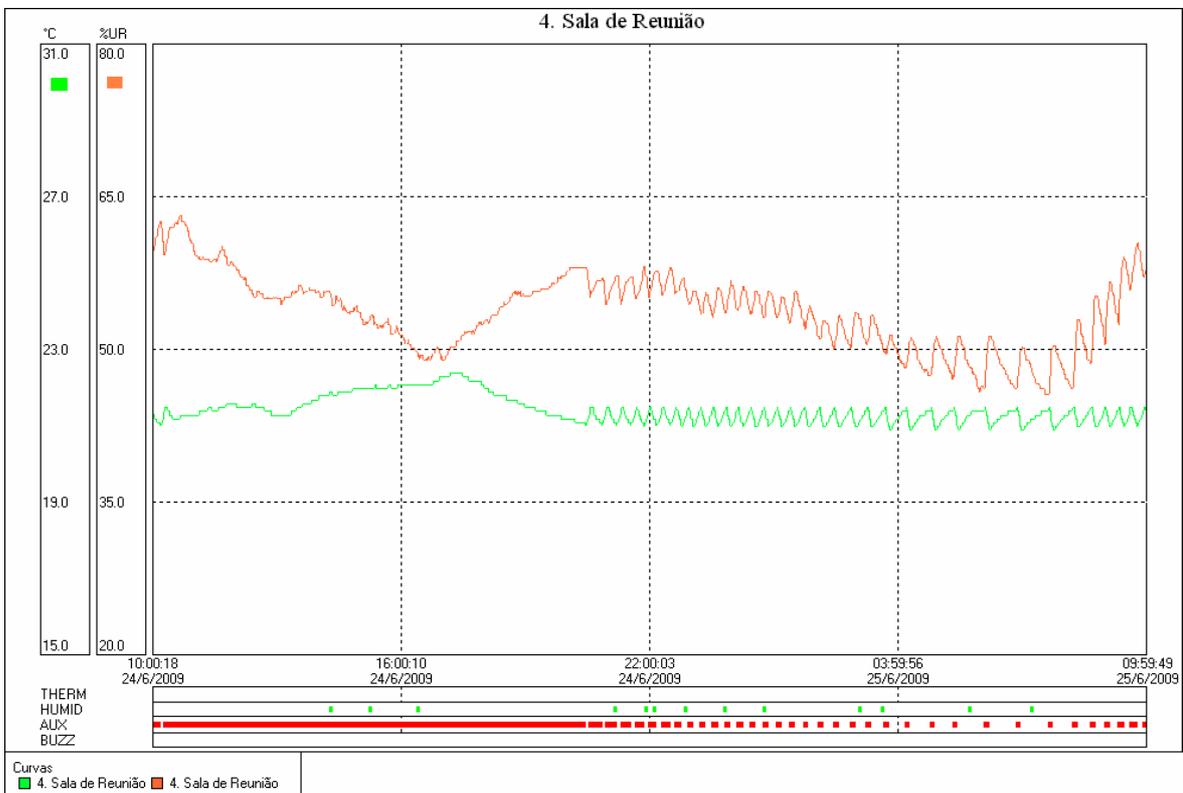


Figura 5.12 – Gráfico de temperatura e umidade da sala de reunião (EVAP)

5.4 - MODO DE OPERAÇÃO REFRIGERAÇÃO (REF)

Neste modo de operação o ventilador permanece habilitado, e também permanece habilitado o compressor em função da temperatura ambiente do ar da sala. A bomba de água permanece desligada.

5.4.1 – Parâmetros de controle do modo REF

Na tabela 5.4 é mostrado os parâmetros de controle do sistema no modo REF, com as seguintes particularidades:

- . Local de monitoramento e controle: Sala de reunião LAVSI - ENE – UnB;
- . Tempo de Amostragem: 24 horas;
- . Início: 10:00 horas de 25/06/09;
- . Término: 10:00 horas de 26/06/09.

Tabela 5.4 - Parâmetros de controle do modo REF

Modo de operação: REF			
Ação	<i>Set-point 1</i>	<i>Set-point 2</i>	<i>Set-point 3</i>
	Compressor	Bomba de água	Ventilador
Liga	23,5 °C	15%	21,5 °C
Desliga	22,5 °C	20%	21,0 °C

Na Tabela D.4 são apresentados os valores de temperatura e umidade da sala de reunião do LAVSI, assim como a situação dos equipamentos comandados.

5.4.2 - Relatório de supervisão – resumo no modo REF

Através do controlador eletrônico de temperatura e umidade MT-531Ri *plus*, da interface CONV 32 e do *Software Sitrad*, é possível coletar os dados de controlador e armazenar os mesmos num computador de trabalho.

Os dados coletados no controlador No. 4, com sensores posicionados na sala de reunião do LAVSI são:

Período de supervisão: de 25/6/2009 às 10h00m13s até 26/6/2009 às 09h56m48s.

Temperatura Ambiente: Mínimo = 21.0 °C; Máximo = 23.5 °C; Médio = 22.5 °C.

Umidade: Mínimo = 32.2 %UR; Máximo = 61.1 %UR; Médio = 46.3 %UR.

Compressor: Tempo ligado = 01h49m57s; Tempo desligado = 22h06m37s.

Bomba de água: Tempo ligado = 00h00m00s; Tempo desligado = 23h56m35s.

Ventilador: Tempo ligado = 22h58m08s; Tempo desligado = 00h58m27s.

Tempo sem supervisão: 00h00m00s.

5.4.3 – Medição do consumo de energia elétrica no modo REF

A medição do consumo de eletricidade do sistema foi efetuada através do medidor de energia, e foram obtidos os seguintes dados:

- . Valor inicial às 10h00m00s de 25/06/09: 530,69 kWh;
- . Valor final às 10h00m00s de 26/06/09: 536,61 kWh;
- . Valor do consumo em 24 horas: 5,92 kWh;

5.4.4 – Gráficos no modo REF

A seguir são mostradas as figuras 5.13, 5.14, 5.15 e 5.16, onde aparecem os gráficos de temperatura e umidade durante 24 horas, com o sistema operando no modo REF.

