

UNIVERSIDADE FEDERAL DE PERNAMBUCO
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**METODOLOGIA PARA
CARACTERIZAÇÃO DO DESEMPENHO
DE UNIDADES DE AR CONDICIONADO
TIPO JANELA**

Dissertação submetida à Universidade Federal de Pernambuco para obtenção do grau de
Mestre em Engenharia Mecânica.

REGINALDO SOARES DE OLIVEIRA

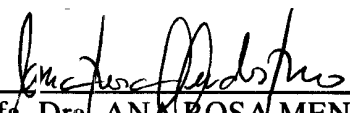
RECIFE, 19 DE DEZEMBRO DE 2003.

**“METODOLOGIA PARA CARACTERIZAÇÃO DO DESEMPENHO DE UNIDADES
DE AR CONDICIONADO TIPO JANELA”.**

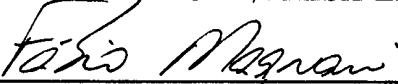
REGINALDO SOARES DE OLIVEIRA

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA OBTENÇÃO DO
TÍTULO DE MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA**

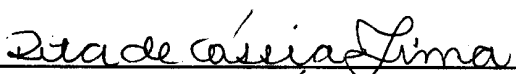
**ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROCESSOS E SISTEMAS TERMICOS
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA/CTG/EEP/UFPE**



Prof.ª. Dra. ANA ROSA MENDES PRIMO
ORIENTADORA/PRESIDENTE

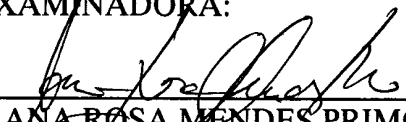


Prof. Dr. FÁBIO SANTANA MAGNANI
CO-ORIENTADOR



Prof.ª. Dra. RITA DE CÁSSIA FERNANDES DE LIMA
COORDENADORA DO CURSO

BANCA EXAMINADORA:



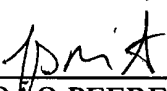
Prof.ª. Dra. ANA ROSA MENDES PRIMO (UFPE)



Prof.ª. Dra. FÁBIO SANTANA MAGNANI (UFPE)



Prof. Dr. JORGE RECARTE HENRIQUEZ GUERRERO (UFPE)



Prof. Dr. JOÃO PEEREIRA DE BRITO FILHO (UFPE)

*Caí muitas vezes, não posso mentir,
mas posso dizer, que as quedas que eu tive,
não foram derrotas, eu caí quando estive a subir.*

É muito Jovem Minha Oração - Pe. Zezinho

*Tenha firmeza em suas atitudes e persistência no seu ideal.
Mas seja paciente, não pretendendo que tudo lhe chegue de imediato,
há tempo para tudo.
E tudo o que é seu virá às suas mãos, no momento oportuno.
Saiba esperar o momento exato em que receberá os benefícios que pleiteia.
Aguarde com paciência que os frutos amadureçam para que possa apreciar
devidamente a sua doçura.*

Carlos Torres Pastorino

DEDICATÓRIA

*O nosso grande mérito está naqueles muitos troféus
que conseguimos ao longo de nossa vida
e que só nós sabemos disso. Mas, a maior parte destes
troféus foram conseguidos através de minha família.*

*Sempre tive dúvida entre morena e loira. Hoje tenho as duas.
Minha esposa ELIANA e minha filha CAROLYNE,
o nosso amor me estimula a transformar sonhos em realidade.
E você FELIPE, meu filho, é a nossa mais nova realidade.*

AGRADECIMENTOS

A **DEUS**, por tudo. "O Senhor é minha luz, proteção da minha vida". Porque ter medo de caminhar? Sei que "Os que põe sua esperança em Javé renovam as suas forças, formam asas como as águias, correm e não se cansam". **Is. 40, 31.**

À minha família, representada pelos **meus pais José Soares de Oliveira e Eva Cândida de Oliveira**, por tantas coisas que levaria uma vida inteira para contar.

À **Profª Ana Rosa Mendes Primo e ao Prof. Fábio Santana Magnani**, pela maneira sincera e fraterna com que me orientaram durante a elaboração desse trabalho e com a qual eu tenho o maior orgulho de ter sido orientado. O nosso convívio contribuiu muito, sem dúvida, para o meu crescimento profissional e como ser humano.

Ao **Prof. Jorge R. Henríquez**, pelas orientações valiosas para o desenvolvimento do experimento.

Ao **Engenheiro Sérgio Roberto Botelho Barreto Campello**, pela grande contribuição na construção do equipamento do experimento, principalmente na parte financeira e na eletroeletrônica.

A **Gilson Soares de Araújo Pinheiro**, estagiário da empresa **TMS – Tecnologia de Micro-sistemas**, cujo proprietário é o Sr. Sérgio Campello, pela presença contínua e considerável contribuição no desenvolvimento do equipamento, desde o início do projeto.

Aos amigos de mestrado **Diogo, Jacek e Pedro Linhares** pela contribuição na fase de programação do software DeLogger.

À **Universidade Federal de Pernambuco**, nos seus diversos departamentos, especialmente aos colegas do Departamento de Engenharia Mecânica e dos colegas de curso de Mestrado em Engenharia Mecânica, pelo apoio recebido durante o meu trabalho.

Ao **CEFET – RECIFE e CEFET - PETROLINA**, pela oportunidade que me foi concedida e pela liberação de minhas atividades como docente para a realização desse trabalho.

À **Coordenação do Aperfeiçoamento de Pessoal de Ensino Superior - CAPES**, pelo apoio financeiro através da bolsa e auxílio ao longo do curso e do período de execução do trabalho.

Nas minhas andanças quilométricas, espalho fragmentos da vida porque sei que meu ofício é buscar, conquistar a felicidade e reparti-la com todos que estejam à minha volta. Assim, me fortaleço a cada parada, amparado pelo prazer de sempre ter amigos.

Um dos grandes prazeres da vida é ter a oportunidade de agradecer as pessoas que colaboram, que são gentis, que reconhecem o empenho, que atendem ou que criticam de forma inteligente o seu trabalho. Em todas as minhas conquistas sempre tive pessoas que me ajudaram. Cada uma ao seu modo. A minha gratidão a todos que contribuíram para realização desta dissertação.

RESUMO

A finalidade deste trabalho é avaliar as condições de funcionamento de unidades condicionadoras de ar tipo janela através de uma metodologia para caracterização de seu desempenho. Com este alvo, foi planejado e construído um túnel de ensaio climatizado (TEC), atendendo aos padrões e normas da ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas) para testes em aparelhos deste tipo.

A metodologia desenvolvida expõe um roteiro prático das características de funcionamento de equipamentos e/ou instrumentos que fazem parte, direta ou indiretamente, do calorímetro confeccionado e do experimento em si. A forma construtiva do experimento permite definir resultados diversos para estipular a eficiência dos aparelhos condicionadores de ar tipo janela, pois as propriedades psicrométricas e/ou termodinâmicas são simuladas no túnel de ensaio.

O túnel de ensaio climatizado (TEC) foi planejado como uma estrutura em módulos, o que facilita tanto a manipulação de equipamentos e/ou instrumentos, como a manutenção preventiva ou corretiva, sem que toda estrutura seja danificada. Este tipo de concepção permite a remoção ou o adicionamento de módulos, possuindo extrema praticidade. Cada módulo do túnel foi projetado com uma finalidade específica. Dentro dos módulos, foram medidas grandezas como temperatura, vazão, pressão e umidade do ar.

A unidade condicionadora de ar utilizada, um aparelho com capacidade de refrigeração com 7.500 BTU/h (2.197,5 W), foi monitorada para que características como capacidade de refrigeração (q_e), coeficiente de performance (COP) e relação de eficiência da energia (EER) fossem determinadas para diversas condições de funcionamento.

Além de apresentar uma metodologia para procedimentos e medições no TEC, da unidade condicionadora de ar e das medições para cálculo do q_e , COP e EER, o presente trabalho é complementado com conceitos e normas de conforto ambiental e um estudo sobre funcionamento, programa de uso e manutenção em unidades condicionadoras de ar tipo janela.

ABSTRACT

The aim of this work is to evaluate the functioning conditions of window air conditioning units through a methodology to characterize their performance. With this purpose, a climatized essay tunnel (TEC) was planned and built, attending the pattern and norms of ABNT (Brazilian Association of Technical Standards) to test window air conditioning units.

The developed methodology shows a practical script of the functioning characteristics of equipments and/or instruments that take part, direct or indirectly, of the built calorimeter and of the own experiment. The way the experiment was built allows the definition of several results to estimate the efficiency of window units, because the psychrometric and/or thermodynamical properties are simulated in the essay tunnel.

The TEC was planned as a structure built ion blocks, which facilitates the manipulation of equipments and/or instruments, as well as the preventive and the corrective maintenance modules, having extreme practicallity. Each block of the tunnel was projected with a specific purpose. Inside of the tunnel blocks properties as temperature, pressure, flow rate and air humidity were measured.

The analysed air conditioning unity, an apparatus with capacity of refrigeration of 7.500 BTU/h (2.197,5 Watts), was monitored to allow the evaluation of characteristics as capacity of refrigeration, (q_e), coefficient of performance (COP) and Energy Efficiency Relation (EER) to several functioning conditions.

Besides of presenting a methodology of procedure and measurement inside the TEC and procedures to evaluate q_e , COP and EER, the present work is completed with concepts and standards of ambiantal comfort. An indication for better use and maintenance of window units is also presented in this work.

ABREVIATURAS

Agência Nacional de Energia Elétrica	ANNEL
Associação Brasileira de Normas Técnicas	ABNT-NBR
Associação Brasileira de Ventilação, Aquecimento e Ar Condicionado	ABRAVA
Banco de Informação de Geração	BIG
Banco de Informações de Geração	BIG
Central Geradora de Eolielétrica	EOL
Central Geradora de Hidrelétrica	CGH
Centro Federal de Educação Tecnológica	CEFET
Coefficiente Operacional	COP
Condicionador de ar tipo janela	ACJ
Conselho Americano para uma Economia de Energia Eficiente	ACEEE
Departamento de Engenharia Mecânica	DEMEC
Efeito Frigorígeno	EF
Efeito Refrigerante	ER
Estados Unidos da América	EUA
Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística	IBGE
Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Físicas	LMPT
Laboratório de Vapor e Refrigeração	LAFRIG
Ministério de Minas e Energia	MME
Modulação por largura de pulso	PWM
Nível Metabólico	Met
Organização Internacional de Normatização	ISSO
Pequena Central Hidrelétrica	PCH
Programa de Combate ao Desperdício de Energia Elétrica	PROCEL
Relação de Eficiência Energética	EER
Sociedade Americana de Engenharia de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado	ASHRAE
Sociedade Americana de Engenharia Mecânica	ASME
Temperatura de Bulbo Seco	TBS
Temperatura de Bulbo Úmido	TBU
Temperatura de Ponto de Orvalho	TPO
Túnel de Ensaio Climatizado	TEC
Umidade Relativa	UR
Unidade Térmica Britânica	BTU
Universidade Federal de Pernambuco	UFPE
Universidade Federal do Rio Grande do Sul	UFRGS
Usina Hidrelétrica de Energia	UHE
Usina Termoelétrica de Energia	UTE
Usina Termo-nuclear	UTN

SIGLAS E SÍMBOLOS

Altitude, m.	Z
Altura, m.	L
Área superficial de transmissão de calor, m ² .	A
Calor absorvido no Túnel de Ensaio Climatizador – TEC, W.	q _{ganho}
Calor rejeitado no condensador, W.	q _c
Capacidade de refrigeração, W.	Q _e
Capacitância elétrica, μF.	C
Coefficiente de transmissão de calor do filme externo através da convecção natural, W/m. K.	α _{ext}
Coefficiente de transmissão de calor do filme interno através da convecção forçada, W/m. K.	α _{int}
Coefficiente de transmissão de calor por convecção da chapa galvanizada, W/m.K.	k _{chapa}
Coefficiente de transmissão de calor por convecção do isopor, W/m.K.	k _{isopor}
Coefficiente operacional.	β _o
Coefficiente volumétrico de expansão térmica, 1/K.	β
Comprimento, m.	C
Condutividade térmica, W/m.K.	k
Corrente elétrica, A.	I _{elétrica}
Densidade do ar, kg/m ³ .	ρ
Diâmetro hidráulico, m.	D _H
Diferença de temperatura, K.	ΔT
Entalpia do ar de insuflação, kJ/kg.	h _{ins}
Entalpia do ar de retorno, kJ/kg.	h _{ret}
Entalpia específica da mistura, kJ/kg.	H
Entalpia total da mistura, kJ/kg.	H
Espessura da chapa galvanizada, m.	esp _{chapa}
Espessura do isopor, m.	esp _{isopor}
Fluxo mássico ou vazão mássica, kg/s.	m _f
Fluxo volumétrico ou vazão volumétrica, m ³ /s.	Q _f
Grau de saturação	G _{sat}
Gravidade atmosférica, m ² /s.	g
Largura, m.	ω
Massa de vapor de água presente na mistura, kg.	m _v
Massa de vapor de ar seco presente na mistura, kg.	m _a
Número de Nusselt.	Nu
Número de Prandtl.	Pr
Número de Reynolds.	Re
Perímetro, m.	P
Potência elétrica, W.	P _{elétrica}
Potência teórica do compressor, W.	W _c
Pressão atmosférica, kPa.	P _{atm}
Pressão parcial de ar seco, kPa.	P _a
Pressão parcial de vapor, kPa.	P _v
Pressão total, kPa.	P
Taxa metabólica em função da atividade desempenhada.	M
Temperatura ambiente, °C.	T _∞
Temperatura de condensação, °C.	T _c
Temperatura de evaporação, °C.	T _e

SIGLAS E SÍMBOLOS

Temperatura do ar, °C.	T_a
Temperatura do globo, °C.	t_g
Temperatura radiante média, °C.	T_{rm}
Tensão elétrica, V.	$V_{elétrica}$
Termopar número 13 instalado na tubulação de descarga do compressor.	DESC_13
Termopar número 14 instalado na tubulação de saída do condensador.	Scond_14
Termopar número 15 instalado na tubulação de entrada do tubo capilar.	ETcap_15
Termopar número 16 instalado na tubulação de saída do tubo capilar.	STcap_16
Termopar número 17 instalado na tubulação de entrada do evaporador.	EEvap_17
Termopar número 18 instalado na tubulação do evaporador.	Evap_18
Termopar número 19 instalado na tubulação de saída do evaporador.	SEvap_19
Termopar número 20 instalado na tubulação de entrada do condensador.	ECond_20
Termopar número 21 instalado na tubulação de sucção do compressor.	SUC_21
Termopar número 22 instalado na tubulação do condensador.	Cond_22
Termopar.	T_p
Transmissão de calor no dispositivo de expansão, W.	q_{DE}
Umidade absoluta do ar, kg/kg.	ϖ
Umidade relativa, %.	$\varnothing$
Velocidade do ar ao nível do globo, m/s.	V_{ag}
Velocidade do ar com relação a uma pessoa imóvel, velocidade absoluta, m/s.	V_a
Velocidade do ar, m/s.	V_{ar}
Velocidade média, m/s.	U
Viscosidade absoluta, N.s/m ² .	μ
Volume específico, m ³ /kg.	V_{esp}

ILUSTRAÇÕES

CAPÍTULO 1.0 – INTRODUÇÃO

Figura 1.1 – Vista externa do calorímetro do tipo calibrado e de ambiente balanceado.	03
Figura 1.2 – Calorímetro do tipo calibrado e de ambiente balanceado.	04
Figura 1.3 – Calorímetro do tipo psicrométrico do LAFRIG – UFRGS.	07
Figura 1.4 – Calorímetro do tipo psicrométrico (ABNT-NBR13033).	07
Figura 1.5 – Túnel de ensaio climatizador –TEC (vista superior).	12
Figura 1.6 – Túnel de ensaio climatizador –TEC (com vista lateral).	12

CAPÍTULO 2.0 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Figura 2.1 – Lavador de ar.	15
Figura 2.2 – Unidade condicionadora de ar tipo janela.	16
Figura 2.3 – Área corporal de uma pessoa em função da altura e do peso.	18
Figura 2.4 – Psicrômetro rotativo.	23
Figura 2.5 – Psicrômetro de aspiração.	23
Figura 2.6 – Indicação quanto ao modo de utilização de um diagrama psicrométrico.	25
Figura 2.7 – Carta psicrométrica ao nível do mar.	25
Figura 2.8 – Diagrama pressão versus entalpia do ciclo de refrigeração.	26
Figura 2.9 – Desenho de um evaporador, volume de controle aplicado ao evaporador e a indicação do processo 4-1 no diagrama de pressão versus entalpia.	27
Figura 2.10 – Desenho de um compressor alternativo, volume de controle no compressor e processo de compressão isentrópico 1-2 no diagrama de pressão versus entalpia.	27
Figura 2.11 – Desenho de um condensador, volume de controle sobre o condensador e a indicação do processo 2-3 no diagrama de pressão versus entalpia.	28
Figura 2.12 – Desenho de um tubo capilar, volume de controle sobre o tubo capilar e indicação do processo 3-4 no diagrama de pressão versus entalpia.	28

CAPÍTULO 3.0 – TÚNEL DE ENSAIO CLIMATIZADOR – TEC

Figura 3.1 – Túnel de Ensaio Climatizador em forma de “U” para condicionador de ar tipo janela.	31
Figura 3.2 – Módulo 1 – Laminador I.	31
Figura 3.3 – Módulo 2 – Medidor de insuflação.	31
Figura 3.4 – Módulo 3 – Bateria de resistências.	32
Figura 3.5 – Módulo 4 – Laminador II.	32
Figura 3.6 – Módulo 5 – Medidor de velocidade do interior do TEC.	32
Figura 3.7 – Módulo 7 – Sistema de umidificação.	33
Figura 3.8 – Módulo 8 – Exaustor.	33
Figura 3.9 – Módulo 9 – Laminador III.	33
Figura 3.10 – Módulo 10 – Medidor de retorno.	33

CAPÍTULO 4.0 – NORMAS PARA CONSTRUÇÃO DE CALORÍMETROS

Figura 4.1 – Bocal para medir a vazão de ar recirculado.	35
--	----

ILUSTRAÇÕES

CAPÍTULO 5.0 – MEDIÇÕES BÁSICAS

Figura 5.1 – Pontos de fixação dos termopares tipo “T” no ciclo de refrigeração do ACJ.	38
Figura 5.2 – Sensor de umidade do tipo capacitivo.	39
Figura 5.3 – Gráfico de umidade (%) versus capacitância elétrica (pF).	39
Figura 5.4 – Alicata amperímetro, marca ICEL – Modelo AD-9030.	40
Figura 5.5 – Termo-anemômetro de fio quente AIRFLOW TA-4.	41
Figura 5.6 – Forma de medição da velocidade no ACJ.	42
Figura 5.7 – Forma de medição da velocidade em duto.	42
Figura 5.8 – Forma de medição da velocidade no TEC.	42
Figura 5.9 – Regulador de potência deslizante, marca Pinnola, modelo DD400 (Dimmer).	43
Figura 5.10 – Vasilhame isolado termicamente.	43
Figura 5.11 – Data-Taker 605.	44
Figura 5.12 – Gráficos do DeLogger.	44
Figura 5.13 – Definições dos parâmetros das propriedades físicas.	45
Figura 5.14 – Sensor de umidade do tipo capacitivo desenvolvido pela UFSC.	45
Figura 5.15 – Instrumento portátil para medição de umidade relativa e temperatura ambiente, marca IOPE, modelo, IOPHYGRO51.	46

CAPÍTULO 6.0 – METODOLOGIA

Figura 6.1 – Propriedades psicrométricas do ar de insuflação no interior do TEC – 11/12/2003 – 17:18:30.	49
Figura 6.2 – Propriedades psicrométricas do ar de retorno no interior do TEC – 11/12/2003 – 17:18:30.	49
Figura 6.3 – Propriedades psicrométricas do ar de insuflação no interior do TEC – 11/12/2003 – 18:00.	50
Figura 6.4 – Propriedades psicrométricas do ar de retorno no interior do TEC – 11/12/2003 – 18:00.	50
Figura 6.5 – Propriedades psicrométricas do ar de insuflação no interior do TEC – 11/12/2003 – 17:55:17.	51
Figura 6.6 – Propriedades psicrométricas do ar de retorno no interior do TEC – 11/12/2003 – 17:55:17.	51
Figura 6.7 – Propriedades psicrométricas do ar de insuflação no interior do TEC – 11/12/2003 – 19:13:35.	52
Figura 6.8 – Propriedades psicrométricas do ar de retorno no interior do TEC – 11/12/2003 – 19:13:35.	52
Figura 6.9 – Propriedades psicrométricas do ar de insuflação no interior do TEC – 11/12/2003 – 19:13:30.	53
Figura 6.10 – Propriedades psicrométricas do ar de retorno no interior do TEC – 11/12/2003 – 19:13:30.	53
Figura 6.11 – Condições de transmissão de calor no TEC.	55

ILUSTRAÇÕES

CAPÍTULO 7.0 – RESULTADOS E DISCUSSÃO

Figura 7.1 – Gráficos capturados pelo programa desenvolvidos no Delogger.	59
Figura 7.1a – Temperatura de retorno do ar do ACJ, no TEC.	58
Figura 7.1b – Temperatura de insuflação do ar do ACJ, no TEC.	58
Figura 7.1c – Temperatura do ciclo de refrigeração do ACJ no experimento.	58
Figura 7.1d – Umidade relativa do ar no retorno e na insuflação do ACJ no experimento.	59
Figura 7.2 – Valores de velocidades de insuflação no interior do TEC.	59
Figura 7.3 – Vista do retorno do ar no TEC, em corte.	59
Figura 7.4 – Vista da insuflação do ar no TEC, em corte.	59
Figura 7.5 – Temperatura de insuflação no interior do TEC (902 W).	60
Figura 7.6 – Temperatura de insuflação no interior do TEC (1.573,5 W).	60
Figura 7.7 – Temperatura de insuflação no interior do TEC (2.272,4 W).	61
Figura 7.8 – Temperatura de retorno no interior do TEC (902 W).	61
Figura 7.9 – Temperatura de retorno no interior do TEC (1.573,5 W).	61
Figura 7.10 – Temperatura de retorno no interior do TEC (2.272,4W).	62
Figura 7.11 – Umidade relativa do ar no interior do TEC (902 W).	62
Figura 7.12 – Representação das condições da umidade relativa do ar no interior do TEC (902 W).	63
Figura 7.13 – Umidade relativa do ar no interior do TEC (1.573,5 W)	63
Figura 7.14 – Representação das condições da umidade relativa do ar no interior do TEC (1.573,5 W).	64
Figura 7.15 – Umidade relativa do ar no interior do TEC (2.272,4 W).	64
Figura 7.16 – Representação das condições da umidade relativa do ar no interior do TEC (2.272,4 W).	65
Figura 7.17 – Temperaturas do ciclo de refrigeração do condicionador de ar tipo janela (902).	65
Figura 7.18 – Temperaturas do ciclo de refrigeração do condicionador de ar tipo janela (1.573,5 W).	66
Figura 7.19 – Temperaturas do ciclo de refrigeração do condicionador de ar tipo janela (2.272,4 W).	66

TABELAS

CAPÍTULO 1.0 – INTRODUÇÃO

Tabela 1.1 – Fontes de energia elétrica no Brasil.	01
Tabela 1.2 – Dimensões dos calorímetros do tipo calibrado e de ambiente balanceado.	05
Tabela 1.3 – Variações admitidas nas leituras para determinação da capacidade térmica total.	05
Tabela 1.4 – Vantagens e desvantagens dos calorímetros do tipo calibrado e de ambiente balanceado, e do tipo psicrométrico.	08

CAPÍTULO 2.0 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Tabela 2.1 – Pressões correspondentes à altitude e temperatura.	21
Tabela 2.2 – EER de unidades condicionadoras de ar tipo janela.	30

CAPÍTULO 5.0 – MEDIÇÕES BÁSICAS

Tabela 5.1 – Características do alicate amperímetro, marca ICEL, Modelo AD-9030.	40
Tabela 5.2 – Características do termo-anemômetro de fio quente AIRFLOW-TA4.	41
Tabela 5.3 – Características do termômetro de vidro, marca Cole-Parmer Instrument.	43
Tabela 5.4 – Características da umidade do termo-higrômetro do tipo fio quente, marca IOPE, modelo IOPHYGRO51.	46
Tabela 5.5 – Características da temperatura do termo-higrômetro do tipo fio quente, marca IOPE, modelo IOPHYGRO51.	46

CAPÍTULO 6.0 – METODOLOGIA

Tabela 6.1 – Dados psicrométricos do ar capturados no TEC e na carta psicrométrica.	54
Tabela 6.2 – Valores do Coeficiente “m” correspondentes ao número de Rayleigh.	56
Tabela 6.3 – Valores de Coeficiente “C” correspondentes ao número de Rayleigh..	56
Tabela 6.4 – Valores do COP para diferentes condições de operação da unidade condicionadora de ar tipo janela estudada no experimento.	57
Tabela 6.5 – Valores do EER para diferentes condições de operação da unidade condicionadora de ar tipo janela estudada no experimento.	57

EQUAÇÕES

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Equação 2.1 – Umidade absoluta do ar.	19
Equação 2.2 – Definição da umidade absoluta do ar.	19
Equação 2.3 – Velocidade relativa do ar.	19
Equação 2.4 – Temperatura radiante média na convecção natural.	20
Equação 2.5 – Temperatura radiante média na convecção forçada.	20
Equação 2.6 – Pressão atmosférica.	21
Equação 2.7 – Umidade relativa (fração molar de vapor d'água).	23
Equação 2.8 – Umidade relativa (pressão parcial de vapor d'água).	23
Equação 2.9 – Grau de saturação.	23
Equação 2.10 – Volume específico.	23
Equação 2.11 – Entalpia total da mistura.	24
Equação 2.12 – Capacidade frigorífica do ciclo de refrigeração.	27
Equação 2.13 – Efeito refrigerante.	27
Equação 2.14 – Potência do compressor.	27
Equação 2.15 – Calor rejeitado no condensador.	28
Equação 2.16 – Vazão mássica de vapor refrigerante.	28
Equação 2.17 – Vazão volumétrica de vapor refrigerante.	29
Equação 2.18 – Coeficiente operacional - COP.	29
Equação 2.19 – Relação de eficiência energética - EER.	29

CAPÍTULO 4.0 – NORMAS PARA CONSTRUÇÃO DE CALORÍMETROS

Equação 4.1 – Capacidade de refrigeração (Calor total), conforme ABNT.	36
--	----

CAPÍTULO 5.0 – MEDIÇÕES BÁSICAS

Equação 5.1 – Potência elétrica.	40
----------------------------------	----

CAPÍTULO 6.0 – METODOLOGIA

Equação 6.1 – Ganho de calor, conforme ABNT.	48
Equação 6.2 – Número de Nusselt.	54
Equação 6.3 – Número de Reynolds.	54
Equação 6.4 – Número de Prandtl.	54
Equação 6.5 – Diâmetro hidráulico.	54
Equação 6.6 – Coeficiente de transmissão de calor por convecção forçada.	54
Equação 6.7 – Coeficiente de transmissão de calor por convecção natural.	55
Equação 6.8 – Coeficiente “ a ”, conforme propriedades do ar.	56

SUMÁRIO

RESUMO	vi
ABSTRACT	vii
ABREVIATURAS	viii
SIGLAS E SÍMBOLOS	ix
ILUSTRAÇÕES	xi
TABELAS	xiv
EQUAÇÕES	xv
SUMÁRIO	xvi
 CAPÍTULO 1.0 INTRODUÇÃO	 01
1.1 – Formulação do problema	03
1.2 – Justificativa	09
1.3 – Objetivos	11
1.4 – Proposta	12
1.5 – Estrutura do trabalho	14
 CAPÍTULO 2.0 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	 15
2.1 – Condicionador de ar no contexto histórico	15
2.2 – Parâmetros que influenciam a sensação de conforto térmico	16
2.2.1 – Parâmetros pessoais ou individuais	17
2.2.1.1 – Tipo de atividade	17
2.2.1.2 – Vestuário ou vestimenta	18
2.2.2 – Parâmetros físicos ou ambientais	18
2.2.2.1 – Temperatura do ar	18
2.2.2.2 – Umidade relativa do ar	19
2.2.2.3 – Velocidade do ar	19
2.2.2.4 – Temperatura radiante média	20
2.3 – Psicrometria	20
2.3.1 – Variáveis psicrométricas	21
2.3.2 – Carta psicrométrica	24
2.4 – Parâmetros utilizados no estudo de unidades condicionadoras de ar tipo janela	26
2.4.1 – Diagrama pressão versus entalpia	26
2.4.2 – Balanço de energia para o ciclo de refrigeração	26
2.4.2.1 – Capacidade frigorífica do ciclo de refrigeração (q_e)	26
2.4.2.2 – Potência teórica do compressor ($\dot{W}_C$)	27
2.4.2.3 – Calor rejeitado no condensador (q_C)	28
2.4.2.4 – Dispositivo de expansão	28
2.4.2.5 – Vazão de vapor refrigerante em massa e volume	28
2.4.2.6 – Coeficiente operacional, desempenho ou performance	29
2.4.2.7 – Relação de eficiência energética	29
 CAPÍTULO 3.0 – TÚNEL DE ENSAIO CLIMATIZADOR – TEC	 31
3.1 – Proposta da montagem de dutos em forma de “U” – TEC	31

SUMÁRIO

CAPÍTULO 4.0 – NORMAS PARA CONSTRUÇÃO DE CALORÍMETRO	34
CAPÍTULO 5.0 – MEDIÇÕES BÁSICAS	37
5.1 – Seleção dos instrumentos	37
5.2 – Temperatura	37
5.2.1 – Temperatura de Bulbo Seco - TBS	37
5.2.2 – Forma para medição da temperatura de bulbo seco (TBS)	37
5.2.3 – Temperatura do fluido refrigerante do ciclo de refrigeração	38
5.2.4 – Forma para medição da temperatura do fluido refrigerante	38
5.3 – Umidade relativa	39
5.3.1 – Instrumento para medição da umidade relativa	39
5.4 – Potência elétrica	40
5.5 – Vazão de ar dentro do Túnel de Ensaio Climatizador – TEC	41
5.6 – Calibração e aferição de instrumentos	42
5.6.1 – Aferição de termopares	43
5.6.2 – Calibração e aferição do sensor de umidade do tipo capacitivo	45
5.6.3 – Calibração e aferição do alicate amperímetro	46
5.6.4 – Calibração e aferição do termo-anemômetro do tipo fio quente	47
5.7 – Sistema de aquisição de dados	47
CAPÍTULO 6.0 – METODOLOGIA	48
6.1 – Metodologia proposta	48
6.2 – Cálculo das características do condicionador de ar	48
6.2.1 – Capacidade de refrigeração	48
6.2.2 – Coeficiente de performance (COP)	56
6.2.3 – Relação de eficiência energética (EER)	57
CAPÍTULO 7.0 – RESULTADOS E DISCUSSÃO	58
7.1 – Análise gráfica	58
CAPÍTULO 8.0 – CONCLUSÕES	67
CAPÍTULO 9.0 – SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	68
REFERÊNCIAS DA BIBLIOGRAFIA	69
ANEXOS	72

CAPÍTULO 1.0 - INTRODUÇÃO

O Brasil possui um enorme potencial hidráulico. As grandes usinas hidrelétricas construídas no país permitem uma geração de energia elétrica limpa e de baixo custo. Contudo, a construção destes parques geradores traz consigo enormes impactos sócio-ambientais. As recentes crises no setor de distribuição, originárias dos famosos “blecautes”, associadas à falta de recursos para investimentos no setor, são fatores que motivaram o governo federal a buscar novas alternativas de obtenção de energia elétrica. A Tabela 1.1, baseada no BIG (Banco de Informações de Geração) da ANEEL^[1], autarquia em regime especial, vinculada ao *Ministério de Minas e Energia - MME*, mostra a composição da matriz energética brasileira entre os anos de 1998 a 2001.

Tabela 1.1 – Fontes de energia elétrica no Brasil.

Usinas em operação no período de 1998 a 2001				
Tipo	Quantidade	Potência Outorgada (KW)	Potência Fiscalizada (KW)	%
Central Geradora Hidrelétrica (CGH)	153	107.436	86.078	0,10
Central Geradora Eolielétrica (EOL)	9	22.075	22.025	0,03
Pequena Central Hidrelétrica (PCH)	207	897.142	889.945	1,07
Usina Hidrelétrica de Energia (UHE)	139	69.145.534	64.574.032	77,61
Usina Termelétrica de Energia (UTE)	724	18.922.117	15.619.972	18,77
Usina Termonuclear (UTN)	2	2.007.000	2.007.000	2,41
TOTAL	1.234	91.101.304	83.199.052	100

NOTA: Os valores em porcentagem são referentes à Potência Fiscalizada, que diz respeito à considerada a partir da operação comercial da primeira unidade geradora. A Potência Outorgada é igual à considerada no Ato de Outorga.

O colapso do fornecimento de energia elétrica (vulgo “apagão”) fez com que os consumidores ficassem mais atentos para o uso racional de energia e passassem a ser mais exigentes na escolha de aparelhos com máxima eficiência. É importante compreender o conceito de combate ao desperdício de energia, através do conceito de racionalização do uso energético, onde combater o desperdício significa melhorar a maneira de utilizar a energia, sem abrir mão do conforto e das vantagens que ela proporciona. Significa, ainda, diminuir o consumo, reduzindo custos, sem perder, em momento algum, a eficiência e a qualidade dos serviços.

A preocupação do governo federal com a racionalização do uso da energia iniciou, de forma tímida, nos primórdios da década de 1980, onde foram tomados os primeiros passos no sentido do aumento da eficiência do uso da energia no país. Em 1983, Howard Geller, diretor executivo da *American Council for a Energy-Efficient Economy – ACEEE*^[2], chega ao Brasil com o propósito de estudar o perfil energético nacional e indicar as alternativas de melhoria da eficiência do setor. Em dezembro de 1985, o governo federal instituiu o Programa Nacional de Energia Elétrica, o PROCEL^[3], com implementação no ano seguinte. Este programa é coordenado pelo *Ministério de Minas e Energia- MME*, cabendo à Eletrobrás o controle de sua execução. Seu objetivo é combater o desperdício de energia elétrica, tanto na produção como no consumo, concorrendo para a melhoria da qualidade de produtos e serviços, reduzindo os impactos ambientais e fomentando a criação de empregos. Para isso, estão sendo desenvolvidos projetos em diversas áreas, com implementação de várias medidas de conservação, tais como o selo PROCEL^[3], criado pelo Decreto Lei de 08/12/93, destacando equipamentos eficientes. A Agência Nacional de Energia Elétrica – ANEEL^[1], foi criada pela Lei 9.427 de 26/12/1996. A missão da ANEEL^[1] é proporcionar condições

favoráveis para que o mercado de energia elétrica se desenvolva com equilíbrio entre os agentes e em benefício da sociedade.

Mesmo considerando que conservar energia é limitar-se à correta aplicação dos conceitos de Engenharia e análise econômica, é preciso conhecer e diagnosticar a realidade energética, para então estabelecer as prioridades, implantar projetos de melhoria e de redução de perdas, e acompanhar seus resultados, em um processo contínuo. Este tipo de abordagem refere-se tanto para novas instalações, em caráter preventivo, quanto para instalações existentes, em caráter corretivo, em setores industriais, comerciais e residenciais. Neste contexto, a conservação de energia preocupa-se em identificar e reduzir os desperdícios, seja na fabricação de equipamentos ou no seu manuseio, de modo a evitar futuros racionamentos que levem à perda de qualidade de vida, de conforto e de segurança proporcionados pela energia elétrica e ainda a perda de produtividade comercial e industrial.

A conservação também se faz importante no sentido de minimizar os investimentos realizados no setor elétrico, reduzindo custos para o país e para o consumidor. No caso particular de edificações, sabe-se que um dos maiores responsáveis pelo consumo de energia elétrica é o sistema de condicionamento de ar. Empresas fabricantes de condicionadores de ar, cientes deste fato, incentivadas pelo governo federal e pressionadas pelo mercado consumidor, como também atraídas por novos mercados no mundo globalizado, estão buscando cada vez mais melhorias tanto no aspecto do design e preço, como na eficiência energética. Exemplos clássicos deste processo são os empregos de serpentinas trocadoras de calor mais eficientes e compactas; compressores com alta performance, menores e de maior vida útil; aparelhos com baixo nível de ruído, mais leve e com dimensões menores; estruturas à prova de ferrugem; aparelhos comandados por controle remoto, aparelhos com temporizador; sistema de movimentação das aletas do tipo motorizado e programação do termostato durante o sono; filtros de ar mais eficientes; além de manuais instrutivos para instalação, operação e manutenção de condicionadores de ar, principalmente dos de tipo janela.

Pode-se frisar que o condicionador de ar efetua essencialmente o tratamento de ar pelo controle simultâneo de temperatura e umidade com o objetivo de satisfazer às necessidades do espaço condicionado. Concomitantemente, controla a pureza e o fluxo de ar. Sendo assim, o grau de importância destes aparelhos é expressivo, considerando que os mesmos são utilizados tanto em residências, como em escritórios, bancos, indústrias e outras aplicações afins.

1.1 – FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Empresas de manufaturas alocam uma grande quantidade de recursos no projeto de produtos confiáveis. Na fase experimental, as unidades condicionadoras de ar tipo janela, são efetuados vários testes em *calorímetro do tipo calibrado e de ambiente balanceado*¹, conforme representação da figura 1.1, simulando condições diversas de operação e realizando cálculos de Engenharia, para assim, definir a performance do aparelho.



Figura 1.1 – Vista externa do *calorímetro do tipo calibrado e de ambiente balanceado*¹, marca MECALOR^[4].

Os fabricantes são detentores de dados valiosos sobre a performance de unidades condicionadoras de ar tipo janela, principalmente com resultados obtidos em *calorímetro do tipo calibrado e de ambiente balanceado*¹. Porém, os resultados ficam arquivados para evitar que o concorrente descubra detalhes de projeto.

Quando adequadamente projetados, os condicionadores de ar apresentam um mínimo de falhas operacionais durante seu período de garantia e, de forma geral, durante sua vida útil. Falhas ocorridas durante o período de garantia do produto implicam em custos indesejáveis. Portanto, a incidência dessas falhas, bem como sua natureza, são normalmente registradas pelas empresas, na busca de informações que permitam aprimorar o projeto de produtos. Por outro lado, falhas nos produtos geram insatisfação nos clientes, além de custos mensuráveis e custos de difícil mensuração pelas empresas. Custos mensuráveis podem incluir reposição de componentes ou de todo o produto, mão-de-obra para reparo, logística e, muitas vezes, necessidade de um departamento exclusivo para atender as solicitações de substituições ou reparos de produtos em campo. Custos de difícil mensuração podem incluir a perda de novos negócios e danos à imagem do produto e da empresa junto ao consumidor.

A figura 1.2 indica alguns detalhes construtivos e operacionais de um *calorímetro do tipo calibrado e de ambiente balanceado*¹, segundo a ABNT-NBR13033/1993^[5].

¹ Câmaras com ambientes distintos, interno para o evaporador e externo para o condensador, onde as condições termodinâmicas do ar são simuladas através de equipamentos e instrumentos. Considerando que existe outra câmara que envolve e evita, em parte, a interferência do ar externo circundante. Sua principal finalidade é definir a capacidade de refrigeração ou aquecimento do aparelho.