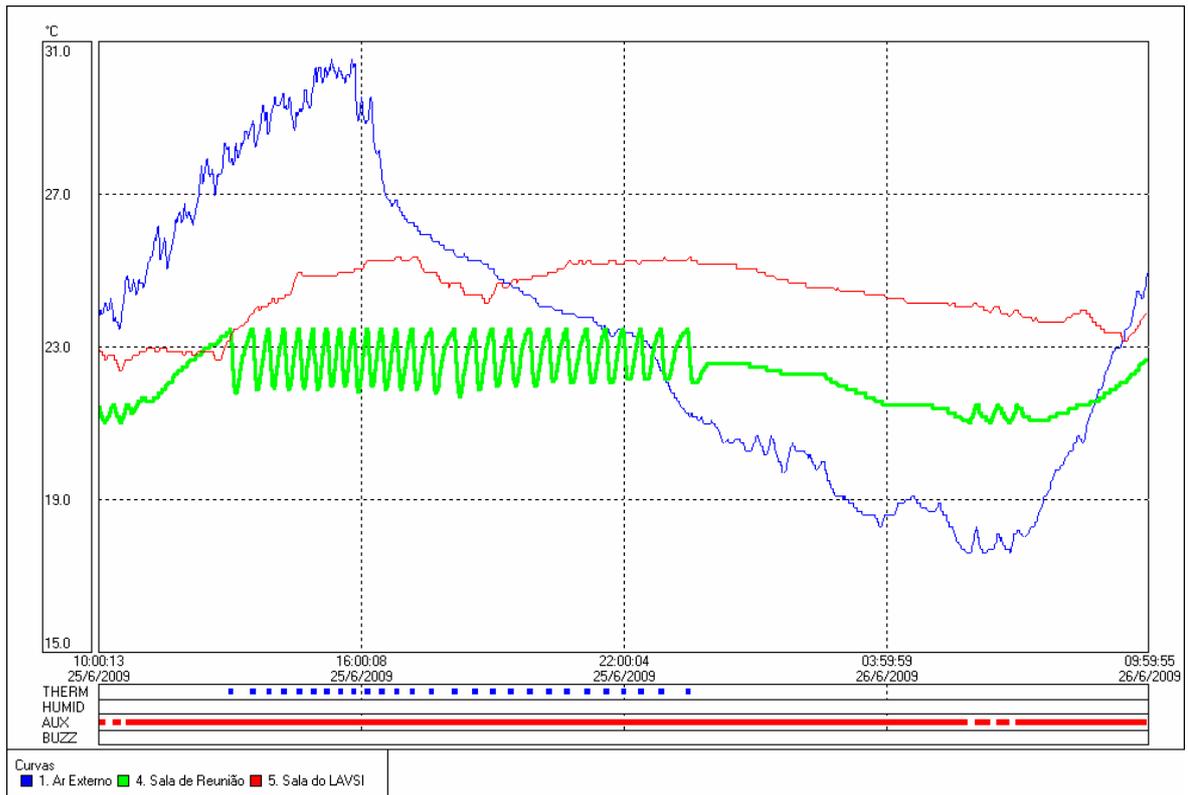


Figura 5.13 – Gráfico de temperatura no modo REF

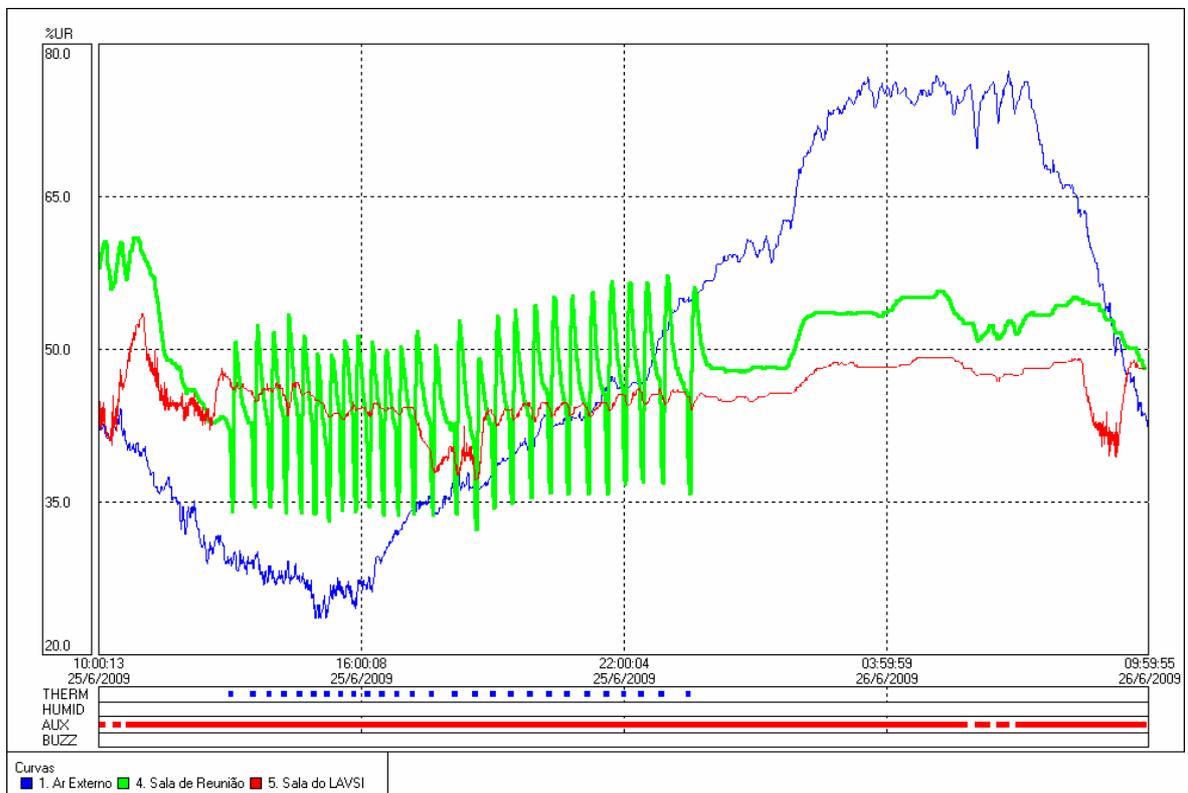


Figura 5.14 – Gráfico de umidade no modo REF

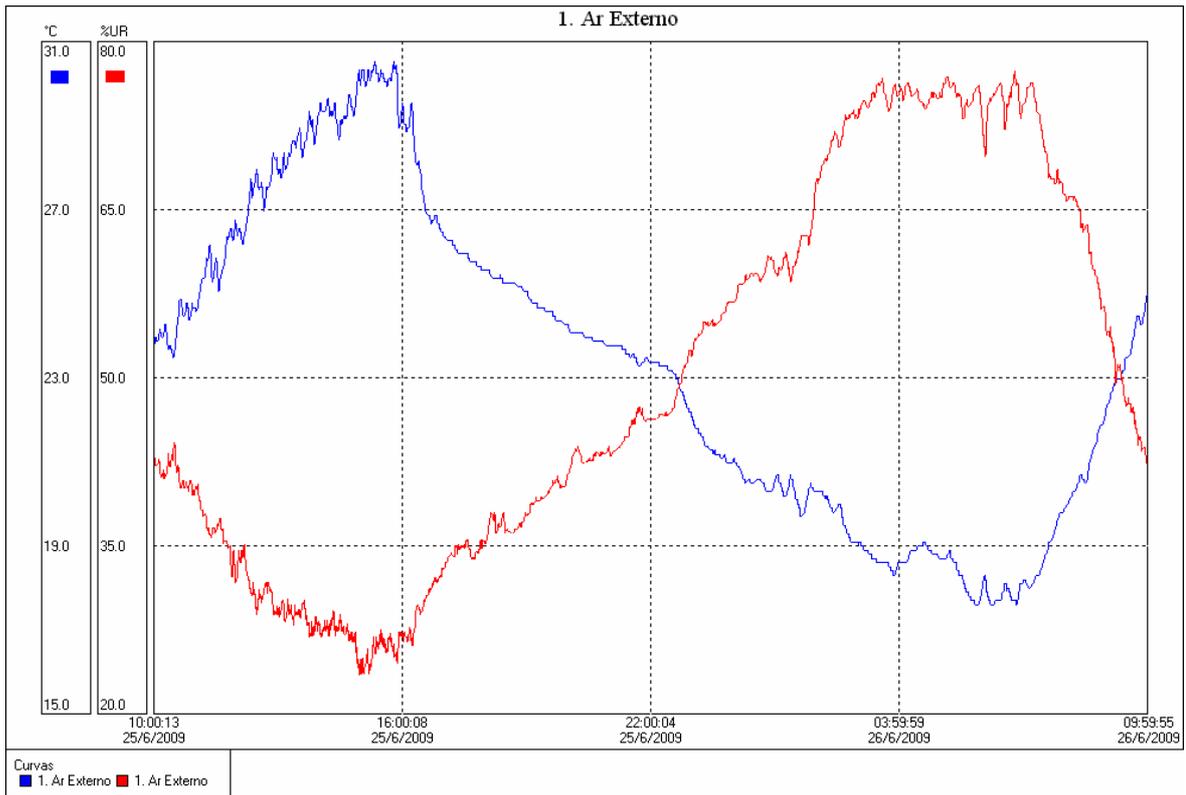


Figura 5.15 – Gráfico de temperatura e umidade do ar externo no modo REF

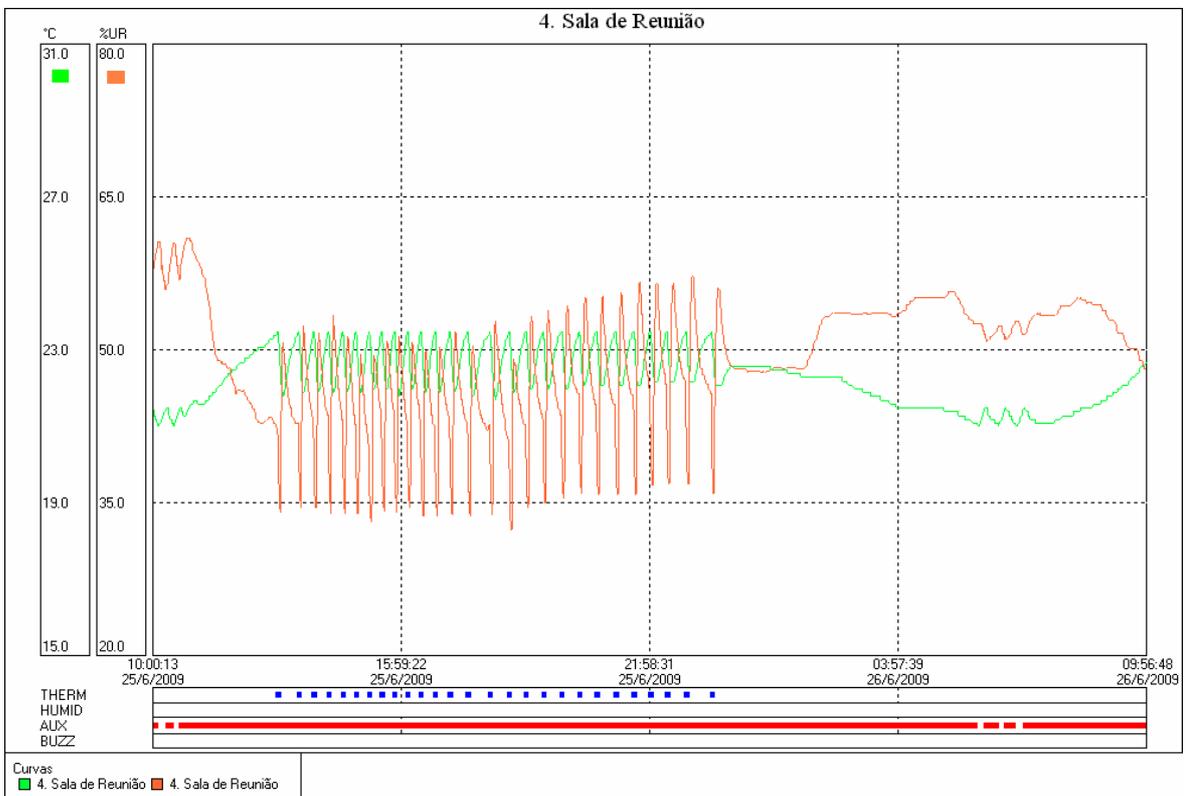


Figura 5.16 – Gráfico de temperatura e umidade na sala de reunião no modo REF

5.5 - MODO DE OPERAÇÃO HÍBRIDO (HIB)

Neste modo de operação permanecem habilitados o ventilador, a bomba de água e o compressor, em função dos ajustes de *Set-points* do sistema.

5.5.1 – Parâmetros de controle do modo HIB

Na Tabela 5.5 é mostrado os parâmetros de controle do sistema no modo HIB, com as seguintes particularidades:

- . Local de monitoramento e controle: Sala de reunião do LAVSI - ENE – UnB;
- . Tempo de Amostragem: 24 horas;
- . Início: 10:00 horas de 23/06/09;
- . Término: 10:00 horas de 24/06/09.

Tabela 5.5 - Parâmetros de controle do modo HIB

Modo de operação: HIB			
Ação	<i>Set-point 1</i>	<i>Set-point 2</i>	<i>Set-point 3</i>
	Compressor	Bomba de água	Ventilador
Liga	23,5 °C	60 %	21,5 °C
Desliga	22,5 °C	65 %	21,0 °C

Na Tabela D.5 são apresentados os valores de temperatura e umidade da sala de reunião do LAVSI, assim como a situação dos equipamentos comandados.

5.5.2 - Relatório de supervisão – resumo no modo HIB

Através do controlador eletrônico de temperatura e umidade MT-531Ri *plus*, da interface CONV 32 e do *Software Sitrad* da *Full Gauge Controls*, é possível coletar os dados de controlador e armazenar os mesmos num computador de trabalho.

Os dados coletados no controlador No. 4, com sensores posicionados na sala de reunião do LAVSI são:

Período de supervisão: de 23/6/2009 às 10h01m22s até 24/6/2009 às 09h59m49s.

Temperatura ambiente: Mínimo = 20.8 °C; Máximo = 23.5 °C; Médio = 21.6 °C.

Umidade: Mínimo = 37.8 %UR; Máximo = 60.7 %UR; Médio = 53.4 %UR.

Compressor: Tempo ligado = 00h09m02s; Tempo desligado = 23h49m24s.

Bomba de água: Tempo ligado = 00h28m40s; Tempo desligado = 23h29m46s.

Ventilador: Tempo ligado = 14h56m31s; Tempo desligado = 09h01m55s.

Tempo sem supervisão: 00h00m00s.

5.5.3 – Medição do consumo de energia elétrica no modo HIB

A medição do consumo de eletricidade do sistema foi efetuada através do medidor de energia *Landis + Gyr*, modelo ZD 318/118, e foram obtidos os seguintes dados:

- . Valor inicial às 10h00m00s de 23/06/09: 527,38 kWh;
- . Valor final as 10h00m00s de 24/06/09: 529,33 kWh;
- . Valor do Consumo em 24 horas: 1,95 kWh;

5.5.4 – Gráficos no modo HIB

A seguir são mostradas as figuras 5.17, 5.18, 5.19 e 5.20, onde aparecem os gráficos de temperatura e umidade durante 24 horas, com o sistema operando no modo HIB.

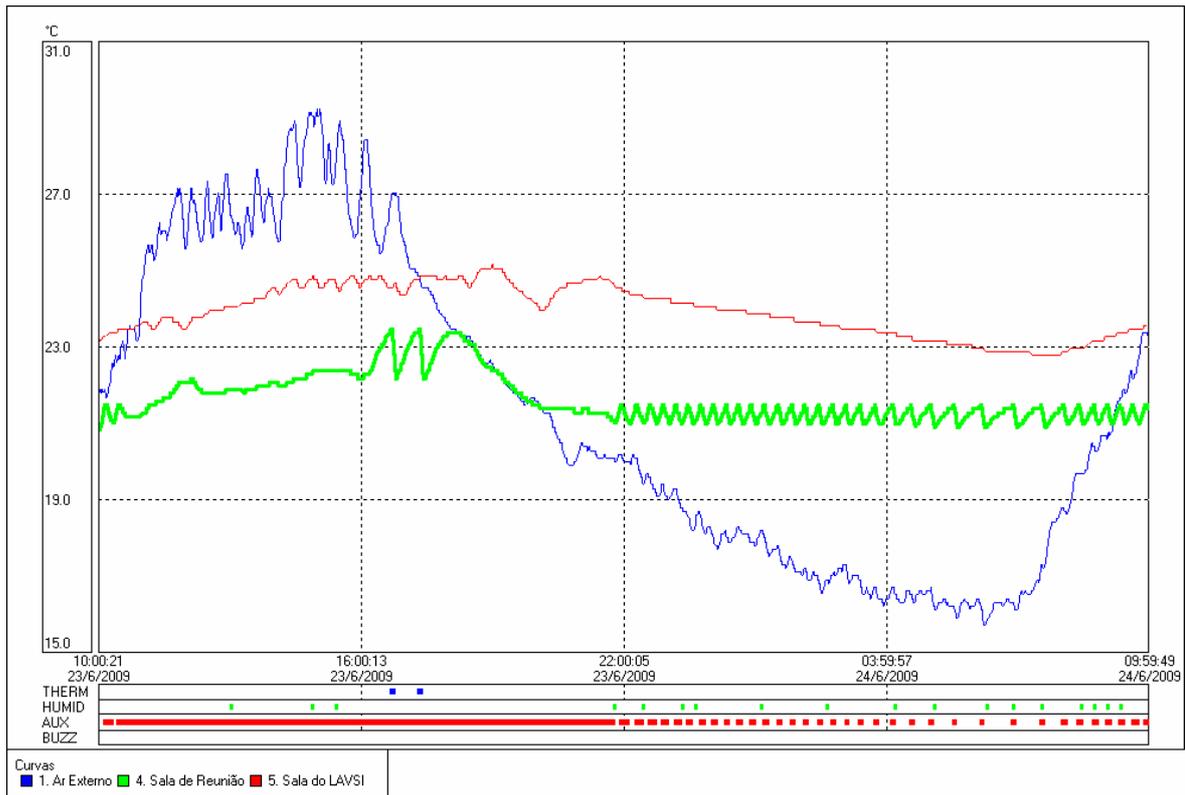


Figura 5.17 – Gráfico de temperatura no modo HIB

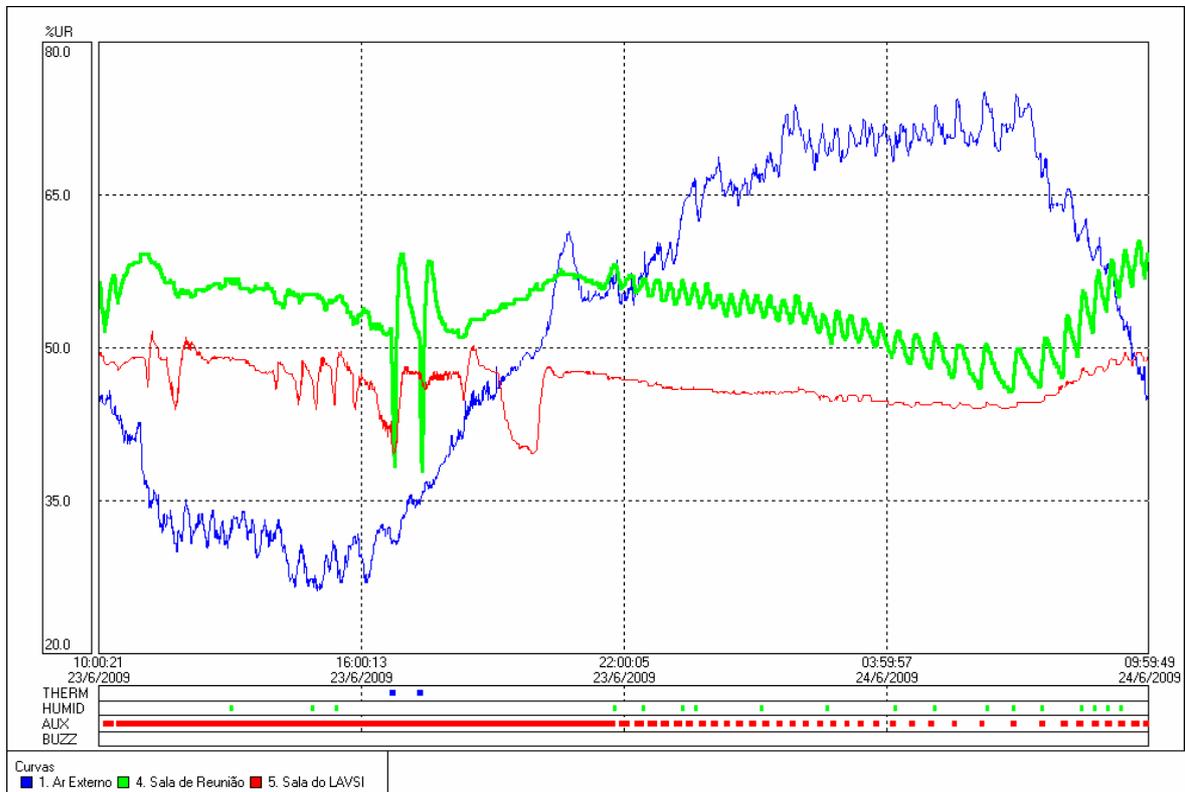


Figura 5.18 – Gráfico de umidade no modo HIB

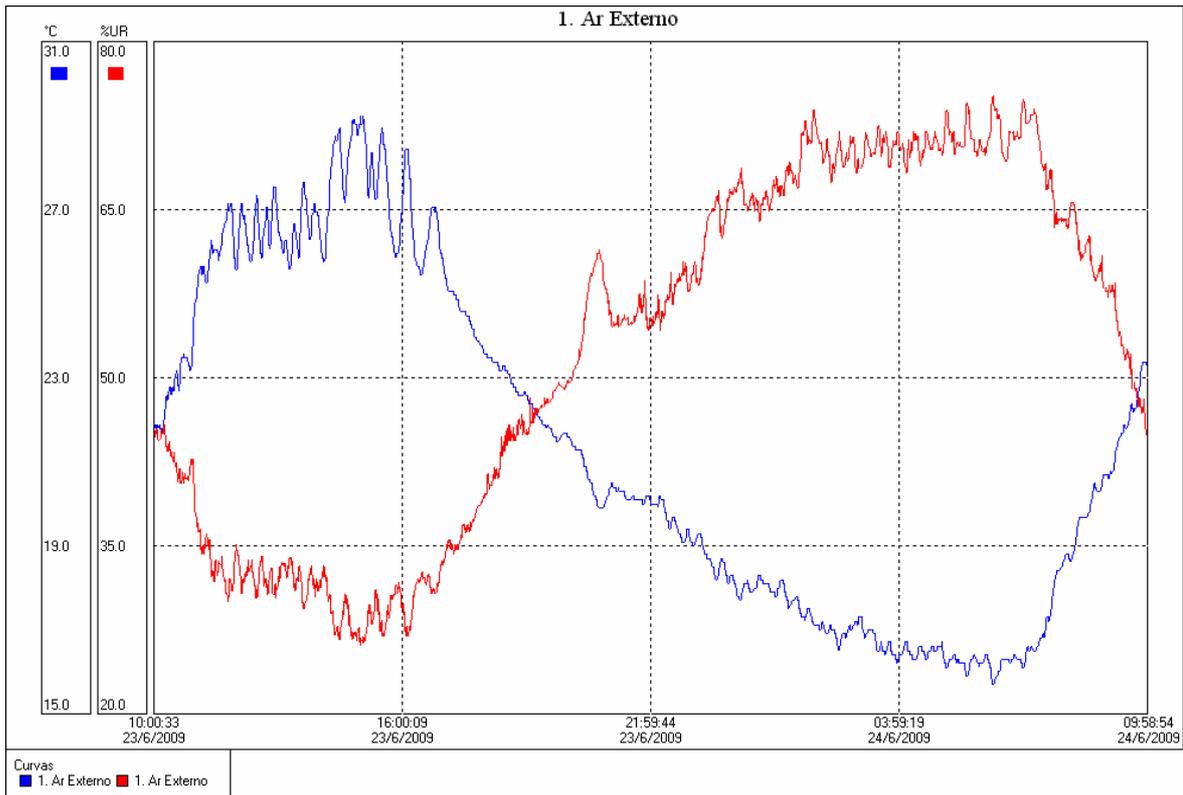


Figura 5.19 – Gráfico de temperatura e umidade do ar externo no modo HIB

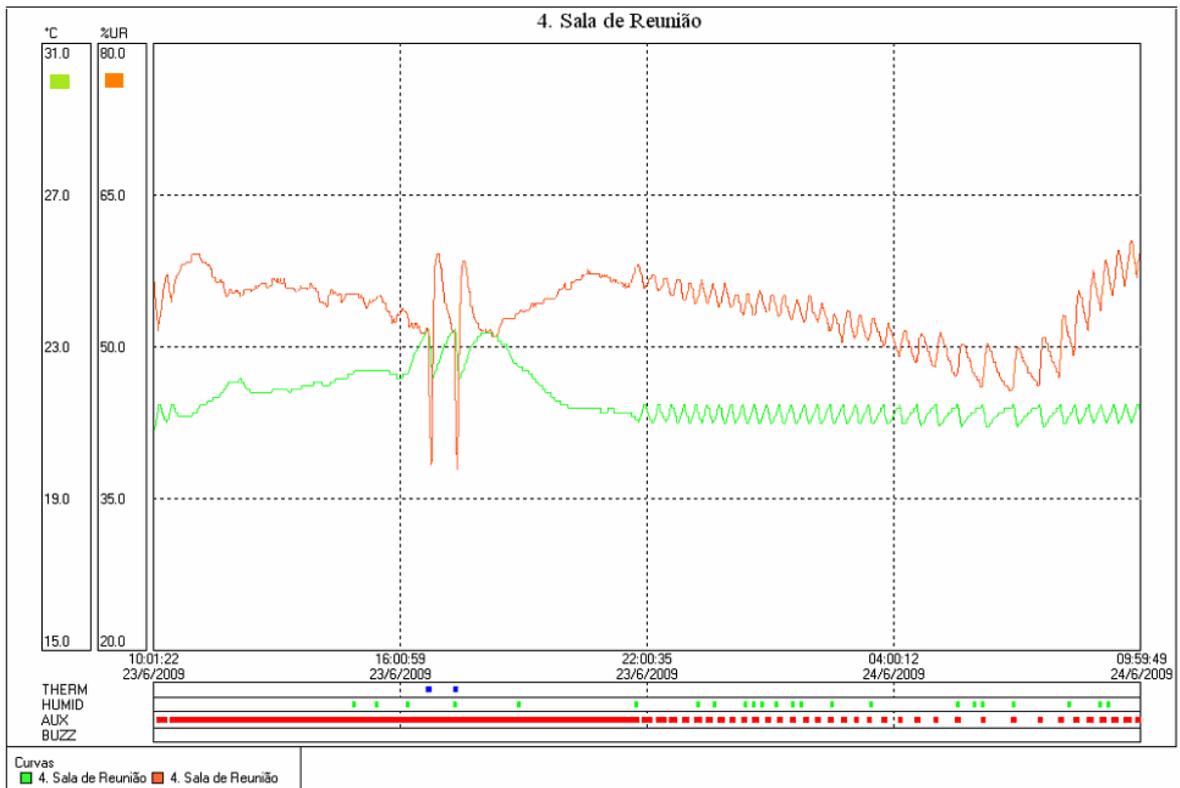


Figura 5.20 – Gráfico de temperatura e umidade da sala de reunião no modo HIB

6 - ANÁLISE DOS DADOS DO SISTEMA HÍBRIDO

Os dados de temperatura e umidade relativa coletados do sistema híbrido, mostrados no Capítulo 5, foram obtidos através da utilização do controlador eletrônico de temperatura e umidade MT-531Ri plus e do *Software Sitrاد* versão 4.6 da *Full Gauge Controls*, cuja tela inicial é mostrada na Figura 6.1.

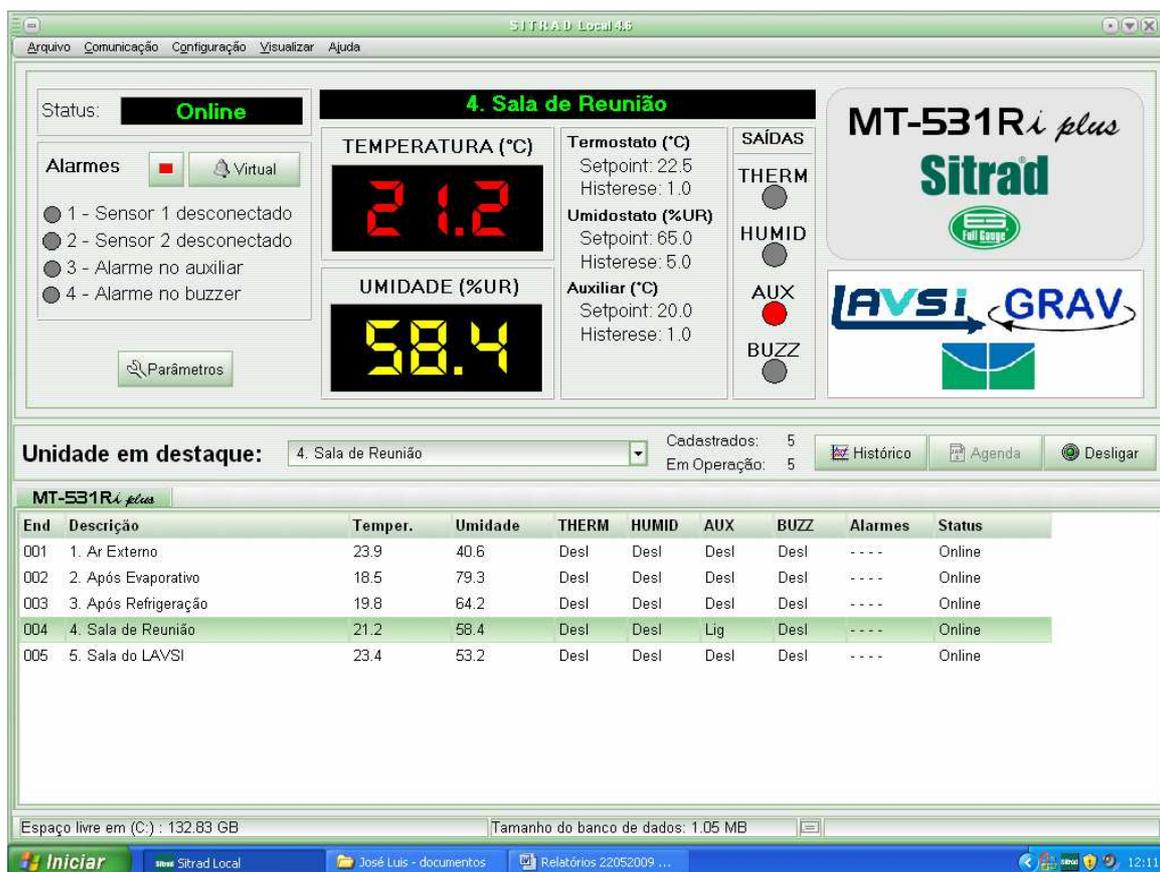


Figura 6.1 – Tela inicial do *Software Sitrاد* da *Full Gauge Controls*

A medição do consumo de energia elétrica do Sistema Híbrido, foi efetuada através do Medidor de Energia *Landis + Gyr*, modelo ZD 318/118, e foram obtidos durante 5 dias consecutivos, no período de 23/06/2009 (10:00 horas) à 28/06/2009 (10:00 horas).