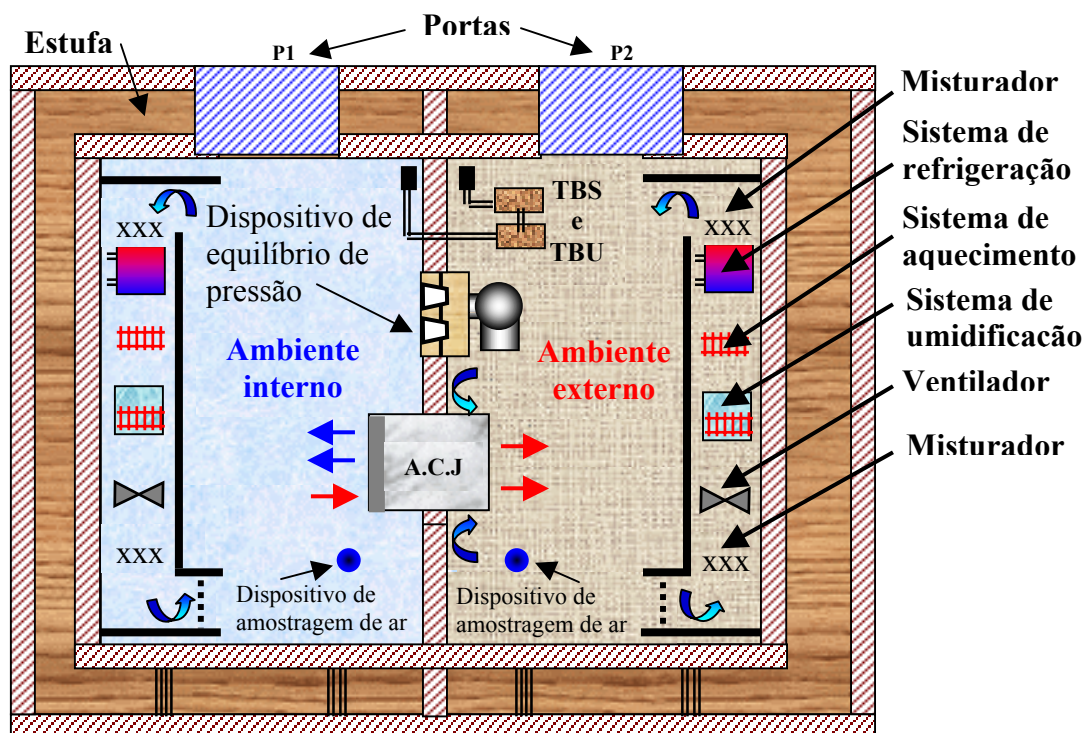


Figura 1.2 – Calorímetro do tipo calibrado e de ambiente balanceado¹.

O calorímetro do tipo calibrado e de ambiente balanceado¹, conforme ABNT-NBR13033/1993^[5], consiste em duas câmaras contíguas, onde são realizados testes na unidade condicionadora de ar do tipo janela, envoltas por mais outra câmara com a função de manter a temperatura dos compartimentos internos. A unidade condicionadora de ar tipo janela é colocado na parede divisória das câmaras contíguas e então é submetido a ensaios climáticos, que simulam os ambientes interno e externo onde o condicionador de ar é instalado, isto é, através de sistemas compensadores com aquecedores, resfriadores, umidificadores e desumidificadores, capazes de compensar os efeitos da unidade condicionadora de ar em ensaio e manter constantes as temperaturas e umidades dos ambientes.

Os sistemas compensadores devem ter ventiladores capazes de vencer as resistências dos equipamentos e assegurar, pelo menos, duas vezes a quantidade de ar circulado pelo condicionador de ar, tanto para o ambiente interno como para o externo.

A divisória entre o ambiente interno e externo do calorímetro do tipo calibrado e de ambiente balanceado¹ possui um dispositivo de equilíbrio de pressão para que não haja diferença de pressão maior que 1,5 Pa (0,15 mm de coluna de água) entre os ambientes.

Recomenda-se isolar o piso, o teto e as paredes das câmaras do calorímetro para evitar uma fuga de calor superior a 10% da capacidade total da unidade condicionadora de ar tipo janela ou superior a 1.080 kJ/h, para uma diferença de temperatura de 11°C entre as câmaras e o ambiente circundante. É recomendável que seja previsto um espaço que permita a livre circulação de ar sob o piso.

A troca de calor entre qualquer dos compartimentos e o exterior deve ser determinada do seguinte modo: todas as aberturas devem estar fechadas. Qualquer um dos compartimentos deve ser aquecido por uma resistência a uma temperatura de, no mínimo, 11°C acima da temperatura do ambiente circundante. A variação da temperatura deste ambiente circundante ao compartimento deve ser de $\pm 1^\circ\text{C}$, em todas as seis faces. Se a construção da parede divisória é idêntica a das outras paredes, a perda de calor através dela pode ser determinada de maneira proporcional às áreas.

Para determinar a troca de calor somente através da parede divisória, o seguinte procedimento é usado: a operação deve ser repetida e, após este procedimento, aumenta-se a temperatura do compartimento adjacente, até atingir a temperatura do outro compartimento anteriormente aquecido, eliminando-se, assim, a troca de calor através da parede divisória, enquanto que a mesma diferença de temperatura é mantida entre o compartimento aquecido e o ambiente circundante das outras cinco faces. A diferença da quantidade de calor, entre o primeiro e o segundo ensaio, determinará a troca de calor através da parede divisória.

Para o ambiente externo do compartimento, equipado com meios para refrigeração, pode-se optar por outra opção de calibração, refrigerando-se o compartimento de, no mínimo, 11°C abaixo do ambiente, nos seis lados, e fazer uma análise similar a anterior.

As superfícies internas das câmaras, ambiente interno e externo, do *calorímetro do tipo calibrado e de ambiente balanceado*¹ devem ser constituídas de materiais não porosos, cujas juntas devem ser vedadas contra fugas de ar e umidade. As portas devem ficar hermeticamente fechadas ao ar e umidade, empregando juntas ou outros meios apropriados.

Em ambos os ambientes, interno e externo, os gradientes de temperatura e a distribuição de ar, são resultantes da interação entre os sistemas compensadores e unidade condicionadora de ar tipo janela em ensaio. Portanto, as condições resultantes são dependentes de combinações entre tamanhos de compartimentos, arranjos e dimensões dos sistemas compensadores e das características de descarga de ar dos ACJs.

As temperaturas ao redor da unidade condicionadora de ar tipo janela em ensaio devem simular aquelas de uma instalação normal, isto é, o aparelho deve operar em ambientes com condições de temperaturas idênticas àquelas especificadas no ensaio.

A distância mínima entre a unidade condicionadora de ar tipo janela em ensaio e as paredes e teto das câmaras devem ser de 1m. A Tabela 1.2 fornece as dimensões internas mínimas para cada ambiente do *calorímetro do tipo calibrado e de ambiente balanceado*¹, em função da capacidade do aparelho a ser ensaiado.

Tabela 1.2 – Dimensões dos *calorímetros do tipo calibrado e de ambiente balanceado*¹.

Capacidade térmica nominal máxima dos aparelhos (kJ/h)	Dimensões internas mínimas propostas para câmara dos calorímetros		
	Largura (m)	Altura (m)	Profundidade (m)
10.800 (3.000 W)	2,4	2,1	1,8
21.600 (6.000 W)	2,4	2,1	2,4
32.400 (9.000 W)	2,7	2,4	3,0
43.200 (12.000 W)	3,0	2,4	3,7

Os ensaios, para determinação da capacidade total de refrigeração, devem ser efetuados observando-se as variações fixadas na Tabela 1.3.

Tabela 1.3 – Variações admitidas nas leituras para determinação da capacidade térmica total.

Leitura	Variação da média aritmética em relação às condições às normais.	Variação máxima das leituras individuais efetuadas a cada 10 minutos, em relação às condições normais.
Todas as temperaturas de entrada do ar: - Temperatura de bulbo seco (°C); - Temperatura de bulbo úmido (°C).	0,3 0,2	0,5 0,3
Temperatura do ar envolvendo o calorímetro: - Temperatura do bulbo seco (°C); - Temperatura de bulbo úmido.	0,5 0,3	1,0 0,5
Tensão (na tomada de alimentação do aparelho) (%)	1	2

Dois métodos para estabelecer a capacidade podem ser utilizados simultaneamente. Um dos métodos serve para medir a capacidade através do ambiente interno, outro para medir a capacidade através do ambiente externo. Para que o calorímetro seja confiável, o valor obtido através do ambiente externo não deve diferir de mais de 4% do valor obtido através do ambiente interno.

O ponto de medida das temperaturas especificadas no ensaio deve ser tal que satisfaça as seguintes condições:

- As temperaturas medidas devem ser representativas da temperatura circundante do aparelho em ensaio e simularem as condições encontradas em uma aplicação real para ambos os ambientes: externo e interno, como indicado anteriormente;
- No ponto de medida, a temperatura do ar não deve ser afetada pela descarga de ar do aparelho em ensaio. Isto torna obrigatório que as temperaturas sejam medidas fora de influência de qualquer circulação produzida pela unidade em ensaio;
- Se as condições do movimento de ar e a distribuição do fluxo de ar no compartimento do *calorímetro do tipo calibrado e de ambiente balanceado*¹ são favoráveis, as temperaturas podem ser medidas na saída dos sistemas compensadores;
- Se estiver estabelecido que o condicionador em ensaio produz recirculação da sua descarga em sua entrada, as temperaturas especificadas devem ser medidas fora da influência do ar movimentado pela unidade condicionadora de ar tipo janela. Neste caso, deve-se tomar cuidado para que o equipamento de medição das temperaturas não interfira de nenhum modo no funcionamento do aparelho.

Condições Operacionais do Calorímetro do tipo Calibrado e de ambiente Balanceado

Ambiente interno:

- Temperatura de bulbo seco - (TBS), na faixa de 10 a 43 °C $\pm$ 0,2 °C e temperatura de bulbo úmido – (TBU) de 7 a 33 °C $\pm$ 0,2 °C;
- Carga térmica do condicionador de ar em ensaio na faixa de 1.172 a 12.306 W (4.000 a 42.000 BTU/h);
- Renovação do ar da estufa com uma vazão de 8.000 m³/h, com velocidade máxima limitada a 0,5 m/s.

Ambiente externo:

- Temperatura de bulbo seco – (TBS) na faixa de -11 a 60 °C $\pm$ 0,2 °C e temperatura de bulbo úmido – (TBU) de -12 a 37 °C $\pm$ 0,2 °C;
- Carga térmica do condicionador de ar em ensaio na faixa de 1.465 a 18.752 W (5.000 a 64.000 BTU/h);
- Renovação do ar da estufa com uma vazão de 8.000 m³/h, com velocidade máxima limitada a 0,5 m/s.

Algumas instituições avaliam o desempenho de unidades condicionadoras de ar tipo janela através do *calorímetro do tipo psicrométrico*². A Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS possui um *calorímetro do tipo psicrométrico*² para pesquisa, conforme figura 1.3, onde sua construção foi fundamentada na ABNT-NBR13033/1993^[5], conforme figura 1.4.



Figura 1.3 – Calorímetro do tipo *psicrométrico*² desenvolvido pelo Laboratório de Vapor e Refrigeração - LAFRIG, construído pela UFRGS^[6].

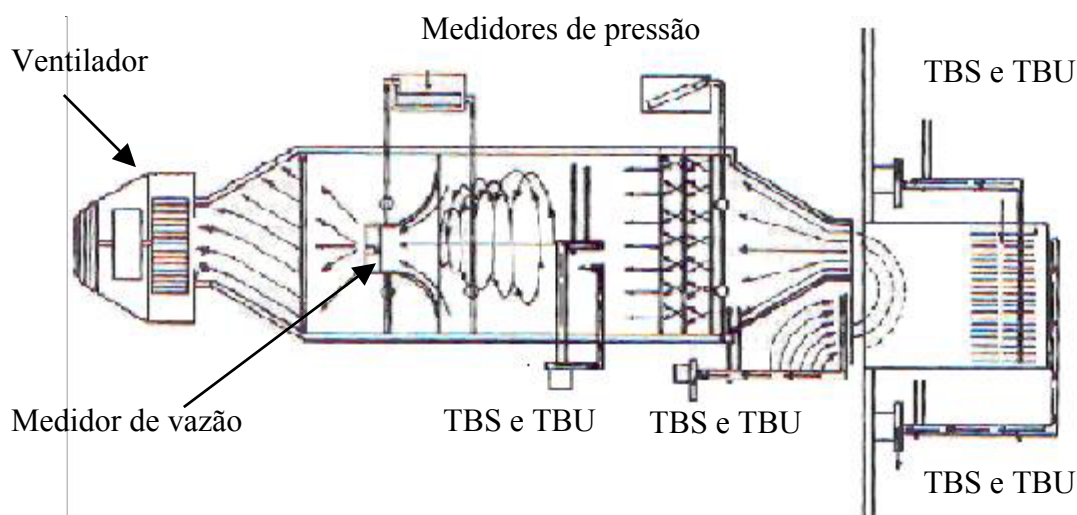


Figura 1.4 – Calorímetro do tipo *psicrométrico*², conforme ABNT-NBR13033/1993^[5].

Este calorímetro determina a capacidade de refrigeração e aquecimento, através das medições das vazões de ar; das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido; do ar circulado no ambiente interno e das temperaturas do ar de bulbo seco e úmido nas entradas e saídas do evaporador e do condensador. Há de se considerar que o túnel deve ser isolado termicamente, diminuindo assim a transmissão de calor pelas paredes.

A operação de unidades condicionadoras de ar tipo janela em ambientes com condições simuladas, ou seja, controle das condições termodinâmicas de insuflação e retorno, tais como: temperatura, umidade, velocidade, entre outras, é de suma importância para avaliar as condições de capacidade de refrigeração (q_e), coeficiente de performance (COP), relação de eficiência energética (EER), fluxo de ar, etc.

Observando as figuras 1.3 e 1.4 e a Tabela 1.4, nota-se que o *calorímetro do tipo psicrométrico*² é mais vantajoso para trabalhar de forma experimental, principalmente pelo baixo custo de produção e operação. Este experimento pode ser usado por professores, estudantes de Engenharia, Arquitetura, técnicos em mecânica e/ou refrigeração e ar condicionado e mecânicos, para melhor compreensão do funcionamento de condicionadores de ar como um todo.

Tabela 1.4 – Vantagens e desvantagens dos calorímetros do tipo calibrado e de ambiente balanceado, e do tipo psicrométrico.

	VANTAGENS	DESVANTAGENS
Calorímetro do tipo calibrado e de ambiente balanceado.	• É mais preciso; • As condições internas e externas são simuladas.	• Não pode ser utilizado em ambiente real; • Sua construção exige técnicas apuradas; • Seu tamanho exige muito espaço no ambiente onde for instalado; • Seu peso exige pisos reforçados; • Seu custo de fabricação e operação é alto.
Calorímetro do tipo psicrométrico.	• Pode ser utilizado em ambiente real; • É de construção simples, leve e compacto; • Seu custo de produção e operação é baixo.	• É menos preciso; • As condições internas e externas não são controladas, apenas medidas.

1.2 - JUSTIFICATIVA

Mesmo diante das projeções dos profissionais do ramo de ar condicionado, declarando que os condicionadores de ar tipo janela (ACJ) deverão sair do mercado em um futuro próximo, o seguimento demonstra sua presença atuante. Apesar do inegável avanço dos sistemas *air splits*³, os aparelhos condicionadores de ar para pequenos recintos mais populares do mercado continuam sendo os ACJs. Nem mesmo Willis Carrier^[7], o inventor do condicionador de ar, poderia prever que o aparelho de janela teria tamanha longevidade, pois o mesmo tornou-se uma espécie de carro popular no mercado. O *air split*³ surgiu como opção natural para as classes de maior poder aquisitivo. Sucessor da dupla ventilador e circulador de ar, o ACJ mudou de aparência ao longo dos anos, tornando-se mais atrativo. Esse segmento é bastante maduro, com mais de 40 anos de mercado, sendo que o comprador típico do ACJ costuma ser mais sensível às oscilações meteorológicas. Esse perfil explica o fato das vendas dispararem quando o calor é rigoroso, despencando quase na mesma intensidade em períodos com invernos mais frios e chuvosos. No ano de 2001, de acordo com a ABRAVA^[8], cerca de 780 mil unidades de ACJs foram comercializados em todo o país, número que representa uma queda de 30% em comparação ao ano anterior. Entretanto, esse retrocesso é atribuído muito mais ao racionamento energético e ao cenário econômico como um todo, do que à possível migração dos consumidores para outros sistemas.

O Censo IBGE 2000^[9] destaca o número de ACJs em domicílios particulares permanentes no Brasil, ajudando a conhecer melhor o país, os estados e, principalmente, os municípios. No Brasil, o Censo IBGE 2000^[9] registrou 11.514.737 condicionadores de ar nestes domicílios, onde o Nordeste é a região que se destaca ocupando o segundo lugar com 2.041.660 (17,7%), atrás apenas do Sudeste, que possui 5.502.774 (47,79%). Dentro da região nordestina, Pernambuco possui 753.813 (36,92%) unidades condicionadoras de ar tipo janela, seguido da Bahia, com 392.704 (19,23%) e Ceará, com 247.650 (12,13%).

O ACJ consegue se manter no mercado graças ao sistema de distribuição, que transforma o aparelho em um eletrodoméstico necessário como uma máquina de lavar. Além disso, a migração para o *air split*³ não está sendo tão rápida quanto se esperava há alguns anos, até mesmo pela agilidade da indústria dos ACJs, que não perdeu tempo ao incorporar novos recursos aos antigos aparelhos.

Arquiteticamente, existe uma lentidão para que os *air splits*³ substituam os condicionadores de ar tipo janela, o que não depende apenas de fatores financeiros, embora a tendência é de que o consumidor de baixa renda opte por um equipamento de preço mais reduzido. Um ACJ de 2.197,5 W (7.500 BTU) pode custar em torno de R\$ 600,00 a R\$ 800,00, dependendo da marca e características, enquanto um *air split*³ pode custar o dobro deste valor ou mais. Sem considerar o preço da instalação. O impacto dessa diferença de preço explicaria o fato de muitos consumidores estarem trocando seu condicionador antigo por outro ACJ, mais moderno e econômico.

O perfil da construção civil brasileira também estaria por trás do fenômeno. Na Europa, onde a estética na hora da instalação é mais flexível que no Brasil, o *air split*³ domina o mercado. O ACJ praticamente desapareceu, devido à facilidade de se colocar as unidades condensadoras fora do prédio e as tubulações no interior do edifício de forma praticamente aparente. Sem mencionar que o poder aquisitivo do europeu é superior ao do brasileiro.

Considerando, segundo o Censo do IBGE 2000^[9], que no Brasil apenas 7,5% da população residencial possui unidades condicionadoras de ar tipo janela, há espaço para todos os sistemas de condicionamento de ar. Ainda existe a contribuição do comércio e da indústria.

³ Significa ar separado. É um aparelho com capacidade próxima ao ACJ, com grande vantagem de apresentar um nível de ruído menor, devido à localização do compressor no lado externo do ambiente a condicionar. A segurança para com o ambiente é maior, pois só é necessário fazer um pequeno furo na parede externa para permitir a passagem das tubulações que entram e saem no evaporador.

Apesar da venda de ACJs crescer lentamente, há uma boa rentabilidade para seus fabricantes. Embora proporcione uma margem de lucro menor, o volume de suas vendas é compensador, pois não requer grandes investimentos em mídia, já que o grosso do marketing recai em ações realizadas no próprio ponto de venda.

Atualmente, o consumidor tornou-se mais exigente quanto à qualidade de vida e respeito aos seus direitos. Concernente aos ambientes onde se trabalha, dorme-se, diverte-se, compra-se, estuda-se, enfim, nos ambientes onde se vive, não há como desvincular as exigências de conforto térmico e de qualidade do ar que se respira.

Conforto térmico e qualidade do ar são temas de muitas pesquisas, pois se pretende compreender como a condição ideal pode ser atingida, de que maneira ela se processa, quais as variáveis que envolvem, quais são os índices mais relevantes, quais seus efeitos sobre a saúde e produtividade humana e também quais os fatores que a ela podem ser relacionados. Não é à toa que empresas, escolas e centros de compras (Shoppings Centers) investem em instalações de ar condicionado, sabendo que o retorno do investimento é garantido, pois a qualidade de vida é uma busca constante de cada indivíduo.

A qualidade do ar que respiramos em ambientes condicionados passou a ser manchete no Brasil após a morte do Ministro da Comunicação, Sérgio Motta, em abril de 1998, decorrente de complicações respiratórias, cuja causa suspeitou-se ser a má conservação de um sistema de condicionamento de ar com o qual o ministro convivia. Devido a este acontecimento, o então Ministro da Saúde, José Serra, determinou estudos relacionados aos cuidados com as instalações de condicionamento de ar que resultaram na Portaria 3.523 do Ministro da Saúde^[10] e na Resolução^[11] que a regulamentou.

Os empresários do setor industrial estão cada vez mais cientes do desafio de participar dos avanços tecnológicos e da competitividade internacional. Não é suficiente apenas crescer, é preciso crescer com inteligência e qualidade. As instituições educacionais como Universidades, Cefets e Senai, devem estar atentas para contribuir com o desenvolvimento de equipamentos mais eficientes, com baixo custo e com menor consumo de energia elétrica.

1.3 - OBJETIVOS

A definição dos objetivos deste trabalho é expor o alvo que se pretende atingir com a utilização de unidades condicionadoras de ar tipo janela no experimento.

1.3.1 – Objetivo Geral

- Criar, em laboratório, um protótipo de um calorímetro para realizar testes de desempenho em unidades condicionadoras de ar tipo janela (ACJ), onde as condições termodinâmicas do ar possam ser alteradas e medidas.

1.3.2 – Objetivos Específicos

- Construir um equipamento compacto, simples e de baixo custo, onde se possa colocar unidades condicionadoras de ar tipo janela para testes de sua eficiência;
- Simular e fazer análise gráfica das condições termodinâmicas do ar de insuflação e retorno de uma unidade condicionadora de ar tipo janela;
- Avaliar os resultados das modificações efetuadas na unidade condicionadora de ar tipo janela;
- Determinar a capacidade de refrigeração de unidades condicionadoras de ar tipo janela - (q_e);
- Determinar o coeficiente de performance de unidades condicionadoras de ar tipo janela – (COP);
- Determinar a relação de eficiência de energia de unidades condicionadoras de ar tipo janela – (EER).

1.4 – PROPOSTA

O objetivo deste trabalho é desenvolver um equipamento compacto, fácil de montar, desmontar e que possibilite o acréscimo de novos equipamentos e/ou instrumentos. Com esta finalidade, concebeu-se um túnel em módulos, de operacionalização relativamente simples, para facilitar a compreensão dos conceitos termodinâmicos e/ou psicrométricos do ar.

Confrontando os dois tipos de calorímetros, segundo a ABNT-NBR13033/1993^[5], nota-se que o *calorímetro do tipo calibrado e de ambiente balanceado*¹, que não é utilizado em ambiente real, é mais preciso, pois possui melhores condições de controle das variáveis termodinâmicas do ambiente interno e externo. Contudo, sua construção exige técnicas apuradas, além de possuir tamanho que exige muito espaço e peso que exige piso reforçado. Deve-se também considerar o elevado custo construtivo. Já o *calorímetro do tipo psicrométrico*², que pode ser utilizado em ambiente real, é simples, leve e compacto, mas não tão preciso, pois as condições internas e externas não são simuladas, apenas medidas.

Considerando as limitações construtivas e operacionais dos tipos de calorímetros, segundo a ABNT-NBR13033/1993^[5], este trabalho propõe desenvolver um calorímetro que possua melhores condições de controle das variáveis termodinâmicas do ambiente interno e externo, conforme característica principal do *calorímetro tipo calibrado e de ambiente balanceado*¹ e seja simples, leve e compacto, conforme principal característica do *calorímetro do tipo psicrométrico*². As figuras 1.5 e 1.6 mostram como deve ser montado o aparelho, sabendo que cada módulo deve ser isolado termicamente para diminuir a transmissão de calor pelas paredes (chapa galvanizada com Bitola 24 e poliestireno expandido com 15 mm de espessura). Este aparelho foi denominado de **Túnel de Ensaio Climatizador – TEC**.

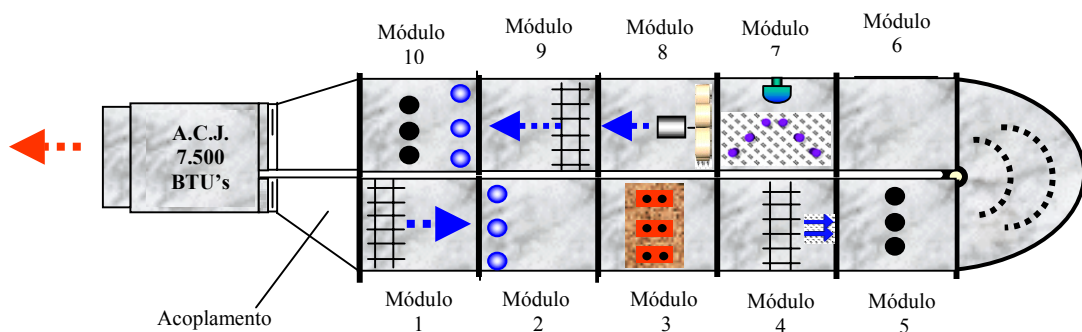


Figura 1.5 – Túnel de ensaio climatizador –TEC (vista superior).

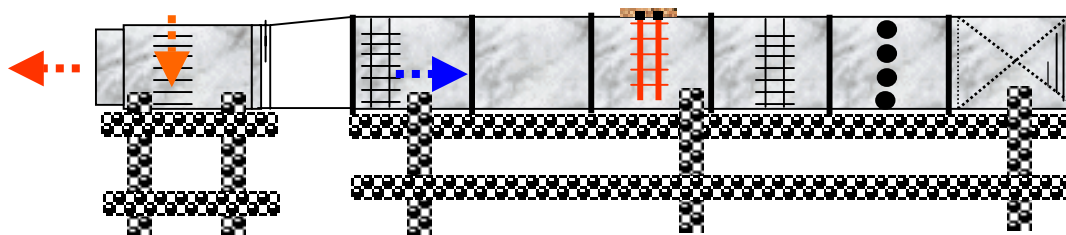


Figura 1.6 – Túnel de ensaio climatizador –TEC (vista lateral).

Neste trabalho, propõe-se desenvolver um aparelho versátil, onde não só as condições termodinâmicas e/ou psicrométricas são determinadas e analisadas, de tal forma que possibilitem definir o desempenho do condicionador, como também sejam medidas as temperaturas do ciclo de refrigeração através de termopares. Esta nova condição facilita armazenar os dados num computador, através de um programa de aquisição de dados, e utilizar um software para determinar as condições termodinâmicas do fluido refrigerante.

A possibilidade de trabalhar com gráfico de pressão versus entalpia, através de um software, é de suma importância para o entendimento da performance do aparelho. Sendo assim, espera-se aqui facilitar o aprendizado de profissionais que atuam direta ou indiretamente com conforto térmico e condicionamento de ar, para que estes consigam desenvolver suas atividades de forma mais precisa possível.

1.5 - ESTRUTURA DO TRABALHO

O trabalho apresenta, além da introdução aqui realizada, mais oito capítulos, bibliografia e anexos.

O capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica, relatando o surgimento do condicionador de ar tipo janela (ACJ), como também descreve noções básicas de psicrometria e diagrama pressão entalpia.

O capítulo 3 apresenta a proposta deste trabalho, o Túnel de Ensaio Climatizador – TEC.

O capítulo 4 relata os principais tópicos da ABNT referentes à construção de calorímetros.

O capítulo 5 apresenta as medições básicas do experimento, definindo os procedimentos para medições e cálculos, com seus respectivos pontos de medição, assim como, definições e forma de medições adotadas.

O capítulo 6 faz referência a metodologia aplicada e quais os cálculos efetuados.

O capítulo 7 expõe os resultados e discussão, isto é, apresentando uma análise gráfica das medições efetuadas e um resumo dos valores medidos no experimento.

O capítulo 8 trata das conclusões que foram definidas ao longo do trabalho de campo do experimento.

O capítulo 9 relata as recomendações para trabalhos futuros.

Além dos capítulos mencionados, existe uma lista onde são apresentadas as referências da bibliografia que deram suporte a pesquisa.

No final deste trabalho existem anexos que dão suporte e validação ao desenvolvimento teórico e prático do experimento.

CAPÍTULO 2.0 – REVISÃO DA LITERATURA

2.1 – Condicionador de ar no contexto histórico

O primeiro equipamento de condicionamento de ar, conforme Eitaro Yamane e Heizo Saito^[12], foi construído e patenteado em 1897 por Joseph McCreary nos Estados Unidos. O sistema foi denominado lavador de ar, que era um sistema de resfriamento baseado na pulverização de água, conforme figura 2.1.

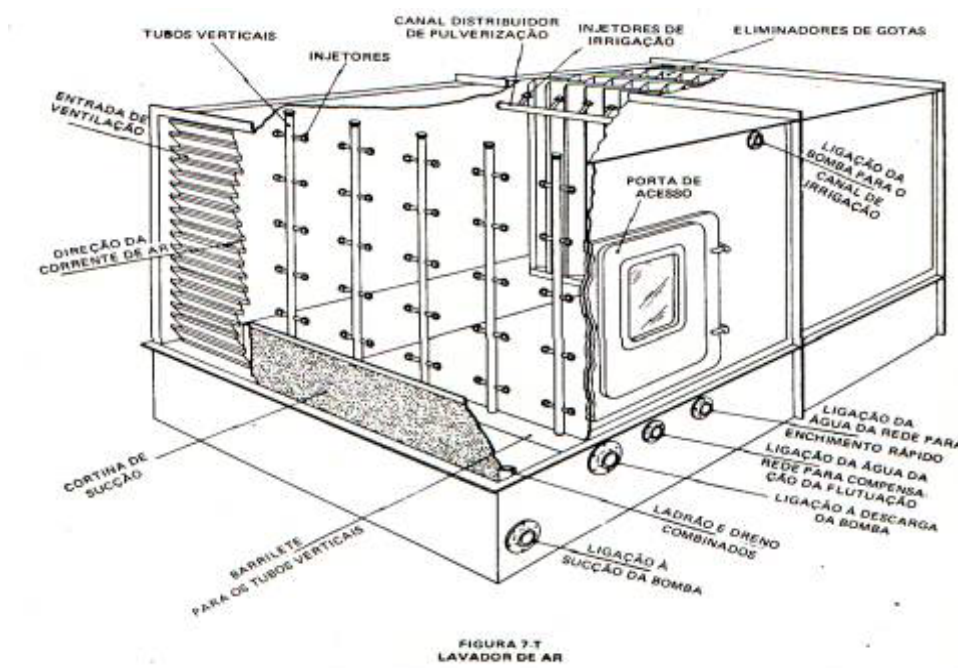


Figura 2.1 – Lavador de ar, conforme Eitaro Yamane e Heizo Saito^[12].

O lavador de ar consiste de uma câmara de pulverização, a qual possui um exaustor e uma certa quantidade de injetores de tubos verticais para elevação da água pela bomba. Na saída, encontram-se instaladas placas eliminadoras, para evitar que pequenas gotículas sejam arrastadas pelo ar. Estas placas também possuem a função de reter partículas de sujeira.

O jovem Engenheiro Norte-Americano Willis Haviland Carrier^[7], então com 25 anos, pode ser considerado o primeiro a conseguir o controle de temperatura e umidade ao instalar, em 1906, um equipamento de ar condicionado numa oficina gráfica. Em 1902, Willys Carrier inventou um processo mecânico para condicionar o ar, tornando realidade o controle das condições psicrométricas do ar de ambientes fechados. Sua invenção viria a ajudar a indústria. Uma empresa de Nova York estava tendo problemas com trabalhos de impressão durante os quentes meses de verão. O papel absorvia a umidade do ar e se dilatava. As cores impressas em dias úmidos não se alinhavam, gerando imagens borradas e obscuras. Este equipamento era baseado no sistema de lavador de ar, que resfriava e saturava o ar até o ponto de orvalho. Sua teoria termodinâmica foi apresentada em 1911 a *American Society of Mechanical Engineers -ASME*.

Willis Carrier acreditava que poderia retirar a umidade da fábrica através do resfriamento do ar. Para isto, desenhou uma máquina que fazia circular o ar por dutos resfriados artificialmente. Este processo, que controlava a temperatura e a umidade, foi o primeiro exemplo de condicionamento de ar por um processo mecânico. A indústria têxtil foi o primeiro grande mercado para o condicionador de ar, que logo passou a ser usado em diversos prédios e instalações de indústrias de papel, produtos farmacêuticos, tabaco e estabelecimentos comerciais.

A primeira aplicação residencial de condicionamento de ar foi em uma mansão de Minneapolis, em 1914. Willis Carrier desenhou um equipamento especial para residências, maior e mais simples do que os condicionadores de ar atuais. O equipamento media 6 metros de profundidade, 1,8 metros de largura e 2,1 metros de altura. No mesmo ano, Willis Carrier instalou o primeiro condicionador de ar hospitalar, no *Allegheny General Hospital de Pittsburgh*. O sistema introduzia umidade extra em um berçário de partos prematuros, ajudando a reduzir a mortalidade causada pela desidratação e problemas respiratórios.

Em 1922, o primeiro local público a ter um sistema de condicionamento de ar foi o *Grauman's Metropolitan Theatre*, em *Los Angeles*. O condicionador de ar também ajudou a indústria cinematográfica, pois, nos meses de verão, a frequência dos cinemas caía muito e várias salas fechavam nesse período.

Willis Carrier condicionou a Câmara dos Deputados dos EUA em 1928, o Senado Americano em 1929 e os escritórios executivos da Casa Branca em 1930, tornando mais agradável o trabalho no verão quente e úmido de *Washington*. Os vagões da ferrovia *B & O* foram os primeiros veículos de passageiros a possuírem condicionadores de ar, em 1930.

Willis Carrier desenvolveu um sistema que viabilizou o condicionador de ar em arranha-céus. A distribuição do ar em alta velocidade através de dutos "*Weather master*", criada em 1939, economizava mais espaço do que os sistemas utilizados na época. A partir de 1950, os modelos residenciais de condicionadores de ar começaram a ser produzidos em massa, ao mesmo tempo em que seu inventor faleceu (1950).

Em 1952, a Carrier desenvolveu a primeira produção em série de unidades centrais de condicionadores de ar para residências. O estoque foi vendido em duas semanas. Dez anos depois, estas centrais não eram mais novidade, porém ainda hoje, trazem soluções para problemas de condicionamento de ar em todas as partes do mundo.

A demanda e a produção de condicionadores de ar tipo janela para conforto aumentaram muito a partir 1970, principalmente nos Estados Unidos e Japão, seguida por um aumento de demanda no Oriente Médio, na segunda metade desta década. O primeiro condicionador de ar de janela da Marca Brastemp foi lançado em 1970 e o primeiro Consul em 1971. Os condicionadores de ar tipo janela, são assim chamados devido à inexistência de caixas de concreto, como as atuais, e porque eram instalados em estruturas especiais em vidraças e/ou janelas. Atualmente, os condicionadores de ar tipo janela sofreram várias mudanças e são análogos ao desenho da figura 2.2, e suas características estruturais, de funcionamento e instalação estão no ANEXO A. O ANEXO B relata as questões da racionalização energética.

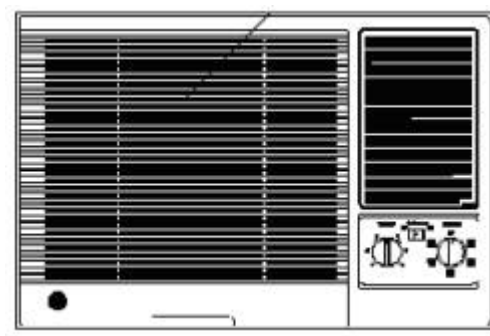


Figura 2.2 – Unidade condicionadora de ar tipo janela.

2.2 – Parâmetros que influenciam a sensação de conforto térmico

Os primeiros estudos relacionados aos parâmetros definidores da sensação de conforto térmico datam do século XIX^[13]. Com a Revolução Industrial^[14], o aumento do número de acidentes e doenças geradas na indústria têxtil foi o responsável pelas primeiras investigações

sobre conforto térmico, tendo a saúde não como objetivo principal do trabalhador, mas o aumento de sua produtividade industrial.

Os intercâmbios térmicos entre o homem e o meio estão governados por múltiplas variáveis. Algumas dependem do próprio homem, como a idade, o sexo e o grau de aclimação, mas as principais são a atividade que realiza e as roupas que usa. As outras variáveis que intervêm no problema são aquelas que regulam os intercâmbios térmicos e pertencem ao espaço habitado: a temperatura média radiante, a temperatura, a velocidade e a umidade do ar. Assim, Engenheiros, Arquitetos, técnicos e projetistas possuem em suas mãos as possibilidades de intervir sobre as variáveis do meio para melhorar o bem estar dos indivíduos de um recinto: a forma e orientação dos volumes, conjuntamente com os dispositivos que controlam a radiação solar; a seleção adequada de materiais e procedimentos construtivos e a previsão de uma ventilação perfeitamente controlada são todos elementos que muitas vezes definem a arquitetura ideal para habitação.

O homem pode ser considerado como uma máquina térmica. O alimento ingerido, como combustível para a máquina humana, é convertido em energia dentro do corpo, gerando calor. Para executar qualquer movimento, mesmo o piscar de um olho, o corpo usa esta energia armazenada, e isto gera calor a uma taxa ainda maior. Todo este calor deve ser liberado, pois o corpo deve manter sua temperatura normal próxima de 37°C. Visto que o corpo gera mais calor do que sua necessidade, esta rejeição de calor ocorre constantemente, cada segundo, cada dia do ano.

O conforto térmico, em linhas gerais, é obtido por trocas térmicas que dependem de vários fatores, ambientais e pessoais, governados por processos físicos, como condução, convecção e radiação. A condução não assume geralmente grande relevância. A convecção depende da temperatura e velocidade do ar exterior, sendo que a evaporação depende da umidade do ar e da sua velocidade. A radiação depende da temperatura média radiante.

Os parâmetros mais importantes do conforto térmico^{[15] [16] [17] [18] [19]} são:

I - Parâmetros pessoais ou individuais: São as variáveis de influência sobre o conforto térmico, onde os valores encontram-se normalmente tabelados, sendo suas respectivas definições apresentadas abaixo, de acordo com a ASHRAE Standard 55^[20], 1992. Estas se dividem em duas: atividade e vestuário.

II - Parâmetros físicos ou ambientais: São referentes a condições termo-climáticas do ambiente pesquisado, medidas pelo equipamento, as quais são indicadas pela norma internacional, ISO 7730^[21], 1984. As variáveis apontadas pelos estudos de Fanger^[22], 1970, em câmaras climatizadas, aqui definidas de acordo com a ISO 7726^[23], 1985, se dividem em quatro: temperatura do ar, umidade do ar, velocidade do ar e temperatura média radiante.

2.2.1 - Parâmetros pessoais ou individuais

a) Tipo de Atividade: O metabolismo ou taxa metabólica é a taxa de produção de energia do corpo e pode variar de acordo com a atividade desempenhada, sendo expresso em unidade "met", que significa nível metabólico. O metabolismo subdivide-se em metabolismo basal e de atividade. O metabolismo basal corresponde à taxa verificada durante o repouso absoluto, mas em vigília. O metabolismo de atividade está relacionado com o esforço físico, podendo ser 20 vezes superior ao metabolismo basal em atletas bem treinados.

Um "met" é igual à energia produzida por unidade de área superficial do corpo para uma pessoa sentada em repouso e corresponde a 58,2 W/m² (Área = 0,202 x Altura^{0,725} x Peso^{0,425}). A área superficial aproximada de uma pessoa média é de 1,8 m². A figura 2.3 indica os valores dessa variável e estão definidos na tabela A-1 da ISO 7730^[21], 1984.