A coleta de informações do sistema foi efetuada durante 05 dias consecutivos, com condições climáticas muito parecidas durante este período, isto é, condições de temperatura e da umidade do ar exterior muito similares, conforme mostrado na Figura 6.2.

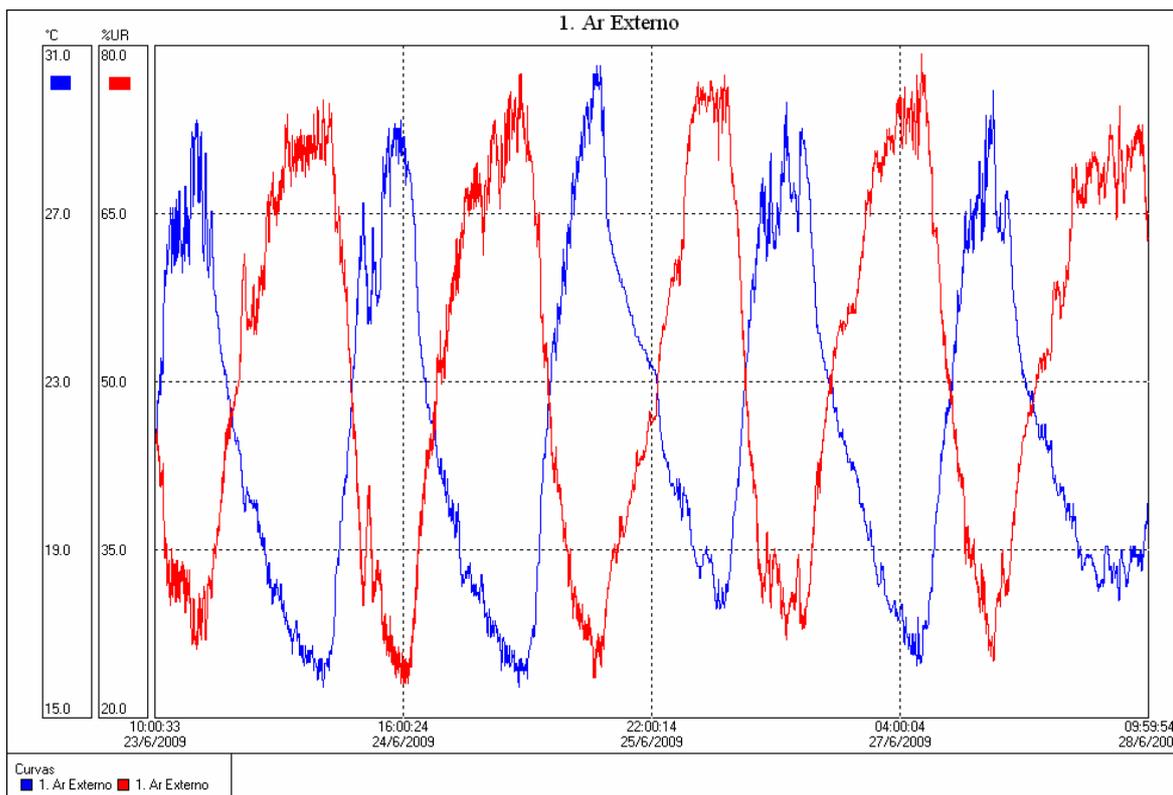


Figura 6.2 - Gráfico de temperatura e umidade do ar externo no período de 05 dias

6.1 – ANÁLISE DA TEMPERATURA AMBIENTE

A tabela 6.1 mostra uma análise de dados de temperatura do sistema híbrido em todos os modos de operação durante um tempo de amostragem individual de 24 horas. A temperatura do ar ambiente para monitoramento e controle foi o da Sala de Reunião do Laboratório LAVSI.

Tabela 6.1 - Análise de dados de conforto térmico (temperatura), 24h

Modo de Operação	Temp. mínima	Temp. máxima	Temp. média	Observações
DESL	22,5 °C	25,9 °C	24,5 °C	Alta
VENT	21,0 °C	26,1 °C	23,3 °C	Alta
EVAP	20,9 °C	22,4 °C	21,3 °C	Normal
REF	21,0 °C	23,5 °C	22,5 °C	Normal
HIB	20,8 °C	23,5 °C	21,6 °C	Normal

Da Tabela 6.1 vemos que nas situações onde não existe climatização (sistema DESL ou VENT) a temperatura do ambiente atinge em alguns momentos valores superiores a 25,5 °C, o que caracteriza situação de desconforto térmico por alta temperatura do ar para as atividades realizadas na sala de reunião.

Em condições normais, nas outras 03 condições de operação (EVAP, REF e HIB) com base nos dados obtidos, temos uma condição normal de conforto térmico por temperatura.

6.2 – ANÁLISE DA UMIDADE RELATIVA (UR)

A tabela 6.2 mostra uma análise de dados de Umidade Relativa do Sistema Híbrido em todos os modos de operação durante um tempo de amostragem individual de 24 horas. A Umidade Relativa UR do ar monitorada foi o da Sala de Reunião do Laboratório LAVSI.

Tabela 6.2 - Análise de dados de conforto térmico (umidade relativa), 24h

Modo de Operação	UR mínima	UR máxima	UR média	Observações
DESL	27,6%	46,5%	38,0%	Baixa
VENT	29,8%	51,0%	41,8%	Baixa
EVAP	45,7%	63,3%	53,6%	Normal
REF	32,2%	61,1%	46,3%	Normal
HIB	37,8%	60,7%	53,4%	Normal

Da Tabela 6.2 vemos que nas situações onde não existe climatização (sistema DESL ou VENT) a umidade relativa do ambiente atinge valores inferiores a 30,0 % o que caracteriza situação de desconforto térmico por baixa umidade do ar para as atividades realizadas na Sala de Reunião.

Em condições normais, nas outras 03 condições de operação (EVAP, REF e HIB) com base nos dados obtidos, temos uma condição aceitável de conforto térmico por umidade relativa do ar ambiente.

Também podemos verificar pelos dados obtidos que as melhores situações de umidade relativa do ar para o ambiente monitorado foi quando o Sistema Híbrido funcionou nos modos de operação EVAP e HIB. Isto é, com a parte evaporativa habilitada.

6.3 – ANÁLISE DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA

A Tabela 6.3 mostra uma análise de dados do consumo de energia elétrica do sistema híbrido em todos os modos de operação durante um tempo de amostragem individual de 24 horas. O consumo de energia registrado refere-se ao consumo total do equipamento, incluindo todos os componentes e dispositivos elétricos e eletrônicos.

Tabela 6.3 - Análise de dados de eficiência energética, 24h

Modo de Operação	Tempo operação Ventilador	Tempo operação Bomba	Tempo operação Compressor	Consumo total de Energia	Observações
DESL	00h00m00s	00h00m00s	00h00m00s	0,17 kWh	Muito Baixo
VENT	22h15m45s	00h00m00s	00h00m00s	2,23 kWh	Normal
EVAP	13h52m54s	00h29m42s	00h00m00s	1,36 kWh	Normal
REF	22h58m08s	00h00m00s	01h49m57s	5,92 kWh	Alto
HIB	14h56m31s	00h28m40s	00h09m02s	1,95 kWh	Normal

Da Tabela 6.3 vemos que no modo de operação DESL (desligado) temos um consumo residual de energia, o qual é explicado em função do consumo dos instrumentos de medição do sistema.

No modo de operação REF (refrigeração) temos um alto consumo de energia elétrica, correspondente principalmente ao consumo de energia elétrica do compressor.

Nos modos de operação VENT (ventilação), EVAP (evaporativo) e HIB (híbrido = EVAP + REF) temos um consumo de energia elétrica considerado normal para o sistema instalado.

Se considerarmos o consumo total de energia elétrica no modo REF como referência ou 100%, logo, no modo de operação VENT temos um consumo de 37,7%, no modo EVAP de 23,0 % e no modo HIB de 32,9%.

Pelos dados obtidos, em 120 horas de análise, podemos afirmar que o sistema puramente evaporativo (EVAP) apresenta um consumo de energia de 77,0% menor e, o sistema operando no modo HIB apresenta um consumo de energia elétrica de 67,1% menor, ambos em relação ao modo REF.

7 - CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS PARA PESQUISAS FUTURAS

7.1 - CONCLUSÕES GERAIS

O projeto do sistema híbrido de climatização implementado no Laboratório de Visão e Sistemas Inteligentes LAVSI do Departamento de Engenharia Elétrica da Universidade de Brasília UnB, mostrou que é possível obtermos valores muito próximos dos adequados para conforto térmico, atendendo as exigências das Normas Técnicas, com uma boa redução do consumo de energia elétrica.

A redução de temperatura (diferença entre a temperatura de entrada e saída do ar num climatizador evaporativo), obtida pelo processo de resfriamento evaporativo, depende fundamentalmente da umidade relativa do ar na entrada do mesmo. Quanto mais baixa a umidade relativa, maior será a redução de temperatura obtida. Portanto, nas instalações prediais, comerciais e, industriais, onde seja possível, deve-se buscar implementar os climatizadores evaporativos e/ou sistemas híbridos visando eficiência energética.

O projeto de sistema híbrido implementado na sala de reunião do LAVSI nos fornece melhor qualidade de ar para o ambiente a climatizar, isto é, temos melhores níveis de umidade, ar mais limpo por ser o mesmo “lavado”, e renovação constante do ar do ambiente.

O sistema híbrido elaborado correspondente ao somatório do sistema evaporativo com refrigeração ($HIB = EVAP + REF$), nos permite a utilização de um compressor de menor capacidade, conseqüentemente menor quantidade de gás refrigerante a utilizar, colaborando assim com o meio ambiente e o desenvolvimento sustentável recomendados pelos protocolos de Montreal e Kyoto.

Podemos considerar que o objetivo esperado do projeto quanto à eficiência energética foi atingido, já que no sistema operando no modo híbrido, pelos dados experimentais obtidos, obteve-se uma economia de energia elétrica de aproximadamente 67 % comparado com os sistemas convencionais. Isto é, o sistema híbrido além de ser melhor é mais econômico.

7.2 - PERSPECTIVAS PARA PESQUISAS FUTURAS

Para trabalhos futuros, dando continuidade aos estudos do sistema híbrido e procurando desenvolver uma melhor monitoração e controle do sistema, sugere-se:

- . Desenvolver um novo *software* do controle e supervisão do sistema híbrido;
- . Desenvolver sensores de temperatura e umidade relativa do ar sem fio;
- . Instalar 01 válvula solenóide de água, para drenagem parcial diária de forma automática da água do reservatório do sistema híbrido, e assim promover a renovação gradativa de água do evaporativo;
- . Desenvolver um sistema de medição de energia elétrica individual para cada componente de força do sistema, isto é, compressor (incluindo condensador), bomba de água e ventilador de ar localizado no evaporador;
- . Desenvolver um controle proporcional do *damp*er de retorno de ar, de maneira que o mesmo opere em função da temperatura de ar, também no modo evaporativo;
- . Desenvolver método para alterar a velocidade do ar do ventilador de ar, devido a que o motor elétrico do ventilador do *Split* permite a utilização em 03 velocidades. Neste projeto utilizamos exclusivamente a velocidade média, para termos uma vazão constante de ar e, assim permitir uma melhor comparação entre os diversos modos de operação do sistema híbrido.

Podemos considerar como contribuição deste projeto a possibilidade de implementar sistemas evaporativos em equipamentos de refrigeração e ventilação prediais, comerciais e industriais já existentes, melhorando as condições de climatização, sem grandes mudanças de *lay-out* e principalmente sem acréscimos de consumo de eletricidade, já que deverá ser utilizado o sistema de insuflamento de ar (ventilador) já existente na instalação, na qual será melhorada a climatização.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABNT, NORMA NBR 16401 (2008), Instalações de ar Condicionado. Associação Brasileira de Normas Técnicas. Rio de Janeiro.
- Alves, J. B., Aprile, M. R. e Kinoshita, M. (1997), Produção do frio, Noções de termodinâmica - SENAI.
- ASHRAE, Fundamentals Handbook (1997). American Society of Heating, Refrigerating and Air conditioning Engineers. Inc. Atlanta.
- Cibracon (2008), Manual do Motor Atuador Rotativo AM 2001, Cibracon Industria de Controles Ltda. São Paulo, 2008.
- Coelho M. e Bauschpiess A. (2007), Dual Mode Evaporative Cooling System: Model identification and automation, 19th International Congress of Mechanical Engineering, COBEM2007, Brasília, Brasil.
- Costelloe, B. e Finn, D. (2003), Indirect evaporative cooling potential in air-water systems in temperate climates, *Energy and Buildings*, Vol. 35, No. 6, pp. 573-591.
- Costelloe, B. e Finn, D. (2007), Thermal effectiveness characteristics of low approach indirect evaporative cooling systems in buildings, *Energy and Buildings*, Vol. 39, No. 12, pp. 1235-1243.
- Creder, H. (2000), Instalações de Ar Condicionado, 5ª Edição, Editora Livros Técnicos e Científicos. Rio de Janeiro, 2000.
- Dossat, R. (1980), Manual de Refrigeração, 1ª Edição, Editora Hemus Livraria. São Paulo, Brasil.
- Ecobrisa website, [on line] disponível: <http://www.ecobrisa.com.br/funcionamento.html>, (2009, julho).
- Fanger, P.O. (1970), Thermal Comfort, Copenhagen, Danish Technical Press.
- Full G. (2007), Manual do Usuário do Software Sitrad Versão 4.5, Full Gauge Controls. Canoas – RS.
- Full G. (2008), Manual do Controlador Eletrônico MT-531 Ri plus/01, Full Gauge Controls. Canoas – RS, 2008.
- Garcia, M. (2006), Normas Regulamentadoras do Ministério de Trabalho, 2ª Edição, São Paulo, Brasil.
- GTZ (2007), Boas Práticas de Refrigeração, 1ª Edição, Centro Nacional de Tecnologia (SENAI), Editora Estação Gráfica, Brasília, Brasil.

- Heidarinejad, G., Heidarinejad, M., Delfani, S. e Esmaeelian, J., (2008), Feasibility of using various kinds of cooling systems in a multi-climates country, *Energy and Buildings*, Vol. 40, No. 10, 2008, pp. 1946-1953.
- Lee, W.L., Chen, H. e Yik, F.W.H. (2008), Modeling the performance characteristics of water-cooled air-conditioners, *Energy and Buildings*, Vol. 40, No. 8, pp. 1456-1465.
- Macintyre, A. (1997), Equipamentos Industriais e de Processo, 1ª Edição, Editora Livros Técnicos e Científicos. Rio de Janeiro, Brasil.
- MCT, (2009), < <http://www.mct.gov.br/index.php/content/view/28739.html> >, acessado 05 de maio.
- Munters (2008), Painéis De Resfriamento Evaporativo Celdek, Munters Brasil Indústria e Comércio Ltda. Curitiba.
- NBR-16401, (2008), Instalações de ar condicionado – sistemas centrais e unitários, parte 2: parâmetros de conforto térmico, Normas Técnicas ABNT.
- Oliveira, J.T., Hagishima, A., Tanimoto, J. (2009), Estimation of passive cooling efficiency for environmental design in Brazil, *Energy and Buildings*, Vol. 41, No 8, pp. 809-813.
- Parsons, K. C. (1998), Human Thermal Environments, Taylor & Francis, 1993. Ministério da Saúde, PORTARIA No. 3.523/GM. Brasília.
- Pimenta, J.M.D and Castro, W.P, 2003, “Analysis of Different Applications of Evaporative Cooling Systems”, Proceedings of the 17th International Congress of Mechanical Engineering, COBEM 2003, São Paulo, SP.
- Pimenta, J. e Castro, W. (2004), Modelagem e Simulação de Painéis Evaporativos Diretos, Proceedings of the 10º Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering, ENCIT2004, Rio de Janeiro, Brasil.
- Rodrigues, A. (1977), Mecânica de Refrigeração, 2ª Edição, Centro Nacional de Tecnologia (SENAI). São Paulo, Brasil.
- SENAI GTZ Cooperação Internacional (2007), *Boas Práticas de Refrigeração*, 1ª Edição, Editora Estação Gráfica. Brasília.
- Silva, J. (2004), Introdução à Tecnologia de Refrigeração e da Climatização, 1ª Edição, editora Artliber. São Paulo, Brasil.
- Springer C. (2008), Manual de Instalação, Operação E Manutenção do Split Versatile, Springer Carrier Ltda. Canoas – RS.
- Trox (2005), Catálogo de Grelhas e Difusores para ar Condicionado, Trox do Brasil Ltda. Curitiba.

APÊNDICES

APÊNDICE A – PORTARIA 3.523/GM

(DOU 166 31.8.98, Seção I, pags. 40 a 42)

Portaria nº 3.523/GM

Em, 28 de agosto de 1998

O Ministro de Estado da Saúde, no uso das atribuições que lhe confere o artigo 87, Parágrafo único, item II, da Constituição Federal e tendo em vista o disposto nos artigos 6º, I, “a”, “c”, V, VII, IX, §1º, I e II, §3º, I a VI, da Lei n.º 8080, de 19 de setembro de 1990;

considerando a preocupação mundial com a Qualidade do ar de Interiores em ambientes climatizados e a ampla e crescente utilização de sistemas de ar condicionado no país, em função das condições climáticas;

considerando a preocupação com a saúde, o bem-estar, o conforto, a produtividade e o absenteísmo ao trabalho, dos ocupantes dos ambientes climatizados e a sua inter-relação com a variável qualidade de vida;

considerando a qualidade do ar de interiores em ambientes climatizados e sua correlação com a Síndrome dos Edifícios Doentes relativa à ocorrência de agravos à saúde;

considerando que o projeto e a execução da instalação, inadequados, a operação e a manutenção precárias dos sistemas de climatização, favorecem a ocorrência e o agravamento de problemas de saúde;

considerando a necessidade de serem aprovados procedimentos que visem minimizar o risco potencial à saúde dos ocupantes, em face da permanência prolongada em ambientes climatizados, resolve:

Art. 1º Aprovar Regulamento Técnico contendo medidas básicas referentes aos procedimentos de verificação visual do estado de limpeza, remoção de sujidades por métodos físicos e manutenção do estado de integridade e eficiência de todos os componentes dos sistemas de climatização, para garantir a Qualidade do ar de Interiores e prevenção de riscos à saúde dos ocupantes de ambientes climatizados.

Art. 2º Determinar que serão objeto de Regulamento Técnico a ser elaborado por este Ministério, medidas específicas referentes a padrões de qualidade do ar em ambientes climatizados, no que diz respeito a definição de parâmetros físicos e composição química do ar de interiores, a identificação dos poluentes de natureza física, química e biológica, suas tolerâncias e métodos de controle, bem como pré-requisitos de projetos de instalação e de execução de sistemas de climatização.

Art. 3º As medidas aprovadas por este Regulamento Técnico aplicam-se aos ambientes climatizados de uso coletivo já existentes e aqueles a serem executados e, de forma complementar, aos regidos por normas e regulamentos específicos.

Parágrafo Único. Para os ambientes climatizados com exigências de filtros absolutos ou instalações especiais, tais como aquelas que atendem a processos produtivos, instalações hospitalares e outros, aplicam-se as normas e regulamentos específicos, sem prejuízo do disposto neste Regulamento Técnico, no que couber.

Art. 4º Adotar para fins deste Regulamento Técnico as seguintes definições:

- a. ambientes climatizados: ambientes submetidos ao processo de climatização.
- b. ar de renovação: ar externo que é introduzido no ambiente climatizado.
- c. ar de retorno: ar que recircula no ambiente climatizado.
- d. boa qualidade do ar interno: conjunto de propriedades físicas, químicas e biológicas do ar que não apresentem agravos à saúde humana;
- e. climatização: conjunto de processos empregados para se obter por meio de equipamentos em recintos fechados, condições específicas de conforto e boa qualidade do ar, adequadas ao bem estar dos ocupantes.
- f. filtro absoluto: filtro de classe A1 até A3.
- g. limpeza: procedimento de manutenção preventiva que consiste na remoção de sujidades dos componentes do sistema de climatização, para evitar a sua dispersão no ambiente interno.
- h. manutenção – atividades técnicas e administrativas destinadas a preservar as características de desempenho técnico dos componentes ou sistemas de climatização, garantindo as condições previstas neste Regulamento Técnico.

i. Síndrome dos Edifícios Doentes: consiste no surgimento de sintomas que são comuns à população em geral, mas que, numa situação temporal, pode ser relacionado a um edifício em particular. Um incremento substancial na prevalência dos níveis dos sintomas, antes relacionados, proporciona a relação entre o edifício e seus ocupantes.

Art. 5º Todos os sistemas de climatização devem estar em condições adequadas de limpeza, manutenção, operação e controle, observadas as determinações, abaixo relacionadas, visando a prevenção de riscos à saúde dos ocupantes:

a. manter limpos os componentes do sistema de climatização, tais como: bandejas, serpentinas, umidificadores, ventiladores e dutos, de forma a evitar a difusão ou multiplicação de agentes nocivos à saúde humana e manter a boa qualidade do ar interno.

b. utilizar, na limpeza dos componentes do sistema de climatização, produtos biodegradáveis devidamente registrados no Ministério da Saúde para esse fim.

c. verificar periodicamente as condições físicas dos filtros e mantê-los em condições de operação. Promover a sua substituição quando necessária.

d. restringir a utilização do compartimento onde está instalada a caixa de mistura do ar de retorno e ar de renovação, ao uso exclusivo do sistema de climatização. É proibido conter no mesmo compartimento materiais, produtos ou utensílios.

e. preservar a captação de ar externo livre de possíveis fontes poluentes externas que apresentem riscos à saúde humana e dotá-la no mínimo de filtro classe G1(um).

f. garantir a adequada renovação do ar de interior dos ambientes climatizados, ou seja no mínimo de 27 m³/h/pessoa.

g. descartar as sujidades sólidas, retiradas do sistema de climatização após a limpeza, acondicionadas em sacos de material resistente e porosidade adequada, para evitar o espalhamento de partículas inaláveis.

Art. 6º Os proprietários, locatários e prepostos, responsáveis por sistemas de climatização com capacidade acima de 5 TR (15.000 kcal/h = 60.000 BTU/H), deverão manter um responsável técnico habilitado, com as seguintes atribuições:

a. implantar e manter disponível no imóvel um Plano de Manutenção, Operação e Controle – PMOC, adotado para o sistema de climatização. Este Plano deve conter a identificação do estabelecimento que possui ambientes climatizados, a descrição das atividades a serem desenvolvidas, a periodicidade das mesmas, as recomendações a serem

adotadas em situações de falha do equipamento e de emergência, para garantia de segurança do sistema de climatização e outras de interesse, conforme especificações deste Regulamento Técnico e NBR 13971/97 da Associação Brasileira de Normas Técnicas - ABNT.

b. garantir a aplicação do PMOC por intermédio da execução contínua direta ou indireta deste serviço.

c. manter disponível o registro da execução dos procedimentos estabelecidos no PMOC.

d. divulgar os procedimentos e resultados das atividades de manutenção, operação e controle aos ocupantes.