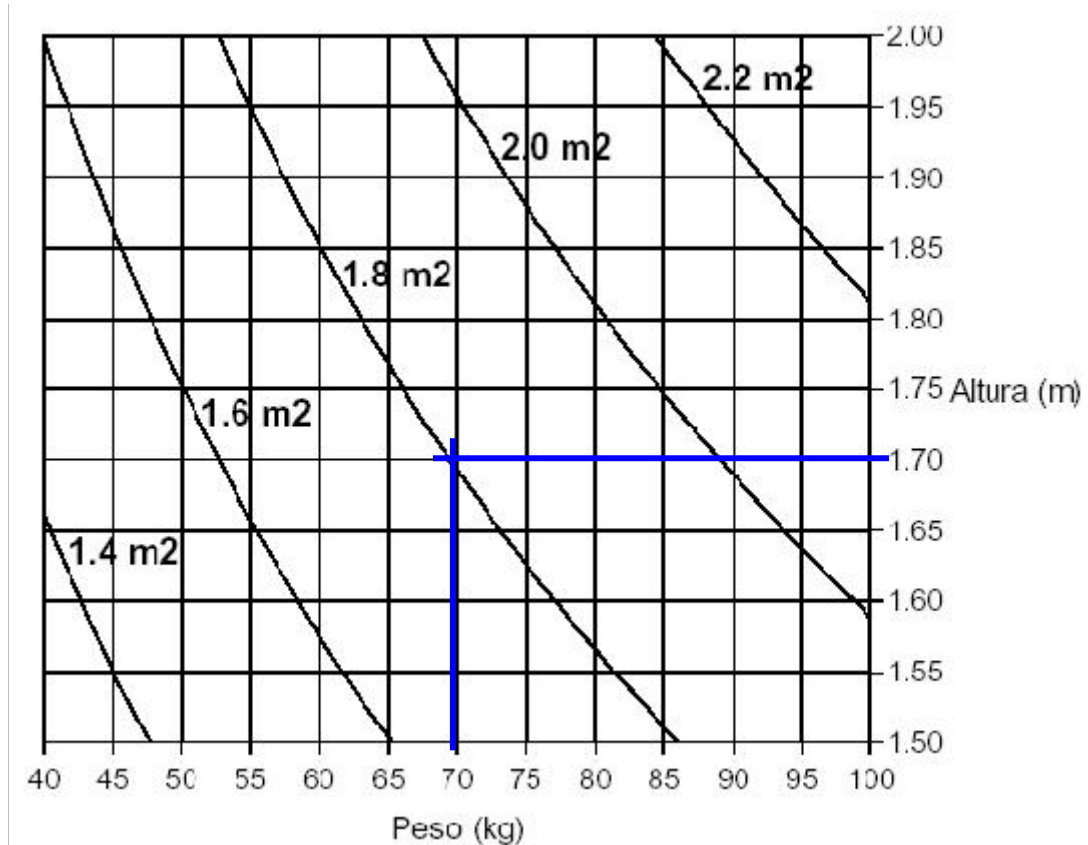


Figura 2.3 - Área corporal de uma pessoa em função da altura e do peso, conforme ISO 7730^[21].

A relação entre a atividade e o metabolismo (valor total, isto é, soma da parcela basal com a de atividade) pode ser obtida em tabelas.

b) Vestuário ou Vestimenta (isolamento térmico da roupa): A roupa utilizada pela pessoa é responsável pela resistência oferecida às trocas de calor sensível entre o corpo e o ambiente, através de seu isolamento térmico. É descrito como o isolamento intrínseco da pele para a superfície externa das roupas, não incluindo a resistência fornecida pela camada de ar ao redor do corpo. A representação convencional dessa variável é " I_{cl} ", expresso em $m^2.K/w$ ou em "clo", sendo que 1 "clo" equivale a $0,155 m^2.K/w$. O valor do isolamento térmico das roupas, ou das peças que compõem o traje utilizado pela pessoa, é função do material de confecção dos mesmos, bem como da espessura dos tecidos.

A determinação desses valores foi feita utilizando-se manequins aquecidos, conforme Fanger^[22], 1970, sendo que os resultados dessas determinações encontram-se devidamente tabelados nas normas e manuais ISO 7730^[21], 1984 e ASHRAE^[20], 1992.

2.2.2 - Parâmetros físicos ou ambientais

a) Temperatura do ar, t_a , em °C

É a temperatura do ar ao redor do corpo humano. Essa variável é levada em consideração nos estudos de conforto térmico para determinar a troca de calor por convecção entre as pessoas e o ambiente ao redor. Essa variável pode ser medida através de sensores de expansão de líquidos ou sólidos, termômetros elétricos com sensores de resistividade ou termopares.

b) Umidade absoluta do ar, ϖ , em kg vapor / kg ar seco

É o peso real da umidade ou vapor de água contida em um metro cúbico de mistura de ar. Considerando que existem outros nomes usuais e correlatos da umidade absoluta do ar, tais como umidade específica, conteúdo de umidade ou teor de umidade, define-se umidade absoluta, ϖ , como sendo a razão entre as massas de vapor de água, m_v , e do ar seco, m_a , presentes na mistura. As equações 2.1 a 2.2 definem melhor esta relação.

$$\varpi = \frac{m_v}{m_a}, \text{ em kg de vapor de água/ kg de ar seco.} \quad [\text{eq. 2.1}]$$

A equação da lei dos gases ideais ou perfeitos pode ser empregada para aplicações de condicionamento de ar, pois a temperatura do ar é elevada em relação à temperatura de saturação, ao passo que o vapor de água tem comportamento de gás perfeito porque sua pressão é baixa em relação à pressão de saturação para a temperatura ambiente. A umidade absoluta é então expressa como:

$$\varpi = 0,62198 \cdot \frac{P_v}{P - P_v}, \text{ em kg de vapor de água/ kg de ar seco.} \quad [\text{eq. 2.2}]$$

Onde:

m_v = massa de vapor de água presente na mistura, em kg;
 m_a = massa de vapor de ar seco presente na mistura, em kg;
 P = pressão total, em Pa;
 P_v = pressão parcial de vapor, em Pa;
 P_a = pressão parcial de ar seco, em Pa.

c) Velocidade do ar, V_{ar} , em m/s

A velocidade do ar é considerada a magnitude do vetor velocidade do fluxo de ar no ponto de medição, e deve ser levada em consideração nos estudos de conforto térmico devido à sua participação na transferência de calor por convecção e por evaporação na posição da pessoa. Os tipos de equipamentos mais comuns para a medição da velocidade do ar são os anemômetros de fio quente, direcionais, e os anemômetros de esfera aquecida, unidirecionais.

A velocidade do ar considerada é a velocidade relativa do ar, V_{ar} . Essa é a velocidade do ar final atuando sobre a pessoa, levando em consideração a velocidade absoluta do ar no ponto e o incremento a essa velocidade causado pelos movimentos das pessoas de acordo com a atividade desempenhada. A velocidade relativa do ar pode ser calculada de acordo com a equação 2.3, segundo a ISO 7933^[24], 1989.

$$V_{ar} = V_a + 0,0052 \cdot (M - 58), \text{ em m/s.} \quad [\text{eq. 2.3}]$$

Onde:

V_a = velocidade do ar com relação a uma pessoa imóvel, velocidade absoluta, em m/s;
 M = taxa metabólica em função da atividade desempenhada, em W/m².

d) Temperatura radiante média, t_{rm} , em °C:

É a temperatura uniforme de um ambiente imaginário, no qual a transferência de calor radiante do corpo humano é igual à transferência de calor radiante no ambiente real não uniforme. Corresponde à temperatura média das superfícies opacas visíveis que participam no balanço radiativo com a superfície exterior do vestuário. Este termo é particularmente difícil de definir com exatidão, quer pela dificuldade em corretamente avaliar os fatores de forma, quer pela influência da componente refletiva.

A temperatura radiante média pode ser medida utilizando-se um termômetro de globo negro, um radiômetro de duas esferas, um sensor esférico ou elipsoidal à temperatura do ar constante, através das temperaturas nas superfícies ao redor do corpo humano, ou ainda através das temperaturas radiantes planas determinadas nas seis direções ao redor do indivíduo. O termômetro de globo negro é o dispositivo mais usual na determinação dessa variável, sendo que, nesse caso, a temperatura média radiante é obtida por observações dos valores simultâneos da temperatura de globo, t_g , e da temperatura e velocidade do ar ao redor do globo. Para o globo negro de 0,15m de diâmetro (globo padronizado), a temperatura média radiante pode ser calculada pelas equações 2.4 e 2.5:

- No caso de convecção natural:

$$t_{rm} = [(t_g + 273)^4 + 0,41 \cdot 10^8 (t_g - t_a)^{1/4} \cdot (t_g - t_a)]^{1/4} - 273, \text{ em } ^\circ\text{C}. \quad [\text{eq. 2.4}]$$

- No caso de convecção forçada:

$$t_{rm} = [(t_g + 273)^4 + 2,5 \cdot 10^8 \cdot V_{ag}^{0,6} \cdot (t_g - t_a)]^{1/4} - 273, \text{ em } ^\circ\text{C}. \quad [\text{eq. 2.5}]$$

Onde:

V_{ag} = velocidade do ar ao nível do globo, em m/s;

t_a = temperatura do ar, em °C;

t_g = temperatura de globo, em °C.

2.3 – PSICROMETRIA

O estudo detalhado da mistura ar seco – vapor d'água é de tal importância que constitui uma ciência à parte, a psicrometria, dotada de todo um vocabulário próprio. A psicrometria é definida como o ramo da física relacionado com a medida ou determinação das condições do ar atmosférico, particularmente com respeito à mistura ar seco – vapor d'água, ou ainda, aquela parte da ciência que está intimamente preocupada com as propriedades termodinâmicas do ar úmido, dando atenção especial às necessidades ambientais, humanas e tecnológicas.

O conhecimento das condições de umidade e temperatura do ar é de grande relevância. Além do conforto térmico, que depende mais da quantidade de vapor presente no ar do que propriamente da temperatura, a psicrometria é também utilizada em outros ramos da atividade humana, tais como: conservação de produtos em câmaras frigoríficas, ambientes de processos industriais, bibliotecas, conservação de componentes elétricos, entre outros.

O ar atmosférico é constituído de uma mistura de gases (principalmente o N_2 , O_2 e CO_2), assim como de vapor d'água, e uma mistura de contaminantes, tais como: fumaça, poeira, e outros poluentes, gasosos ou não.

A temperatura e a pressão barométrica do ar atmosférico varia consideravelmente tanto com a altitude como com as condições climáticas e geográficas do local. A atmosfera padrão

é uma referência para estimar as propriedades do ar úmido a várias altitudes. Ao nível do mar, a temperatura e a pressão padrão é de 25°C e 101,325 kPa, respectivamente.

Assume-se que a temperatura decresce linearmente com o aumento da altitude por toda a troposfera (baixa atmosfera) e é constante em distâncias menores da estratosfera. A baixa atmosfera é assumida como ar seco, portando-se como um gás perfeito. A gravidade é também assumida constante e com um valor padrão de 9,80665m²/s.

A pressão atmosférica é calculada pela equação 2.6:

$$P_{atm} = 101,325 \cdot (1 - 2,25577 \cdot 10^{-5} Z)^{5,2559}, kPa \quad [\text{eq. 2.6}]$$

Onde: Z = Altitude, m.

A Tabela 2.1 resume valores de pressões em função da altitude e temperatura.

Tabela 2.1 – Pressões correspondentes à altitude e temperatura.

Altitudes (m)	Temperatura (°C)	Pressão (kPa)
- 500	18,2	107,478
0	15,0	101,325
500	11,8	95,461
1000	08,5	89,875
1500	05,2	84,556
2000	02,0	79,495
2500	- 1,2	74,682
3000	- 4,5	70,108
4000	- 11,0	61,640
5000	- 17,5	54,020
6000	- 24,0	47,181
7000	- 30,5	41,061
8000	- 37,0	35,600
9000	- 43,5	30,742
10000	- 50,0	36,436

2.3.1 – Variáveis psicrométricas

Diversas propriedades termodinâmicas fundamentais estão associadas com as propriedades do ar úmido de diferentes maneiras^{[25] [26] [27]}.

Três propriedades estão associadas com a temperatura:

- a) Temperatura do bulbo seco (*TBS*);
- b) Temperatura do bulbo úmido (*TBU*);
- c) Temperatura do ponto de orvalho (*TPO*).

Algumas propriedades termodinâmicas caracterizam a quantidade de vapor d'água presente no ar úmido:

- d) Pressão parcial de vapor (P_v);
- e) Umidade relativa (ϕ ou *UR*);
- f) Grau de saturação (G_{sat}).

É importante também destacar as propriedades relacionadas com o volume ocupado pelo ar e com a energia do ar, que são respectivamente:

- g) O volume específico (v_{esp}); e,
- h) A entalpia (h).

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

Apresenta-se, a seguir, uma breve descrição de cada propriedade.

- Temperatura de Bulbo Seco (TBS):

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

- Temperatura de Bulbo Úmido (TBU):

É a temperatura indicada por um termômetro cujo bulbo foi previamente envolto por algodão úmido, tão logo seja atingido o equilíbrio térmico. Nesse tipo de termômetro, a mistura ar seco–vapor d’água sofre um processo de resfriamento adiabático, pela evaporação da água da malha porosa de alta absorção, mantendo-se a pressão constante.

Para se fazer à leitura desse tipo de temperatura, o mais comum é o psicrômetro, conforme figuras 2.4 e 2.5.

Basicamente, o psicrômetro rotativo, figura 2.4, é formado por um par de termômetros de vidro, bulbo seco e bulbo úmido (fixados em uma base giratória), onde o ato de girar o conjunto provoca o movimento rotativo necessário do ar em torno dos bulbos dos termômetros. Efeitos radiativos são sentidos neste tipo de instrumento. O psicrômetro rotativo deve ser posto a girar um número suficiente de vezes até que o termômetro de bulbo úmido alcance um valor em regime permanente. Uma vez alcançado aquele valor, é imperativo que a leitura seja feita rapidamente.

O psicrômetro de aspiração, figura 2.5, consta de dois termômetros de mercúrio, um deles envolto por um tecido de malha porosa de alta absorção constantemente umedecida (termômetro de bulbo úmido) e outro, ao lado, simplesmente em equilíbrio térmico com o ar úmido (termômetro de bulbo seco). O termômetro de bulbo úmido recebe sobre si um fluxo de ar constante com uma velocidade de aproximadamente 3 m/s, por meio de um sistema de ventilação. Assim, a umidade é evaporada baixando a temperatura até um estado de equilíbrio.

Entende-se por estado de equilíbrio a situação em que o fluxo de energia do ar para o bulbo do termômetro é igual à energia necessária para a evaporação da umidade.

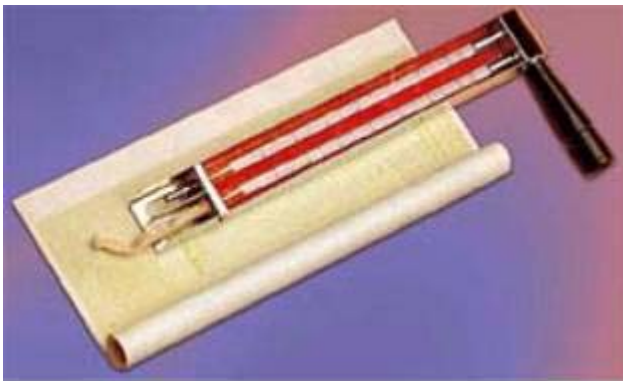


Figura 2.4 – Psicrômetro rotativo, marca IOPE^[28].



Figura 2.5 – Psicrômetro de aspiração, marca IOPE^[28].

Deve-se molhar a malha do psicrômetro de aspiração (e não o bulbo) de modo a umedecer a região do bulbo com água destilada e proporcionar que o termômetro indique a variação da temperatura que está ocorrendo devido ao resfriamento evaporativo. Se o bulbo for molhado, no processo de umedecimento da malha, ele medirá a temperatura da água agregada a ele, ao invés do resfriamento evaporativo, estará inserindo também uma inércia térmica maior no sistema.

- Temperatura do Ponto de Orvalho (TPO):

É a temperatura no qual o vapor se condensa quando sofre um resfriamento a pressão e conteúdo de umidade constante.

- Pressão de Parcial de Vapor (P_v):

A pressão parcial de vapor (P_v), já mencionada anteriormente, é a pressão parcial exercida pelas moléculas de vapor d'água presentes no ar úmido.

- Umidade Relativa (ϕ ou UR):

É a razão entre a fração molar do vapor de água presente na mistura, x_v , e a fração molar que o vapor de água teria se a mistura estivesse saturada, x_{vs} , à mesma temperatura e pressão total, conforme equação 2.7.

$$\phi = \frac{x_v}{x_{vs}}, \text{ em \%}. \quad [\text{eq. 2.7}]$$

A simplificação da equação 2.8 mostra que a umidade relativa é dada pela razão entre a pressão parcial do vapor de água na mistura, P_v , e a pressão parcial que o vapor de água teria, P_{vs} , se a mistura estivesse saturada à mesma temperatura e pressão total de mistura. Naturalmente, a umidade relativa varia entre 0 e 1, sendo por isso fornecido o valor de ϕ em termos de porcentagem. Assim $\phi = 0\%$ está reservado para o ar seco, enquanto que $\phi = 100\%$ indica o ar úmido saturado.

$$\phi = \frac{P_v}{P_{vs}}, \text{ em \%}. \quad [\text{eq. 2.8}]$$

- Grau de Saturação (G_{SAT}):

O grau de saturação, G_{SAT} , é a razão entre a umidade absoluta do ar, ϖ , e a umidade absoluta do ar saturado, ϖ_s , isto é, mantidas as pressões e temperaturas de mistura constantes, conforme equação 2.9.

$$G_{SAT} = \frac{\varpi}{\varpi_s} \quad [\text{eq. 2.9}]$$

- Volume específico (v_{esp}):

O volume específico referido à massa de ar seco é dado pela razão entre o volume ocupado pela mistura, V , e a massa de ar seco presente na mistura, m_a , conforme equação 2.10.

$$v_{esp} = \frac{V}{m_a}, \text{ em m}^3/\text{kg ar seco}. \quad [\text{eq. 2.10a}]$$

ou

$$v_{esp} = 0,2870 \cdot \left[\frac{T}{P - P_v} \right] \cdot \frac{\varpi}{\varpi_s}, \text{ em m}^3/\text{kg ar seco.} \quad [\text{eq. 2.10b}]$$

- Entalpia, h :

A entalpia total da mistura, H , conforme equação 2.11a, é dada pela contribuição isolada da entalpia do ar seco e do vapor de água, dada a hipótese de validade de gases perfeitos.

$$H = h_a + h_v, \text{ em kJ/kg.} \quad [\text{eq. 2.11a}]$$

A entalpia específica da mistura, h , é obtida dividindo-se a equação 2.11a pela massa de ar seco, ou seja:

$$h = \frac{H}{m_a} = \left(\frac{m_a \cdot h_a}{m_a} \right) + \frac{m_v \cdot h_v}{m_a}, \text{ em kJ/kg.} \quad [\text{eq. 2.11b}]$$

Considerando-se a definição de umidade absoluta, tem-se a seguinte expressão final.

$$h = h_a + (\varpi \cdot h_v), \text{ em kJ/kg ar seco.} \quad [\text{eq. 2.11c}]$$

2.3.2 – Carta Psicrométrica

Historicamente, Hertz, Mueller, Carrier e Mollier foram os precursores do uso do diagrama psicrométrico. Com efeito, foi Heinrich Rudolpl Hertz [1857-1894], quem construiu o primeiro diagrama de estado de ar úmido. Hertz^[29] estabeleceu um diagrama de estado respondendo particularmente às necessidades dos meteorologistas.

Mollier^{[30][31][32]} foi o primeiro a reconhecer as vantagens de usar a entalpia como coordenada nos diagramas de estado, que apareceu em um artigo seu em 1904 e que ele aplicaria mais tarde ao diagrama de estado do ar úmido.

Em 1905, Otto H. Mueller^[33] publicou um extenso artigo sobre a questão do arrefecimento dos condensadores das modernas centrais térmicas de geração de energia elétrica na época.

Reverteria para Willis Haviland Carrier [1876-1950], por uma particular conjugação de circunstâncias, o reconhecimento da importância do condicionamento de ar tanto para aplicações industriais, como de conforto térmico. Carrier^{[34][35]}, em dois artigos fundamentais, estabeleceu as bases e métodos da disciplina de Engenharia que se conhece por condicionamento de ar, conforme esquema da figura 2.6.

A carta psicrométrica, também chamada de diagrama ou ábaco psicrométrico, é um gráfico que permite obter o traçado de diversos processos psicrométricos e a determinação dos estados e propriedades do ar úmido. Qualquer ponto na carta psicrométrica é denominado de ponto de estado, cuja localização, para uma dada pressão barométrica, é fixada por duas das propriedades, no mínimo.

As cartas psicrométricas mais conhecidas são publicadas pela *Carrier, Trane Company* e *ASHRAE*. A figura 2.7 é um exemplo de carta psicrométrica desenvolvida por software, onde as propriedades psicrométricas são definidas em função de uma dada pressão barométrica.

É importante conhecer os recursos e aplicações da carta psicrométrica para uma melhor compreensão do processo de condicionamento de ar. Através da carta psicrométrica pode-se definir se uma tubulação ou equipamento deve ser isolado ou não, as condições termodinâmicas do ar de uma câmara frigorífica e de um recinto qualquer. Em resumo, a aplicação da carta psicrométrica é mais ampla do que normalmente utilizamos.

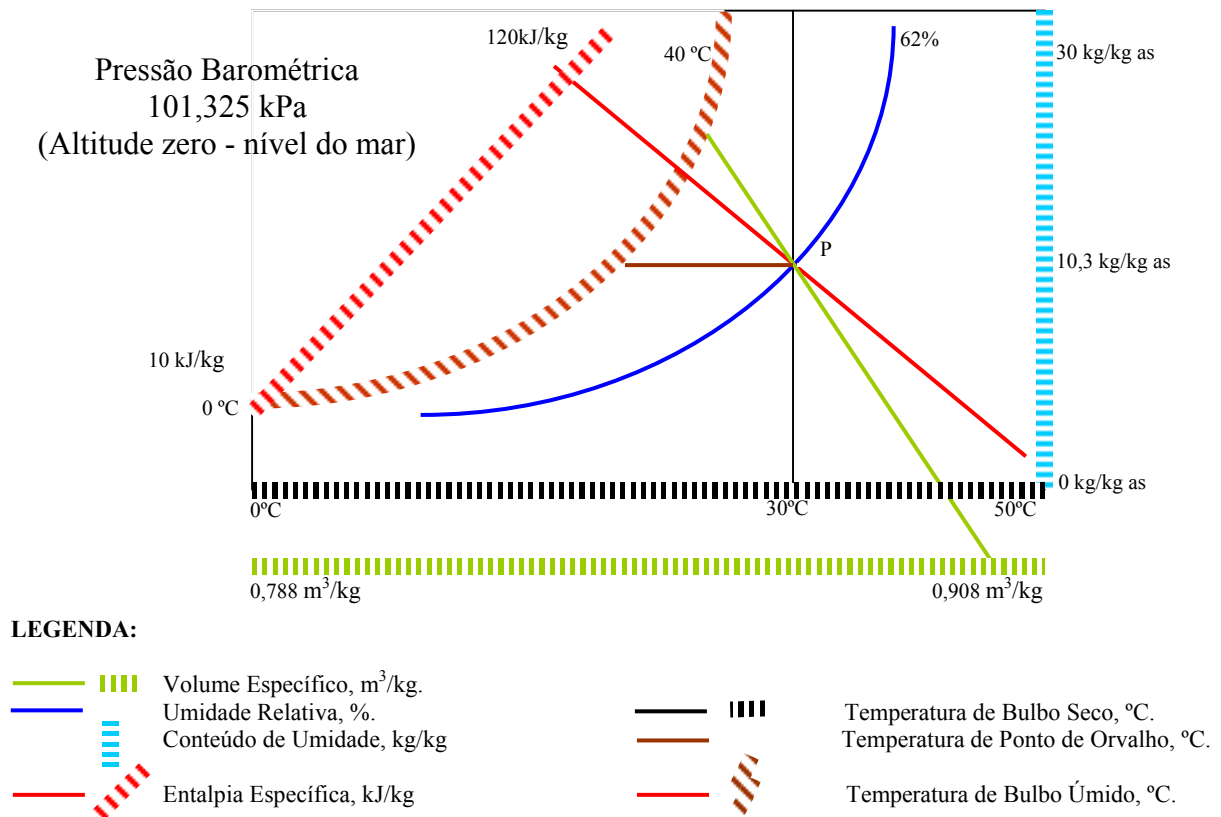


Figura 2.6 – Indicação quanto ao modo de utilizar o diagrama psicrométrico.

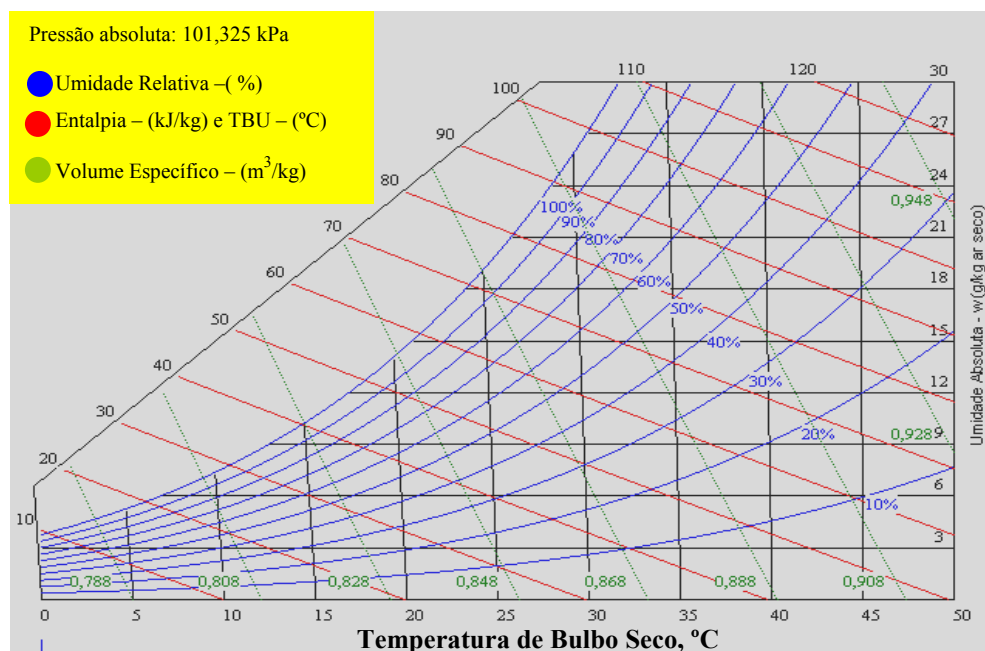


Figura 2.7 – Carta psicrométrica ao nível do mar. (Dados obtidos do software PSIPROJECT, cortesia do aluno Rogério Soares da Silva – Mestrado em Engenharia Mecânica / Processos e Sistemas Térmicos - UFPE).

2.4 – PARÂMETROS UTILIZADOS NO ESTUDO DE UNIDADES CONDICIONADORAS DE AR TIPO JANELA

2.4.1 – Diagrama pressão versus entalpia

O diagrama de propriedades termodinâmicas pressão versus entalpia é muito útil no estudo de ciclos de refrigeração de compressão de vapor. Sua comodidade indica graficamente colunas de valores de várias tabelas. Sendo assim, é fácil visualizar as variações que se dão quando o refrigerante passa de uma parte do ciclo para outra. Nele são traçadas várias das propriedades físicas de um refrigerante em dois eixos de pressão (p) e entalpia (h). A figura 2.8 representa de forma resumida o diagrama pressão versus entalpia.

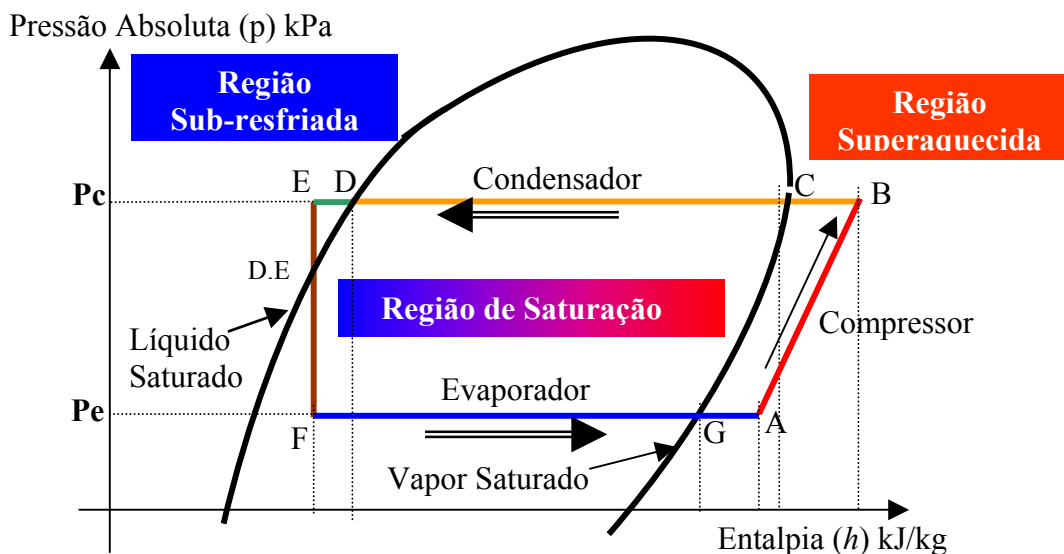


Figura 2.8 – Diagrama pressão versus entalpia do ciclo de refrigeração

Os quatro componentes principais de um ciclo de refrigeração de vapor são identificados com facilidade no diagrama pressão versus entalpia pelos processos de expansão, evaporação, compressão e condensação.

2.4.2 – Balanço de energia para o ciclo de refrigeração.

O balanço de energia do ciclo de refrigeração é feito considerando-se o sistema operando em regime permanente, nas condições de projeto, ou seja, à temperatura de condensação (T_c) e temperatura de evaporação (T_e). A análise do ciclo teórico simples permite, de forma prática, verificar quais parâmetros têm influência na capacidade de refrigeração (q_e), no coeficiente operacional (COP) e na relação de eficiência energética (EER).

2.4.2.1 - Capacidade frigorífica do ciclo de refrigeração ou potência frigorífica da instalação (q_e)

A capacidade frigorífica (q_e) é a quantidade de calor por unidade de tempo retirada do meio que se quer resfriar através do evaporador do sistema frigorífico. Com base na figura 2.9, aplicando-se a equação da conservação da energia em regime permanente e desprezando-se a variação de energia cinética e potencial, e considerando ainda que não há potência envolvida, temos a equação 2.12:

$$q_e = \dot{m}_f \cdot (h_1 - h_4), \text{ em W.}$$

[eq. 2.12]

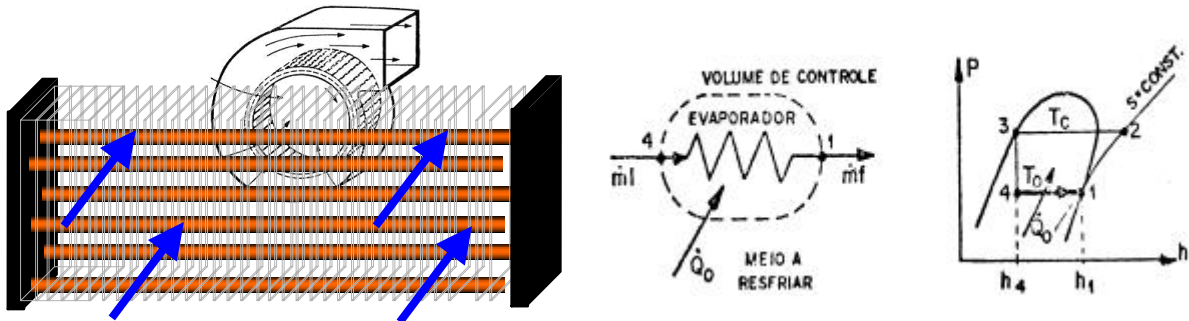


Figura 2.9 – Desenho de um evaporador, volume de controle aplicado ao evaporador e a indicação do processo 4-1 no diagrama de pressão versus entalpia.

Define-se q_e como sendo a capacidade frigorífica do ciclo de refrigeração operando com temperatura T_c e T_e em W ou J/s, para fluxo mássico $\dot{m}_f$ em kg/s e entalpia específica h_1 e h_4 em J/kg. O fluxo de massa de refrigerante ($\dot{m}_f$) deve ser mantido pelo compressor. Normalmente se conhece a capacidade frigorífica que deve ter o sistema de refrigeração, que deve ser igual ou próximo da carga térmica. Caso se estabeleça o ciclo frigorífico que deve operar o sistema, pode-se determinar o fluxo de massa ($\dot{m}_f$) e conseqüentemente o compressor necessário ao sistema.

A quantidade de calor retirado por um quilograma de refrigerante através do evaporador é chamada de Efeito Frigorífico (EF) ou Efeito Refrigerante (ER), ou seja, a diferença de entalpia entre a entrada e saída do evaporador, conforme figura 2.10 e equação 2.13:

$$E.R = h_1 - h_4, \text{ em J/kg.}$$

[eq. 2.13]

2.4.2.2 - Potência teórica do compressor ou potência mecânica teórica da instalação ($\dot{W}_C$)

Chama-se potência teórica do compressor à quantidade de energia na unidade de tempo, que deve ser fornecida ao refrigerante, pelo compressor, para que ele passe do estado 1 (sucção do compressor), para o estado 2 (descarga do compressor), sendo este processo isentrópico. Aplicando-se a equação da conservação da energia em regime permanente e desprezando-se a variação de energia cinética e potencial, e considerando ainda que não há transferência de calor através do volume de controle, obtém-se a equação 2.14, conforme figura 2.10:

$$\dot{W}_C = \dot{m}_f \cdot (h_2 - h_1), \text{ em W ou J/s.}$$

[eq. 2.14]

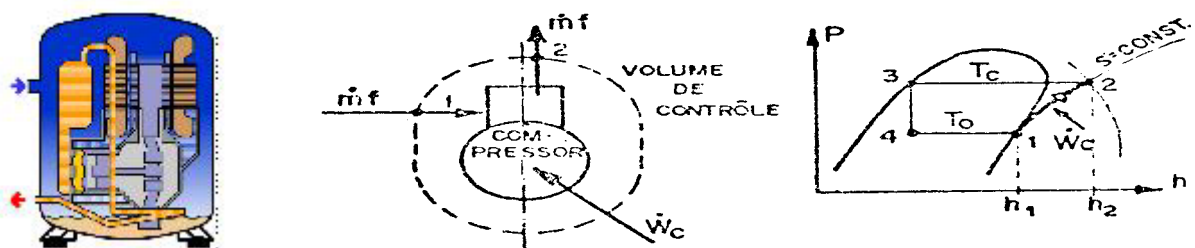


Figura 2.10 – Desenho de compressor alternativo, volume de controle no compressor e processo de compressão isentrópico 1-2 no diagrama de pressão versus entalpia.

A equação 2.14 fornece a potência, em W ou J/s, teoricamente necessária para que o fluxo mássico de refrigerante ($\dot{m}_f$), em kg/s, que entra no compressor passe do estado 1 para o estado 2.

2.4.2.3 - Calor rejeitado no condensador ou potência calorífica da instalação (q_c)

Da mesma maneira que se procedeu para o evaporador, a quantidade de calor por unidade de tempo a ser rejeitada no condensador para o sistema operando em regime permanente nas temperaturas T_c e T_e é calculado pela equação 2.15 e com base na figura 2.11.

$$q_c = \dot{m}_f \cdot (h_2 - h_3), \text{ (W ou J/s)} \quad [\text{eq. 2.15}]$$

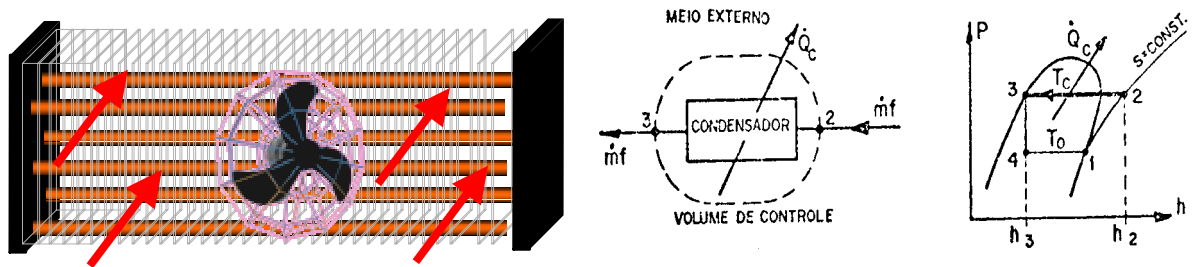


Figura 2.11 – Desenho de um condensador, volume de controle sobre o condensador e a indicação do processo 2-3 no diagrama de pressão versus entalpia.

2.4.2.4 – Dispositivo de expansão:

O dispositivo de expansão pode ser de vários tipos, mas para uma unidade condicionadora de ar tipo janela é do tipo tubo capilar, onde o processo é adiabático, isto é, a troca de calor durante 1 segundo é tão pequena que é considerado desprezível, e neste caso, aplicando-se a equação da conservação da energia, desprezando-se a variação de energia cinética e potencial, como também a potência consumida, conforme a figura 2.12 obtemos a seguinte expressão: $q_{DE} = \dot{m}_f \cdot (h_4 - h_3) = 0$, pois $h_3 = h_4$.

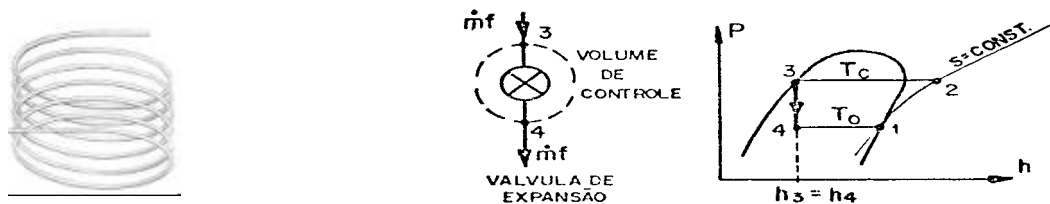


Figura 2.12 – Desenho de um tubo capilar, volume de controle sobre o tubo capilar e indicação do processo 3-4 no diagrama de pressão versus entalpia.

2.4.2.5 – Vazão de vapor refrigerante em massa e volume:

Para obter uma determinada capacidade de refrigeração q_e (W ou J/s) no evaporador, a vazão em massa do fluido refrigerante, $\dot{m}_f$ (kg/s), deverá ser conforme equação 2.16:

$$\dot{m}_f = \frac{W_c}{h_1 - h_4}, \text{ em kg/s.} \quad [\text{eq. 2.16}]$$

Para determinar o tamanho do compressor do ciclo de refrigeração, é necessário conhecer a vazão em volume do fluido refrigerante nas condições de entrada do compressor.

Conhecendo-se o valor do volume específico do vapor refrigerante na entrada do compressor, V_{esp} (m³/kg), a vazão em volume do vapor refrigerante, Q_f (m³/h), através do compressor será dada pela equação 2.17:

$$Q_f = \dot{m}_f V_{esp} = \frac{W_c}{q_e} v_{esp} = \frac{W_c V_{esp}}{h_1 - h_4}, \text{ em m}^3/\text{h} \quad [\text{eq. 2.17}]$$

2.4.2.6 - Coeficiente operacional (β ou COP):

O coeficiente operacional, de desempenho, de performance ou de eficácia do ciclo (β ou COP) é a razão entre a energia removida no evaporador (efeito refrigerante) e a energia fornecida ao compressor, definindo a eficiência do compressor num determinado ciclo de refrigeração. O coeficiente operacional β é definido conforme equação 2.18.

$$\beta_o = \frac{\text{Energia}_{\text{útil}}}{\text{Energia}_{\text{gasta}}(\text{compressor})} = \frac{\text{Capacidade}_{\text{refrigeração}}}{P_{\text{compressor}}} \quad [\text{eq.2.18}]$$

Para ACJ, o coeficiente de operação β deve ser sempre maior que 1, pois um coeficiente de eficácia elevado equivale a uma quantidade pequena de trabalho consumido para efetuar uma dada refrigeração. Portanto, um compressor eficiente pode ser definido como sendo aquele que consegue bombear a máxima quantidade de gás com o mínimo de consumo.

2.4.2.7 - Relação de eficiência energética (EER):

É um índice que determina o grau de eficiência de um condicionador de ar. É muitas vezes confundida com o COP, porém o EER determina a eficiência do aparelho como um todo e não somente do compressor no ciclo de refrigeração.

O EER é definido conforme equação 2.19.

$$EER = \frac{\text{Energia}_{\text{útil}}}{\text{Energia}_{\text{gasta}}(\text{condicionador})} = \frac{\text{Capacidade}_{\text{refrigeração}}}{P_{\text{condicionador}}} \quad [\text{eq. 2.19}]$$

Segundo o *Energy Code* da ASHRAE^[36] (1993), a eficiência mínima admissível para que um condicionador de ar de janela seja colocado no mercado americano é de EER = 2,94 (10 BTU/W.h), para ensaios previstos por norma.

A tabela 2.2 relaciona o EER de várias unidades condicionadoras de ar tipo janela, onde é verificado que aquelas com compressor rotativo são mais eficientes, pois possuem menos componentes internos em movimento, diminuindo assim o atrito/desgastes das peças (menor ruído), com maior rendimento do motor elétrico, pois o torque de partida requerido pela bomba é menor, reduzindo assim o consumo elétrico, aumentando sua vida útil. Outro fato relevante é que o fluido na sucção entra direto na bomba compressora, não entrando em contato direto com o enrolamento elétrico do motor, como ocorre com os compressores alternativos, além da inexistência de refluxo e volume morto. Contudo, é interessante frisar que estes valores da Tabela 2.2 são obtidos em catálogos de fabricantes, considerados o melhor rendimento para cada modelo para as condições exigidas pela ABNT-NBR 5882^[37], 1983.

Tabela 2.2 – EER de unidades condicionadoras de ar tipo janela.

Item	Marca	Cap. BTU/h	Modelo	EER	Equivalência EER
01	Brastemp	7.500	BCU07A/220 V (Compressor rotativo)	2,83	9,6 BTU/W.h
02	Brastemp	7.500	BCH07A/220 V (Compressor rotativo)	2,96	10,07 BTU/W.h
03	Brastemp	10.000	BCG10A/220 V (Compressor rotativo)	3,10	10,5 BTU/W.h
04	Brastemp	12.000	BCG12A/220 V (Compressor rotativo)	2,82	9,6 BTU/W.h
05	Consul	7.500	CCB07/220 V (Compressor alternativo)	2,00	6,8 BTU/W.h
06	Consul	7.500	CCB07ABBNA/220 V (Compressor rotativo)	2,85	9,7 BTU/W.h
07	Consul	9.900	CCL10ABBNA/220 V (Compressor rotativo)	3,00	10,2 BTU/W.h
08	Consul	12.000	CCL12ABBNA/220 V (Compressor rotativo)	3,00	10,2 BTU/W.h
09	Consul	15.000	CCL15ABBNA/220 V (Compressor rotativo)	2,85	9,7 BTU/W.h
10	Electrolux	7.500	AE07F/25751CBB/220 V (Compressor alternativo)	2,00	6,8 BTU/W.h
11	Electrolux	7.500	AG07F/25753CBA/220 V (Compressor rotativo)	2,80	9,5 BTU/W.h
12	Electrolux	10.000	AGF/25093CBA/220 V (Compressor rotativo)	2,80	9,5 BTU/W.h
13	Electrolux	18.000	AE18F/25181CBA/220 V (Compressor alternativo)	2,35	8 BTU/W.h
14	Elgin	6.000	EJF/220 V (Compressor alternativo)	1,97	6,7 BTU/W.h
15	Elgin	8.300	EJF/220 V (Compressor alternativo)	2,00	6,8 BTU/W.h
16	Elgin	10.000	EJF/220 V (Compressor alternativo)	2,10	7,1 BTU/W.h
17	Elgin	12.000	EJF/220 V (Compressor alternativo)	2,20	7,6 BTU/W.h
18	Elgin	18.000	EJF/220 V (Compressor rotativo)	2,70	9,1 BTU/W.h
19	LG	7.500	WGE-071FGA/220 V (Compressor rotativo)	2,49	8,47 BTU/W.h
20	LG	10.000	WGM-101FGA/220 V (Compressor rotativo)	2,72	9,25 BTU/W.h
21	LG	18.500	WME-180FGA/220 V (Compressor rotativo)	2,94	10,0 BTU/W.h
22	LG	21.000	WMM-210FGA/220 V (Compressor rotativo)	2,60	8,90 BTU/W.h
23	Springer	7.500	FCA075BB/220 V (Compressor rotativo)	3,20	10,70 BTU/W.h
24	Springer	10.000	MCA105BB/220 V (Compressor rotativo)	3,20	10,87 BTU/W.h
25	Springer	12.300	MCA125BB/220 V (Compressor rotativo)	3,07	10,4 BTU/W.h
26	Springer	18.000	XCJ185D/220 V (Compressor alternativo)	2,89	9,84 BTU/W.h
27	Springer	21.000	YCH305D/220 V (Compressor rotativo)	2,83	9,63 BTU/W.h
28	Springer	30.000	YCH305D (Compressor rotativo)	3,00	10,1 BTU/w.h

CAPÍTULO 3.0 – TÚNEL DE ENSAIO CLIMATIZADOR - TEC

3.1- Proposta da montagem de dutos em forma de “U” – TEC

Este equipamento, como já foi mencionado anteriormente, abrange uma gama enorme de finalidades, entre elas: Determinar o desempenho do ciclo de refrigeração através de simulações computacionais envolvendo psicrometria e termodinâmica.

As características técnicas e finalidades do equipamento estão definidas por módulo, conforme figuras 3.1 a 3.9.



Figura 3.1 – Túnel de Ensaio Climatizador em forma de “U” para unidade condicionadora de ar tipo janela (DEMEC-UFPE).

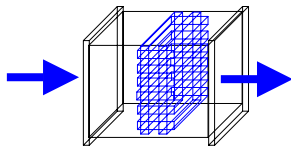


Figura 3.2 - Módulo 1 - Laminador I.

O módulo 1, conforme figura 3.2, têm a finalidade de transformar um escoamento turbulento, saída do ventilador centrífugo e caracol do condicionador de ar tipo janela, num escoamento laminar. Sendo assim, as medições de temperatura e umidade relativa, que serão medidas no módulo seguinte, serão mais precisas.

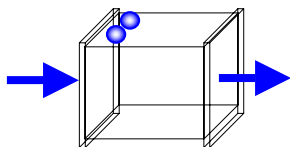


Figura 3.3 - Módulo 2 - Medidor de insuflação.

O módulo 2, conforme figura 3.3, tem a finalidade de permitir as medições de temperatura e umidade relativa de insuflação, que serão armazenadas num microcomputador com a ajuda de um *DATA LOGGER*.

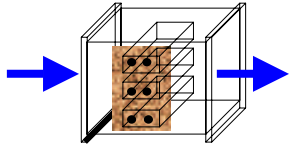


Figura 3.4 - Módulo 3 –Bateria de resistências.

O módulo 3, conforme figura 3.4, tem a finalidade de simular a carga térmica de um ambiente condicionado através de uma bateria de resistências com 3.000W de potência. Para variar a potência elétrica solicitada às resistências, foi utilizado um circuito PWM (Modulação por Largura de Pulso), que por sua vez foi controlado por potenciômetros. Ao girarmos a haste do potenciômetro, o circuito de controle aumenta ou diminui a potência elétrica entregue às resistências.

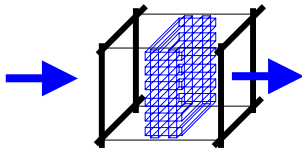


Figura 3.5 - Módulo 4 - Laminador II.

O módulo 4, conforme figura 3.5, tem a finalidade de transformar um escoamento turbulento, devido a presença da bateria de resistências, instrumentos e forma construtiva do túnel, num escoamento laminar, pois o módulo seguinte necessita de um escoamento o mais uniforme possível para medir a velocidade do ar.

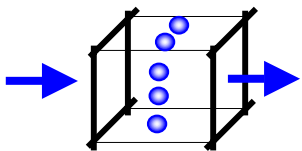


Figura 3.6 - Módulo 5 – Medidor de velocidade do interior do TEC.

O módulo 5, conforme figura 3.6, tem a finalidade de permitir a medição da velocidade do ar. Sua concepção simples é formada por uma caixa com vários furos nas laterais para permitir o acesso da sonda do anemômetro de fio quente no interior do TEC. O ar em movimento entra em contato com o sensor (termistor) de velocidade da sonda, mantido eletricamente à temperatura de 120°C e tende a resfriá-lo em proporção à velocidade do fluxo de ar. Este resfriamento provoca uma variação da corrente elétrica, que é detectada para efetuar a medição da velocidade. Os componentes eletrônicos interpretam os sinais do sensor e fornecem diretamente a leitura da velocidade do ar em um visor digital.

Módulo 6 – Este módulo tem a finalidade de servir de reserva para inclusão de equipamento(s) e/ou instrumento(s).

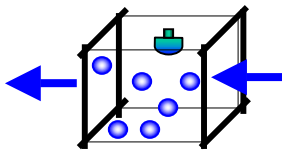


Figura 3.7 - Módulo 7 – Sistema de umidificação.

O módulo 7, conforme figura 3.7, tem a finalidade de umidificar o **TEC**. Com o funcionamento contínuo do condicionador de ar, o conteúdo de umidade presente no ar tende a diminuir, pois boa parte desta umidade é condensada e jogada para o exterior. Sendo assim, é necessário restabelecer o percentual de umidade, conforme necessidade. O sistema de umidificação é do tipo nebulizador.

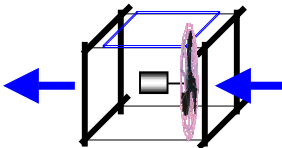


Figura 3.8 - Módulo 8 – Exaustor.

O módulo 8, conforme figura 3.8, tem a finalidade de compensar as perdas de pressão ocorridas no **TEC**. Estas perdas de pressão são causadas pelas obstruções e rugosidades dos materiais. Um ventilador auxiliar instalado no interior do módulo muda a velocidade de rotação em função de um regulador de potência (*Dimmer*), conforme figura 5.8. O valor da velocidade do ar no módulo 5, conforme equação “ $Q = V \times A$ ”, define a velocidade de rotação do ventilador auxiliar.

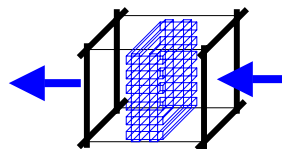
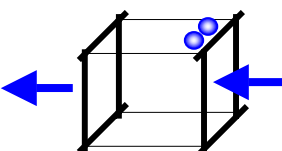


Figura 3.9 - Módulo 9 – Laminador III.

O módulo 9, conforme figura 3.9, tem a finalidade de transformar um escoamento turbulento, provocado pelas obstruções, num escoamento laminar. Sendo assim, as medições de temperaturas e umidade relativa, que serão feitas no módulo seguinte, serão mais precisas.



O módulo 10, conforme figura 3.10, têm a finalidade de permitir as medições de temperaturas e umidade relativa de retorno, que serão armazenadas num microcomputador.

Figura 3.10 - Módulo 10 – Medidor de Retorno.

CAPÍTULO 4.0 – NORMAS PARA CONSTRUÇÃO DE CALORÍMETRO PSICROMÉTRICO

I) INSTRUMENTOS:

Os instrumentos para medir temperatura, conforme ABNT-NBR 12967^[38], 1993 são os seguintes:

- a) Termômetro de mercúrio (vidro);
- b) Pares termo-elétricos;
- c) Termômetros de resistência elétrica.

Os calorímetros devem possuir instrumentos com tolerâncias compreendidas nos seguintes limites:

- a) Temperatura de bulbo seco e bulbo úmido do ar, as quais representam os ambientes interno e externo: $\pm 0,05$ °C;
- b) Todas as outras temperaturas: $\pm 0,03$ °C.

Em nenhum caso, o menor intervalo de graduação do instrumento de medição de temperaturas deve ultrapassar o dobro de exatidão prescrita. Por exemplo, para exatidão prescrita de $0,05$ °C, o menor intervalo de graduação não deve ultrapassar $0,1$ °C.

Quando uma precisão de $0,05$ °C é prescrita, deve-se utilizar um instrumento de medição calibrado contra um termômetro padrão.

A temperatura dos fluidos no interior dos canais (tubos) deve ser medida introduzindo o instrumento de medição diretamente no fluido ou numa sonda mergulhada neste.

A calibração especificada para todos os instrumentos deve ser verificada pelo menos uma vez por ano, por comparação com um padrão secundário que seja rastreável a um órgão credenciado.

II) CARACTERÍSTICAS CONSTRUTIVAS, CONFORME ABNT-NBR 13033^[5]:

O *calorímetro do tipo psicrométrico*², conforme figura 1.4, é utilizado para determinar a capacidade de refrigeração e aquecimento, pelas medições: de vazão de ar, das temperaturas de bulbo seco e úmido, do ar recirculado no ambiente interno e das temperaturas do ar de bulbos seco e úmido nas entradas e saídas do evaporador e do condensador. O calorímetro deve ser construído de forma a permitir a admissão do ar para o evaporador e o condensador, nas temperaturas de bulbo seco e úmido, especificadas na ABNT-NBR 5882^[37].

Medidores de pressão

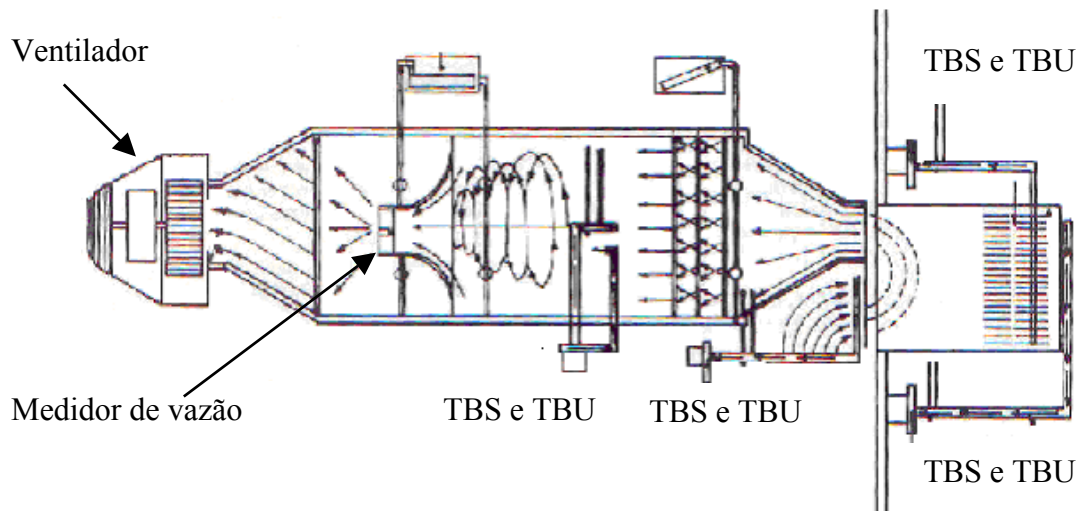


Figura 1.4 – Calorímetro do tipo psicrométrico², conforme ABNT-NBR13033/1993^[5].

O calorímetro do tipo psicrométrico² deve ser isolado termicamente, diminuindo assim a perda de calor. A tolerância máxima da perda de calor deve ser de 5% da capacidade do condicionador de ar em ensaio (valor de placa).

As aberturas para conexões elétricas e instrumentações devem ser de tal forma que eliminem qualquer vazamento de ar do compartimento de ensaio para o interior do calorímetro.

O calorímetro do tipo psicrométrico² inclui uma câmara plena para medição de vazão de ar e temperaturas de bulbo seco e úmido do ar recirculado pela unidade condicionadora de ar tipo janela em ensaio, como descrito na ABNT-NBR 12967^[38]. Ela é ligada a este por meio de um duto adaptador.

A câmara plena consiste essencialmente:

- Túnel;
- Uniformizadores (Laminadores de ar);
- Bocais e manômetros de coluna de água ou similares;
- Exaustor de vazão regulável, destinado a vencer as perdas de carga internas do túnel, a fim de garantir que não haja diferença de pressão entre a região de descarga do condicionador de ar em ensaio e a câmara plena;
- Meios para medir temperaturas do ar descarregado pelo condicionador de ar.

A vazão de ar é determinada com o sistema de refrigeração ou aquecimento em operação e devem ser determinadas com aparelhos similares à figura 4.1.

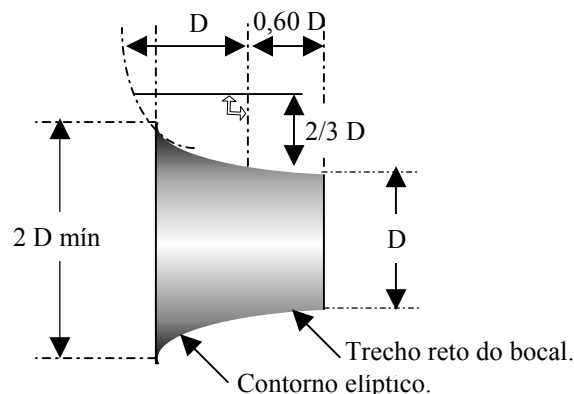


Figura 4.1 – Bocal para medir a vazão do ar recirculado.

Os uniformizadores ou laminadores diminuem a turbulência do ar de insuflação para facilitar a medição das temperaturas de bulbo seco e úmido.

A câmara plena deve possuir manômetros de precisão para medir a diferença de pressão estática entre a entrada e saída. O exaustor de vazão regulável deve ser ligado toda vez que houver diferença de pressão, pois unidades condicionadoras de ar tipo janela são fabricadas para funcionarem sem obstruções na insuflação.

III) ENSAIOS DE CAPACIDADE DE REFRIGERAÇÃO OU AQUECIMENTO DO CALORÍMETRO DO TIPO PSICROMÉTRICO, CONFORME ABNT-NBR 5882^[37], 1983, são os seguintes:

A capacidade de refrigeração ou aquecimento, neste tipo de calorímetro, é calculada com base na diferença de entalpia do ar, na entrada e na saída da unidade condicionadora de ar tipo janela, no ambiente interno. As entalpias são obtidas a partir das temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido, utilizando tabelas ou diagramas psicrométricos.

A capacidade de refrigeração (calor total) ou aquecimento para o *calorímetro do tipo psicrométrico*² é dada pela equação 4.1:

$$q_e = \left(\frac{Q_f}{v_{esp}} \cdot |h_{ret} - h_{ins}| + q_{ganho} \right) \quad [\text{eq. 4.1}]$$

Onde:

q_e = Capacidade de refrigeração, em J/s;

Q_f = Vazão volumétrica de ar no duto, em m³/s;

v_{esp} = Volume específico do ar dentro do duto, em m³/kg;

h_{ins} = Entalpia de insuflação, em J/kg;

h_{ret} = Entalpia de retorno, em J/kg.

CAPÍTULO 5.0 – MEDIÇÕES BÁSICAS

5.1 – Seleção dos instrumentos

Na seleção dos instrumentos, é de suma importância combinar a incerteza mínima destes com as tolerâncias de medição permitidas.

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

As incertezas dos instrumentos e procedimentos para medição das variáveis necessárias para obtenção das características do desempenho do condicionador de ar de janela serão relatadas a seguir.

5.2 - Temperatura

5.2.1 – Temperatura de Bulbo Seco – TBS.

A temperatura da mistura de vapor de água e ar seco será medida através de termopares instalados no módulo 1 (insuflação) e módulo 10 (retorno). O termo “bulbo seco” é adicionado ao termo temperatura para diferenciar esta grandeza da temperatura de “bulbo úmido”, que não será medida pelos instrumentos.

Características da medição:

- a) Como existe um perfil de temperatura não uniforme ao longo da área de passagem do ar, na insuflação e retorno, um número suficiente de leituras deve ser obtido para assegurar que um valor médio represente o valor real;
- b) Se a velocidade que acompanha o perfil de temperatura também não for uniforme, os valores de temperatura deverão ser apropriadamente ponderados para a determinação da temperatura média;
- c) O módulo de umidificação deverá ficar um pouco distante do módulo medidor de temperatura, pois o excesso de umidade no fluxo de ar pode alterar os valores normais da leitura da temperatura de bulbo seco (TBS);

- d) As medições de temperatura deverão ser lidas em regime permanente, ou seja, em um tempo suficiente para assegurar que um valor constante seja lido. Se houver oscilação entre os valores, que valores médios representativos possam ser determinados.

5.2.2 – Forma para medição da Temperatura de Bulbo Seco - TBS.

Os termopares podem ser de diferentes tipos, sendo que a sua escolha dá-se em função da sensibilidade pretendida e da gama de temperaturas em estudo. A grande vantagem da utilização de termopares é o seu reduzido custo, o seu manuseio e o fato de permitirem efetuar medidas de temperatura em zonas de difícil acesso. A escolha de um termopar deve ser feita com rigor, principalmente em obediência às normas exigidas pelo processo e possibilidade de obtenção do mesmo.

O termopar revestido tipo “T” (cobre-constantan) com diâmetro de 3 mm foi escolhido para medir a temperatura do ar de insuflação e retorno do ACJ, pois na faixa de temperatura de 0 a 350 °C apresenta-se dentro de um limite de erro de $\pm 1^\circ\text{C}$ ou $\pm 0,75\%$. Enquanto que os termopares tipo K e J possuem um limite de erro de $\pm 2,2^\circ\text{C}$ ou $\pm 0,75\%$. Cabe ressaltar, que o limite de erros pode ser reduzido quando realizada uma calibração prévia.

Considerando que existe uma variação de velocidade e temperatura do fluxo de ar numa determinada seção do Túnel de Ensaio Climatizador - TEC, serão instalados 6 (seis) termopares na insuflação e retorno do condicionador de ar, onde o valor considerado será a média dos valores medidos. Sabendo que qualquer obstáculo introduzido no fluxo de ar provoca perturbações e possíveis erros de leituras, os termopares devem ser bem fixos.

5.2.3 – Temperatura do fluido refrigerante do ciclo de refrigeração.

As temperaturas do fluido refrigerante do ciclo de refrigeração serão medidas com termopares revestidos do tipo “T” (cobre-constantan) com diâmetro de 3mm, instalados nas tubulações de cobre do ciclo de refrigeração.

Características da medição:

- A tubulação deve ser limpa para facilitar a transmissão de calor e permitir uma boa leitura;
- Os termopares deverão ser soldados nas tubulações com solda de estanho e revestidos de massa de calafetar para prevenir que o mesmo tenha leitura incorreta, isto é, que a temperatura do fluxo de ar circundante influencie no valor medido;
- A localização para instalação deve ser na parte superior da tubulação e o mais próximo possível do componente do ciclo de refrigeração;
- O condicionador de ar deverá amortecer e/ou minimizar as vibrações originadas de sua operação, afim de não afetar as medições.

5.2.4 – Forma para medição da temperatura do fluido refrigerante (Termopares)

Os pontos de medições de cada termopar na tubulação do ciclo de refrigeração da unidade condicionadora de ar tipo janela é mostrado na figura 5.1.

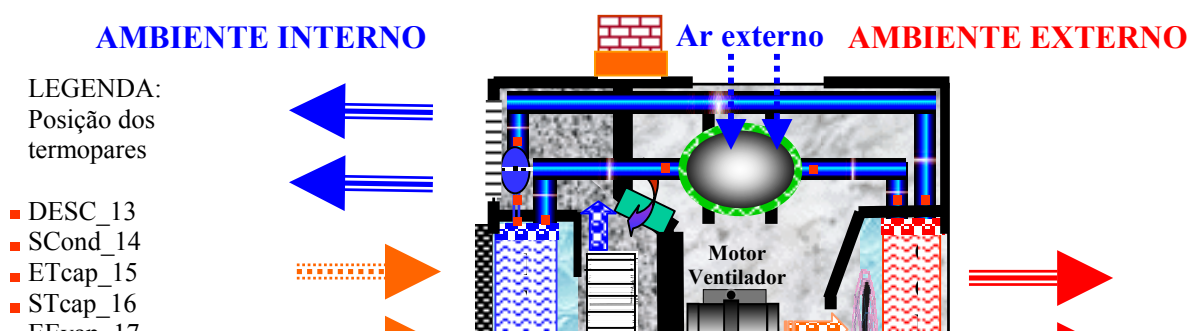


Figura 5.1 – Pontos de fixação dos termopares tipo “T” no ciclo de refrigeração do ACJ.

5.3 – Umidade relativa

5.3.1 – Instrumento para medição da umidade relativa

A umidade relativa é medida por higrômetro capacitivo, onde o sensor de umidade é uma cápsula porosa que varia a capacitância com a umidade relativa do ambiente. O sensor é excitado em frequência e a diferença de fase produzida pela capacitância do sensor é relacionada com a umidade (apresentando dependência com a temperatura ambiente). Trata-se de um método secundário, necessitando calibração prévia. A incerteza de medição é superior a 1 %.

A detecção da variação da capacitância é geralmente efetuada através da medição da carga acumulada, através da aplicação de uma tensão constante ou então indiretamente através da variação da frequência de oscilação, ou ainda, da forma de onda à saída de um circuito, do qual o sensor é parte integrante.

A figura 5.2 apresenta o esquema do sensor de umidade do tipo capacitivo e a figura 5.3 apresenta um gráfico de umidade relativa versus capacitância.

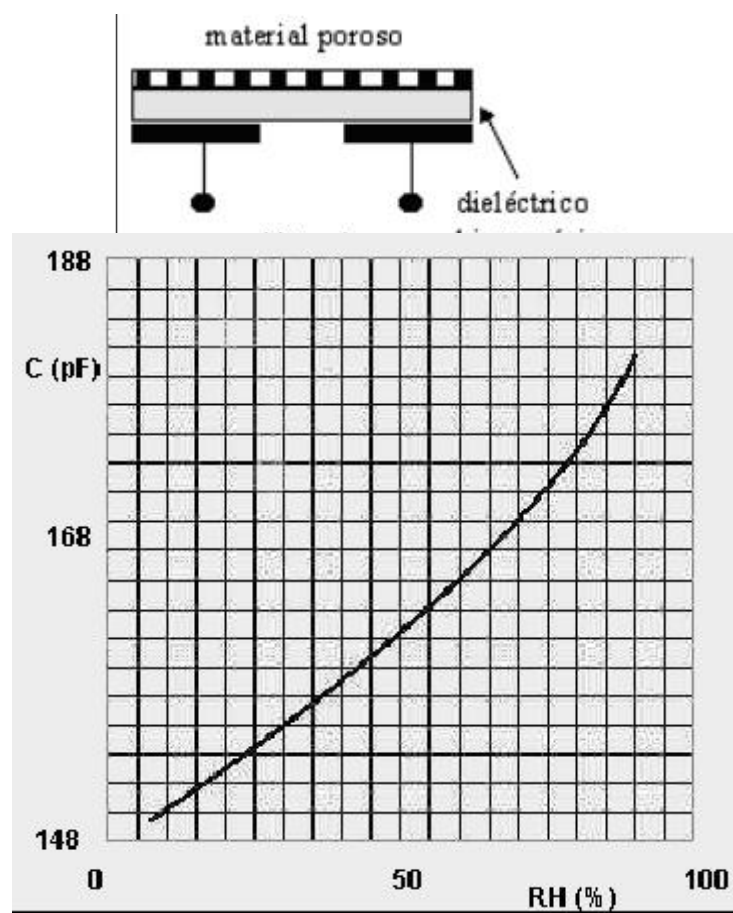


Figura 5.3 – Gráfico de umidade relativa (%) versus capacitância elétrica (pF).

O sensor capacitivo de umidade (sensor higrométrico), o qual basicamente explora a dependência da constante dielétrica de alguns materiais como teor de água no ar ambiente é um dielétrico, e neste caso é constituído por uma película fina de um material simultaneamente isolador e higroscópico o qual, dada à natureza porosa de um dos dielétricos, se encontra em contato com o ambiente cuja umidade relativa se pretende medir. Uma camada de polímero é colocada entre o eletrodo de metal e um substrato de vidro, onde a permissividade elétrica ϵ do polímero depende da quantidade de água que este contém.

Para uma melhor troca de umidade entre a camada de polímero e o ar circundante, o eletrodo de metal é feito de uma camada fina porosa de 0,1 a 1 μm obtida por um processo especial de produção. A ausência de camadas adicionais de isolamento oferece grande sensibilidade.

5.4 – Potência elétrica

A potência elétrica consumida pelo condicionador de ar individual pode ser medida através de um medidor de potência ou medindo-se a corrente elétrica e a tensão, obtendo-se então o produto entre elas, conforme equação 5.1. Neste trabalho, para o cálculo da potência mediu-se a corrente elétrica através de um alicate amperímetro, conforme instrumento da figura 5.4 e Tabela 5.1.

$$P_{elétrica} = V_{elétrica} \times I_{elétrica} \quad [\text{eq. 5.1}]$$

onde:

$P_{elétrica}$ = Potência elétrica, W;

$V_{elétrica}$ = Tensão elétrica, V;

$I_{elétrica}$ = Corrente elétrica, A.



Figura 5.4 – Alicate amperímetro, marca ICEL – Modelo AD-9030.

Tabela 5.1 – Características do alicate amperímetro, marca ICEL – Modelo AD-9030.

Tensão alternada				
ESCALA	RESOLUÇÃO	EXATIDÃO	IMPEDÂNCIA DE ENTRADA	SOBRECARGA
750 V	1V	$\pm (1,0\% + 4d)$	$> 9 \text{ M}\Omega$	750 VDC/ 750 VACrms
Resposta em frequência: de 50 a 500 Hz				
Corrente alternada				
ESCALA	RESOLUÇÃO	EXATIDÃO	SOBRECARGA MÁXIMA	
20 A	10 mA	$\pm (3,0\% + 5d)$	1.200 A por um minuto	
200 A	100 mA	$\pm (2,0\% + 5d)$		
1.000 A	1 mA	$\pm (2,0\% + 5d)$		
Resposta em frequência: 50 a 60 Hz				
Tensão máxima do circuito: 450 V				

5.5. Vazão de ar no Túnel de Ensaio Climatizador – TEC

A vazão de ar no TEC foi definida conforme os passos a seguir:

- Inicialmente, utilizando um termo-anemômetro de fio quente, conforme figura 5.5 e Tabela 5.2, mediu-se a velocidade de insuflação do condicionador de ar, sem acoplamento com o TEC. Considerando que a velocidade na insuflação é diferente em vários pontos em função do tipo de construção do TEC e da descarga de ar do ACJ, adotou-se medir vários pontos imagináveis e bem distribuídos, e assim, admitir a média;



Figura 5.5 – Termo-anemômetro de fio quente AIRFLOW TA-4.

Tabela 5.2 – Características do termo-anemômetro de fio quente AIRFLOW-TA4.

Parâmetros	Escala de velocidade: 0 a 30 m/seg (0 a 6.000 ft/min). Escala de temperatura: 0 a 80°C (32 a 176°F).
Classe de exatidão a 20°C e 1.013 mbar usando o sensor de fio quente	$\pm (3\% \text{ da leitura} + 1 \text{ dígito}).$ $\pm (3\% \text{ da leitura} + 1 \text{ dígito}).$
Resolução da velocidade	0,01 m/seg (2 pés/min).
Exatidão da temperatura	$\pm 1^\circ\text{C} + 1 \text{ Dígito} (\pm 2^\circ\text{F} + 1 \text{ Dígito}).$
Resolução da temperatura	$\pm 0,1^\circ\text{C}.$
Fonte de alimentação	04 Pilhas alcalinas do tipo AA de 1,5 volts. Vida Da Bateria: Aproximadamente 15 horas de operação.
Dimensões da ponta de prova	- Comprimento sem prolongamento: 194 milímetros. - Comprimento com prolongamento: 930 milímetros.

	- Diâmetro da ponta de prova: 8 milímetros. - Comprimento do cabo: 1.000 milímetros.
Peso (sem baterias)	360 g

- Em seguida, calculou-se a vazão de ar na insuflação do ACJ em função da área livre, conforme figura 5.6, ou seja, com base na equação $Q = V.A$. O valor resultante está de acordo com o catálogo do fabricante da unidade condicionadora de ar tipo janela, ou seja, $Q_f = 3,8 \text{ m/s} \times 0,0209 \text{ m}^2 = 0,08 \text{ m}^3/\text{s}$;
- Da mesma forma, mediu-se a velocidade no interior do TEC, conforme figura 5.7 e 5.8, (unidade condicionadora de ar tipo janela e ventilador auxiliar funcionando) e, posteriormente, calculou-se a vazão de ar. O valor da vazão de ar teve o mesmo valor calculado anteriormente, ou seja, $Q_f = 0,5 \text{ m/s} \times 0,16 \text{ m}^2 = 0,08 \text{ m}^3/\text{s}$;



Figura 5.6 – Forma de medição da velocidade no ACJ.



Figura 5.7 – Forma de medição da velocidade em duto.



Figura 5.8 – Forma de medição da velocidade no TEC.

- O ventilador auxiliar muda de velocidade de rotação para manter a velocidade dentro da faixa pré-definida, isto é, utilizando um regulador de potência, conforme figura 5.9. Desta forma, o ventilador vence a perda de carga imposta pelo TEC e elimina a possibilidade de alteração das características normais de funcionamento da unidade condicionadora de ar.



Figura 5.9 – Regulador de potência tipo deslizante, marca Pinnola, modelo DD400 (Dimmer).

5.6 – Calibração e aferição de instrumentos

Para dar maior confiabilidade na análise dos resultados dos cálculos, os instrumentos devem registrar as informações coletadas com o mínimo de desvio. Para que haja uma maior precisão destes dados, é necessário que qualquer instrumento seja previamente aferido em comparação a um instrumento de referência, chamado de instrumento padrão. Caso contrário o resultado pode ficar muito distante do real.

5.6.1 – Aferição de termopares

Todos termopares utilizados foram previamente aferidos com base num termômetro padrão com as seguintes características:

A aferição dos termopares foi realizada da seguinte forma:

- Colocou-se água dentro de um vasilhame metálico isolado termicamente, conforme figura 5.10. Utilizou-se três temperaturas: 0°, 35° e 80°C.
- Inseriu-se os termopares no vasilhame através de pequenos furos da tampa;
- Colocou-se o termômetro de bulbo de vidro padrão no centro do vasilhame. As características do termômetro de vidro são apresentadas na Tabela 5.3;

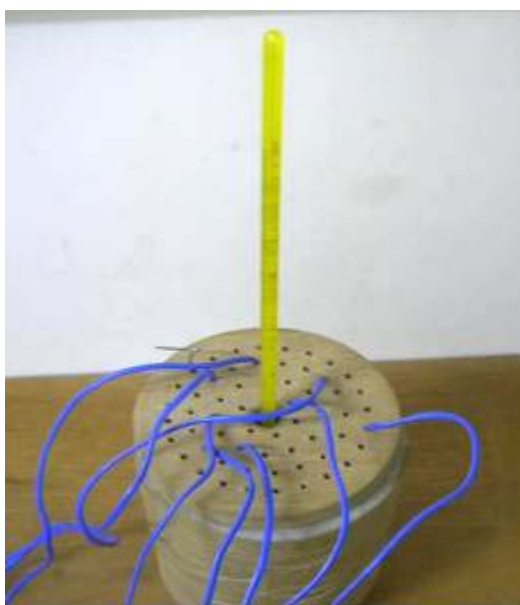


Figura 5.10 – Vasilhame isolado termicamente.

Tabela 5.3 – Características do termômetro de vidro, marca Cole-Parmer Instrument.

Modelo	U-08004-42 (mercúrio)
Método para descrição	Conforme ASTM 90 C
Ponto de solidificação	0 + 30°C
Faixa de temperatura	0 a 30°C
Divisões	0,1°C
Comprimento	370 mm
Origem	Alemanha

- Ligou-se as outras extremidades dos termopares no sistema de aquisição de dados (*Data-taker 605*), conforme figura 5.11;
- Com o auxílio do software *Delogger*, capturou-se e armazenou-se os valores das temperaturas em um banco de dados no formato de planilha eletrônica. Durante a aferição, acompanhou-se o registro dos dados no próprio monitor do computador em um período pré-determinado.



Figura 5.11 – Data-Taker 605.

Analisou-se os valores das temperaturas capturadas pelos termopares (0°, 50° e 80°C) e constatou-se que se deveria desenvolver extensões e/ou fórmulas para compensação dos erros. As figuras 5.12 e 5.13 mostram como foram desenvolvidos estes parâmetros das constantes físicas. A figura 5.12 representa a sequência inicial para escolha dos parâmetros através do programa desenvolvido no sistema de aquisição de dados.

1º Passo

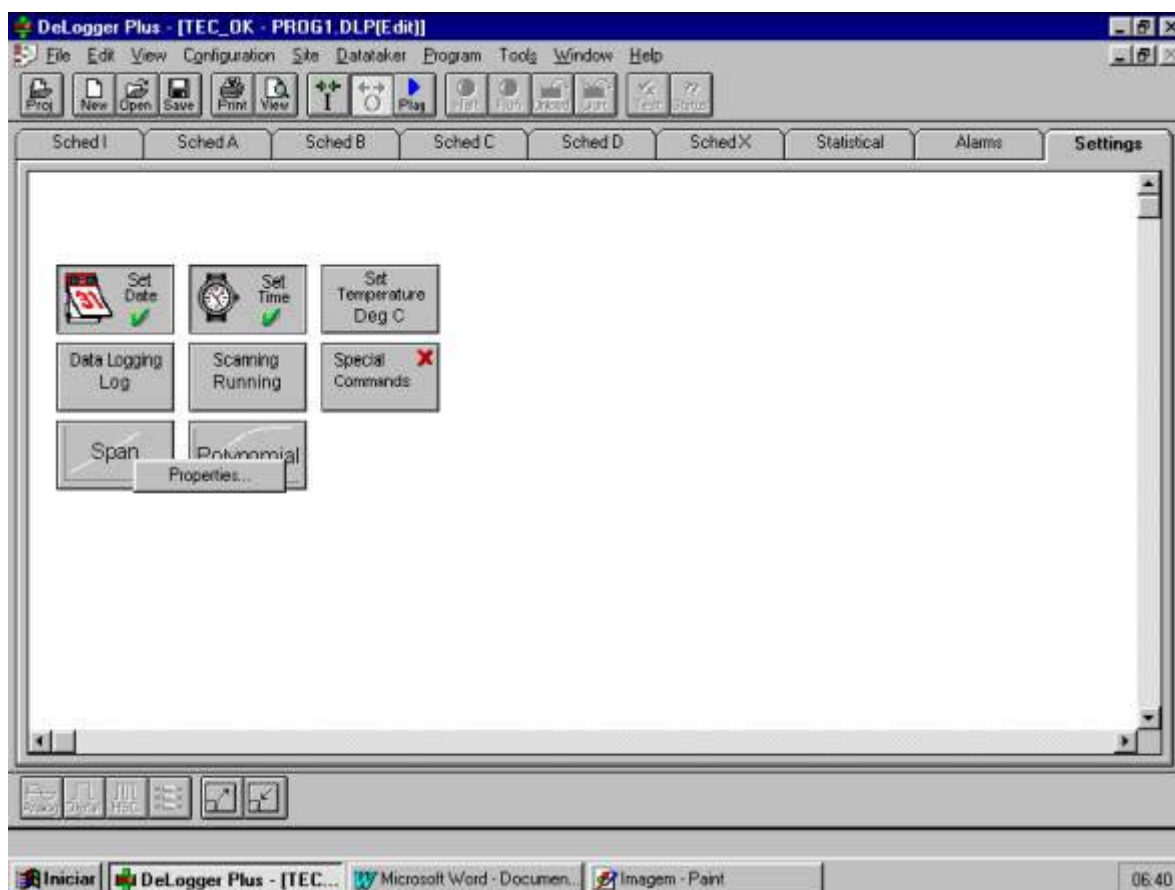


Figura 5.12 – Forma de escolha dos parâmetros das propriedades físicas.

A figura 5.13 representa o procedimento para definição dos valores dos parâmetros físicos.

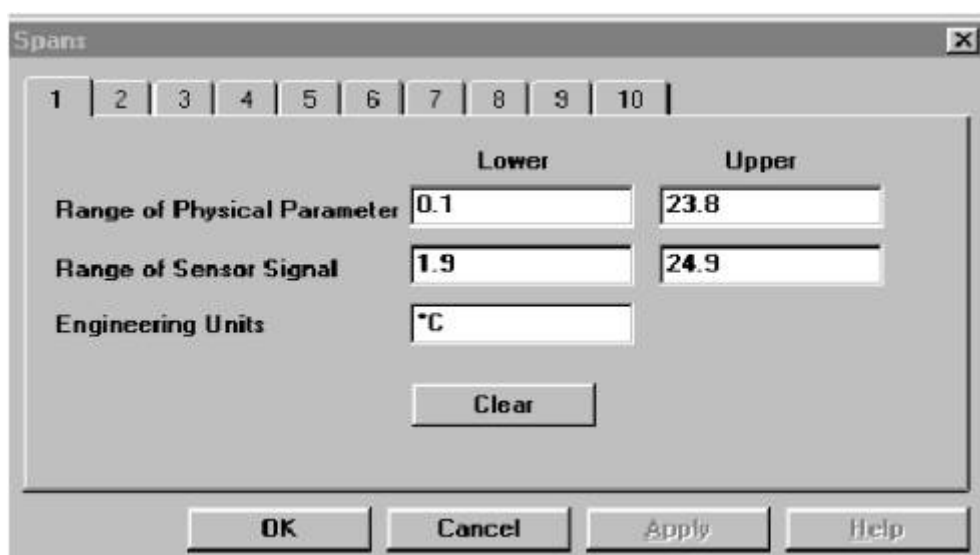


Figura 5.13 – Definições dos parâmetros das propriedades físicas.