Parágrafo Único. O PMOC deverá ser implantado no prazo máximo de 180 dias, a partir da vigência deste Regulamento Técnico.

Art. 7º O PMOC do sistema de climatização deve estar coerente com a legislação de Segurança e Medicina do Trabalho. Os procedimentos de manutenção, operação e controle dos sistemas de climatização e limpeza dos ambientes climatizados, não devem trazer riscos a saúde dos trabalhadores que os executam, nem aos ocupantes dos ambientes climatizados.

Art. 8º Os órgãos competentes de Vigilância Sanitária farão cumprir este Regulamento Técnico, mediante a realização de inspeções e de outras ações pertinentes, com o apoio de órgãos governamentais, organismos representativos da comunidade e ocupantes dos ambientes climatizados.

Art. 9º O não cumprimento deste Regulamento Técnico configura infração sanitária, sujeitando o proprietário ou locatário do imóvel ou preposto, bem como o responsável técnico, quando exigido, às penalidades previstas na Lei n.º 6.437, de 20 de agosto de 1977, sem prejuízo de outras penalidades previstas em legislação específica.

Art. 10º Este Regulamento Técnico entra em vigor na data da sua publicação, revogadas as disposições em contrário.

JOSÉ SERRA

APÊNDICE B – DEFINIÇÕES DA NORMA ABNT NBR 16401-2

A Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) é o Foro Nacional de Normalização. A Norma ABNT NBR 16401-2 foi elaborada no Comitê Brasileiro de Refrigeração, ar-condicionado, Ventilação e Aquecimento (ABNT/CB-55), pela Comissão de Estudo de Sistemas Centrais, Condicionamento de ar e Ventilação Comercial (CE-55:002.03), cuja validade é vigente a partir de 04.09.2008.

B.1 - ESCOPO

1) A ABNT-NBR 16401-2 é uma parte da Norma ABNT NBR 16401 que especifica os parâmetros do ambiente interno que proporcionem conforto térmico aos ocupantes de recintos providos de ar-condicionado.

NOTA: A sensação de conforto térmico é essencialmente subjetiva. Devido as grandes variações individuais, fisiológicas e psicológicas, não é possível determinar condições que possam proporcionar conforto para 100% das pessoas.

2) Os parâmetros estipulados na ABNT NBR 16401-2 definem o ambiente térmico em que uma maioria de 80% ou mais das pessoas, de um grupo homogêneo em termos de atividade física e tipo de roupa usada, é suscetível de expressar satisfação em relação ao conforto térmico.

3) Esta Norma se aplica a pessoas adultas, em boa saúde, que estejam no recinto há mais de 15 min.

B.2 - TERMOS E DEFINIÇÕES

Para os efeitos desta Norma, aplicam-se os seguintes termos e definições.

B.2.1 - Assimetria da temperatura radiante

Diferença entre a temperatura radiante plana dos lados opostos de um pequeno elemento plano.

B.2.2 - Isolamento de roupa

Resistência à troca de calor entre o corpo humano e o ambiente térmico devido à vestimenta.

B.2.3 Metabolismo

Taxa de transformação de energia química em calor e trabalho mecânico por atividades metabólicas no organismo. Normalmente expresso em termos de taxa de transferência de calor (Watts) por área de troca de calor do corpo humano (metros quadrados).

B.2.4 Parâmetros ambientais

Parâmetros do ambiente térmico que afetam a sensação de conforto.

B.2.5 Temperatura do ar

Temperatura de bulbo seco do ar no entorno dos ocupantes

B.2.6 Temperatura de globo

Temperatura medida no interior de um globo metálico de 150 mm de diâmetro, pintado de negro (emissividade igual a 0,95), parede fina.

B.2.7 Temperatura operativa

Temperatura uniforme de um ambiente imaginário, no qual uma pessoa trocaria a mesma quantidade de calor por radiação e convecção que no ambiente não uniforme real.

B.2.8 Temperatura radiante média:

Temperatura uniforme da superfície de um ambiente imaginário no qual uma pessoa trocaria a mesma quantidade de calor radiante que no recinto real não uniforme.

B.2.9 Temperatura radiante plana

Temperatura uniforme de um ambiente no qual o fluxo radiante incidente sobre um lado de um pequeno elemento plano é o mesmo que no ambiente considerado.

B.2.10 Turbulência do ar

Relação do desvio-padrão da velocidade para a velocidade média do ar. O fator de turbulência é geralmente expresso em porcentagem.

B.2.11 Velocidade do ar

Taxa de movimentação do ar em um determinado ponto, sem considerar a direção.

B.2.12 Zona ocupada

Região do recinto normalmente ocupada por pessoas, compreendida entre o piso e 1,8 m, e afastada mais de 0,3 m das paredes internas, e mais de 1,0 m das paredes e janelas externas e de componentes dos sistemas de ar condicionado.

B.3 - FATORES QUE AFETAM O CONFORTO TÉRMICO

1) Os parâmetros ambientais que afetam o conforto térmico são:

- a temperatura operativa;
- a velocidade do ar;
- a umidade relativa do ar.

2) Os valores destes parâmetros que definem condições de conforto térmico dependem dos seguintes fatores pessoais:

- o tipo de roupa usado pelas pessoas, que determina a resistência térmica média à troca de calor do corpo com o ambiente, expressa em “clo” (1 clo = 0,155 m² K/W);
- o nível de atividade física das pessoas, que determina sua taxa de metabolismo, geralmente expressa em “met” (1 met = 58,2 W/m²). Admitindo uma superfície média de 1,8 m² para o corpo de um adulto, 1 met é equivalente a aproximadamente 105 W.

B.4 - PARÂMETROS DE CONFORTO

A ABNT NBR 16401-2 estipula os parâmetros ambientais suscetíveis de produzir sensação aceitável de conforto térmico em 80% ou mais das pessoas.

Os parâmetros estipulados em 2.1.6.1 e 2.1.6.2 são válidos para grupos homogêneos de pessoas, usando roupa típica da estação e em atividade sedentária ou leve (1,0 met a 1,2 met).

B.4.1 - Verão (roupa típica 0,5 clo):

Temperatura operativa e umidade relativa dentro da zona delimitada por:

- 22,5 °C a 25,5 °C e umidade relativa de 65%;
- 23,0 °C a 26,0 °C e umidade relativa de 35%.

A velocidade média do ar (não direcional) na zona de ocupação não deve ultrapassar:

- 0,20 m/s para distribuição de ar convencional (grau de turbulência 30% a 50%);
- 0,25 m/s para distribuição de ar por sistema de fluxo de deslocamento (grau de turbulência inferior a 10%).

B.4.2 - Inverno (roupa típica 0,9 clo):

Temperatura operativa e umidade relativa dentro da zona delimitada por:

- 21,0 °C a 23,5 °C e umidade relativa de 60%;
- 21,5 °C a 24,0 °C e umidade relativa de 30%.

A velocidade média do ar (não direcional) na zona de ocupação não deve ultrapassar:

- 0,15 m/s para a distribuição de ar convencional (grau de turbulência 30% a 50%);
- 0,20 m/s para distribuição de ar por sistema de fluxo de deslocamento (grau de turbulência inferior a 10%).

B.5 - AVALIAÇÃO E CONTROLE

A conformidade dos parâmetros ambientais com os recomendados nesta ABNT NBR 16401-2 deve ser avaliada:

- quando da colocação em serviços das instalações novas e após a execução de reformas ou modificações dos locais ou do sistema, como parte das providências de ensaio, ajustes e balanceamento;
- sempre que houver suspeita de desvio, queixa ou contestação.

APÊNDICE C - CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA DO LAVSI

Na Figura C.1 é mostrada a localização da sala de reunião do LAVSI. Assim, temos os seguintes lados para análise e cálculo de carga térmica:

- . Lado Oeste – janelas e parede de concreto;
- . Lado Leste – porta de entrada e parede em divisórias;
- . Lado Sul – lateral em divisória;
- . Lado Norte – lateral em divisória;
- . Teto forro PVC, concreto e telhado;
- . Piso em concreto.

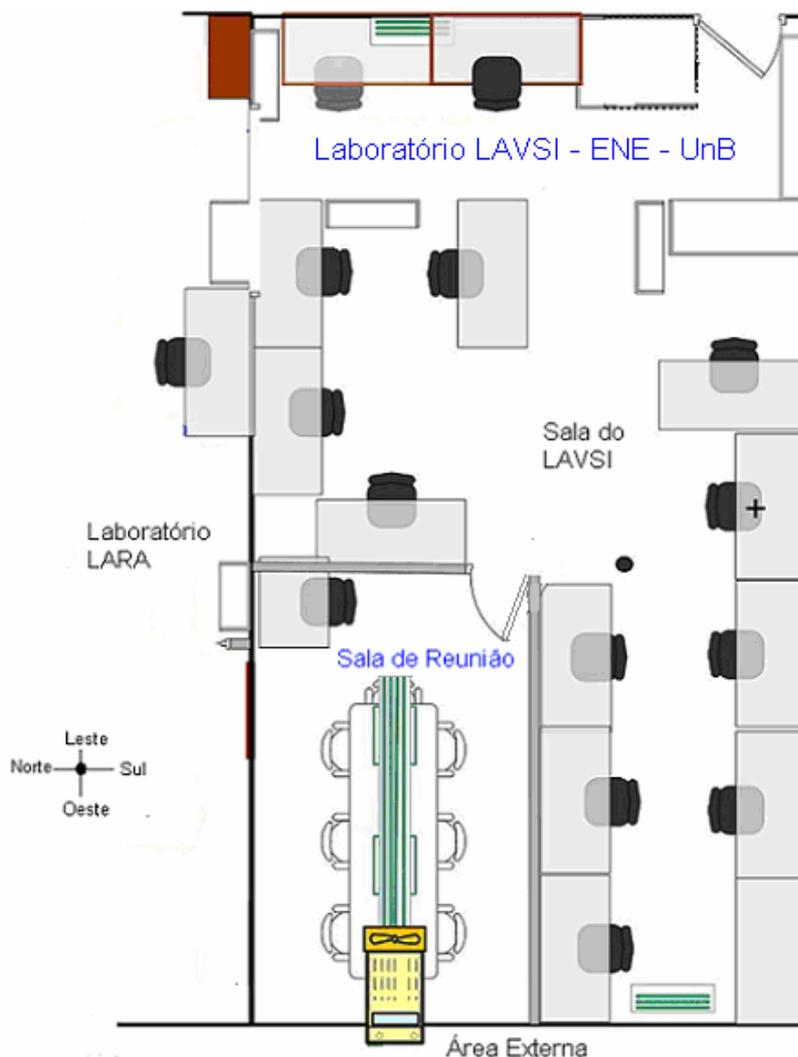


Figura C.1 – Localização da sala de reunião do LAVSI

C.1 - CARGA DE CONDUÇÃO – CALOR SENSÍVEL

Foi utilizado o livro do Creder (2000) para os cálculos de carga térmica, assim, os mesmos são mostrados para todos os lados do recinto estudado:

C.1.1 – Lado Oeste – Janelas e parede de concreto

C.1.1.1 - Parte de Janelas:

$$Q = A \times U \times D \quad (C.1)$$

Onde:

- . Q = Fluxo de calor em kcal/h;
- . A = Área em metros quadrados;
- . U = Coeficiente global de transmissão de calor em kcal/h x m² x °C;
- . D = Diferença de temperatura em °C.

Utilizando a Tabela 3.2 do livro Creder (2000), temos o diferencial de temperatura usada em projetos para paredes exteriores:

- . Paredes exteriores: D = 9,4 °C.

Utilizando a Tabela 3.3 do livro Creder (2000), temos o coeficiente global de transmissão de calor U:

- . Janelas de vidros comuns (simples): U = 5,18 kcal/h x m² x °C.

Área total das janelas: $A = 2,71 \times 1,86 = 5,04 \text{ m}^2$.