Onde 0,1°C é o valor da temperatura da água, misturada com gelo no vasilhame, isto é, medido pelo termômetro padrão (vidro). O valor de 1,9°C é a média dos valores das temperaturas medidas pelos termopares, sob as mesmas condições. Já a temperatura de 23,8°C é o valor medido pelo termômetro padrão (vidro), com a água à temperatura ambiente.

Enquanto que, a temperatura de 24,9°C é o valor médio medido pelos termopares, sob esta nova condição.

5.6.2 – Calibração e aferição do sensor de umidade do tipo capacitivo

O sensor de umidade, conforme figura 5.14, foi desenvolvido no departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina, em Florianópolis. Este sensor de umidade é do tipo capacitivo, e foi calibrado e aferido em conformidade ao modelo HIH3610, fabricado pela empresa *Honeywell*. Cada sensor é fornecido com uma curva de calibração individual, correspondendo a uma incerteza de $\pm 3\%$, quando alimentado com uma tensão de 5 Volts (DCV).



Figura 5.14 – Sensor de umidade do tipo capacitivo desenvolvido pela UFSC – Florianópolis.

O sinal do sensor foi aferido no Laboratório de Meios Porosos e Propriedades Físicas – LMPT da UFSC, tendo como padrão um psicrômetro marca IOPE, modelo IOPHYGRO 51, conforme figura 5.15, tabela 5.4 e 5.5.



Figura 5.15 – Instrumento portátil para medição de umidade relativa e temperatura ambiente, marca IOPE, modelo IOPHYGRO 51.

Este instrumento portátil tem a função de medir instantaneamente, de maneira prática, a umidade relativa do ar e a temperatura ambiente, utilizando sondas dimensionadas para as mais diversas aplicações, sendo estas intercambiáveis entre si.

Tabela 5.4 - Características da umidade do termo-higrômetro do tipo fio quente, marca IOPE, modelo IOPHYGRO 51^[28].

Sensor capacitivo – umidade	
Faixa de medição	5 a 95% UR
Erro acumulativo	$\pm 2\%$ UR / ano
Linearidade do sensor	$\pm 1,1\%$ UR
Histerese do sensor	$\pm 1,0\%$ UR
Incerteza de leitura total (incluído sistema de calibração por sais padrão)	$\pm 3\%$ UR @ 25° C
Calibração	Norma ASTM-E 104

Tabela 5.5 - Características da temperatura do termo-higrômetro do tipo fio quente, marca IOPE, modelo IOPHYGRO 51^[28].

Sensor capacitivo – temperatura ambiente	
Faixa de Temperatura	-20 a + 60°C
Tempo de Resposta para 90% do valor	2 minutos típicos
Linearidade do Sensor	$\pm 0,5\%$ F.E.
Incerteza de Leitura Total	$\pm 0,6\%$ F.E. ± 1 LSD

5.6.3 – Calibração e aferição do alicate amperímetro

O alicate amperímetro foi comprado recentemente. Portanto, considerou-se calibração e aferição de fábrica. A incerteza de medição é de $\pm 2\%$ do valor da leitura (somado a 0,2% do valor final da escala).

5.6.4 – Calibração e aferição do termo-anemômetro do tipo fio quente

O instrumento foi fornecido com calibração e aferição de fábrica, com aprovação oficial e obedecendo a normas internacionais.

5.7 – SISTEMA DE AQUISIÇÃO DE DADOS

O sistema de aquisição de dados utilizado foi um Data-Taker 605, que possui 10 canais de ligações e possibilidade de ampliação destas ligações. Este possui visor para visualização de programação e trabalha em 110 V, 60Hz, conforme figura 5.11.

O DeLogger é um software, com base no Windows, que permite programação e supervisão do sistema de aquisição de dados, sem usar a sintaxe de comando do DataTaker.

O programa pode ser desenvolvido através da seleção dos ícones correspondentes às necessidades do usuário, ou seja, características do termopar e/ou sensor de umidade capacitivo, tempo para capturar os dados, tipo de gráfico, etc.

CAPÍTULO 6.0 – METODOLOGIA

6.1 – Metodologia proposta

Este trabalho é fundamentado numa pesquisa científica de natureza experimental, onde os fenômenos termodinâmicos são identificados de forma analítica com base em variáveis de conforto térmico humano e dados psicrométricos do ar, como também condições de operação do ciclo de refrigeração de condicionadores de ar individuais (ACJ).

A coleta de dados, conforme referência bibliográfica, é um rastreamento de informações para análise de documentações específicas referentes ao objeto de pesquisa, onde a unidade de referência é o condicionamento de ar para conforto térmico de pessoas em ambientes confinados. Sendo assim, o universo estatístico é restrito quanto ao tipo de aparelho, e ao mesmo tempo é amplo quanto à quantidade de ambientes que ainda adotam este tipo de aparelho, tais como: indústrias, comércio e residências.

6.2 – Cálculo das características do condicionador de ar

6.2.1 – Capacidade de refrigeração

A capacidade de refrigeração de um condicionador de ar tipo janela não deve ser menor que 95% do valor especificado na placa de identificação. As equações 4.1^[5] e 6.1^[26], serão utilizadas como uma das opções para definir a capacidade de refrigeração da unidade condicionadora de ar tipo janela do experimento.

$$q_e = \left(\frac{Q_f}{v_{esp}} |h_{ret.} - h_{ins.}| + q_{ganho} \right) \quad [\text{eq. 4.1}]$$

$$q_{ganho} = \left[\frac{l}{\frac{1}{\alpha_{int}} + \frac{esp_{isopor}}{k_{isopor}} + \frac{esp_{chapa}}{k_{chapa}} + \frac{1}{\alpha_{ext}}} \right] * A * \Delta T \quad [\text{eq. 6.1}]$$

Onde:

q_e = Capacidade de refrigeração, em J/s;

q_{ganho} = Ganho de calor no TEC, em J/s;

Q_f = Vazão volumétrica de ar no duto, em m³/s;

V_{esp} = Volume específico do ar dentro do duto, em m³/kg;

α_{int} = Coeficiente de transmissão de calor do filme interno através da convecção forçada, em W/m².K;

α_{ext} = Coeficiente de transmissão de calor do filme externo através da convecção natural, em W/m².K;

ΔT = Diferença de temperatura (Temperatura externa – Temperatura interna), em K.

A = Área superficial de transmissão de calor, em m²;

esp_{isopor} = Espessura da placa de isopor, em m;

esp_{chapa} = Espessura da chapa galvanizada, em m;

k_{isopor} = Coeficiente de transmissão de calor por condução do isopor, em W/m.K;

k_{chapa} = Coeficiente de transmissão de calor por condução da chapa galvanizada, em W/m.K;

h_{ins} = Entalpia do ar de insuflação, em kJ/kg;

h_{ret} = Entalpia do ar de retorno, em kJ/kg.

O valor do q_e muda em função das condições de operação da unidade condicionadora de ar tipo janela. Sendo assim, as figuras 6.1 a 6.10 mostram como foram determinadas as propriedades psicrométricas do ar no interior do TEC, isto é, utilizando um software desenvolvido pelo Departamento Técnico da Manis Catalunya S.A. A Tabela 6.1 resume cinco amostras de capacidade de refrigeração do TEC em função destas propriedades.

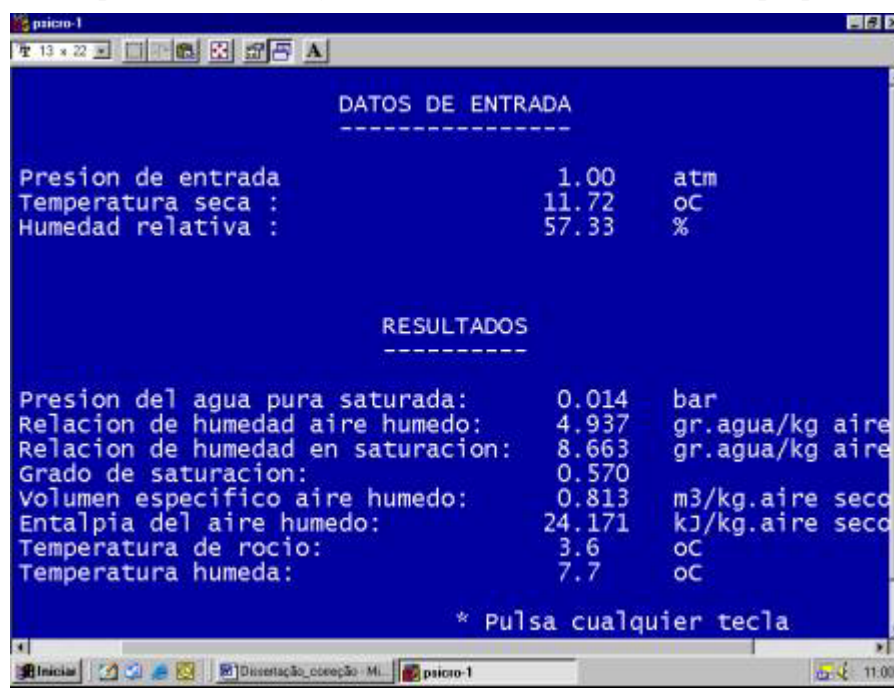


Figura 6.1 – Propriedades psicrométricas do ar de insuflação no interior do TEC – 11/12/2003 – 17:18:30 horas.

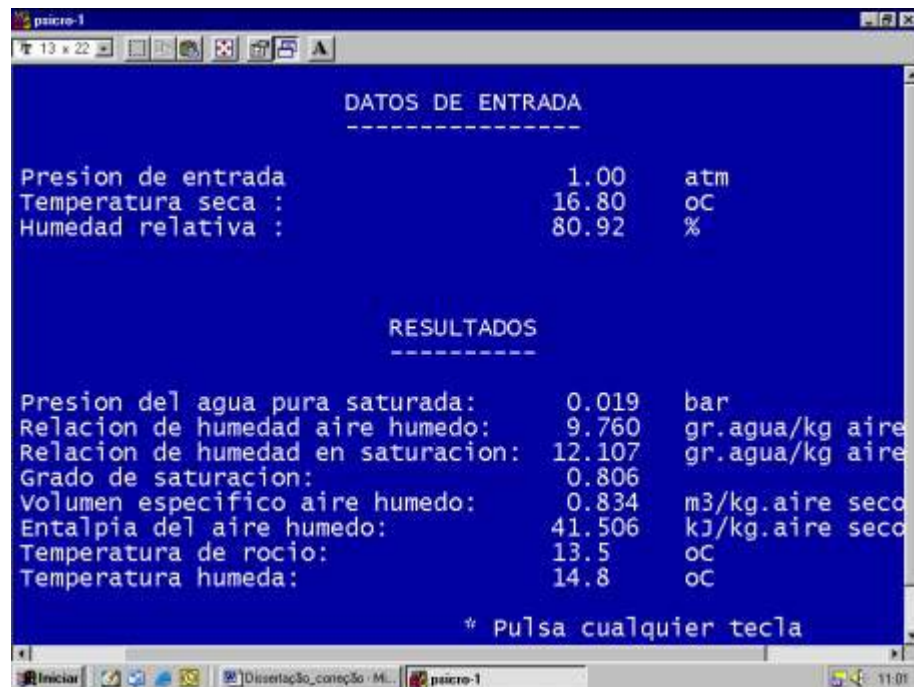


Figura 6.2 – Propriedades psicrométricas do ar de retorno no interior do TEC – 11/12/2003 – 17:18:30 horas.

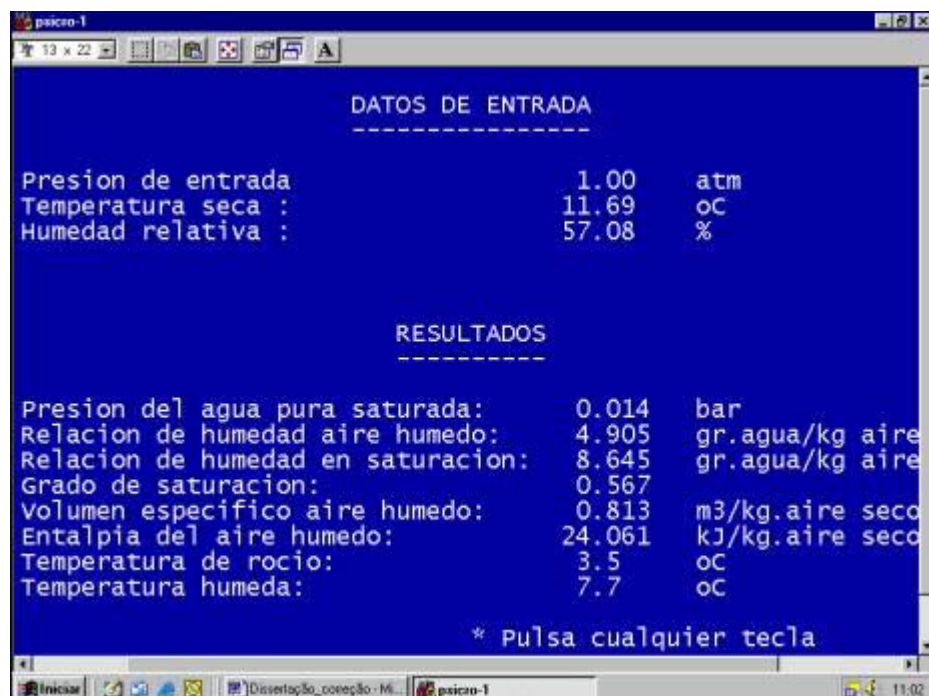


Figura 6.3 – Propriedades psicrométricas do ar de insuflação no interior do TEC – 11/12/2003 – 18:00 horas.

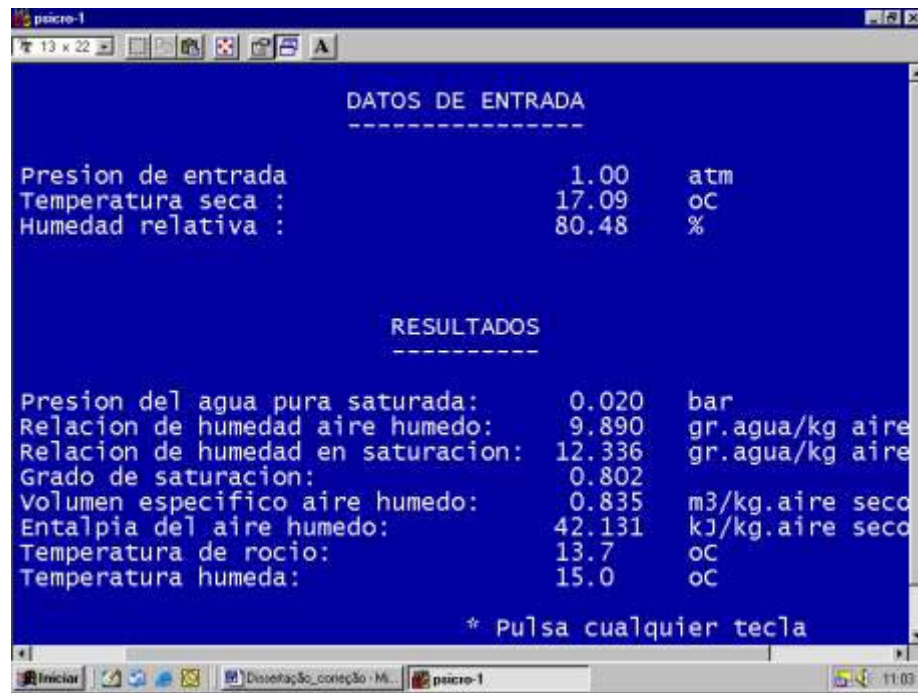


Figura 6.4 – Propriedades psicrométricas do ar de retorno no interior do TEC – 11/12/2003 – 18:00 horas.

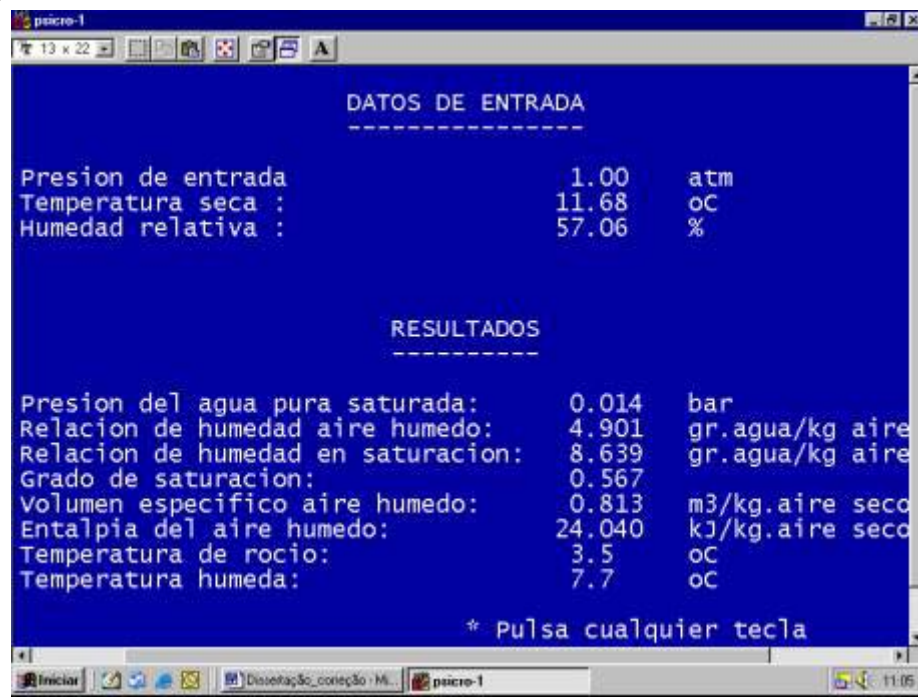


Figura 6.5 – Propriedades psicrométricas do ar de insuflação no interior do TEC – 11/12/2003 – 17:55:17 horas.

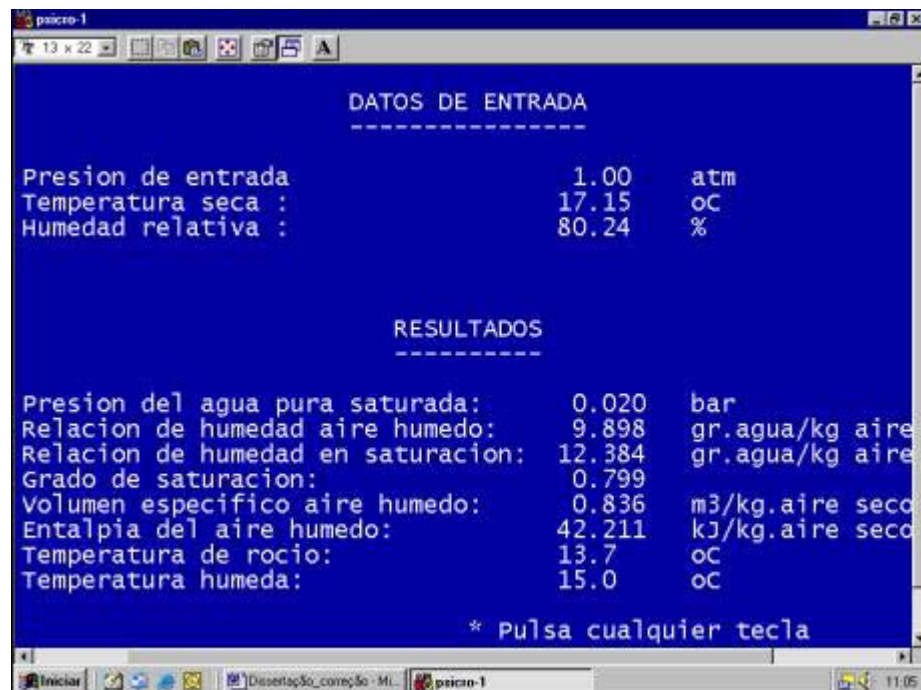


Figura 6.6 – Propriedades psicrométricas do ar de retorno no interior do TEC – 11/12/2003 – 17:55:17 horas.

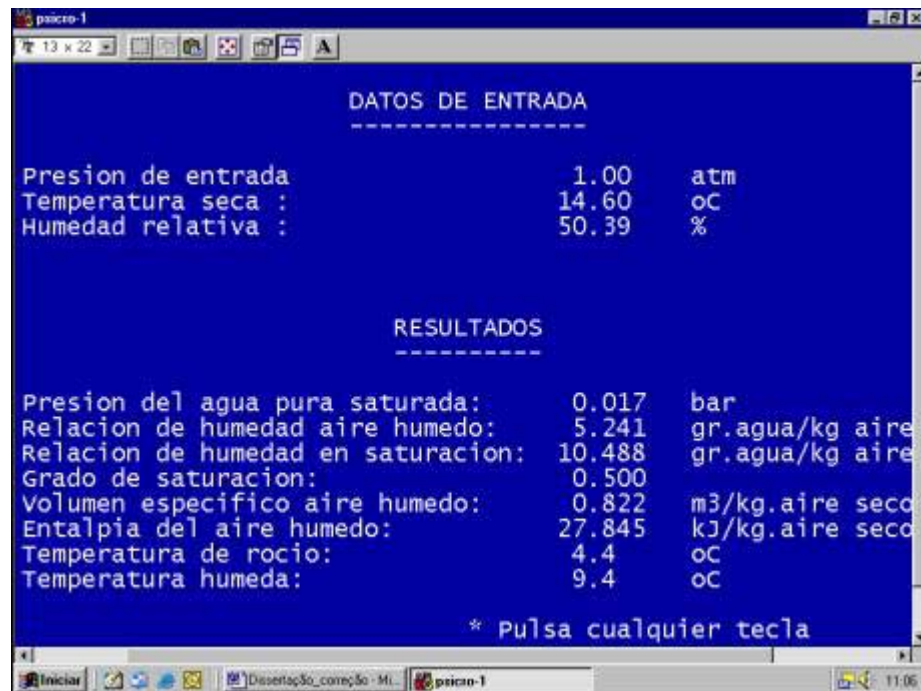


Figura 6.7 – Propriedades psicrométricas do ar de insuflação no interior do TEC – 11/12/2003 – 19:13:35 horas.

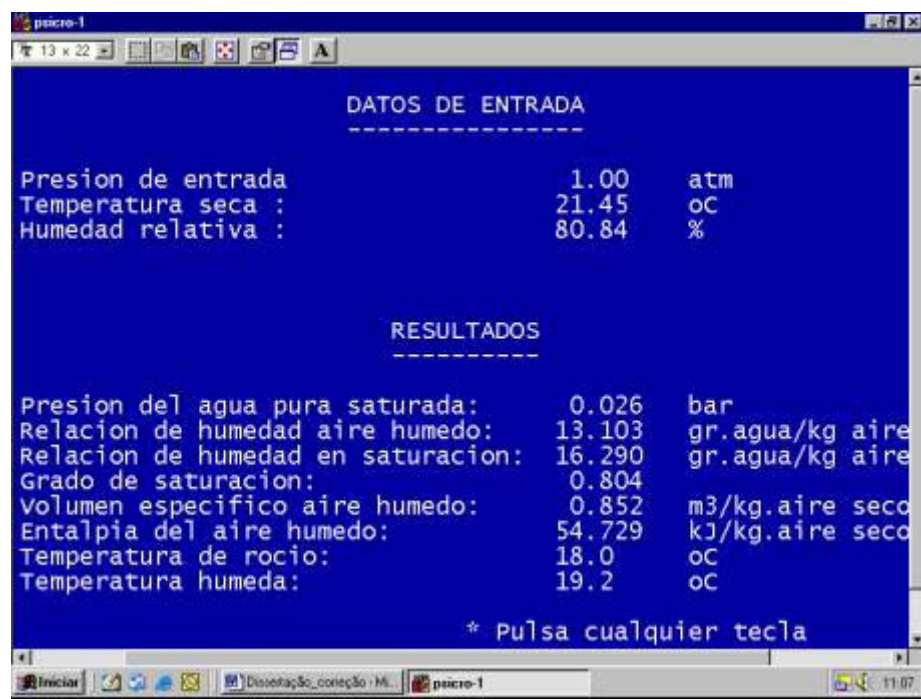


Figura 6.8 – Propriedades psicrométricas do ar de retorno no interior do TEC – 11/12/2003 – 19:13:35 horas.

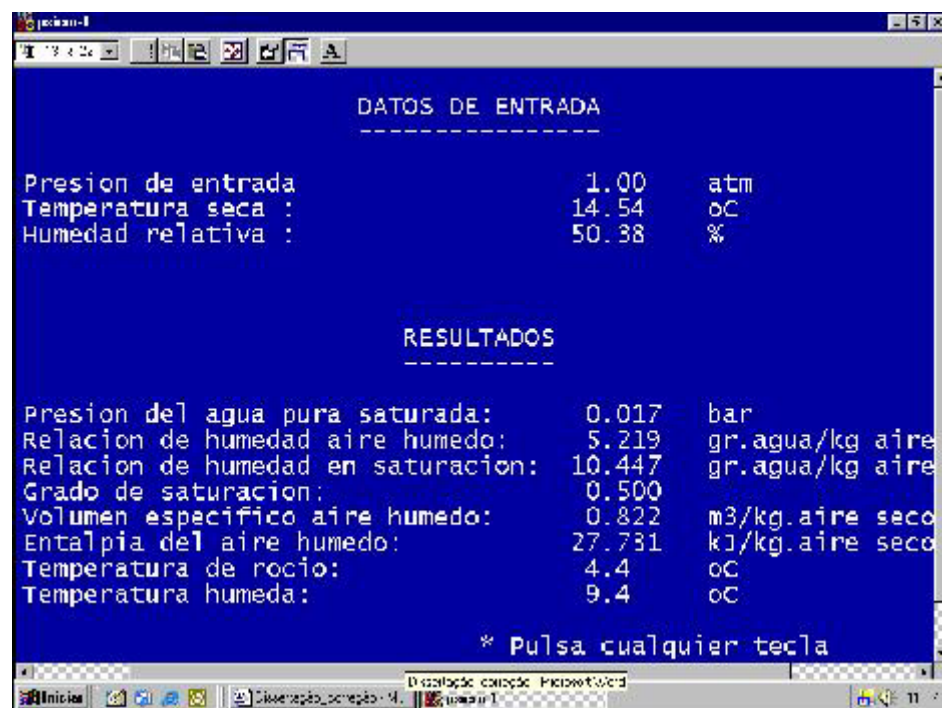


Figura 6.9 – Propriedades psicrométricas do ar de insuflação no interior do TEC – 11/12/2003 – 19:13:30 horas.

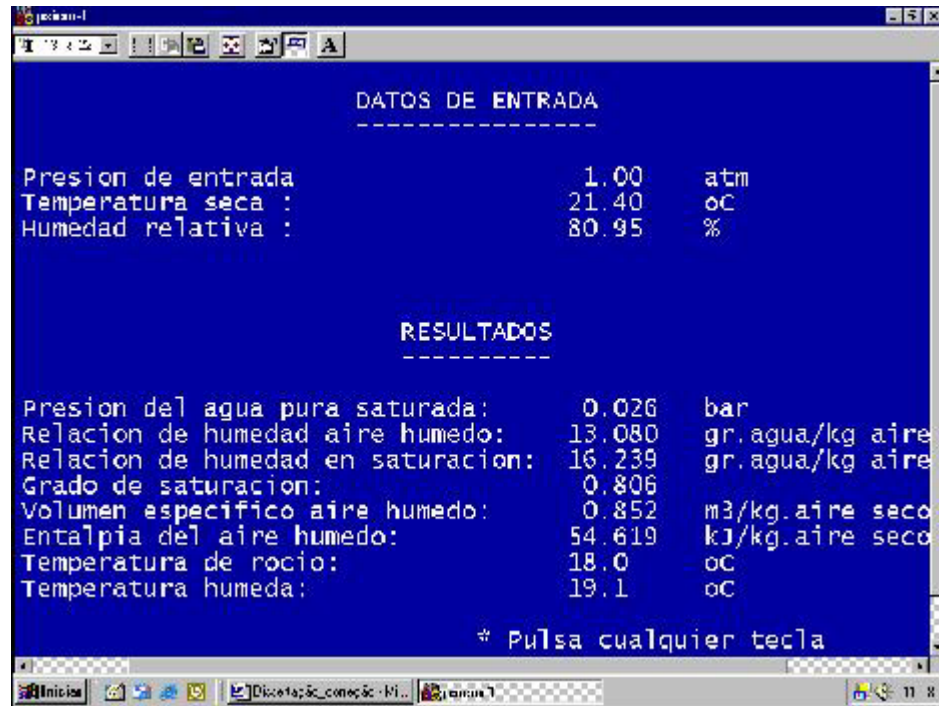


Figura 6.10 – Propriedades psicrométricas do ar de retorno no interior do TEC – 11/12/2003 – 19:13:30 horas.

Tabela 6.1 – Dados psicrométricos do ar capturados no TEC e na carta psicrométrica.

Amostras	Q_f (m ³ /s)	V_{esp} (m ³ /kg)	h_{ret} (kJ/kg)	h_{ins} (kJ/kg)	q_{ganho} (W)	q_e
01	0,08	0,834	41,51	24,17	26,2968 (1,2 %)	1.726,2 j/s (5.884,77 BTU/h)
02	0,08	0,835	42,13	24,06	26,2968 (1,2 %)	1.757,6 j/s (5.991,82 BTU/h)
03	0,08	0,836	42,21	24,04	26,2968 (1,2 %)	1.765,2 j/s (6.017,73 BTU/h)
04	0,08	0,852	54,73	27,85	26,2968 (1,2 %)	2.550,6 j/s (8.695,23 BTU/h)
05	0,08	0,852	54,73	27,73	26,2968 (1,2 %)	2.551,0 j/s (8.696,6 BTU/h)

NOTA: Os cálculos referentes aos valores de q_{ganho} registrados nesta tabela estão computados no anexo C.

Os cálculos referentes à incerteza de resultados estão no ANEXO D.

Para resolver as equações 4.1^[5] e 6.1^[26], é necessário determinar o valor do Coeficiente de transmissão de calor do filme interno através da convecção forçada (α_{int}), e Coeficiente de transmissão de calor do filme externo através da convecção natural α_{ext} .

a) Determinação do coeficiente interno de transmissão de calor por convecção forçada (α_{int})

Inicialmente, é necessário definir o número de Nusselt para o ar no interior do TEC, conforme equações 6.2^[26] [39] a 6.5^[26] [39].

$$\overline{N}_{u_{DH}} = \frac{\alpha_{int} \cdot D_H}{k} = 0,023 \cdot Re_{DH}^{0,8} \cdot Pr^n \quad [\text{eq. 6.2}]$$

$$Re_{DH} = \frac{\rho \cdot \overline{U} \cdot D_H}{\mu} \quad [\text{eq. 6.3}]$$

$$P_r = \frac{C_{esp} \cdot \mu}{k} \quad [\text{eq. 6.4}]$$

$$D_H = \frac{4 \cdot A}{P} \quad [\text{eq. 6.5}]$$

Depois se determina o α_{int} , conforme equação 6.6^{[26] [39]}.

$$\alpha_{int} = \frac{\overline{Nu}_{D_H} \cdot k}{D_H} \quad [\text{eq. 6.6}]$$

Onde:

$n = 0,4$ é usado para aquecimento com temperatura superficial maior que a temperatura do ambiente externo;

$n = 0,3$ é usado para aquecimento com temperatura superficial menor que a temperatura do ambiente externo;

Faixas de parâmetros = $(0,5 < P_r < 120)$; $(600 < Re_D < 10^7)$; $(60 < L/D)$;

$\overline{Nu}_D$ = Número de Nusselt do ar no interior do TEC;

Re_{D_H} = Número de Reynolds do ar no interior do TEC;

P_r = Número de Prandtl do ar no interior do TEC;

ρ = Densidade do ar, em kg/m^3 ;

D_H = Diâmetro hidráulico, em m;

$\overline{U}$ = Velocidade média, em m/s;

μ = Viscosidade absoluta, em N.s/m^2 ;

c_{esp} = Calor específico, em J/kg.K ;

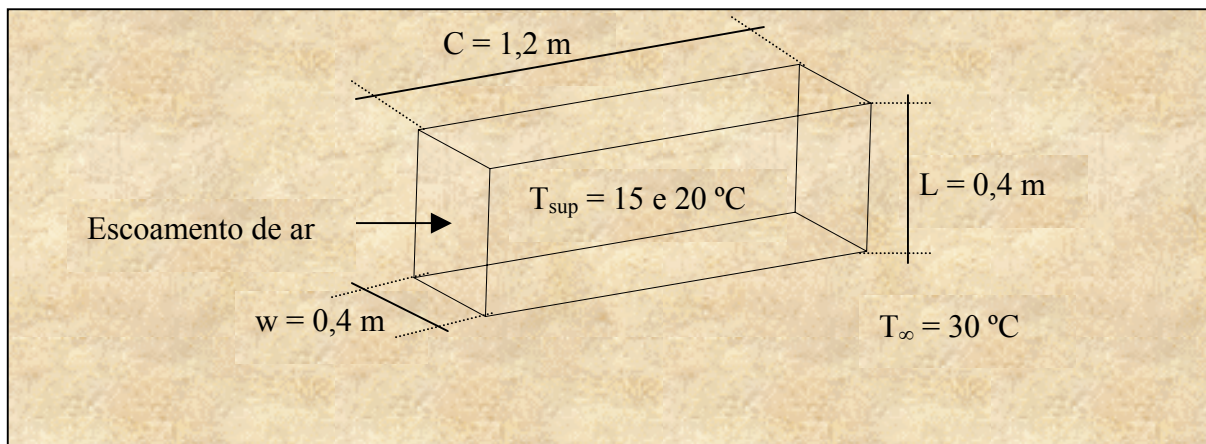
k = Condutividade térmica, em W/m.K ;

A = Área superficial de transmissão de calor, em m^2 ;

P = Perímetro do TEC, em m.

b) Determinação do coeficiente externo de transmissão de calor por convecção natural ($\alpha_{ext.}$)

O desenho esquemático da figura 6.11 define as condições que foram consideradas para calcular o valor do coeficiente de transmissão de calor do filme externo através da convecção natural ($\alpha_{ext.}$).



Onde (Dados referentes à área com transmissão de calor no TEC):

C = Comprimento, 1,2 m;

w = Largura, 0,4 m;

$L = H$ = Altura, 0,4 m;

T_{∞} = Temperatura ambiente, 30°C;

T_{sub} = Temperatura superficial, 20°C.

Figura 6.11 – Condições de transmissão de calor no TEC.

As equações 6.7^[40] e 6.8^[40], e as Tabelas 6.2^[40] e 6.3^[40] podem ser utilizadas para definir o coeficiente externo de transmissão de calor por convecção natural ($\alpha_{\text{ext.}}$) nas laterais do TEC.

$$\alpha_{\text{ext}} = C \frac{k}{L} (a.L^3.\Delta T)^m \quad [\text{eq. 6.7}]$$

Onde:

C = Constante definida em função do número de Rayleigh (R_a), conforme Tabela 6.2^[40];

k = Condutividade térmica, em W/m.K;

ΔT = Diferença de temperatura entre o ar externo e o ar interno, em K;

L = Comprimento característico do objeto, em m;

m = Constante definida em função do número de Rayleigh (R_a), conforme Tabela 6.3^[40];

O valor do coeficiente “ a ” é definido utilizando a equação 6.8.

$$a = \frac{C_{\text{esp}} \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \beta}{\mu \cdot k} \quad [\text{eq. 6.8}]$$

Onde:

C_{esp} = Calor específico, em J/kg.K;

k = Condutividade térmica, em W/m.K;

μ = Viscosidade absoluta, em N.s/m²;

ρ = Densidade do ar, em m³/kg;

β = Coeficiente volumétrico de expansão térmica, em 1/K;

g = Gravidade atmosférica, em m²/s.

Tabela 6.2 – Valores do coeficiente “ m ” correspondentes ao número de Rayleigh (R_a).

$R_a = a.L^3.\Delta T$	m
10^3 a 10^9	1/4
$\geq 10^9$	1/3

Tabela 6.3 – Valores do coeficiente “ C ” correspondentes ao número de Rayleigh (R_a).

Forma e posição	$R_a = a.L^3.\Delta T$	
	10^3 a 10^9	$\geq 10^9$
Paredes planas verticais	0,55	0,13
Cilindros verticais	0,45 a 0,55	0,11 a 0,13
Paredes planas horizontais com filme na face superior	0,71	0,17
Paredes planas horizontais com filme na face inferior	0,35	0,08

Cilindros horizontais	0,45	0,11
Esferas	0,63	0,15

O valor de L é:

- A altura para parede plana ou cilíndrica vertical, em m;
- A maior dimensão para parede plana horizontal, em m;
- O diâmetro para cilindros longos, em m;
- O raio para esferas, em m.

6.2.2 – Coeficiente de performance – COP

O coeficiente operacional, conforme equação 2.18, é a razão entre a energia removida no evaporador e a energia fornecida ao compressor, definindo a eficiência do compressor num determinado ciclo de refrigeração.

$$\beta_o = \frac{\text{Energia}_{\text{útil}}}{\text{Energia}_{\text{gasta}}(\text{compressor})} = \frac{\text{Capacidade}_{\text{refrigeração}}}{P_{\text{compressor}}} \quad [\text{eq. 2.18}]$$

Considerando a variação das condições termodinâmicas do fluido refrigerante na operação do condicionador de ar do experimento, com o compressor em operação, os valores para o COP são resumidos na Tabela 6.4, isto é, com base em cinco amostras de capacidade de refrigeração em função da potência da bateria de resistências.

Tabela 6.4 – Valores do COP para diferentes condições de operação da unidade condicionadora de ar tipo janela estudada no experimento.

AMOSTRAS	q_e	Potência do compressor	COP
01	1.726,2 W	773,77 W	2,23
02	1.757,6 W	773,77 W	2,27
03	1.765,2 W	773,77 W	2,28
04	2.550,6 W	773,77 W	3,30
05	2.551,0 W	773,77 W	3,30

6.2.3 – Relação de eficiência energética – EER

Considerando a variação das condições termodinâmicas do fluido refrigerante na operação da unidade condicionadora de ar tipo janela do experimento, com o compressor funcionando, os valores da EER são resumidos na Tabela 6.5, isto é, com base em cinco amostras de capacidade de refrigeração em função da potência da bateria de resistências e na equação 2.19.

$$EER = \frac{\text{Energia}_{\text{útil}}}{\text{Energia}_{\text{gasta}}(\text{condicionador})} = \frac{\text{Capacidade}_{\text{refrigeração}}}{P_{\text{condicionador}}} \quad [\text{eq. 2.19}]$$

Tabela 6.5 – Valores do EER para diferentes condições de operação da unidade condicionadora de ar tipo janela estudada no experimento.

AMOSTRAS	q_e	Potência total ACJ	EER
01	5.884,77 BTU/h	774,4 W	2,2 (07,60 BTU/W.h)
02	5.991,82 BTU/h	774,4 W	2,3 (07,74 BTU/W.h)
03	6.017,73 BTU/h	774,4 W	2,3 (07,77 BTU/W.h)
04	8.695,23 BTU/h	774,4 W	3,3 (11,23 BTU/W.h)
05	8.696,60 BTU/h	774,4 W	3,3 (11,23 BTU/W.h)

CAPÍTULO 7.0 – RESULTADOS E DISCUSSÃO

7.1 – Análise gráfica

Os valores das temperaturas de insuflação, retorno e ciclo de refrigeração, como também a umidade relativa do sensor do tipo capacitivo, instalados na insuflação e retorno do TEC, foram capturados e armazenados pelo *DeLogger*. O programa desenvolvido no *DeLogger* permite ao usuário a visualização e análise das condições de operação do condicionador de ar tipo janela, conforme figura 7.1.

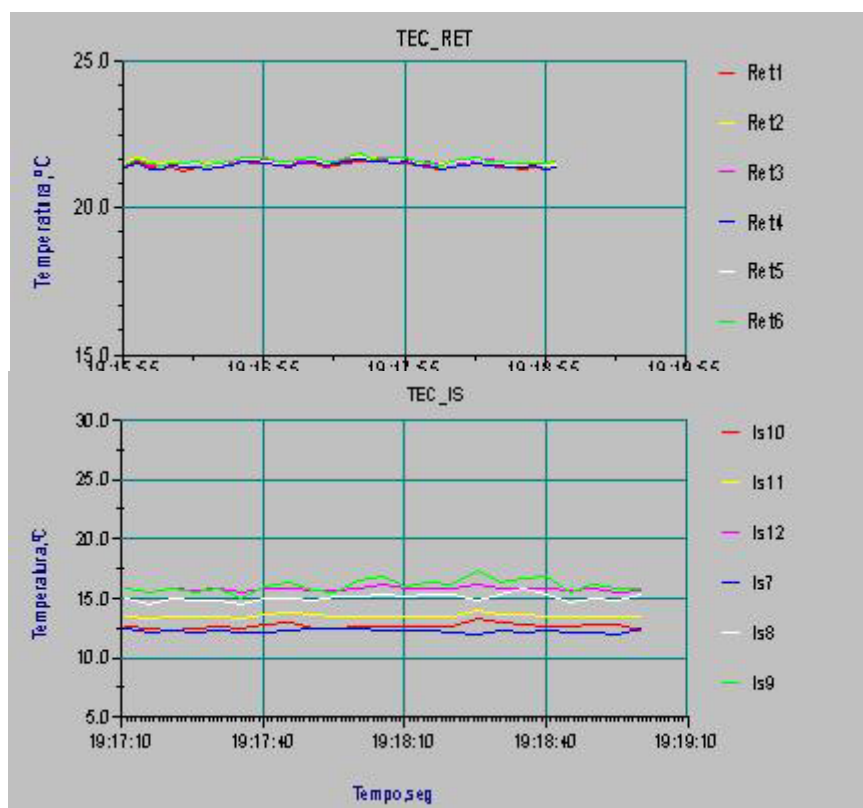


Figura
Temperatura
retorno do ar
no TEC.

7.1a –
de
do ACJ,

Figura 7.1b – Temperatura de insuflação do ar do ACJ, no TEC.

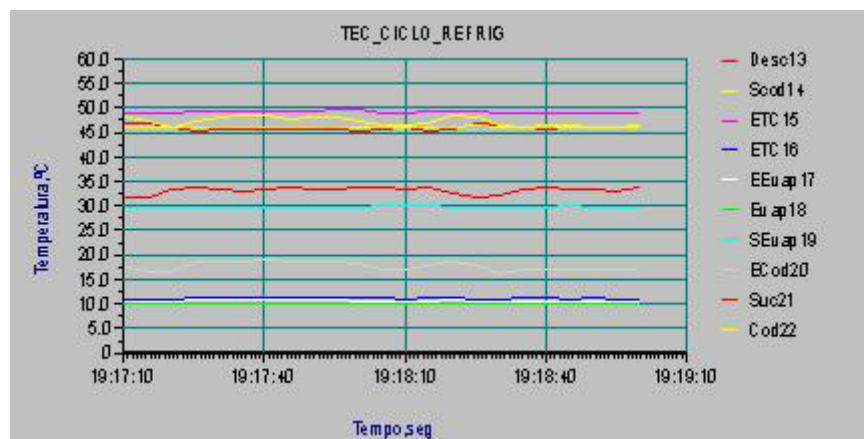


Figura 7.1c – Temperatura do ciclo de refrigeração do ACJ no experimento.

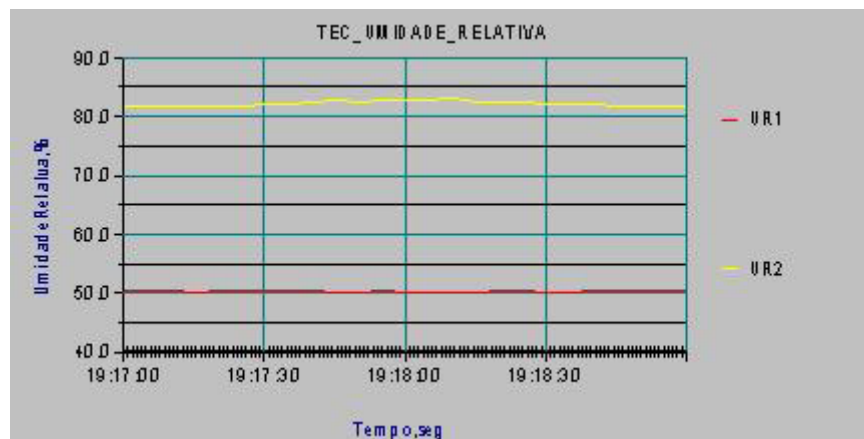


Figura 7.1d – Umidade relativa do ar no retorno e na insuflação do ACJ no experimento.

Figura 7.1 – Gráficos capturados pelo programa desenvolvido no *DeLogger*.

Os valores das temperaturas de bulbo seco e umidade relativa do ar, como também as temperatura do ciclo de refrigeração, estão expressos no ANEXO E.

É importante frisar que as temperaturas no interior do TEC possuem valores bem diferentes, pois as velocidades no interior do mesmo também possuem valores diferentes, conforme figura 7.2.



0,01	0,01	0,01	0,02
0,08	0,09	0,25	0,7
0,09	0,25	0,8	1,2
0,2	0,18	2,3	2,3

Figura 7.2 – Valores das velocidades de insuflação, em m/s, no interior do TEC (medidas com o anemômetro do tipo fio quente).

Seis sensores de temperatura e um sensor de umidade relativa foram posicionados no interior do TEC, tanto na insuflação como no retorno, conforme figuras 7.3 e 7.4. Considerando que nos cálculos de desempenho o valor médio que é utilizado.

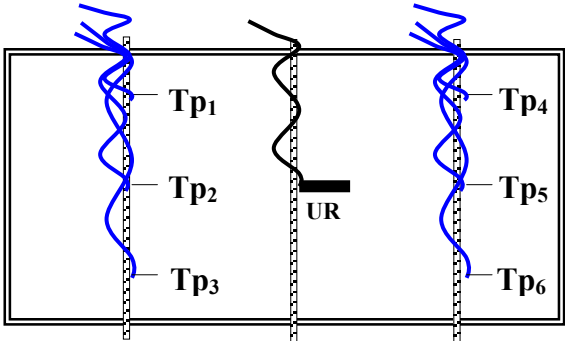


Figura 7.3 – Vista do retorno do ar no TEC, em corte.

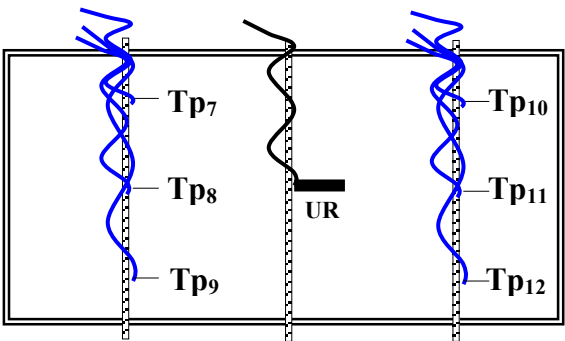


Figura 7.4 – Vista da insuflação do ar no TEC, em corte.

O experimento foi realizado em uma unidade condicionadora de ar tipo janela de 2.197,5 W (7.500 BTU/h). Utilizou-se três faixas de capacidade da potência das baterias de resistências: 902 W, 1.573,5 W e 2.272,4 W. O intervalo de tempo de análise para cada potência foi de 1:00 hora, capturados a cada 5 segundos. Contudo, para análise dos gráficos, foi considerado um intervalo de tempo menor para melhor visualização do comportamento dos parâmetros dos dois eixos, escolhendo aquele espaço de tempo que representasse modificações significativas do sistema de aquisição de dados.

A figura 7.5 representa os valores das temperaturas de insuflação no interior do TEC para potência de 902 W. Verifica-se uma faixa de temperatura entre 9 a 13,5°C. Outro dado interessante é a subida dos valores das temperaturas, pois corresponde ao tempo onde o compressor está fora de operação.

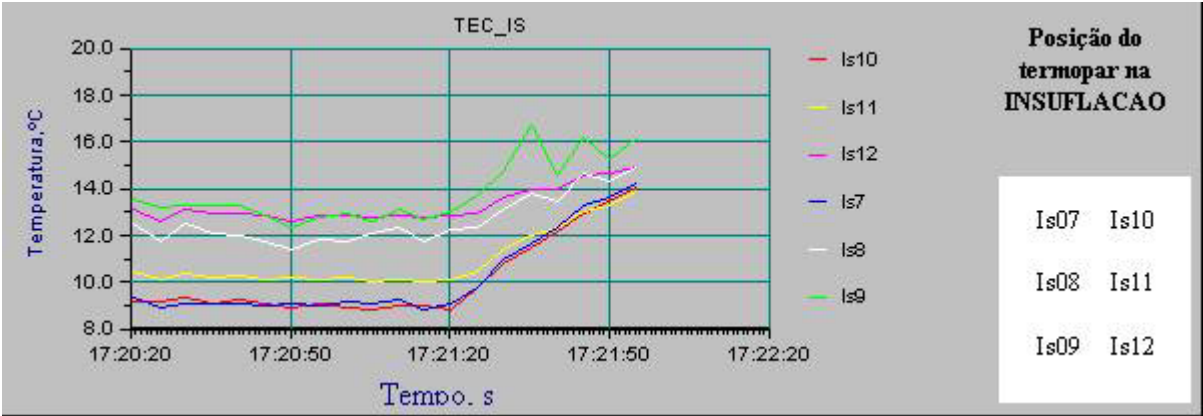


Figura 7.5 – Temperaturas de insuflação no interior do TEC (com as resistências elétricas dissipando 902 W de potência – Carga térmica).

A figura 7.6 mostra os valores das temperaturas de insuflação no interior do TEC para potência de 1.573,5 W. Verifica-se uma faixa de temperatura entre 12 a 17°C. Neste caso, o compressor permanece funcionando e os valores das temperaturas estão relativamente estáveis.

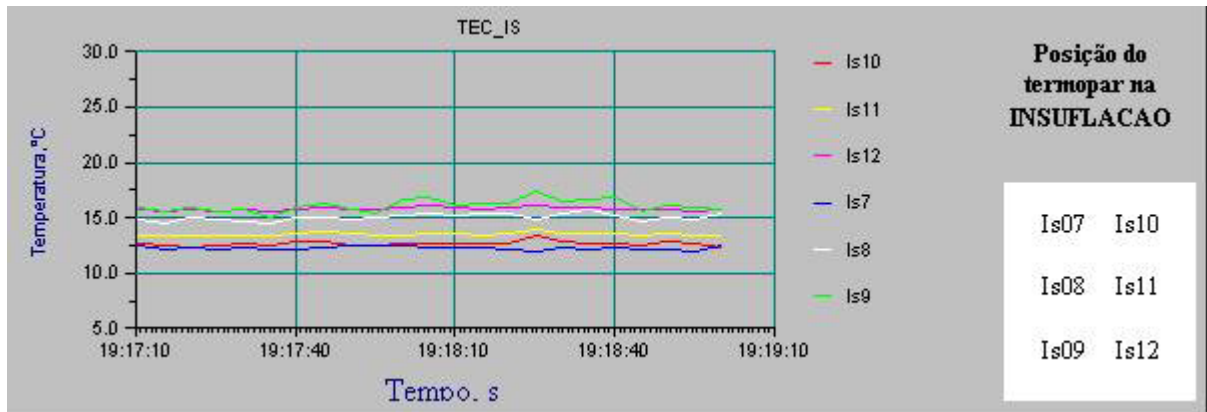


Figura 7.6 – Temperaturas de insuflação no interior do TEC (com as resistências elétricas dissipando 1.573,5 W de potência – Carga térmica).

A figura 7.7 revela os valores das temperaturas de insuflação no interior do TEC para potência de 2.272,4 W. Neste caso, nota-se que existe uma faixa de temperatura entre 16 a 24°C, com o compressor funcionando. Contudo, existem algumas oscilações das temperaturas, causadas pela desumidificação do ar através da serpentina evaporadora e umidificação do ar pelo aquecimento da água condensada impregnada nas aletas do evaporador e bandeja coletora do ACJ do experimento.

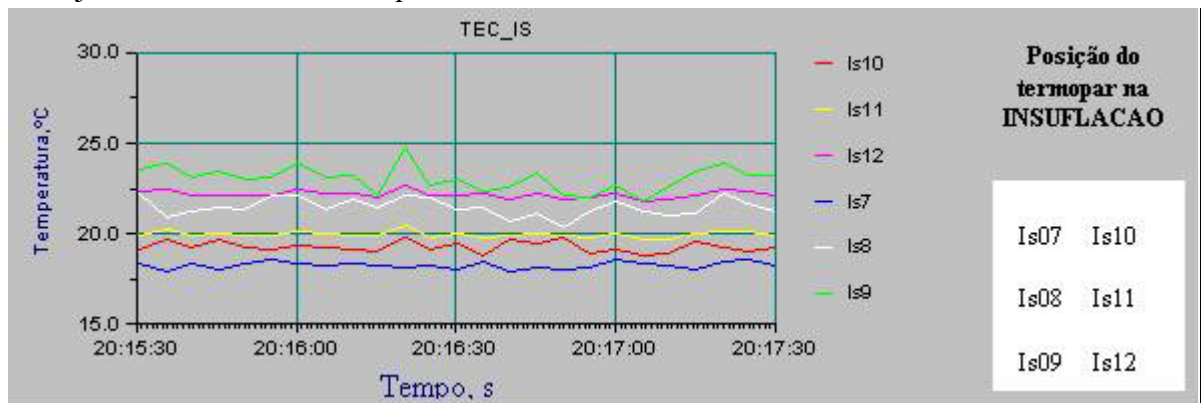


Figura 7.7 – Temperaturas de insuflação no interior do TEC (com as resistências elétricas dissipando 2.272,4 W de potência – Carga térmica).

A figura 7.8 destaca os valores das temperaturas de retorno no interior do TEC para potência de 902 W. Verifica-se uma faixa de temperatura entre 15,7 a 17°C. A subida dos valores das temperaturas é provocada pelo compressor fora de operação.

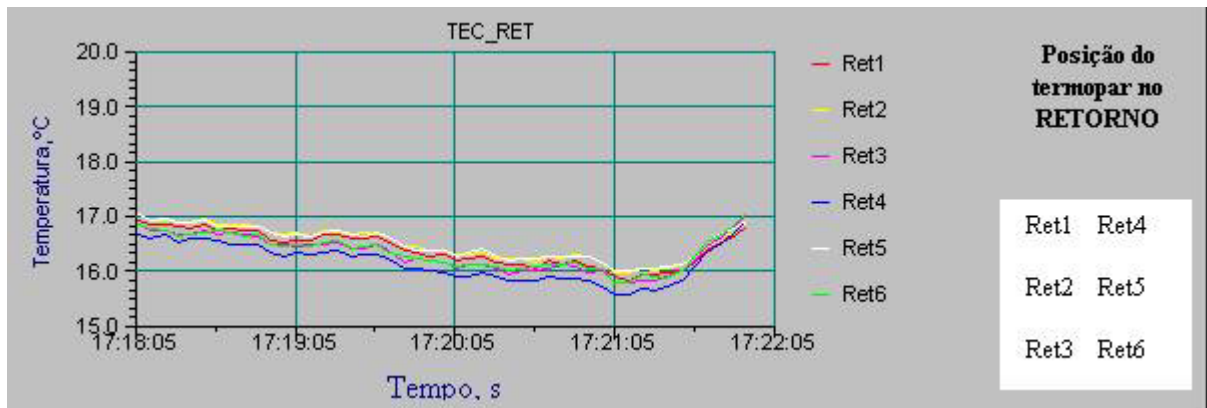


Figura 7.8 – Temperaturas de retorno no interior do TEC (com as resistências elétricas dissipando 902 W de potência – Carga térmica).

A figura 7.9 mostra os valores das temperaturas de retorno no interior do TEC para potência de 1.573,5 W. Verifica-se uma faixa de temperatura em torno de 21,5°C. Neste caso, o compressor permanece funcionando e os valores das temperaturas estão relativamente estáveis.

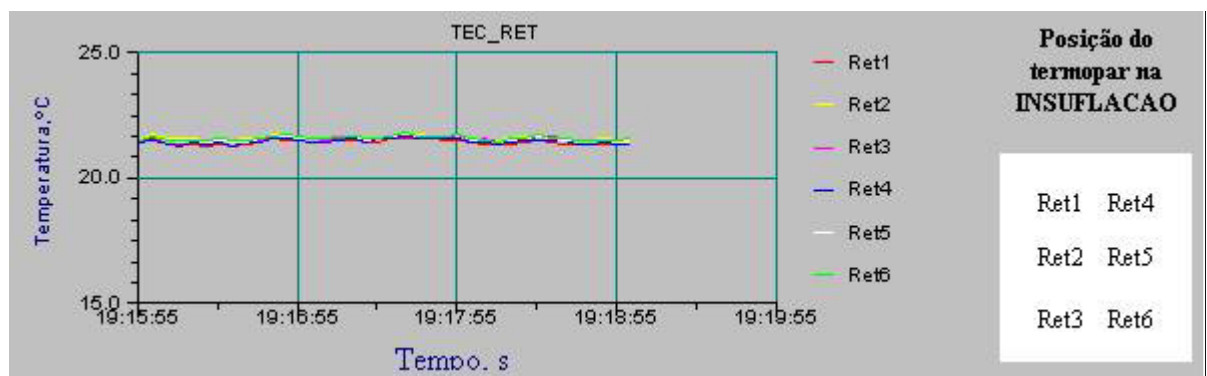


Figura 7.9 – Temperaturas de retorno no interior do TEC (com as resistências elétricas dissipando 1.573,5 W de potência – Carga térmica).

A figura 7.10 revela os valores das temperaturas de insuflação no interior do TEC para potência de 2.272,4 W. Neste caso, nota-se que existe uma faixa de temperatura em torno de 30°C, com o compressor funcionando. Para esta situação o compressor permanece funcionado constantemente, pois o termostato não consegue desligar o mesmo.

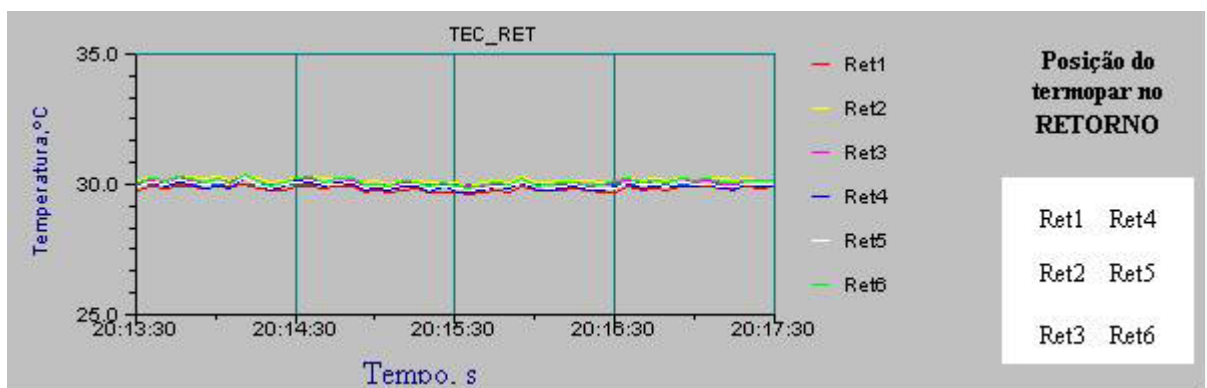


Figura 7.10 – Temperaturas de retorno no interior do TEC (com as resistências elétricas dissipando 2.272,4 W de potência – Carga térmica).

A figura 7.11 expressa a umidade relativa do ar no interior do TEC para potência de 902 W. Em média os valores das umidades relativas no retorno e insuflação são, respectivamente, 80 e 60 %.

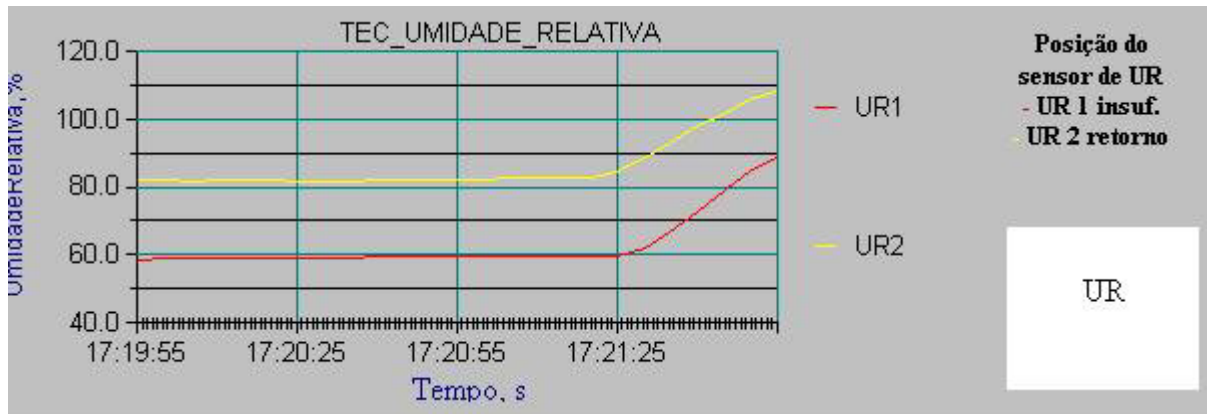


Figura 7.11 – Umidade relativa do ar no interior do TEC (com as resistências elétricas dissipando 902 W de potência – Carga térmica).

As umidades relativas de insuflação e retorno permanecem estáveis por um bom período de tempo, conforme figura 7.11. Analisando a figura 7.12, certifica-se porque este fato ocorre, pois a serpentina evaporadora do ACJ está condensando o vapor de água do ar e provocando uma diminuição da umidade absoluta, e ao mesmo tempo reduzindo o valor da temperatura. Outro dado interessante é a elevação do percentual de umidade relativa, apresentado no gráfico da figura 7.11. Isto ocorre porque os sensores de umidade do tipo capacitivo não são confiáveis para registrar umidades absolutas muito altas e/ou muito baixas, ou seja, o ar com excesso de umidade e/ou com baixíssima umidade pode resultar em medições totalmente equivocadas, como 110% de umidade relativa do ar.

O ar de retorno, na figura 7.12, possui um conteúdo de umidade em torno de 14 g/kg de ar seco de e 23°C de temperatura de bulbo seco, correspondentes a uma umidade relativa de 80%. Ao ultrapassar a serpentina evaporadora do ACJ o ar é desumidificado, provocando assim, uma redução do conteúdo de umidade para 6,5 g/kg de ar seco e 15,2 °C de temperatura de bulbo seco, correspondentes a umidade relativa de 60 %.

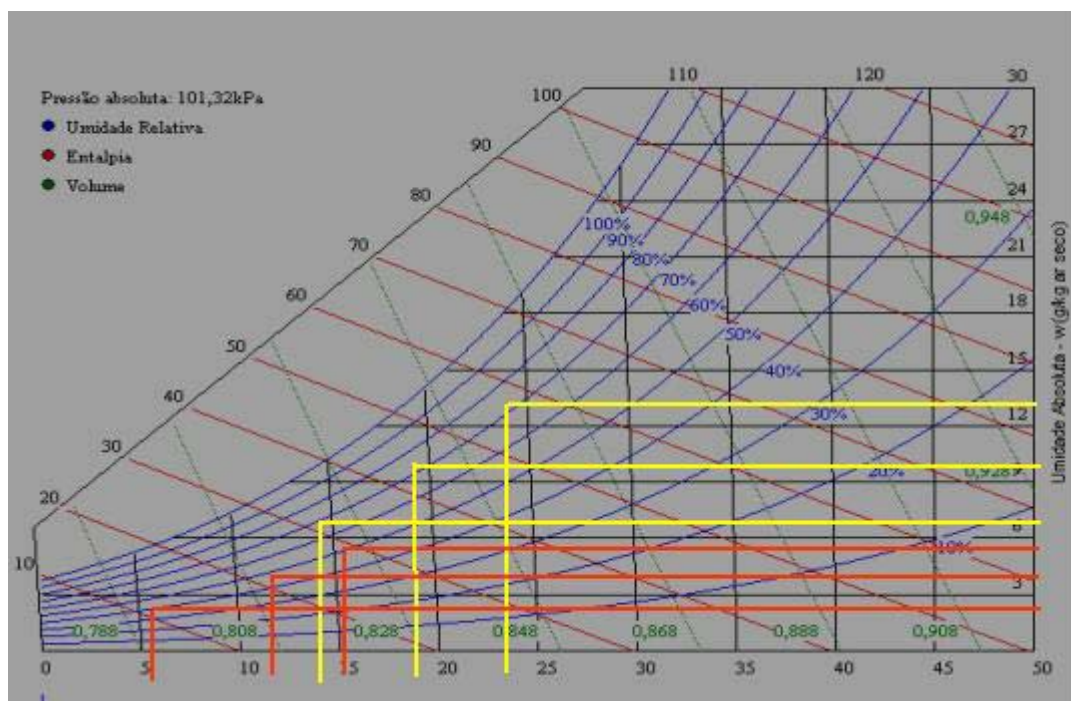


Figura 7.12 – Representação das condições de umidade relativa do ar no interior do TEC, utilizando uma carta psicrométrica (com as resistências elétricas dissipando 902 W de potência – Carga térmica).

A figura 7.13 expressa a umidade relativa do ar no interior do TEC para potência de 1.573,5 W. Em média os valores das umidades relativas no retorno e insuflação para este caso são, respectivamente, 83 e 50 %.

A figura 7.13 mostra que as umidades relativas de insuflação e retorno permanecem estáveis por um bom período de tempo. Da mesma forma que ocorreu no caso anterior, a serpentina evaporadora do ACJ está condensando o vapor de água do ar e provocando uma diminuição da umidade absoluta, e ao mesmo tempo reduzindo o valor da temperatura.

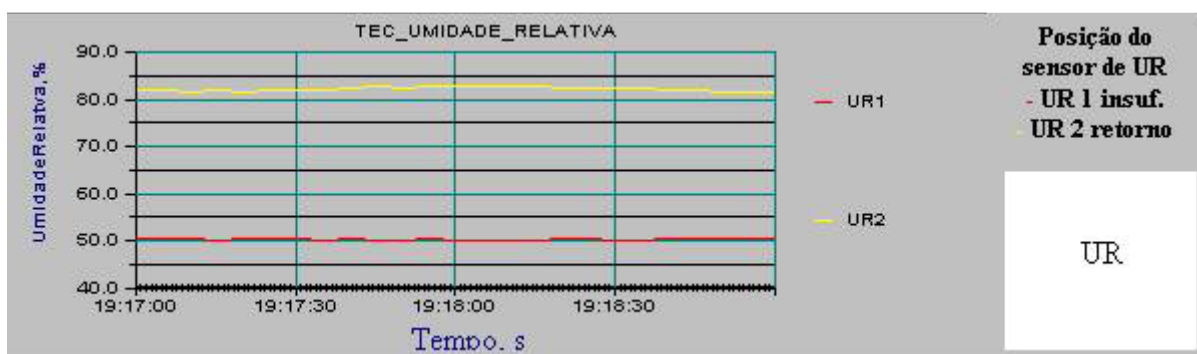


Figura 7.13– Umidade relativa do ar no interior do TEC (com as resistências elétricas dissipando 1.573,5 W de potência – Carga térmica).

O ar de retorno, conforme figura 7.14, possui um conteúdo de umidade em torno de 15,5 g/kg de ar seco e 26,5°C de temperatura de bulbo seco, correspondentes a uma umidade relativa de 83%. Ao ultrapassar a serpentina evaporadora do ACJ o ar é desumidificado, provocando assim, uma redução do conteúdo de umidade para 7,5 g/kg de ar seco e 22,5 °C de temperatura de bulbo seco, correspondentes a uma umidade relativa de 60 %.

As umidades relativas de insuflação e retorno permanecem estáveis por um bom período de tempo, conforme figura 7.13. Analisando a figura 7.14, certifica-se porque este fato ocorre. A serpentina evaporadora do ACJ está condensando o vapor de água do ar e provocando uma diminuição da umidade absoluta, e ao mesmo tempo reduzindo o valor da temperatura.

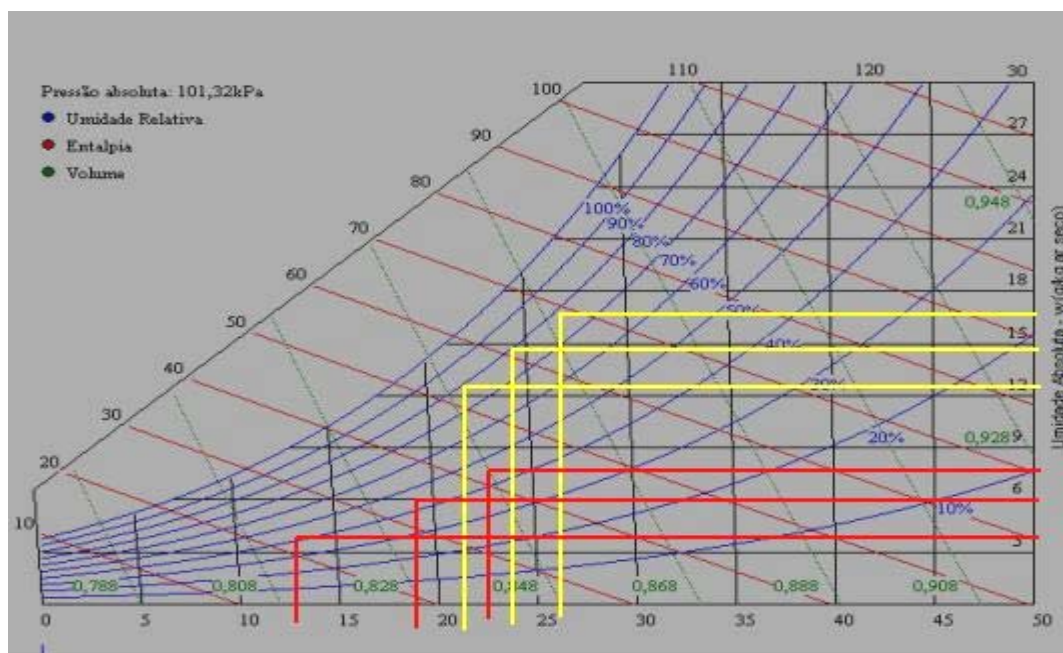


Figura 7.14 – Representação das condições de umidade relativa do ar no interior do TEC, utilizando uma carta psicrométrica (com as resistências elétricas dissipando 1.573,5 W de potência – Carga térmica).

A figura 7.15 expressa a umidade relativa do ar no interior do TEC para potência de 2.272,4 W. Em média os valores das umidades relativas no retorno e insuflação para este caso são, respectivamente, 83 e 50 %.

Analisando a figura 7.15, verifica-se que as umidades relativas de insuflação e retorno oscilam um pouco com o passar do tempo. Este fato é causado pelo aquecimento da água condensada que ficou impregnada nas aletas da serpentina evaporadora e bandeja de condensado da unidade condicionadora de ar tipo janela.

O ar de retorno, conforme figura 7.16, possui um conteúdo de umidade em torno de 15,5 g/kg de ar seco e 26,5 °C de temperatura de bulbo seco, correspondentes à umidade relativa de 83%. Da mesma forma que nos casos anteriores, o ar ultrapassa a serpentina evaporadora e é desumidificado, provocando assim, uma redução do conteúdo de umidade para 7,5 g/kg de ar seco e 22,5 °C de temperatura de bulbo seco, correspondentes à umidade relativa de 60 %.

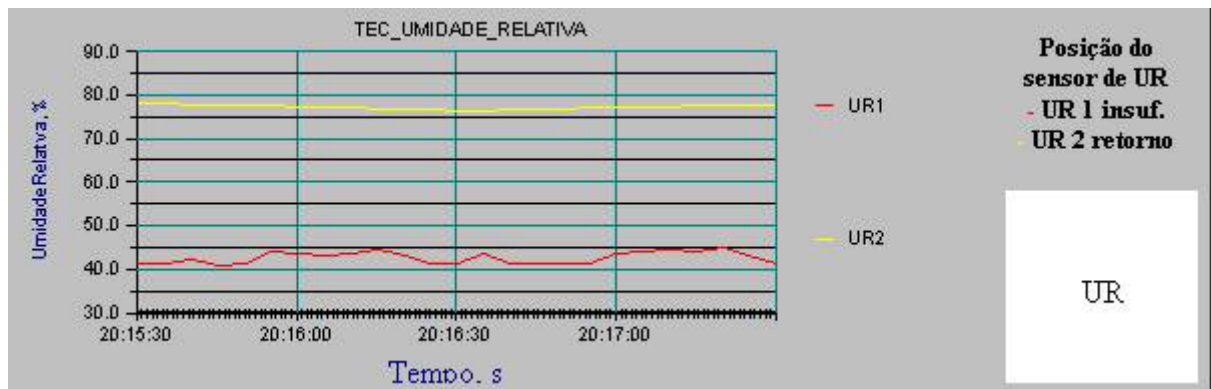


Figura 7.15 – Umidade relativa no do ar interior do TEC (com as resistências elétricas dissipando 2.272,4 W de potência – Carga térmica).

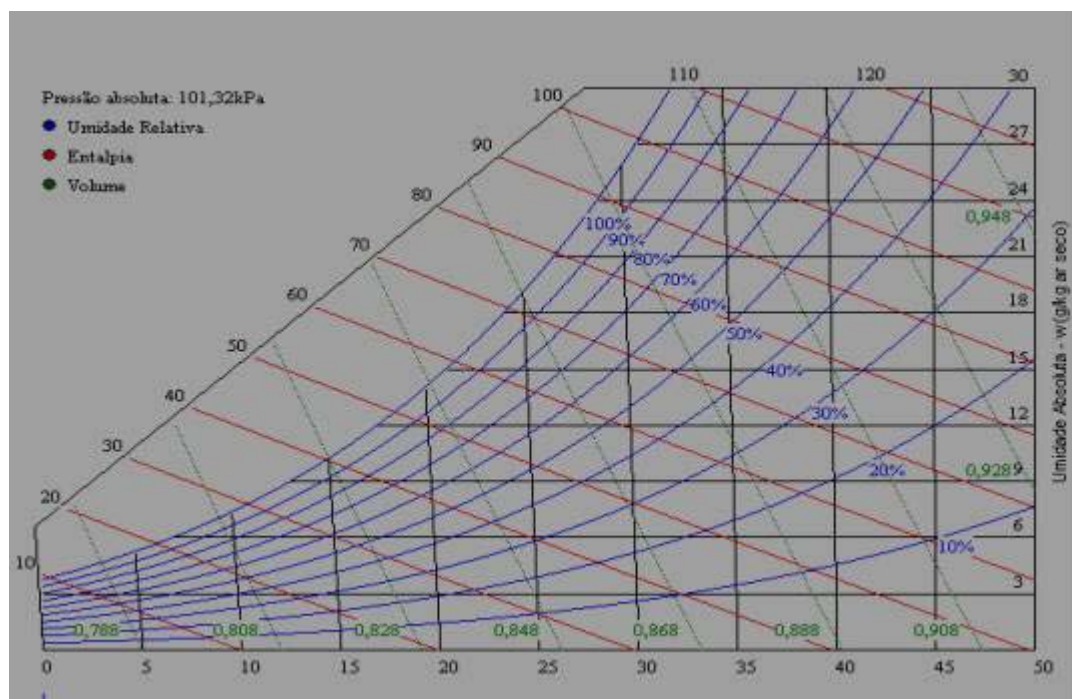


Figura 7.16 – Representação das condições de umidade relativa do ar no interior do TEC, utilizando uma carta psicrométrica (com as resistências elétricas dissipando 2.272,4 W de potência – Carga térmica).

Analisando a figura 7.16, percebe-se que a serpentina evaporadora do ACJ está condensando o vapor de água do ar e provocando uma diminuição da umidade absoluta, e ao mesmo tempo reduzindo o valor da temperatura. Contudo, os valores das umidades relativas flutuam mais do que nos casos anteriores.

A figura 7.17 expressa o comportamento das temperaturas do ciclo de refrigeração do ACJ do experimento para potência de 902 W da bateria de resistências elétricas. As temperaturas do lado de alta e baixa pressão tendem a estabilizar-se quando o compressor atinge um certo tempo de funcionamento. Quando o compressor fica inoperante, as temperaturas do lado de alta tendem a diminuir e as temperaturas do lado de baixa tendem a aumentar. O contrário acontece quando o compressor entra em operação. Com o valor de 902W de potência da bateria de resistências o termostato desliga o compressor em um período de tempo menor.

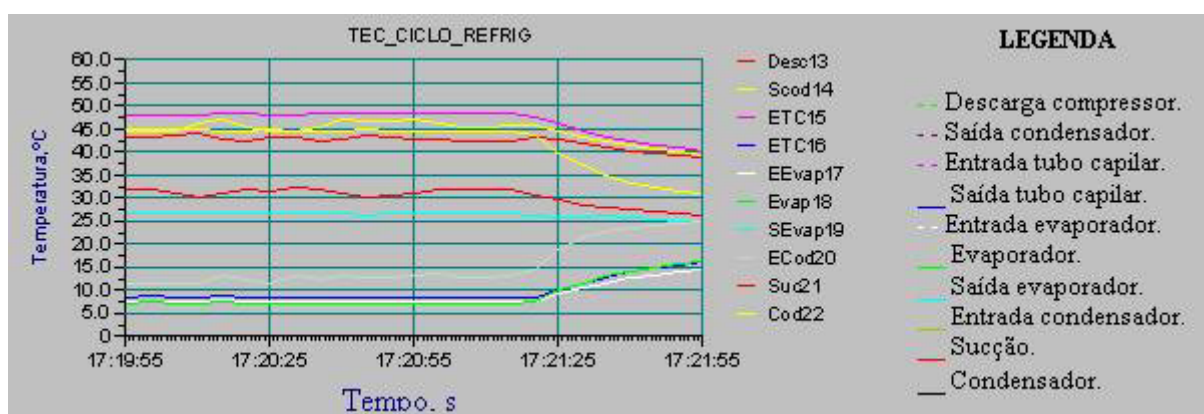


Figura 7.17 – Temperaturas do ciclo de refrigeração da unidade condicionadora de ar tipo janela (com as resistências elétricas dissipando 902 W de potência – Carga térmica).

A figura 7.18 expressa o comportamento das temperaturas do ciclo de refrigeração do ACJ para potência de 1.573,5 W da bateria de resistências elétricas. As temperaturas do lado de alta e baixa pressão tendem a estabilizar-se quando o compressor atinge um certo tempo de funcionamento. Com o valor de 1.573,5W de potência da bateria de resistências o termostato desliga o compressor em um período de tempo maior, pois a carga térmica dissipada pelas resistências exige mais do compressor.

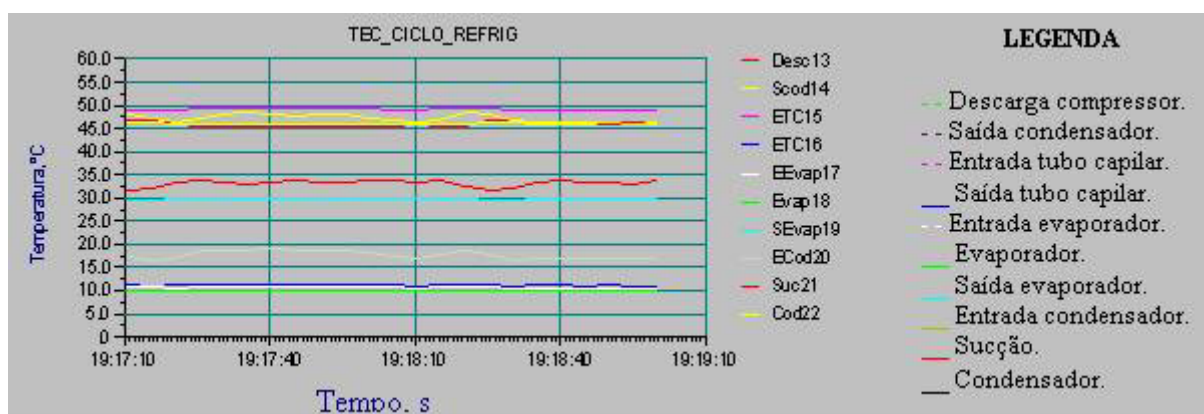


Figura 7.18 – Temperaturas do ciclo de refrigeração do condicionador de ar tipo janela (com as resistências elétricas dissipando 1.573,5 W de potência – Carga térmica).