Portanto, substituindo na Equação C.1 temos:

$$Q = A \times U \times D = 5,04 \times 5,18 \times 9,4 = 245,41 \text{ kcal/h}$$

C.1.1.2 - Parte da Parede de Concreto:

$$R = 1/h \text{ (ar externo)} + 1/K \text{ (concreto)} + 1/h \text{ (ar interno)} \quad (C.2)$$

Onde,

$$. A = \text{Área} = 0,70 \times 2,97 + 3 \times 2,75 \times 0,17 = 3,48 \text{ m}^2;$$

- . $D =$ Diferença de temperatura em $^{\circ}\text{C} = 9,4^{\circ}\text{C}$;
- . $h =$ Condutância superficial em $\text{kcal/h} \times \text{m}^2 \times ^{\circ}\text{C}$;
- . $K =$ Condutividade em $\text{kcal/h} \times \text{m}^2 \times ^{\circ}\text{C}$;
- . $R =$ Resistência;
- . $U =$ Coeficiente global de transmissão de calor em $\text{kcal/h} \times \text{m}^2 \times ^{\circ}\text{C}$ ($U = 1/R$);
- . Valor médio de h para o ar a 24 Km/h : $h = 29,3 \text{ kcal/h} \times \text{m}^2 \times ^{\circ}\text{C}$ (Creder, 2000);
- . Valor médio de h para o ar parado: $h = 7,13 \text{ kcal/h} \times \text{m}^2 \times ^{\circ}\text{C}$ (Creder, 2000);
- . Concreto com areia e pedra: $K = 1,48 \text{ kcal/h} \times \text{m}^2 \times ^{\circ}\text{C}$ (Creder, 2000).

Substituindo na Equação C.2 temos:

$$R = 1/29,73 + 1/1,48 + 1/7,13 = 0,854$$

$$U = 1/R = 1/0.854 = 1,17 \text{ kcal/h} \times \text{m}^2 \times ^{\circ}\text{C}$$

Portanto,

$$Q = A \times U \times D = 3,48 \times 1,17 \times 9,4 = 38,27 \text{ kcal/h}$$

C.1.2 - Lado Leste

$Q = 0$, pois o ambiente paralelo à parede é condicionado.

C.1.3 - Lado Sul

$Q = 0$, pois o ambiente paralelo à parede é condicionado.

C.1.4 - Lado Norte

$Q = 0$, pois o ambiente paralelo à parede é condicionado.

C.1.5 - Teto

- . Concreto interno $15,0 \text{ cm}$: $U = 2,83 \text{ kcal/h} \times \text{m}^2 \times ^{\circ}\text{C}$;
- . $A =$ Área = $2,97 \times 5,15 = 15,30 \text{ m}^2$;
- . $D =$ Diferença de temperatura em $^{\circ}\text{C}$, paredes exteriores = $9,4^{\circ}\text{C}$.

Logo,

$$Q = A \times U \times D = 15,30 \times 2,83 \times 9,4 = 407,01 \text{ kcal/h}$$

C.1.6 - Piso

- . Concreto interno 15,0 cm: $U = 2,83 \text{ Kcal/h x m}^2 \text{ x } ^\circ\text{C}$;
- . $A = \text{Área} = 2,97 \times 5,15 = 15,30 \text{ m}^2$;
- . $D = \text{Diferença de temperatura em } ^\circ\text{C}$, piso térreo = 5,5 $^\circ\text{C}$.

Logo,

$$Q = A \times U \times D = 15,30 \times 2,83 \times 5,5 = 238,14 \text{ kcal/h}$$

C.2 - CARGA DEVIDA À INSOLAÇÃO – CALOR SENSÍVEL

C.2.1 - Lado Oeste: Janelas

Janela voltada para Oeste, conforme a Tabela 3.4 de Creder (2000) temos o Coeficiente de Transmissão de Calor Solar através de vidros (U):

- . Hora, dia e mês de maior carga térmica: 20 de fevereiro às 16:00 hs, $U = 448 \text{ kcal/h x m}^2$;
- . $A = \text{Área} = 5,04 \text{ m}^2$;

Logo,

$$Q = A \times U = 5,04 \times 448 = 2.257,92 \text{ kcal/h}$$

C.2.2 - Lado Oeste: Parede de Concreto

$$Q = A \times U \times ((t_e - t_i) + Dt) \tag{C.3}$$

- . $Q = \text{Fluxo de calor em Kcal/h}$;
- . $A = \text{Área em metros quadrados: } 3,48 \text{ m}^2$;
- . $U = \text{Coeficiente global de transmissão de calor: } 1,17 \text{ kcal/h x m}^2 \text{ x } ^\circ\text{C}$;
- . $t_e = \text{Temperatura do exterior: } 32,0 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- . $t_i = \text{Temperatura do interior: } 22,6 \text{ } ^\circ\text{C}$;
- . $Dt = \text{Acréscimo ao diferencial de temperatura: } 5,5 \text{ } ^\circ\text{C}$, obtido da Tabela 3.5 de Creder (2000).

Substituindo na Equação C.3 temos:

$$Q = 3,48 \times 1,17 \times ((32,0 - 22,6) + 5,5) = 60,67 \text{ kcal/h}$$

C.3 - CARGA TÉRMICA DEVIDA ÀS PESSOAS

Neste item é considerado o calor sensível e o calor latente.

- . Quantidade estimada de pessoas no recinto = 8;
- . Calor sensível liberado por pessoa sentada ou em movimento lento, a uma temperatura de 22,0 °C = 72,1 kcal/h, obtido da Tabela 3.7 de Creder (2000);
- Calor latente liberado por pessoa sentada ou em movimento lento, a uma temperatura de 22,0 °C = 28,0 kcal/h, obtido da Tabela 3.7 de Creder (2000).

$$Q = N^{\circ} \text{ pessoas} \times Q \text{ sensível} = 8 \times 72,1 = 576,8 \text{ kcal/h}$$

$$Q = N^{\circ} \text{ pessoas} \times Q \text{ latente} = 8 \times 28,0 = 224 \text{ kcal/h}$$

C.4 - CARGA TÉRMICA DEVIDO AOS EQUIPAMENTOS

- . Equipamentos: 02 computadores;
- . Q = fluxo de calor por computador: 165,0 kcal/h.
- $Q = N^{\circ} \text{ de computadores} \times Q/\text{computador} = 2 \times 165,0 = 330,0 \text{ kcal/h}$

C.5 - CARGA TÉRMICA DEVIDO À ILUMINAÇÃO

- . N° de Lâmpadas fluorescentes = 4;
- . Potência de cada lâmpada = 40 Watts.
- $Q = 4 \times 40 \times 1,2 \times 860/1000 = 165,12 \text{ kcal/h}$

C.6- CARGA TÉRMICA DEVIDO AO AR EXTERIOR

C.6.1 - Calor sensível

- . Recomendado para sala de reuniões = 35,0 m³/h/pessoa, segundo a Tabela 3.14 de Creder (2000);
- . Q = Vazão de ar: 35,0 x 8 pessoas = 280 m³/h;
- . t_2 = Temperatura externa: 32,0 °C;
- . t_1 = Temperatura interna = 22,6 °C.

$$Q \text{ sensível} = 0,29 \times Q \times (t_2 - t_1) \quad (\text{C.4})$$

Substituindo na Equação C.4 temos:

$$Q \text{ sensível} = 0,29 \times 280 \times (32 - 22,6) = 763,28 \text{ kcal/h}$$

C.6.2 - Calor latente

$$Q \text{ latente} = 583 \times (UE_2 - UE_1) \times \gamma \times Q \quad (\text{C.5})$$

. UE2 = Umidade específica do ar no interior: 0,011 kg/kg;

. UE1 = Umidade específica do ar exterior: 0,015 kg/kg;

. γ = Peso específico do ar: 1,2 kg/m³;

. Q = Vazão de ar: 280 m³/h.

Substituindo na Equação C.5 temos:

$$Q \text{ latente} = 583 \times (0,015 - 0,011) \times 1,2 \times 280 = 783,55 \text{ kcal/h}$$

C.7 – CARGA TÉRMICA TOTAL

$$Q \text{ total} = Q \text{ sensível} + Q \text{ latente} \quad (\text{C.6})$$

$$Q \text{ sensível} = 245,41 + 38,27 + 407,01 + 238,14 + 2.257,92 + 60,67 + 576,8 + 330,0 + 165,12 + 763,28 = 5.082,62 \text{ kcal/h}$$

$$Q \text{ latente} = 224,0 + 783,55 = 1.007,55 \text{ kcal/h}$$

Substituindo na Equação C.6, temos:

$$Q \text{ total} = 5.082,62 + 1.007,55 = 6.090,17 \text{ kcal/h (2,01 TR)}.$$

**APÊNDICE D – RESULTADOS DE MONITORAMENTO NOS
DIVERSOS MODOS DE OPERAÇÃO DO SISTEMA HÍBRIDO**

Tabela D.1 - Dados de Monitoramento no modo DESL

Data	Hora	Temp Amb (°C)	Umidade (%)	Compressor	Bomba	Ventilador
27/06/2009	10:00:34	22,5	46,8	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	10:30:11	22,9	45,5	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	11:00:10	23,3	44,3	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	11:31:45	23,7	43,3	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	11:59:20	24,0	42,9	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	12:30:47	24,2	41,4	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	13:03:36	24,5	40,3	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	13:31:55	24,7	38,0	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	14:02:34	24,9	38,0	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	14:30:04	25,1	36,9	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	15:02:45	25,4	34,9	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	15:31:15	25,6	33,6	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	16:02:39	25,5	33,3	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	16:33:50	25,5	35,2	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	17:01:19	25,8	35,5	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	17:30:08	25,3	28,6	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	18:00:06	24,6	30,2	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	18:30:39	24,9	35,3	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	18:59:58	25,2	36,3	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	19:30:21	25,2	36,7	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	20:00:24	25,1	37,1	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	20:31:57	25,0	37,5	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	21:00:35	25,0	37,9	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	21:30:31	24,9	38,1	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	22:01:45	24,8	38,1	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	22:30:42	24,7	38,8	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	23:03:52	24,6	39,2	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	23:33:59	24,5	39,2	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	00:02:23	24,4	39,2	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	00:31:15	24,4	39,2	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	01:00:09	24,3	40,1	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	01:31:08	24,2	41,1	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	02:03:52	24,0	40,9	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	02:30:19	23,9	40,9	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	03:04:42	23,8	41,1	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	03:29:36	23,7	41,6	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	04:01:32	23,6	41,6	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	04:32:20	23,5	41,4	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	04:59:50	23,4	41,6	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	05:30:37	23,4	42,2	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	06:00:22	23,3	42,6	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	06:32:18	23,1	42,2	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	07:02:55	23,1	43,3	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	07:33:54	23,0	43,3	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	08:02:07	23,1	43,1	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	08:29:53	23,2	43,7	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	09:00:59	23,3	44,6	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	09:31:38	23,3	44,6	Desligado	Desligado	Desligado
28/06/2009	09:59:15	23,4	44,1	Desligado	Desligado	Desligado

Tabela D.2 - Dados de Monitoramento no modo VENT

Data	Hora	Temp Amb (°C)	Umidade (%)	Compressor	Bomba	Ventilador
26/06/2009	10:00:01	22,7	48,0	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	10:29:56	23,4	45,7	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	11:00:45	23,9	39,7	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	11:30:13	24,5	36,8	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	12:01:00	24,7	37,7	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	12:30:15	25,0	36,0	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	13:01:21	25,0	36,0	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	13:31:11	25,1	34,9	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	14:00:05	25,5	34,8	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	14:31:35	26,0	32,7	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	15:00:45	25,6	31,3	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	15:30:48	25,6	32,6	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	16:00:32	25,6	32,5	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	16:30:47	25,7	29,8	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	16:59:57	25,9	31,4	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	17:30:03	25,8	33,8	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	17:59:39	25,3	36,8	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	18:29:27	25,0	37,2	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	19:03:48	24,6	39,2	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	19:31:49	24,4	41,1	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	20:00:17	24,4	42,5	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	20:29:44	24,1	43,1	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	20:59:57	23,9	43,1	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	21:29:53	23,7	42,9	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	22:01:29	23,6	43,3	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	22:31:30	23,4	43,6	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	22:59:02	23,3	43,6	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	23:30:13	23,1	44,6	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	00:02:55	22,8	45,5	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	00:33:47	22,8	46,1	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	01:01:40	22,5	46,5	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	01:29:44	22,2	45,7	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	01:59:21	22,1	47,0	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	02:33:39	21,8	47,0	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	03:01:33	21,6	47,0	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	03:29:21	21,5	47,6	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	04:00:03	21,3	48,5	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	04:30:54	21,1	47,6	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	05:00:13	21,1	47,2	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	05:30:24	21,3	46,8	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	06:00:24	21,2	45,3	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	06:30:00	21,3	45,9	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	07:00:12	21,1	48,0	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	07:30:13	21,4	47,2	Desligado	Desligado	Desligado
27/06/2009	08:00:39	21,5	46,9	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	08:31:50	21,3	50,8	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	08:59:12	21,5	50,5	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	09:33:06	21,9	49,7	Desligado	Desligado	Ligado
27/06/2009	09:59:29	22,3	47,8	Desligado	Desligado	Ligado