A figura 7.19 expressa o comportamento das temperaturas do ciclo de refrigeração do ACJ para potência de 2.272,4 W da bateria de resistências elétricas. As temperaturas do lado de alta e baixa pressão tendem a estabilizar-se quando o compressor atinge um certo tempo de funcionamento. Com o valor de 2.272,4 W de potência da bateria de resistências elétricas o termostato não consegue desligar o compressor. Nesta situação o condicionador de ar não consegue resfriar o interior do TEC, a ponto de desligar o compressor, pois a dissipação de calor é maior que a sua capacidade de refrigeração. Sendo assim, o consumo aumenta e a vida útil do aparelho diminui.

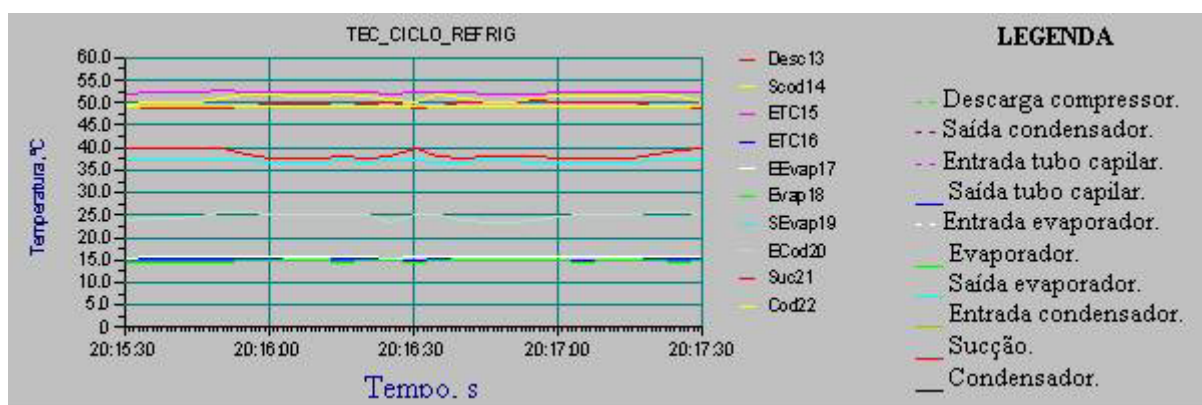


Figura 7.19 – Temperaturas do ciclo de refrigeração da unidade condicionadora de ar tipo janela (com as resistências elétricas dissipando 2.272,4 W de potência – Carga térmica).

CAPÍTULO 8.0 – CONCLUSÕES

A importância de se conhecer os valores de eficiência dos aparelhos que utilizam energia elétrica nos dias atuais é incontestável. Para unidades condicionadoras de ar tipo janela considerado, esta tarefa foi muito difícil, uma vez que a eficiência depende de uma série de variáveis que oscilam com o passar do tempo e podem ser afetadas pela variação da tensão elétrica.

As condições de teste de capacidade de refrigeração em unidades condicionadoras de ar tipo janela são definidas por normas da ABNT-NBR. Contudo, o experimento utilizou parâmetros físicos capturados em um calorímetro psicrométrico com varias adaptações, isto é, utilizando-se um calorímetro com características favoráveis aos dois tipos de calorímetros sugeridos pela ABNT-NBR. É importante frisar, mesmo diante das adaptações, que os resultados obtidos foram satisfatórios.

Os resultados obtidos não foram comparados com medições em Calorímetros *do tipo Calibrado e de ambiente Balanceado* e/ou do tipo *Psicrométricos*, conforme a ABNT-NBR. Os dados de eficiência destes aparelhos são exclusivos dos fabricantes e não ficam disponíveis nos meios de comunicação. Sendo assim, foram utilizados catálogos de fabricantes e normas da ABNT-NBR.

Ao final deste trabalho conclui-se que a obtenção da eficiência de unidades condicionadoras de ar tipo janela requer uma série de cuidados e ensaios para que os resultados do experimento sejam confiáveis. Foi também verificada a necessidade de aprimorar a metodologia proposta, o próprio TEC, bem como a precisão dos instrumentos de medição.

CAPÍTULO 9.0 – SUGESTOES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Desenvolver um programa de coleta de informações termodinâmicas do ar de insuflação, retorno e ciclo de refrigeração em unidades condicionadoras de ar tipo janela, para simular as condições internas e externas do túnel climatizado em forma de U, cujo fluido refrigerante utilizado é o R-22 ou R-600. Utilizar estes dados coletados para definir a eficiência do condicionador de ar tipo janela.
- Desenvolver um programa de coleta de informações termodinâmicas e um programa computacional para análise do ciclo de refrigeração de unidades condicionadoras de ar tipo janela, utilizando o R-22 ou R-600 como fluido refrigerante.
- Determinação da eficiência de operação em diferentes unidades condicionadoras de ar tipo janela em túnel climatizado em forma de “U”.
- Desenvolver um sistema de automatização específico para o túnel climatizado em forma de “U”.

REFERÊNCIAS DA BIBLIOGRAFIA

[01] Disponível <www.aneel.gov.br> Julho/2003.

[02] Disponível <www.aceee.org. > Janeiro/2003.

[03] Disponível <www.eletrobras.gov.br/programas/procel/default.asp> Dezembro/2003.

[04] Disponível <www.mecalor.com.br> Dezembro/2003.

[05] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, Rio de Janeiro. NBR-13033: Construção de calorímetros utilizados para ensaios de condicionador de ar de uso doméstico, tipo monobloco ou modular. Rio de Janeiro, R.J., 1993. 7 pp.

[06] Disponível <www.ufrgs.br/universidadeviva> Janeiro/2003.

[07] Disponível <www.springer.com.br> Fevereiro/2003.

- [08] Disponível <www.abrava.com.br> Janeiro/2003.
- [09] Disponível <www.ibge.gov.br> Outubro/2003.
- [10] Disponível <www.brasindoor.com.br/arquivos/portaria%203523.pdf> Julho/2003.
- [11] Disponível <www.canair.com.br/resolucao9.htm> Dezembro/2003.
- [12] YAMANE, Eitaro, SAITO, Heizo. *Tecnologia do condicionamento do ar*. São Paulo, SP: Editora Edgard Blücher, 1986. 357 pp.
- [13] FROTA, Anésia B., SCHIFFER, Sueli R. *Manual de Conforto Térmico*. 2 ed. . São Paulo, S.P: Editora Nobel, 1995. 243 pp.
- [14] FROTA, Anésia. B. *Conforto Termo-higrométrico, Homem e Ambiente*. São Paulo, S.P.: FAUUSP, 1979. 69 pp.
- [15] EGAN, M. D., *Concepts in Thermal Comfort*. New Jersey, Prentice-Hall, 1975.
- [16] DEAR, R. J. Global of Thermal Comfort – Field Experiments. ASHRAE Transactions. Atlanta, 1998. v. 104, pp. 1141-1151.
- [17] JABARDO, J. M. S. *Conforto térmico*. São Paulo: IPT. 21p. 1984 (Comunicação Técnica n. 348).
- [18] JAMY, G. N. *Standards for Thermal Comfort*. Londres, Editado por Nicol, F., Humphreys, M., Sykes, O. e Roaf, S. – Chapman & Hall, 1995. Cap. 2: Towards New Indoor Comfort Temperatures for Pakistani Buildings.
- [19] SCARAZZATO, P. S. *Investigação Sobre Critérios para Determinação e Medição dos Níveis de Conforto Térmico*. São Paulo: USP, 1988. 163 pp. Dissertação (Faculdade de Arquitetura e Urbanismo: FAUUSP).
- [20] AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS, INC. *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, ASHRAE Standard 55-1992. Atlanta, 1992.
- [21] INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION - ISO 7730-1984 (E). *Moderate Thermal Environments – Determination of the PMV and PPD. Indices and Specification of the Conditions for Thermal Comfort*. GENEVA: ISO, 19 pp. 1984.
- [22] FANGER, P.O. *Thermal Comfort: Analysis and Applications in Environmental Engineering*. New York, USA, McGraw-Hill Book Company: 244 pp. 1970.
- [23] INTERNATIONAL STANDARDS ORGANIZATION – ISO 7726 – 1985 (E). *Thermal Environments and Measuring Physical Quantities*. TC 159. GENEVA: ISO, 41 pp. 1985.
- [24] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARD ORGANIZATION. *Hot environments – Analytical determination and interpretation of thermal stress using*

- calculation of required sweat rate*, ISO 7933. GENEVA: ISO, 57 pp. 1989.
- [25] JONES, W. P. Engenharia de ar condicionado. Rio de Janeiro, RJ: Editora Campos, 1973. 506 pp.
- [26] STOECKER, W. F., JONES, J. W. *Refrigeração e ar condicionado*. São Paulo, S.P: McGraw-Hill do Brasil, 1985. 481 pp.
- [27] SIMÕES MOREIRA, J. R. *Fundamentos e Aplicações da Psicrometria*. São Paulo, S.P: RPA, 1999. 194 pp.
- [28] Disponível <www.iope.com.br> Dezembro/2003.
- [29] HERTZ, H. R. *Graphische Methode zur Bestimmung der Adiabatischen Zustandsänderungen Feuchter Luft*, Meteor. Zeit., 1884. pp.421-431.
- [30] MOLLIER, R. *Neue Diagramme zur technischen Wärmelehre*, Zeitschrift VDI. Germânia, 1904. pp.271-271.
- [31] MOLLIER, R. *Ein neues Diagramm für DampfLuftgemische*, Zeitschrift VDI. Germânia, 1923. pp.869-872.
- [32] MOLLIER, R. *Das i-x Diagramm für DampfLuftgemische*, Zeitschrift VDI. Germânia, 1923. pp.1009-1013.
- [33] MUELLER, O. H. 1905. *Ruckkühlwerke*, Zeitschrift VDI, 49, 1:5-15, 2:45-52, 4:132-139.
- [34] CARRIER, W. H. 1911. *Rational Psychrometric Formulae – Their Relation to the problems of Meteorology and of Air Conditioning*, transactions of the ASME. 33, pp. 1055-1136.
- [35] CARRIER, W. H., F.L. Busey 1911. *Air-conditionong Apparatus – Principlis Governing its Aplication and Operation*, Transactions of the ASME. 33, pp. 1055-1136.
- [36] ASHRAE, *Handbook of Fundamentals*. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, New York, USA, 1993.
- [37] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TECNICAS, Rio de Janeiro. NBR-5882: Condicionador de ar de uso doméstico – Determinação das características. Rio de Janeiro, R.J., 1983. 27 pp.
- [38] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TECNICAS, Rio de Janeiro. NBR-12967: Condicionador de ar de uso doméstico – Instrumentação de medição. Rio de Janeiro, R.J., 1993. 7 pp.
- [39] INCROPERA, P. FRANK; DEWITT, DAVID P. *Fundamentos de Transmissão de Calor e Massa*, Rio de Janeiro, R.J. Editora; Livros Técnicos e Científicos, 1998. 494 pp.
- [40] ARAÚJO, CELSO. *Transmissão de calor*. São Paulo, S.P. Editora: Livros Técnicos e Científicos, 1982. 444 pp.

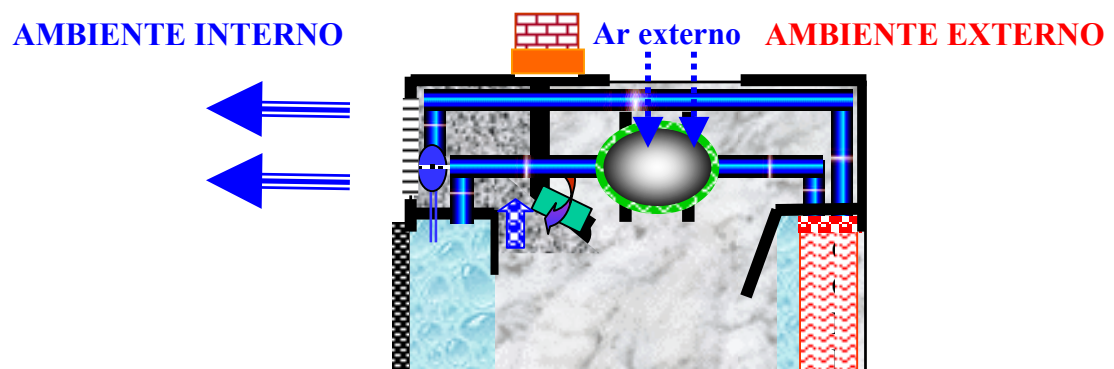
ANEXO A – Características construtivas e operacionais de um ACJ

Princípio de operação de condicionador de ar tipo janela

A finalidade de um condicionador de ar é manter a temperatura, umidade, velocidade e pureza do ar em níveis confortáveis de bem estar de um recinto. Tecnicamente, este aparelho 7retira calor do ambiente interno e transfere-o para um ambiente externo.

É importante salientar a diferença entre ar condicionado e condicionador de ar. O ar condicionado está sob determinadas condições impostas pelo aparelho, como movimentação do ar, temperatura e umidade. Enquanto que condicionador de ar é o próprio aparelho.

A figura A1 apresenta um desenho esquemático de um condicionador de ar tipo janela.



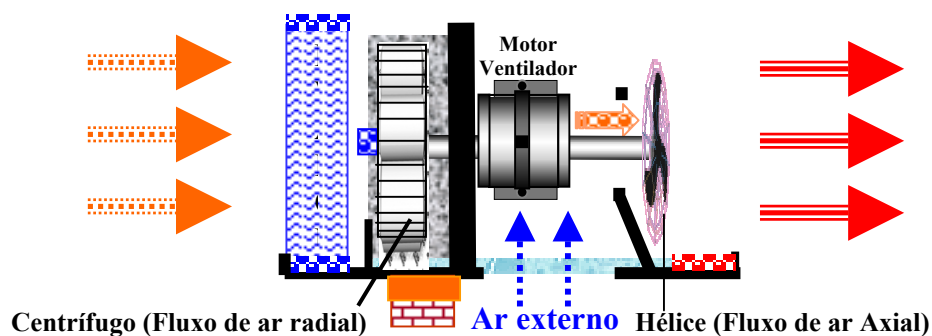


Figura A1 – Sistema de refrigeração e ventilação de um condicionador de ar tipo janela.

Uma unidade condicionadora de ar tipo janela (ACJ) possui um sistema de refrigeração composto por um *compressor hermético*^{A1} munido de um sistema de compressão do tipo alternativo ou recíproco, dois trocadores de calor (Evaporador e condensador), compostos de serpentinas com aletas e um dispositivo de expansão do tipo tubo capilar. O condicionador de ar de janela é do tipo expansão direta, onde o fluido refrigerante absorve calor do recinto através do evaporador, considerando que existem sistemas de grande porte que utilizam fluido refrigerante secundário, expansão indireta, para resfriar o ambiente, como é o caso da água utilizada em *Water Chiller* (resfriador de líquido).

Um ACJ recircula o ar do ambiente, onde um percentual muito pequeno de ar é renovado pelo seu sistema de renovação de ar, mas um percentual considerável é renovado através da abertura de portas e infiltração de ar pelas frestas do próprio ambiente. É importante frisar que a renovação de ar de um recinto é primordial, pois aumenta o percentual de oxigênio do ar e diminui a quantidade de odores liberados pelos ocupantes do recinto, considerando que existem alguns usuários que adotam eliminar o sistema de renovação de ar do ACJ para diminuir a carga térmica e, conseqüentemente, reduzir o consumo de energia.

^{A1} compressor hermético é uma classificação quanto à construção, onde os sistemas elétrico e mecânico estão inseridos numa carcaça selada hermeticamente.

A figura A2 mostra o princípio de funcionamento de um ACJ.

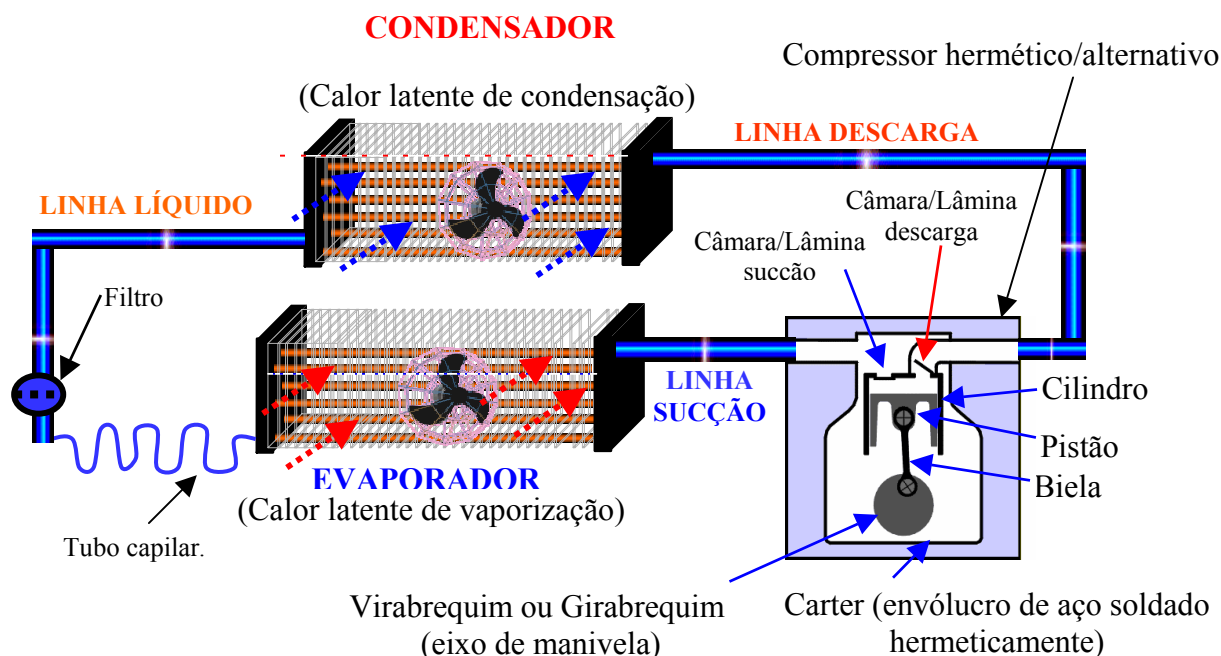


Figura A2 – Ciclo de refrigeração de um condicionador de ar tipo janela, tendo R-22 como fluido de trabalho.

- O fluido refrigerante no estado líquido, com baixa pressão e temperatura, percorre o interior do tubo de cobre da serpentina evaporadora, absorvendo o calor proveniente do ar do ambiente interno e evapora;
- O compressor succiona o fluido refrigerante no estado gasoso, que por sua vez absorve o calor proveniente do processo de atrito das partes metálicas em movimento, do processo de compressão do gás e do motor elétrico, e é recalado para o condensador;
- No condensador, ocorre o inverso do processo no evaporador, ou seja, o fluido refrigerante no estado gasoso, com alta pressão e temperatura, percorre o interior do tubo da serpentina condensadora, rejeitando para o ar externo o calor absorvido no evaporador e compressor, e condensa;
- No filtro, o R-22 no estado líquido passa por um peneira que retém as impurezas;
- No tubo capilar o fluido refrigerante no estado líquido sofre um atrito devido ao diminuto diâmetro e sofre uma perda de carga. No final do percurso deste componente, parte do líquido começa a evaporar, chamado de *flash gás*, com a finalidade de baixar a temperatura do líquido restante até a temperatura do evaporador.

O R-22 é um fluido refrigerante miscível com óleo sintético (alquilato). A seguir algumas características do óleo sintético são enumeradas com suas vantagens e desvantagens:

- Características:
 - Oferece uma maior duração da película de óleo sobre as peças em movimento, o que implica em menor desgaste no arranque;
 - Possui menor volatilidade, o que reduz o consumo de óleo;
 - Menor formação de depósitos e lodo graças a sua resistência às altas temperaturas;
 - Apresentam um poder detergente e dispersante natural, o que facilita a limpeza interna do motor.
- Vantagens:
 - Fácil lubrificação das partes móveis do compressor;
 - Relativa facilidade para o óleo voltar para o compressor.
- Desvantagens:
 - Diluição do óleo no compressor;
 - Pobre transferência de calor;
 - Problemas de controle.

Sendo assim, existem condicionadores de ar, como o aparelho utilizado no experimento, que possui trocadores de calor com ranhuras na superfície interna dos tubos de cobre. Estas ranhuras possuem formato helicoidal. A finalidade destas ranhuras é melhorar o retorno deste óleo, como também melhorar a transferência de calor. O desenho esquemático da figura A3 representa bem esta melhoria dos trocadores de calor.

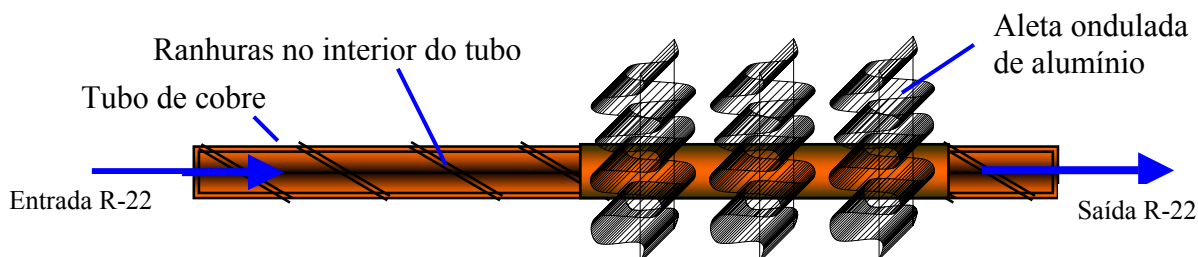


Figura A3 – Desenho esquemático em corte longitudinal de um tubo de cobre em um trocador de calor.

O sistema de ventilação de um condicionador de ar de janela é composto por um motor de eixo duplo, onde um ventilador centrífugo (turbina – fluxo de ar radial) atende ao evaporador e um ventilador axial (hélice – fluxo de ar axial) atende ao condensador.

O ventilador centrífugo utilizado possui pás curvadas para frente na direção da rotação do rotor, requer pequenos espaços, possui baixa velocidade periférica e é silencioso. Este é utilizado para vencer uma pequena pressão estática e não é recomendado onde o ar é muito empoeirado, visto que as partículas aderem às pequenas pás curvadas e provocam o desequilíbrio do rotor. Já o ventilador tipo hélice, em alguns aparelhos, possui um anel que une às pás, que permite a coleta de água condensada na bandeja, aspergindo-as nas aletas do condensador, para ajudar no resfriamento.

Funcionamento do sistema de ventilação:

- No ambiente interno: O ventilador centrífugo faz com que o ar interno seja forçado a passar pelo evaporador, encontrando antes o filtro de ar. Ao atravessar o evaporador o ar cede calor ao fluido refrigerante, evaporando-o. Na saída do ar de insuflação existem venezianas para direcionar o ar na horizontal e vertical.
- No ambiente externo: O ar externo é forçado a passar pelas venezianas localizadas nas duas laterais da caixa do condicionador de ar. Este ar exaurido retira calor do compressor, motor do ventilador, tubulação de descarga e líquido, depois passa pela hélice axial, de forma paralela ao eixo, e logo após absorve calor do condensador e é jogado no exterior.

ANEXO B – Racionalização de energia elétrica (ACJ)

Como reduzir o consumo de energia elétrica, manter uma boa eficiência e aumentar a vida útil do aparelho.

- Início de operação:

O ACJ deve ser ligado inicialmente na ventilação e posteriormente na refrigeração/ventilação. Isto diminui o consumo de energia e aumenta a vida útil do aparelho, pois a corrente de partida é aproximadamente seis a oito vezes maior que a corrente nominal e o motor do ventilador pode ser afetado caso o compressor sempre comece a funcionar ao mesmo tempo.

- Tempo de funcionamento:

O *TIMER*: Alguns aparelhos possuem um temporizador, onde o tempo de funcionamento do compressor pode ser ajustado, reduzindo o consumo de energia elétrica.

Pode-se aproveitar os horários em que a temperatura externa é mais baixa, desligando o mesmo;

FUNÇÃO SLEEP: É muito freqüente o relato de pessoas que acordam durante a noite para desligar o condicionador de ar, por estarem sentindo muito frio. Isso acontece porque após um período em repouso, o metabolismo do corpo humano desacelera, ou seja, o calor que o corpo humano dissipa para o ambiente é reduzido sensivelmente, e a temperatura que era confortável inicialmente, passa a não ser. Sendo assim, esta função pode ser ativada para atuar após as duas primeiras horas de funcionamento, isto é, aumentando a temperatura inicialmente programada e reduzindo o consumo de energia elétrica;

TERMOSTATO: O termostato é um componente elétrico e mecânico que tem a função de regular o tempo de funcionamento do compressor em função da temperatura desejada ou regulada pelo usuário. O compressor é responsável pela maior parte do consumo de energia elétrica do condicionador de ar. Sendo assim, é extremamente necessário que este componente esteja numa regulação que permita um bom conforto térmico, e ao mesmo tempo, permita que o compressor funcione pouco;

BULBO SENSOR: O termostato possui um bulbo sensor que detecta a temperatura desejada. Para que o bulbo sensor atue de forma correta é necessário que o mesmo tenha contato com o ar de retorno, isto é, sem obstruções. Uma das obstruções mais comuns é localizar o filtro de ar antes do bulbo sensor. A sujeira acumulada no filtro serve de isolamento térmico e dificulta a atuação correta do termostato.

- Espaço a ser resfriado:

CARGA TÉRMICA: O cálculo de carga térmica, ou seja, a quantidade de calor que o condicionador de ar deve retirar de um ambiente, não é tão simples, pois envolve vários tipos de cálculos em função da natureza dos materiais, dimensões, número de pessoas, iluminação, incidência solar, transmissão de calor por paredes, teto, piso, etc. Portanto, é necessário consultar uma empresa e/ou um profissional experiente para sua estimativa;

LOCALIZAÇÃO: A altura padrão deve ser em torno da altura média dos ocupantes de um ambiente, ou seja, de 1,5 a 1,8 m, facilitando também a manutenção. Contudo, é interessante manter uma distância mínima de 0,5 m das paredes laterais e 1 m entre dois condicionadores de ar. Sua localização, quando possível, deve ser nas paredes leste ou sul. Caso seja instalado em outra direção, é aconselhável colocar uma proteção para evitar a incidência direta dos raios solares. Também é importante localizá-lo de forma que o fluxo de ar atinja a maior distância possível, evitando o jato de ar frio nas pessoas;

INCLINAÇÃO DO APARELHO: O condicionador de ar de janela deve estar com uma inclinação entre 1 a 2cm para fora do ambiente. Isso evita o acúmulo excessivo de água na bandeja do aparelho e, conseqüentemente, dificultando a possibilidade de proliferação de fungos e bactérias na bandeja, entupimentos do sistema de drenagem e até transbordamento desta água para o interior do ambiente.

Algumas medidas devem ser tomadas para evitar a elevação da carga térmica no ambiente a condicionar e diminuir o consumo de energia, tais como:

- a) Desligar o condicionador de ar toda vez que o ambiente não estiver em uso e uma hora antes do término do expediente;
- b) Manutenção preventiva: Serve para prevenir a ocorrência de defeitos no aparelho. A Tabela B.1 deve ser seguida como parâmetro mínimo;
- c) Manutenção corretiva: Normalmente é efetuada devido à falta ou deficiência da manutenção preventiva, ou ainda devido a fatores externos como rede elétrica interna ou externa do ambiente condicionado. Só deve ser permitida a substituição de peças por outras de mesma qualidade e com características do fabricante. A manutenção preventiva e/ou corretiva, deve ser realizada por empresas e/ou pessoas especializadas.

Tabela B.1 – Período estimado para condições mínimas para manutenção preventiva em ACJ.

LOCAL DE TRABALHO	TEMPO PREVISTO
1) Residências.	Considerando um período de funcionamento do aparelho entre 5 a 8 horas diárias, e normalmente durante a noite, o condicionador de ar deve passar por uma manutenção preventiva geral a cada ano.
2) Escritórios, restaurantes, lojas, motéis, escolas, banco, e afins.	Considerando horário de funcionamento comercial, o condicionador de ar deve passar por uma manutenção preventiva geral a cada 6 meses.
3) Empresas que trabalham com, mármore/granito, gesso, cimento, madeira, tecelagem e construção civil, e afins.	Considerando horário de funcionamento comercial e um nível alto de poeira em suspensão no ar, o condicionador de ar deve passar por uma manutenção preventiva geral a cada 3 meses.
4) Uso Contínuo. Ex: Estúdio de rádio e tv, escolas (3 turnos), empresas de telecomunicações, entre outros.	Considerando horário de funcionamento contínuo e um nível baixo de poeira em suspensão no ar, o condicionador de ar deve passar por uma manutenção preventiva geral a cada 6 meses.

NOTA:

- Esta tabela abrange varias situações de uso de condicionadores de ar de janela, mas só uma empresa e/ou profissional especializado define com segurança qual o tempo correto para a manutenção preventiva de um determinado condicionador de ar de janela;
- O filtro purificador de ar deve ser limpo periodicamente, isto é, uma vez por semana para o grupo 2 e 4; uma vez a cada 15 dias para o grupo 1 e duas vezes por semana para o grupo 3.

- d) Manter as portas sempre fechadas quando o aparelho estiver em uso. Uma boa prática é colocar molas nas portas e/ou avisos;
- e) Colocar barreiras naturais e/ou artificiais nas paredes do ambiente condicionado para evitar a incidência direta dos raios solares. A adoção de toldos, persianas, cortinas, marquises, quebra sol e árvores é uma prática comum;
- f) Quando possível, diminuir as áreas das frestas de portas e janelas;
- g) Fazer um bom isolamento térmico entre o condicionador de ar e a caixa do mesmo;
- h) Manter um bom fluxo de ar entre o forro e o telhado. Este procedimento evita que se crie uma bolsa de ar quente, devido a estanqueidade do ar no entre forro;
- i) Utilizar preferencialmente lâmpadas fluorescentes econômicas;
- j) Utilizar cores claras nas paredes, diminuindo assim as potências das lâmpadas;
- k) Na fase construtiva os materiais adotados podem ser de muita valia na redução do calor de um determinado ambiente. Para o piso térreo é interessante adotar a cerâmica e para pisos que estão sobre ambientes não condicionados a madeira é mais aconselhável. Para paredes o bloco vazado é o mais comum, podendo, é claro, possuir revestimento que dificulte a transmissão de calor. O forro de gesso é interessante devido ao seu baixo custo e à possibilidade de moldagem conforme detalhes;

- l) Tensão da rede elétrica: É aconselhável que a tensão da rede de alimentação dos condicionadores de ar individuais (ACJs) esteja dentro do limite aceitável de $\pm 10\%$. Caso contrário, com uma tensão menor que 10% o aparelho terá dificuldade de partida, e com uma tensão maior que 10 % ocorrerá um superaquecimento/queima do motor elétrico. Sendo assim, esta oscilação da tensão deve ser eliminada, seja ela causada pelo sistema elétrico interno (estabelecimento) ou externo (concessionária);

ANEXO C – Determinação da transferência de calor entre o TEC e o ambiente externo (Utilizando o software MATLAB):

% Propriedades termofísicas do ar à pressão atmosférica:

```

g = 9,80665;           % Aceleração da gravidade, em m/s^2;
β1 = 0,003382;         % Coeficiente volumétrico de expansão térmica (antes), em K^-1;
β2 = 0,003354;         % Coeficiente volumétrico de expansão térmica (depois), em K^-1;
L = 0,4;               % Altura do TEC, em m;
k1 = 0,026152;         % Condutividade térmica do ar (antes), W/m.K;
k2 = 0,025952;         % Condutividade térmica do ar (depois), W/m.K;
k3 = 0,025352;         % Condutividade térmica do ar (antes), W/m.K;
k4 = 0,025752;         % Condutividade térmica do ar (depois), W/m.K;
ρ1 = 1,1817;           % Densidade (antes), em kg/m^3;
ρ2 = 1,17003;          % Densidade (depois), em kg/m^3;

```

```

ρ3 = 1,2167;      % Densidade (antes), em kg/m^3;
ρ4 = 1,1934;      % Densidade (depois), em kg/m^3;
Vm = 0,5;         % Velocidade média do ar na seção reta do TEC, em m/s;
μ1 = 0,0000183675;% Viscosidade (antes), kg/s.m;
μ2 = 0,0000182425;% Viscosidade (depois), kg/s.m;
μ3 = 0,0000178675;% Viscosidade (antes), kg/s.m;
μ4 = 0,0000181175;% Viscosidade (depois), kg/s.m;
Cesp1 = 1.007;    % Calor específico (antes), J/kg.K;
Cesp2 = 1.006,9;  % Calor específico (depois), J/kg.K;
Cesp3 = 1.006,8;  % Calor específico (antes), J/kg.K;
Cesp4 = 1.006,9;  % Calor específico (depois), J/kg.K;
S = 0,16;         % Área de seção reta do escoamento, em m^2;
A = 2,8;          % Área superficial do TEC, em m^2;
P = 1,6;          % Perímetro, em m;
n = 0,3;          % Coeficiente para temperatura superficial maior que a temperatura do ambiente;
espisopor = 0,015; % Espessura da placa de isopor, m;
espchapa = 0,0006; % Espessura da chapa de aço galvanizado, m;
kisopor = 0,037;  % Coeficiente de transmissão de calor por condução da placa de isopor,
W/m^2K;
kchapa = 116;     % Coeficiente de transmissão de calor por condução da chapa galvanizada,
W/m^2K;
DT1 = 15;         % Diferença de temperatura antes da bateria de resistências
(Texterna_antes – Tsuperficial_antes = 303,15 – 288,15), em K;
DT2 = 10;         % Diferença de temperatura depois da bateria de resistências
(Texterna_depois – Tsuperficial_depois = 303,15 – 293,15), em K;
m = 1/4;          % Coeficiente para a*L^3*D1 entre 10^3 a 10^9;
C_L = 0,55;       % Coeficiente para a*L^3*D1 entre 10^3 a 10^9 (parede plana lateral);
C_S = 0,71;       % Coeficiente para a*L^3*D1 entre 10^3 a 10^9 (parede plana horizontal
com filme na face superior);
C_i = 0,35;       % Coeficiente para a*L^3*D1 entre 10^3 a 10^9 (parede plana horizontal
com filme na face inferior);

```

% NOTA: TEMPERATURA DO FILME:

```

% 1 = [(15°C + 30°C)/2] + 273,15 K = 295,65K]- Condição externa (antes da resistência)
% 2 = [(20°C + 30°C)/2] + 273,15 K = 298,15K]- Condição externa (depois da resistência)
% 3 = [(15°C + 273,15 K = 288,15K]- Condição interna (antes da resistência)
% 4 = [(20°C + 273,15 K = 293,15K]- Condição interna (depois da resistência)
% CÁLCULO

```

% A) Coeficiente de transmissão de calor externo (lateral), hexL:

```

a1 = (Cesp1*ρ1^2*g*β1)/( μ1*k1)      % Antes da bateria de resistências;

```

```

a2 = (Cesp2*ρ2^2*g*β2)/( μ2*k2)      % Depois da bateria de resistências;

```

```

hexL1 = C_L*(k1/L)*(a1*L^3*DT1)^m    % Antes da bateria de resistências;

```

```

hexL2 = C_L*(2/L)*(a2*L^3*DT2)^m     % Depois da bateria de resistências;

```

% B) Coeficiente de transmissão de calor externo (superior, hexS):

```

hexS1 = C_S*(k1/L)*(a1*L^3*DT1)^m    % Antes da bateria de resistências;

```

hextS2 = C_S*(k2/L)*(a2*L^3*DT2)^m % Depois da bateria de resistências;

% C) Coeficiente de transmissão de calor externo (inferior, hexti):

hexti1 = C_i*(k1/L)*(a1*L^3*DT1)^m % Antes da bateria de resistências;

hexti2 = C_i*(k2/L)*(a2*L^3*DT2)^m % Depois da bateria de resistências;

% D) Coeficiente de transmissão de calor externo total:

% Utilizar o maior valor de hext, devido a grande variação da temperatura externa;

hext = hextS1

% E) Coeficiente de transmissão de calor interno:

DH = 4*S/P % Diâmetro hidráulico antes da bateria de resistências, em m;

ReDH3 = (ρ_3 *Vm*DH)/ μ_3 % Número de Reynolds antes da bateria de resistências, em m;

ReDH4 = (ρ_4 *Vm*DH)/ μ_4 % Número de Reynolds depois da bateria de resistências, em m;

Pr3 = (Cesp3* μ_3)/k3 % Número de Prandtl antes da bateria de resistências, em m;

Pr4 = (Cesp4* μ_4)/k4 % Número de Prandtl depois da bateria de resistências, em m;;

NuDH3 = 0,023*ReDH3^0,8*Pr3^n % Número de Nusselt antes da bateria de resistências, em m;

NuDH4 = 0.023*ReDH4^0.8*Pr4^n % Número de Nusselt depois da bateria de resistências, em m;

hint3 = (NuDH3*k3)/DH % Antes da bateria de resistências;

hint4 = (NuDH4*k4)/DH % Depois da bateria de resistências;

% F) Coeficiente de transmissão de calor interno total:

% Utilizar o maior valor de hint, devido a grande variação da temperatura interna;

hint = hint3

% G) Quantidade de calor absorvido pelo TEC:

q = [1/((1/hint)+(espisopor/(kisopor))+(espchapa/(kchapa)))+(1/hext))]*A*(DT1)

RESULTADOS:

a1 =
9,7092e+007

a2 =
9,5765e+007

hexL1 =
3,5332

hexL2 =
243,3212

hexS1 =
4,5611

hexS2 =
4,0758

hexi1 =
2,2484

hexi2 =
2,0092

hext =
4,5611

DH =
0,4000

ReDH3 =
1,3619e+004

ReDH4 =
1,3174e+004

Pr3 =
0,7096

Pr4 =
0,7084

NuDH3 =
0,0230

NuDH4 =
40,9811

hint3 =
0,0015

hint4 =
2,6384

hint =
0,0015

q =
26,2968

OBS:

q = 26,2968 W é a quantidade de calor absorvido no TEC. Correspondente a 1,2% do valor de placa da unidade condicionadora de ar tipo janela de 2.197 W;
q = 110 W é a quantidade de calor absorvido na condição máxima admitido pela ABNT. Correspondente a 5% do valor de placa da unidade condicionadora de ar tipo janela de 2.197 W.

ANEXO D – Incerteza de resultado do EER

O método para análise da incerteza de resultado será de acordo com *Kline e McClintock*, (1953, Describing Uncertainties in Single. Samples Experiments. Mechanical Engineering). O método é baseado em uma cuidadosa especificação das incertezas nas várias das medições experimentais, onde a incerteza do resultado é expressa em função das incertezas das variáveis independentes, conforme equação D.1.

$$I_R = \sqrt{\left[\left(\frac{\partial R}{\partial X_1} I_1\right)^2 + \left(\frac{\partial R}{\partial X_2} I_2\right)^2 + \dots + \left(\frac{\partial R}{\partial X_n}\right)^2\right]} \quad [\text{eq. D.1}]$$

Onde:

I_R = Incerteza do resultado;

R = Resultado;

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

X_n = Variáveis independentes.

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

A = Área de passagem de ar, em m^2 ;

V = Velocidade do ar, em m/s;

Pot = Potência elétrica de acionamento do compressor e ventilador, em J/s ou W;

h_{ret} = Entalpia do ar de retorno do ACJ, J/kg;

h_{ins} = Entalpia do ar de insuflação do ACJ, J/kg.

A equação D.2 calcula o EER em função das variáveis independentes.

$$EER = \frac{q_e}{Pot} = \frac{Q \cdot (h_{ret} - h_{ins})}{Pot} = \frac{A \cdot V}{v_{espr}} \cdot \frac{(h_{ret} - h_{ins})}{Pot} \quad [\text{eq. D.2}]$$

Onde:

q_e = É a capacidade de refrigeração do ACJ, em J/s;

h_{ret} = É a entalpia de retorno do ar do ACJ obtida em função da TBS_{ret} (°C) e UR_{ret} (%), em J/kg;

h_{ins} = É a entalpia de insuflação do ar do ACJ obtida em função da TBS_{ins} (°C) e UR_{ins} (%), em J/kg;

v_{espr} = É o volume específico do ar de retorno do ACJ, em m^3/kg ;

Q = É a vazão volumétrica do ar na insuflação do ACJ, em m^3/s ;

A = É a área de passagem do ar na insuflação do ACJ, em m^2 ;

V = É a velocidade do ar na insuflação do ACJ, em m/s;

Pot = É a potência elétrica de acionamento do compressor e ventilador do ACJ, J/s ou W.