Tabela D.3 - Dados de Monitoramento no modo EVAP

Data	Hora	Temp Amb (°C)	Umidade (%)	Compressor	Bomba	Ventilador
24/06/2009	10:00:18	21,3	59,7	Desligado	Desligado	Ligado
24/06/2009	10:30:09	21,2	62,2	Desligado	Ligado	Ligado
24/06/2009	11:00:23	21,3	59,8	Desligado	Desligado	Ligado
24/06/2009	11:30:23	21,4	59,0	Desligado	Desligado	Ligado
24/06/2009	12:00:28	21,6	58,2	Desligado	Desligado	Ligado
24/06/2009	12:30:04	21,5	55,3	Desligado	Ligado	Ligado
24/06/2009	13:00:09	21,3	55,1	Desligado	Ligado	Ligado
24/06/2009	13:30:21	21,5	55,8	Desligado	Ligado	Ligado
24/06/2009	14:00:25	21,7	55,8	Desligado	Ligado	Ligado
24/06/2009	14:30:37	21,9	54,9	Desligado	Ligado	Ligado
24/06/2009	15:00:29	22,0	53,7	Desligado	Ligado	Ligado
24/06/2009	15:30:22	22,0	52,2	Desligado	Desligado	Ligado
24/06/2009	16:00:51	22,1	51,5	Desligado	Ligado	Ligado
24/06/2009	16:30:50	22,1	49,5	Desligado	Ligado	Ligado
24/06/2009	17:00:46	22,3	49,1	Desligado	Ligado	Ligado
24/06/2009	17:31:09	22,3	51,5	Desligado	Ligado	Ligado
24/06/2009	18:01:05	22,0	52,8	Desligado	Ligado	Ligado
24/06/2009	18:31:00	21,8	54,6	Desligado	Ligado	Ligado
24/06/2009	18:59:36	21,5	55,4	Desligado	Desligado	Ligado
24/06/2009	19:31:18	21,3	56,1	Desligado	Ligado	Ligado
24/06/2009	19:59:51	21,2	57,8	Desligado	Desligado	Ligado
24/06/2009	20:30:23	21,2	57,5	Desligado	Desligado	Desligado
24/06/2009	21:00:37	21,5	55,2	Desligado	Desligado	Ligado
24/06/2009	21:29:39	21,1	57,0	Desligado	Desligado	Ligado
24/06/2009	22:00:22	21,5	55,6	Desligado	Desligado	Ligado
24/06/2009	22:29:54	21,0	58,2	Desligado	Desligado	Desligado
24/06/2009	23:00:47	21,2	54,8	Desligado	Desligado	Ligado
24/06/2009	23:30:37	21,4	53,6	Desligado	Desligado	Desligado
25/06/2009	00:00:52	21,1	56,4	Desligado	Desligado	Desligado
25/06/2009	00:30:04	21,3	54,4	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	01:00:21	21,3	54,5	Desligado	Desligado	Desligado
25/06/2009	01:30:02	21,1	55,3	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	02:00:08	21,2	52,8	Desligado	Desligado	Desligado
25/06/2009	02:30:05	21,4	51,4	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	02:59:55	21,0	53,8	Desligado	Desligado	Desligado
25/06/2009	03:30:08	21,2	52,2	Desligado	Desligado	Desligado
25/06/2009	04:00:09	21,2	49,8	Desligado	Desligado	Desligado
25/06/2009	04:30:15	21,2	49,1	Desligado	Desligado	Desligado
25/06/2009	05:00:27	21,0	50,5	Desligado	Desligado	Desligado
25/06/2009	05:30:21	21,0	51,4	Desligado	Desligado	Desligado
25/06/2009	06:00:28	21,4	46,0	Desligado	Desligado	Desligado
25/06/2009	06:30:03	21,3	48,6	Desligado	Ligado	Desligado
25/06/2009	07:00:20	20,9	50,0	Desligado	Ligado	Desligado
25/06/2009	07:30:34	21,4	46,3	Desligado	Ligado	Desligado
25/06/2009	08:00:18	21,2	48,1	Desligado	Ligado	Desligado
25/06/2009	08:30:34	21,2	50,7	Desligado	Ligado	Desligado
25/06/2009	09:00:44	21,4	50,6	Desligado	Ligado	Desligado
25/06/2009	09:30:38	21,1	58,8	Desligado	Ligado	Desligado
25/06/2009	09:59:49	21,4	57,8	Desligado	Desligado	Ligado

Tabela D.4 - Dados de Monitoramento no modo REF

Data	Hora	Temp Amb (°C)	Umidade (%)	Compressor	Bomba	Ventilador
25/06/2009	10:00:49	21,3	57,8	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	10:29:19	21,1	60,7	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	11:00:24	21,7	59,6	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	11:29:57	21,9	49,8	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	12:00:02	22,5	45,7	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	12:30:59	23,0	43,1	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	13:00:06	23,5	41,7	Ligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	13:30:24	23,5	41,3	Ligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	14:00:04	21,9	51,5	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	14:30:17	23,1	45,0	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	15:00:03	21,9	49,6	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	15:30:16	23,5	42,2	Ligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	16:00:19	22,3	48,2	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	16:30:02	22,8	34,4	Ligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	17:00:08	22,5	47,2	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	17:30:34	23,3	43,8	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	18:00:40	23,3	42,9	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	18:30:01	23,2	42,5	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	19:00:04	23,5	38,3	Ligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	19:30:11	22,1	50,0	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	20:00:06	22,0	54,1	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	20:30:15	22,6	50,1	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	21:00:35	23,0	46,7	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	21:29:56	23,2	46,3	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	22:00:03	23,5	40,8	Ligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	22:30:05	22,2	53,3	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	23:00:12	22,2	57,4	Desligado	Desligado	Ligado
25/06/2009	23:30:04	23,1	36,9	Ligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	00:01:13	22,6	48,2	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	00:31:36	22,6	48,0	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	01:02:29	22,5	48,4	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	01:30:52	22,4	48,2	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	02:00:08	22,3	51,2	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	02:31:41	22,3	53,8	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	03:01:04	22,0	53,6	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	03:32:52	21,8	53,8	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	04:02:51	21,5	53,8	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	04:33:09	21,5	55,3	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	05:03:32	21,5	55,3	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	05:30:59	21,3	54,4	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	05:59:37	21,2	52,5	Desligado	Desligado	Desligado
26/06/2009	06:29:50	21,3	51,6	Desligado	Desligado	Desligado
26/06/2009	07:00:30	21,5	51,6	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	07:29:06	21,1	53,5	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	08:01:58	21,3	54,4	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	08:30:14	21,5	55,0	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	09:00:48	21,8	53,5	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	09:31:52	22,1	50,4	Desligado	Desligado	Ligado
26/06/2009	09:56:48	22,7	48,3	Desligado	Desligado	Ligado

Tabela D.5 - Dados de Monitoramento no modo HIB

Data	Hora	Temp Amb (°C)	Umidade (%)	Compressor	Bomba	Ventilador
23/06/2009	10:01:22	20,8	56,4	Desligado	Desligado	Desligado
23/06/2009	10:30:31	21,4	56,1	Desligado	Desligado	Ligado
23/06/2009	11:00:02	21,3	59,3	Desligado	Desligado	Ligado
23/06/2009	11:29:48	21,7	57,0	Desligado	Desligado	Ligado
23/06/2009	12:01:34	22,1	55,5	Desligado	Desligado	Ligado
23/06/2009	12:30:10	21,8	56,2	Desligado	Desligado	Ligado
23/06/2009	13:00:04	21,9	56,9	Desligado	Desligado	Ligado
23/06/2009	13:29:46	21,9	55,6	Desligado	Desligado	Ligado
23/06/2009	14:00:54	22,1	55,6	Desligado	Desligado	Ligado
23/06/2009	14:30:51	22,2	55,2	Desligado	Desligado	Ligado
23/06/2009	15:00:40	22,4	55,0	Desligado	Desligado	Ligado
23/06/2009	15:30:17	22,4	55,3	Desligado	Desligado	Ligado
23/06/2009	16:00:03	22,2	53,4	Desligado	Ligado	Ligado
23/06/2009	16:30:34	23,1	51,5	Desligado	Desligado	Ligado
23/06/2009	17:00:18	22,8	57,9	Desligado	Desligado	Ligado
23/06/2009	17:30:08	22,3	57,4	Desligado	Ligado	Ligado
23/06/2009	18:00:38	23,4	51,7	Desligado	Desligado	Ligado
23/06/2009	18:30:06	23,1	52,5	Desligado	Ligado	Ligado
23/06/2009	19:00:17	22,4	53,6	Desligado	Ligado	Ligado
23/06/2009	19:30:11	21,9	54,4	Desligado	Ligado	Ligado
23/06/2009	20:00:17	21,5	56,1	Desligado	Ligado	Ligado
23/06/2009	20:30:25	21,4	57,2	Desligado	Ligado	Ligado
23/06/2009	21:00:18	21,3	57,0	Desligado	Desligado	Ligado
23/06/2009	21:30:33	21,3	56,0	Desligado	Ligado	Ligado
23/06/2009	22:00:38	21,4	56,2	Desligado	Ligado	Ligado
23/06/2009	22:30:44	21,1	56,9	Desligado	Desligado	Desligado
23/06/2009	23:00:26	21,2	55,7	Desligado	Desligado	Ligado
23/06/2009	23:30:46	21,4	54,4	Desligado	Desligado	Ligado
24/06/2009	00:00:45	21,3	54,5	Desligado	Desligado	Desligado
24/06/2009	00:30:51	21,1	54,5	Desligado	Desligado	Desligado
24/06/2009	01:00:24	21,1	54,4	Desligado	Desligado	Ligado
24/06/2009	01:31:38	21,5	52,8	Desligado	Ligado	Ligado
24/06/2009	02:00:10	21,1	55,1	Desligado	Desligado	Desligado
24/06/2009	02:31:21	21,2	52,1	Desligado	Ligado	Ligado
24/06/2009	03:00:09	21,3	51,6	Desligado	Desligado	Desligado
24/06/2009	03:29:30	21,0	52,9	Desligado	Desligado	Desligado
24/06/2009	04:00:09	21,2	50,9	Desligado	Desligado	Desligado
24/06/2009	04:31:14	21,4	48,7	Desligado	Desligado	Desligado
24/06/2009	05:01:23	21,5	48,2	Desligado	Desligado	Ligado
24/06/2009	05:30:54	21,4	47,2	Desligado	Desligado	Desligado
24/06/2009	06:00:20	21,4	47,2	Desligado	Desligado	Desligado
24/06/2009	06:31:22	21,2	48,0	Desligado	Desligado	Desligado
24/06/2009	07:00:09	20,9	50,0	Desligado	Desligado	Desligado
24/06/2009	07:30:01	21,4	46,2	Desligado	Desligado	Desligado
24/06/2009	08:00:16	21,4	47,7	Desligado	Desligado	Desligado
24/06/2009	08:29:58	21,1	55,3	Desligado	Desligado	Ligado
24/06/2009	09:00:00	21,3	54,5	Desligado	Desligado	Desligado
24/06/2009	09:30:08	21,0	59,4	Desligado	Desligado	Desligado
24/06/2009	09:59:49	21,4	59,3	Desligado	Ligado	Ligado