A incerteza de resultado de medição do EER será dada pela equação D.3:

$$EER = \sqrt{\left(\frac{\partial EER}{\partial A} IR_A\right)^2 + \left(\frac{\partial EER}{\partial V} IR_V\right)^2 + \left(\frac{\partial EER}{\partial Pot} IR_{Pot}\right)^2 + \left(\frac{\partial EER}{\partial h_{ret}} IR_{h_{ret}}\right)^2 + \left(\frac{\partial EER}{\partial h_{ins}} IR_{h_{ins}}\right)^2} \quad [\text{eq. D.3}]$$

A seguir apresenta-se um exemplo de análise de erros para um conjunto de medições realizadas em campo, para um condicionador de ar marca CONSUL, modelo AIR MASTER de 7.500 BTU/h (2.198 W). Os resultados das medições, bem como as incertezas, estão colocados na tabela D.1.

Tabela D.1 – Medições típicas para T_{ext} de 28°C.

h_{ins} [J/kg]	h_{ret} [J/kg]	Pot [J/s]	V [m/s]	A [m ²]	Vespr [m ³ /kg]
24677	41074	773	3,8	0,0209	0,833
$IR_{h_{ins}}$	$IR_{h_{ret}}$	IR_{Pot}	IR_V	IR_A	
$\pm 0,05$	$\pm 0,05$	± 11	$\pm 0,5$	$\pm 10^{-6}$	

Substituindo os valores da tabela D.1 na equação D.2, obtemos o EER.

$$EER = \frac{A.V}{v_{espr}} \cdot \frac{(h_{ret} - h_{ins})}{Pot} = \frac{0,0209.3,8}{0,833} \cdot \frac{(41074 - 24677)}{773} = 2,0224 (6,9 BTU / h)$$

Efetuada-se os cálculos para a obtenção das derivadas parciais do EER em função de cada variável independente, têm-se os seguintes valores, apresentados na tabela D.2.

Tabela D.2 – Incerteza de medição devida a cada variável.

$\frac{\partial EER}{\partial A} IR_A$	$\frac{\partial EER}{\partial V} IR_V$	$\frac{\partial EER}{\partial Pot} IR_{Pot}$	$\frac{\partial EER}{\partial h_{ins}} IR_{h_{ins}}$	$\frac{\partial EER}{\partial h_{ret}} IR_{h_{ret}}$
0,00009676	0,2661	-0,0288	0,2533	-0,1522

Substituindo-se os valores da tabela D.2 na equação D.3, o valor da incerteza do resultado de medição é:

$$IR_{EER} = 0,1173 (0,3987 BTU/Wh) \text{ ou } 5,8\%$$

Analisando a tabela D.2 pode-se verificar que as variáveis de maior contribuição para a incerteza de resultado são a velocidade e a entalpia do ar de insuflação do ACJ. Sendo assim, deve-se apurar o método de medição e tomar todos os cuidados possíveis, visando diminuir a incerteza na medição destas grandezas.

ANEXO E – Propriedades físicas do ar do TEC, capturados e armazenados no DeLLogger.

DATA	HORA	Ret1	Ret2	Ret3	Ret4	Ret5	Ret6	Ins7	Ins8	Ins9	Ins10	Ins11	Ins12	Desc13	Scod14	Etc15	Stc16	Eev17	Evap18	Sev19	Ecod20	Suc21	Cond22	Urins	Urret
11/12/2003;	17:16:45;	17,689;	17,747;	17,599;	17,465;	17,711;	17,666;	10,817;	13,834;	14,427;	10,611;	11,903;	14,449;	44,227;	45,050;	46,181;	9,4294;	8,6289;	8,0627;	28,473;	17,459;	29,893;	44,614;	57,013;	77,954
11/12/2003;	17:16:50;	17,672;	17,618;	17,504;	17,414;	17,618;	17,472;	10,669;	13,705;	14,625;	10,724;	11,840;	14,549;	43,555;	45,381;	46,302;	9,3779;	8,5331;	7,9370;	28,334;	16,735;	29,621;	44,568;	56,717;	78,039
11/12/2003;	17:16:55;	17,756;	17,771;	17,624;	17,596;	17,799;	17,690;	10,559;	13,858;	15,551;	10,711;	11,928;	14,408;	43,246;	45,222;	46,470;	9,5306;	8,6203;	7,8928;	28,660;	18,176;	31,224;	44,438;	56,731;	78,257
11/12/2003;	17:17:00;	17,557;	17,535;	17,421;	17,429;	17,569;	17,454;	10,489;	13,654;	14,899;	10,674;	11,688;	14,274;	43,837;	43,250;	46,048;	9,4270;	8,4171;	7,9206;	28,502;	15,767;	30,913;	44,581;	56,724;	78,169
11/12/2003;	17:17:05;	17,456;	17,529;	17,349;	17,262;	17,467;	17,317;	10,255;	13,050;	14,117;	10,603;	11,749;	14,075;	43,921;	43,334;	46,102;	9,3880;	8,3785;	7,8176;	28,282;	15,762;	30,757;	44,665;	56,659;	78,298
11/12/2003;	17:17:10;	17,356;	17,394;	17,214;	17,131;	17,367;	17,214;	10,545;	13,612;	14,599;	10,304;	11,713;	14,201;	44,126;	43,361;	46,069;	9,3521;	8,3101;	7,7500;	28,064;	15,442;	30,175;	44,631;	56,674;	78,536
11/12/2003;	17:17:15;	17,418;	17,392;	17,277;	17,257;	17,430;	17,344;	10,380;	13,110;	14,046;	10,400;	11,510;	13,973;	43,797;	43,538;	46,157;	9,3503;	8,3407;	7,7483;	28,216;	15,534;	31,424;	44,600;	56,731;	78,434
11/12/2003;	17:17:20;	17,415;	17,421;	17,308;	17,254;	17,426;	17,341;	10,312;	12,908;	13,427;	10,003;	11,340;	14,002;	43,197;	44,042;	46,332;	9,3794;	8,3698;	7,6476;	28,090;	16,262;	31,082;	44,538;	56,875;	78,250
11/12/2003;	17:17:25;	17,446;	17,453;	17,372;	17,253;	17,489;	17,339;	10,082;	12,674;	13,328;	10,166;	11,271;	13,678;	43,316;	44,606;	46,777;	9,3784;	8,3688;	7,7430;	27,537;	16,513;	31,389;	44,567;	56,832;	78,556
11/12/2003;	17:17:30;	17,378;	17,383;	17,202;	17,152;	17,420;	17,235;	10,274;	13,334;	14,782;	10,260;	11,434;	14,061;	43,372;	44,573;	46,922;	9,4070;	8,4297;	7,7711;	27,441;	16,288;	31,172;	44,623;	56,767;	79,153
11/12/2003;	17:17:35;	17,246;	17,282;	17,069;	16,989;	17,290;	17,069;	10,304;	13,099;	13,971;	10,029;	11,197;	13,930;	43,458;	44,094;	46,444;	9,3058;	8,2630;	7,5751;	27,285;	14,597;	31,383;	44,620;	56,824;	79,432
11/12/2003;	17:17:40;	17,179;	17,212;	17,066;	16,953;	17,223;	17,033;	10,007;	12,864;	13,578;	10,025;	11,128;	13,798;	44,289;	43,733;	46,500;	9,2046;	8,1610;	7,6044;	26,852;	13,864;	29,825;	44,824;	56,846;	79,792
11/12/2003;	17:17:45;	17,209;	17,211;	17,097;	16,919;	17,188;	17,129;	10,103;	12,928;	13,673;	9,8916;	11,192;	13,796;	44,704;	45,072;	46,320;	9,1687;	8,1922;	7,7314;	26,758;	13,925;	29,090;	44,823;	56,860;	79,711
11/12/2003;	17:17:50;	17,240;	17,275;	17,062;	16,919;	17,284;	17,062;	10,103;	12,927;	13,607;	9,8909;	11,024;	13,666;	44,674;	45,428;	46,617;	9,1679;	8,1914;	7,6660;	26,665;	14,401;	28,968;	44,793;	56,939;	79,921
11/12/2003;	17:17:55;	17,268;	17,239;	17,058;	16,947;	17,247;	17,124;	10,032;	12,656;	13,149;	9,6567;	11,053;	13,532;	44,700;	45,574;	46,673;	9,1642;	8,1533;	7,6941;	26,569;	14,111;	29,178;	44,819;	57,061;	80,240
11/12/2003;	17:18:00;	17,168;	17,201;	16,988;	16,910;	17,179;	17,087;	9,8002;	12,485;	13,404;	9,9156;	10,948;	13,561;	44,577;	45,003;	46,549;	9,1270;	8,1496;	7,6575;	26,656;	13,470;	28,990;	44,874;	57,075;	80,484
11/12/2003;	17:18:05;	16,938;	17,032;	16,852;	16,680;	17,045;	16,852;	9,8618;	13,480;	13,919;	9,8133;	11,045;	13,782;	44,424;	44,017;	46,664;	9,0902;	8,0791;	7,5895;	26,591;	13,402;	30,023;	44,840;	57,075;	80,816
11/12/2003;	17:18:10;	16,871;	16,930;	16,750;	16,614;	16,947;	16,783;	9,8588;	12,811;	13,495;	9,7447;	10,942;	13,650;	43,826;	44,044;	46,691;	9,0550;	8,0439;	7,4901;	26,804;	13,750;	30,812;	44,719;	57,326;	80,741
11/12/2003;	17:18:15;	16,869;	16,928;	16,748;	16,675;	16,977;	16,748;	9,9870;	13,175;	13,720;	9,5453;	10,805;	13,681;	43,555;	44,340;	46,748;	9,0526;	8,0092;	7,3901;	26,832;	14,034;	30,779;	44,657;	57,290;	80,693
11/12/2003;	17:18:20;	16,831;	16,889;	16,675;	16,540;	16,906;	16,642;	10,046;	13,103;	13,876;	9,7038;	10,933;	13,642;	43,699;	44,274;	46,772;	9,0786;	7,9697;	7,3513;	26,703;	13,614;	31,050;	44,681;	57,218;	80,986
11/12/2003;	17:18:25;	16,797;	16,888;	16,674;	16,604;	16,905;	16,674;	9,4582;	12,036;	13,681;	10,031;	10,899;	13,415;	44,145;	43,976;	46,831;	8,9798;	7,9689;	7,4808;	26,580;	13,391;	30,529;	44,740;	57,318;	80,673
11/12/2003;	17:18:30;	16,860;	16,952;	16,738;	16,602;	16,935;	16,705;	9,6185;	12,633;	13,743;	9,8320;	10,897;	13,607;	44,172;	44,033;	47,007;	8,9774;	7,9330;	7,5432;	26,455;	12,910;	30,010;	44,826;	57,326;	80,918
11/12/2003;	17:18:35;	16,758;	16,848;	16,667;	16,564;	16,834;	16,733;	9,3197;	12,094;	12,991;	9,9251;	10,724;	13,311;	44,138;	44,297;	47,032;	8,9396;	7,9618;	7,4739;	26,542;	12,906;	29,731;	44,792;	57,497;	80,918
11/12/2003;	17:18:40;	16,786;	16,844;	16,729;	16,496;	16,829;	16,695;	9,6750;	12,257;	12,856;	9,6906;	10,786;	13,339;	44,343;	44,442;	46,880;	8,9342;	7,9564;	7,5333;	26,477;	12,678;	29,452;	44,818;	57,440;	80,870
11/12/2003;	17:18:45;	16,750;	16,873;	16,659;	16,493;	16,826;	16,626;	9,6713;	12,620;	13,958;	9,7203;	10,850;	13,466;	44,309;	44,557;	46,965;	8,9317;	7,9203;	7,4661;	26,474;	12,516;	29,541;	44,845;	57,954;	81,162
11/12/2003;	17:18:50;	16,748;	16,837;	16,623;	16,490;	16,823;	16,689;	9,5381;	12,284;	13,728;	9,6521;	10,712;	13,366;	44,367;	44,882;	46,993;	8,8957;	7,9178;	7,4954;	26,563;	12,641;	29,355;	44,872;	57,940;	81,500
11/12/2003;	17:18:55;	16,583;	16,702;	16,487;	16,357;	16,723;	16,487;	9,7964;	12,614;	13,692;	9,4517;	10,743;	13,459;	44,095;	44,462;	47,108;	8,8596;	7,8485;	7,4269;	26,559;	12,573;	29,961;	44,868;	57,876;	81,676
11/12/2003;	17:19:00;	16,543;	16,662;	16,480;	16,285;	16,652;	16,447;	9,6580;	12,406;	13,035;	9,3789;	10,668;	13,290;	43,850;	44,247;	47,309;	8,8526;	7,8078;	7,3882;	26,553;	12,630;	30,655;	44,773;	57,911;	81,636
11/12/2003;	17:19:05;	16,575;	16,693;	16,445;	16,349;	16,683;	16,478;	9,5258;	12,171;	14,364;	9,4096;	10,600;	13,095;	43,759;	44,305;	47,308;	8,8510;	7,8062;	7,4184;	26,767;	12,660;	30,805;	44,771;	58,054;	81,811
11/12/2003;	17:19:10;	16,574;	16,626;	16,477;	16,315;	16,650;	16,444;	9,2642;	11,971;	13,780;	9,6724;	10,599;	13,127;	43,818;	44,543;	47,455;	8,7178;	7,8055;	7,4506;	26,613;	11,637;	30,136;	44,860;	57,990;	81,690

ANEXO E – Propriedades físicas do ar do TEC, capturados e armazenados no DeLLogger. (Continuação)

11/12/2003; 17:19:15; 16,663; 16,751; 16,503; 16,341; 16,707; 16,537; 9,7793; 13,097; 14,292; 9,4346; 10,659; 13,476; 44,259; 45,876; 47,390; 8,7436; 7,7989; 7,4760; 26,452; 12,205; 29,763; 44,884; 58,207; 81,892

11/12/2003; 17:19:20; 16,662; 16,717; 16,535; 16,371; 16,738; 16,569; 9,2876; 12,195; 15,519; 9,7950; 10,758; 13,409; 44,110; 46,232; 47,714; 8,7426; 7,8303; 7,5068; 26,420; 12,907; 29,824; 44,823; 58,265; 81,953

11/12/2003; 17:19:25; 16,598; 16,684; 16,404; 16,275; 16,674; 16,404; 9,4513; 12,995; 14,518; 9,729; 10,826; 13,700; 43,664; 46,500; 48,100; 8,7424; 7,8960; 7,5713; 26,513; 13,544; 29,824; 44,854; 58,365; 82,061

11/12/2003; 17:19:30; 16,593; 16,712; 16,432; 16,303; 16,637; 16,464; 9,6753; 12,691; 13,313; 9,3307; 10,452; 13,211; 43,957; 46,406; 47,918; 8,7711; 7,8258; 7,4046; 26,386; 13,285; 29,911; 44,849; 58,493; 81,886

11/12/2003; 17:19:35; 16,621; 16,674; 16,492; 16,298; 16,696; 16,492; 9,5070; 12,219; 13,178; 9,3584; 10,514; 13,141; 43,594; 46,461; 48,120; 8,6996; 7,8208; 7,4327; 26,442; 13,248; 30,028; 44,755; 58,493; 81,933

11/12/2003; 17:19:40; 16,522; 16,638; 16,391; 16,231; 16,629; 16,358; 9,7005; 12,884; 13,662; 9,2903; 10,578; 13,333; 43,979; 46,191; 47,822; 8,6972; 7,7853; 7,4622; 26,471; 12,193; 30,117; 44,872; 58,522; 81,980

11/12/2003; 17:19:45; 16,389; 16,437; 16,156; 16,034; 16,465; 16,256; 9,4040; 13,345; 13,821; 9,4180; 10,675; 13,459; 43,946; 45,623; 47,670; 8,6289; 7,7156; 7,4597; 26,621; 11,421; 30,174; 44,868; 58,536; 81,926

11/12/2003; 17:19:50; 16,353; 16,466; 16,219; 16,062; 16,397; 16,251; 9,2035; 12,410; 13,623; 9,2833; 10,303; 13,229; 43,644; 44,547; 47,725; 8,6579; 7,6787; 7,3587; 26,710; 11,770; 30,900; 44,834; 58,658; 81,899

11/12/2003; 17:19:55; 16,289; 16,368; 16,186; 15,998; 16,397; 16,186; 9,1390; 12,010; 12,811; 9,2184; 10,337; 13,036; 43,077; 44,636; 47,784; 8,5929; 7,5480; 7,2618; 26,771; 11,547; 31,787; 44,715; 58,722; 81,845

11/12/2003; 17:20:00; 16,319; 16,365; 16,151; 15,996; 16,395; 16,151; 9,3000; 12,308; 12,841; 9,1832; 10,335; 13,001; 43,165; 44,693; 47,871; 8,6234; 7,6442; 7,3248; 26,861; 11,576; 31,755; 44,803; 58,843; 81,906

11/12/2003; 17:20:05; 16,186; 16,295; 16,047; 15,895; 16,262; 16,081; 9,4275; 12,171; 13,649; 9,1457; 10,331; 13,094; 43,609; 44,601; 47,868; 8,5860; 7,6078; 7,2880; 26,642; 11,444; 31,111; 44,889; 58,865; 81,798

11/12/2003; 17:20:10; 16,251; 16,296; 16,113; 15,895; 16,327; 16,113; 9,5901; 12,870; 13,683; 9,1792; 10,465; 13,256; 44,057; 46,090; 47,810; 8,5863; 7,6406; 7,2883; 26,519; 11,572; 30,226; 44,920; 58,979; 81,838

11/12/2003; 17:20:15; 16,278; 16,357; 16,141; 15,988; 16,418; 16,141; 9,5197; 13,132; 14,131; 9,3377; 10,593; 13,347; 42,949; 47,036; 48,456; 8,6470; 7,7669; 7,3797; 26,793; 13,292; 31,046; 44,707; 59,036; 81,994

11/12/2003; 17:20:20; 16,147; 16,222; 16,041; 15,922; 16,288; 16,074; 9,3885; 12,498; 13,546; 9,1400; 10,459; 13,120; 42,528; 45,340; 48,247; 8,6125; 7,6344; 7,1520; 26,821; 12,334; 31,959; 44,645; 59,036; 81,946

11/12/2003; 17:20:25; 16,113; 16,221; 15,940; 15,823; 16,189; 16,006; 8,8959; 11,728; 13,187; 9,1707; 10,121; 12,633; 43,273; 44,652; 47,919; 8,5129; 7,5002; 7,1187; 26,666; 11,340; 31,622; 44,791; 59,079; 81,527

11/12/2003; 17:20:30; 16,123; 16,253; 16,005; 15,833; 16,252; 16,039; 9,1027; 12,560; 13,316; 9,3456; 10,388; 13,118; 43,104; 44,624; 48,010; 8,5228; 7,5978; 7,2793; 26,861; 12,969; 32,140; 44,653; 59,135; 81,764

11/12/2003; 17:20:35; 16,056; 16,151; 16,003; 15,830; 16,217; 16,102; 9,0672; 12,124; 13,249; 9,1127; 10,217; 12,921; 42,473; 45,187; 48,214; 8,4871; 7,5620; 7,1795; 26,765; 12,392; 32,076; 44,591; 59,256; 81,757

11/12/2003; 17:20:40; 16,181; 16,278; 16,064; 15,923; 16,278; 16,131; 9,1280; 12,020; 13,309; 9,2392; 10,280; 12,917; 42,830; 46,997; 48,300; 8,5148; 7,6565; 7,2722; 26,608; 13,250; 30,974; 44,648; 59,349; 81,832

11/12/2003; 17:20:45; 16,111; 16,240; 16,125; 15,885; 16,272; 16,125; 9,0245; 11,781; 12,880; 9,0698; 10,106; 12,847; 43,481; 46,635; 48,383; 8,4105; 7,6181; 7,2662; 26,326; 12,893; 30,086; 44,791; 59,349; 81,839

11/12/2003; 17:20:50; 16,206; 16,304; 16,090; 15,883; 16,270; 16,156; 9,0542; 11,378; 12,390; 8,9359; 10,171; 12,585; 43,001; 46,841; 48,410; 8,4740; 7,6481; 7,1674; 26,508; 12,922; 30,418; 44,610; 59,456; 81,832

11/12/2003; 17:20:55; 16,071; 16,264; 15,983; 15,844; 16,264; 16,050; 9,0152; 11,872; 12,807; 9,0939; 10,131; 12,871; 42,847; 46,954; 48,346; 8,4682; 7,6423; 7,1935; 26,564; 13,076; 30,839; 44,605; 59,491; 82,163

11/12/2003; 17:21:00; 16,065; 16,158; 16,011; 15,741; 16,160; 16,043; 9,1405; 11,733; 12,931; 8,9561; 10,226; 12,864; 42,602; 46,414; 48,547; 8,4619; 7,5692; 7,1872; 26,712; 13,420; 31,780; 44,569; 59,534; 82,385

11/12/2003; 17:21:05; 15,903; 15,994; 15,779; 15,579; 16,000; 15,812; 9,0750; 12,067; 12,605; 8,8244; 10,058; 12,800; 42,361; 45,551; 48,398; 8,4295; 7,5039; 7,0906; 26,650; 12,879; 31,992; 44,479; 59,676; 82,493

11/12/2003; 17:21:10; 15,830; 15,986; 15,804; 15,571; 16,024; 15,804; 9,2960; 12,325; 13,151; 8,9815; 10,117; 12,857; 42,413; 45,336; 48,302; 8,4216; 7,4960; 7,1476; 26,735; 12,776; 31,954; 44,501; 59,712; 82,634

11/12/2003; 17:21:15; 15,927; 16,051; 15,837; 15,668; 16,056; 15,937; 8,8708; 11,791; 12,695; 9,0471; 10,049; 12,792; 42,504; 45,931; 48,509; 8,4541; 7,4953; 7,1465; 26,611; 13,094; 32,076; 44,531; 59,683; 82,708

11/12/2003; 17:21:20; 15,957; 16,016; 15,835; 15,634; 16,054; 15,900; 9,1303; 12,223; 13,019; 8,8466; 10,148; 12,886; 43,189; 45,750; 47,739; 8,3523; 7,5921; 7,7268; 26,116; 14,650; 30,366; 43,696; 59,655; 82,661

11/12/2003; 17:21:25; 15,987; 16,046; 15,897; 15,728; 16,082; 15,865; 9,8127; 12,385; 13,730; 9,7639; 10,480; 12,980; 42,558; 44,615; 46,313; 9,9943; 9,1396; 10,091; 25,929; 18,891; 29,693; 39,794; 59,854; 84,328

11/12/2003; 17:21:30; 16,018; 16,112; 15,997; 15,824; 16,115; 15,997; 11,018; 13,151; 14,767; 10,780; 11,384; 13,593; 41,748; 43,274; 44,647; 11,434; 10,485; 11,538; 25,958; 21,299; 28,470; 36,915; 61,897; 88,323

11/12/2003; 17:21:35; 16,174; 16,271; 16,190; 16,077; 16,271; 16,289; 11,694; 13,777; 16,707; 11,526; 12,012; 14,008; 40,933; 42,283; 43,331; 12,732; 11,590; 12,972; 26,046; 22,886; 27,882; 34,780; 66,803; 93,030

11/12/2003; 17:21:40; 16,399; 16,402; 16,454; 16,335; 16,527; 16,519; 12,374; 13,443; 14,599; 12,178; 12,345; 13,974; 40,240; 41,443; 42,462; 13,868; 12,567; 14,086; 25,706; 23,786; 27,421; 33,281; 72,854; 98,100

11/12/2003; 17:21:45; 16,525; 16,630; 16,648; 16,525; 16,717; 16,682; 13,308; 14,642; 16,218; 12,923; 13,041; 14,550; 39,543; 40,658; 41,619; 14,777; 13,377; 15,004; 25,394; 24,249; 27,019; 32,171; 78,881; 101,81

ANEXO E – Propriedades físicas do ar do TEC, capturados e armazenados no DeLLogger. (Continuação)

DATA	HORA	Ret1	Ret2	Ret3	Ret4	Ret5	Ret6	Ins7	Ins8	Ins9	Ins10	Ins11	Ins12	Desc13	Scod14	Etc15	Stc16	Eev17	Evap18	Sev19	Ecod20	Suc21	Cond22	Urins	Urret
11/12/2003;	17:16:45;	17,689;	17,747;	17,599;	17,465;	17,711;	17,666;	10,817;	13,834;	14,427;	10,611;	11,903;	14,449;	44,227;	45,050;	46,181;	9,4294;	8,6289;	8,0627;	28,473;	17,459;	29,893;	44,614;	57,013;	77,954
11/12/2003;	17:16:50;	17,672;	17,618;	17,504;	17,414;	17,618;	17,472;	10,669;	13,705;	14,625;	10,724;	11,840;	14,549;	43,555;	45,381;	46,302;	9,3779;	8,5331;	7,9370;	28,334;	16,735;	29,621;	44,568;	56,717;	78,039
11/12/2003;	17:16:55;	17,756;	17,771;	17,624;	17,596;	17,799;	17,690;	10,559;	13,858;	15,551;	10,711;	11,928;	14,408;	43,246;	45,222;	46,470;	9,5306;	8,6203;	7,8928;	28,660;	18,176;	31,224;	44,438;	56,731;	78,257
11/12/2003;	17:17:00;	17,557;	17,535;	17,421;	17,429;	17,569;	17,454;	10,489;	13,654;	14,899;	10,674;	11,688;	14,274;	43,837;	43,250;	46,048;	9,4270;	8,4171;	7,9206;	28,502;	15,767;	30,913;	44,581;	56,724;	78,169
11/12/2003;	17:17:05;	17,456;	17,529;	17,349;	17,262;	17,467;	17,317;	10,255;	13,050;	14,117;	10,603;	11,749;	14,075;	43,921;	43,334;	46,102;	9,3880;	8,3785;	7,8176;	28,282;	15,762;	30,757;	44,665;	56,659;	78,298
11/12/2003;	17:17:10;	17,356;	17,394;	17,214;	17,131;	17,367;	17,214;	10,545;	13,612;	14,599;	10,304;	11,713;	14,201;	44,126;	43,361;	46,069;	9,3521;	8,3101;	7,7500;	28,064;	15,442;	30,175;	44,631;	56,674;	78,536
11/12/2003;	17:17:15;	17,418;	17,392;	17,277;	17,257;	17,430;	17,344;	10,380;	13,110;	14,046;	10,400;	11,510;	13,973;	43,797;	43,538;	46,157;	9,3503;	8,3407;	7,7483;	28,216;	15,534;	31,424;	44,600;	56,731;	78,434
11/12/2003;	17:17:20;	17,415;	17,421;	17,308;	17,254;	17,426;	17,341;	10,312;	12,908;	13,427;	10,003;	11,340;	14,002;	43,197;	44,042;	46,332;	9,3794;	8,3698;	7,6476;	28,090;	16,262;	31,082;	44,538;	56,875;	78,250
11/12/2003;	17:17:25;	17,446;	17,453;	17,372;	17,253;	17,489;	17,339;	10,082;	12,674;	13,328;	10,166;	11,271;	13,678;	43,316;	44,606;	46,777;	9,3784;	8,3688;	7,7430;	27,537;	16,513;	31,389;	44,567;	56,832;	78,556
11/12/2003;	17:17:30;	17,378;	17,383;	17,202;	17,152;	17,420;	17,235;	10,274;	13,334;	14,782;	10,260;	11,434;	14,061;	43,372;	44,573;	46,922;	9,4070;	8,4297;	7,7711;	27,441;	16,288;	31,172;	44,623;	56,767;	79,153
11/12/2003;	17:17:35;	17,246;	17,282;	17,069;	16,989;	17,290;	17,069;	10,304;	13,099;	13,971;	10,029;	11,197;	13,930;	43,458;	44,094;	46,444;	9,3058;	8,2630;	7,5751;	27,285;	14,597;	31,383;	44,620;	56,824;	79,432
11/12/2003;	17:17:40;	17,179;	17,212;	17,066;	16,953;	17,223;	17,033;	10,007;	12,864;	13,578;	10,025;	11,128;	13,798;	44,289;	43,733;	46,500;	9,2046;	8,1610;	7,6044;	26,852;	13,864;	29,825;	44,824;	56,846;	79,792
11/12/2003;	17:17:45;	17,209;	17,211;	17,097;	16,919;	17,188;	17,129;	10,103;	12,928;	13,673;	9,8916;	11,192;	13,796;	44,704;	45,072;	46,320;	9,1687;	8,1922;	7,7314;	26,758;	13,925;	29,090;	44,823;	56,860;	79,711
11/12/2003;	17:17:50;	17,240;	17,275;	17,062;	16,919;	17,284;	17,062;	10,103;	12,927;	13,607;	9,8909;	11,024;	13,666;	44,674;	45,428;	46,617;	9,1679;	8,1914;	7,6660;	26,665;	14,401;	28,968;	44,793;	56,939;	79,921
11/12/2003;	17:17:55;	17,268;	17,239;	17,058;	16,947;	17,247;	17,124;	10,032;	12,656;	13,149;	9,6567;	11,053;	13,532;	44,700;	45,574;	46,673;	9,1642;	8,1533;	7,6941;	26,569;	14,111;	29,178;	44,819;	57,061;	80,240
11/12/2003;	17:18:00;	17,168;	17,201;	16,988;	16,910;	17,179;	17,087;	9,8002;	12,485;	13,404;	9,9156;	10,948;	13,561;	44,577;	45,003;	46,549;	9,1270;	8,1496;	7,6575;	26,656;	13,470;	28,990;	44,874;	57,075;	80,484
11/12/2003;	17:18:05;	16,938;	17,032;	16,852;	16,680;	17,045;	16,852;	9,8618;	13,480;	13,919;	9,8133;	11,045;	13,782;	44,424;	44,017;	46,664;	9,0902;	8,0791;	7,5895;	26,591;	13,402;	30,023;	44,840;	57,075;	80,816
11/12/2003;	17:18:10;	16,871;	16,930;	16,750;	16,614;	16,947;	16,783;	9,8588;	12,811;	13,495;	9,7447;	10,942;	13,650;	43,826;	44,044;	46,691;	9,0550;	8,0439;	7,4901;	26,804;	13,750;	30,812;	44,719;	57,326;	80,741
11/12/2003;	17:18:15;	16,869;	16,928;	16,748;	16,675;	16,977;	16,748;	9,9870;	13,175;	13,720;	9,5453;	10,805;	13,681;	43,555;	44,340;	46,748;	9,0526;	8,0092;	7,3901;	26,832;	14,034;	30,779;	44,657;	57,290;	80,693
11/12/2003;	17:18:20;	16,831;	16,889;	16,675;	16,540;	16,906;	16,642;	10,046;	13,103;	13,876;	9,7038;	10,933;	13,642;	43,699;	44,274;	46,772;	9,0786;	7,9697;	7,3513;	26,703;	13,614;	31,050;	44,681;	57,218;	80,986
11/12/2003;	17:18:25;	16,797;	16,888;	16,674;	16,604;	16,905;	16,674;	9,4582;	12,036;	13,681;	10,031;	10,899;	13,415;	44,145;	43,976;	46,831;	8,9798;	7,9689;	7,4808;	26,580;	13,391;	30,529;	44,740;	57,318;	80,673
11/12/2003;	17:18:30;	16,860;	16,952;	16,738;	16,602;	16,935;	16,705;	9,6185;	12,633;	13,743;	9,8320;	10,897;	13,607;	44,172;	44,033;	47,007;	8,9774;	7,9330;	7,5432;	26,455;	12,910;	30,010;	44,826;	57,326;	80,918
11/12/2003;	17:18:35;	16,758;	16,848;	16,667;	16,564;	16,834;	16,733;	9,3197;	12,094;	12,991;	9,9251;	10,724;	13,311;	44,138;	44,297;	47,032;	8,9396;	7,9618;	7,4739;	26,542;	12,906;	29,731;	44,792;	57,497;	80,918
11/12/2003;	17:18:40;	16,786;	16,844;	16,729;	16,496;	16,829;	16,695;	9,6750;	12,257;	12,856;	9,6906;	10,786;	13,339;	44,343;	44,442;	46,880;	8,9342;	7,9564;	7,5333;	26,477;	12,678;	29,452;	44,818;	57,440;	80,870
11/12/2003;	17:18:45;	16,750;	16,873;	16,659;	16,493;	16,826;	16,626;	9,6713;	12,620;	13,958;	9,7203;	10,850;	13,466;	44,309;	44,557;	46,965;	8,9317;	7,9203;	7,4661;	26,474;	12,516;	29,541;	44,845;	57,954;	81,162
11/12/2003;	17:18:50;	16,748;	16,837;	16,623;	16,490;	16,823;	16,689;	9,5381;	12,284;	13,728;	9,6521;	10,712;	13,366;	44,367;	44,882;	46,993;	8,8957;	7,9178;	7,4954;	26,563;	12,641;	29,355;	44,872;	57,940;	81,500
11/12/2003;	17:18:55;	16,583;	16,702;	16,487;	16,357;	16,723;	16,487;	9,7964;	12,614;	13,692;	9,4517;	10,743;	13,459;	44,095;	44,462;	47,108;	8,8596;	7,8485;	7,4269;	26,559;	12,573;	29,961;	44,868;	57,876;	81,676
11/12/2003;	17:19:00;	16,543;	16,662;	16,480;	16,285;	16,652;	16,447;	9,6580;	12,406;	13,035;	9,3789;	10,668;	13,290;	43,850;	44,247;	47,309;	8,8526;	7,8078;	7,3882;	26,553;	12,630;	30,655;	44,773;	57,911;	81,636
11/12/2003;	17:19:05;	16,575;	16,693;	16,445;	16,349;	16,683;	16,478;	9,5258;	12,171;	14,364;	9,4096;	10,600;	13,095;	43,759;	44,305;	47,308;	8,8510;	7,8062;	7,4184;	26,767;	12,660;	30,805;	44,771;	58,054;	81,811
11/12/2003;	17:19:10;	16,574;	16,626;	16,477;	16,315;	16,650;	16,444;	9,2642;	11,971;	13,780;	9,6724;	10,599;	13,127;	43,818;	44,543;	47,455;	8,7178;	7,8055;	7,4506;	26,613;	11,637;	30,136;	44,860;	57,990;	81,690

ANEXO E – Propriedades físicas do ar do TEC, capturados e armazenados no DeLLogger. (Continuação)

11/12/2003;	17:19:15;	16,663;	16,751;	16,503;	16,341;	16,707;	16,537;	9,7793;	13,097;	14,292;	9,4346;	10,659;	13,476;	44,259;	45,876;	47,390;	8,7436;	7,7989;	7,4760;	26,452;	12,205;	29,763;	44,884;	58,207;	81,892
11/12/2003;	17:19:20;	16,662;	16,717;	16,535;	16,371;	16,738;	16,569;	9,2876;	12,195;	15,519 ;	9,7950;	10,758;	13,409;	44,110;	46,232 ;	47,714;	8,7426;	7,8303;	7,5068;	26,420;	12,907;	29,824;	44,823;	58,265;	81,953
11/12/2003;	17:19:25;	16,598;	16,684;	16,404;	16,275;	16,674;	16,404;	9,4513;	12,995;	14,518;	9,7291;	10,826;	13,700;	43,664;	46,500;	48,100;	8,7424;	7,8960;	7,5713;	26,513;	13,544;	29,824;	44,854;	58,365;	82,061
11/12/2003;	17:19:30;	16,593;	16,712;	16,432;	16,303;	16,637;	16,464;	9,6753;	12,691;	13,313;	9,3307;	10,452;	13,211;	43,957;	46,406;	47,918;	8,7711;	7,8258;	7,4046;	26,386;	13,285;	29,911;	44,849;	58,493;	81,886
11/12/2003;	17:19:35;	16,621;	16,674;	16,492;	16,298;	16,696;	16,492;	9,5070;	12,219;	13,178;	9,3584;	10,514;	13,141;	43,594;	46,461 ;	48,120;	8,6996;	7,8208;	7,4327;	26,442;	13,248;	30,028;	44,755;	58,493;	81,933
11/12/2003;	17:19:40;	16,522;	16,638;	16,391;	16,231;	16,629;	16,358;	9,7005;	12,884;	13,662;	9,2903;	10,578;	13,333;	43,979;	46,191;	47,822;	8,6972;	7,7853;	7,4622;	26,471;	12,193;	30,117;	44,872;	58,522;	81,980
11/12/2003;	17:19:45;	16,389;	16,437;	16,156;	16,034;	16,465;	16,256;	9,4040;	13,345;	13,821;	9,4180;	10,675;	13,459;	43,946;	45,623;	47,670;	8,6289;	7,7156;	7,4597;	26,621;	11,421;	30,174;	44,868;	58,536;	81,926
11/12/2003;	17:19:50;	16,353;	16,466;	16,219;	16,062;	16,397;	16,251;	9,2035;	12,410;	13,623;	9,2833;	10,303;	13,229;	43,644;	44,547;	47,725;	8,6579;	7,6787;	7,3587;	26,710;	11,770;	30,900;	44,834;	58,658;	81,899
11/12/2003;	17:19:55;	16,289;	16,368;	16,186;	15,998;	16,397;	16,186;	9,1390;	12,010;	12,811;	9,2184;	10,337;	13,036;	43,077;	44,636;	47,784;	8,5929;	7,5480;	7,2618;	26,771;	11,547;	31,787;	44,715;	58,722;	81,845
11/12/2003;	17:20:00;	16,319;	16,365;	16,151;	15,996;	16,395;	16,151;	9,3000;	12,308;	12,841;	9,1832;	10,335;	13,001;	43,165;	44,693;	47,871;	8,6234;	7,6442;	7,3248;	26,861;	11,576;	31,755;	44,803;	58,843;	81,906
11/12/2003;	17:20:05;	16,186;	16,295;	16,047;	15,895;	16,262;	16,081;	9,4275;	12,171;	13,649;	9,1457;	10,331;	13,094;	43,609;	44,601;	47,868;	8,5860;	7,6078;	7,2880;	26,642;	11,444;	31,111;	44,889;	58,865 ;	81,798
11/12/2003;	17:20:10;	16,251;	16,296;	16,113;	15,895;	16,327;	16,113;	9,5901;	12,870;	13,683;	9,1792;	10,465;	13,256;	44,057;	46,090;	47,810;	8,5863;	7,6406;	7,2883;	26,519;	11,572;	30,226;	44,920;	58,979;	81,838
11/12/2003;	17:20:15;	16,278;	16,357;	16,141;	15,988;	16,418;	16,141;	9,5197;	13,132;	14,131;	9,3377;	10,593;	13,347;	42,949;	47,036;	48,456;	8,6470;	7,7669;	7,3797;	26,793;	13,292;	31,046;	44,707;	59,036;	81,994
11/12/2003;	17:20:20;	16,147;	16,222;	16,041;	15,922;	16,288;	16,074;	9,3885;	12,498;	13,546;	9,1400;	10,459;	13,120;	42,528;	45,340;	48,247;	8,6125;	7,6344;	7,1520;	26,821;	12,334;	31,959;	44,645;	59,036;	81,946
11/12/2003;	17:20:25;	16,113;	16,221;	15,940;	15,823;	16,189;	16,006;	8,8959;	11,728;	13,187;	9,1707;	10,121;	12,633;	43,273;	44,652;	47,919;	8,5129;	7,5002;	7,1187;	26,666;	11,340;	31,622;	44,791;	59,079;	81,527
11/12/2003;	17:20:30;	16,123;	16,253;	16,005;	15,833;	16,252;	16,039;	9,1027;	12,560;	13,316;	9,3456;	10,388;	13,118;	43,104;	44,624;	48,010;	8,5228;	7,5978;	7,2793;	26,861;	12,969;	32,140;	44,653;	59,135;	81,764
11/12/2003;	17:20:35;	16,056;	16,151;	16,003;	15,830;	16,217;	16,102;	9,0672;	12,124;	13,249;	9,1127;	10,217;	12,921;	42,473;	45,187;	48,214;	8,4871;	7,5620;	7,1795;	26,765;	12,392;	32,076;	44,591;	59,256;	81,757
11/12/2003;	17:20:40;	16,181;	16,278;	16,064;	15,923;	16,278;	16,131;	9,1280;	12,020;	13,309;	9,2392;	10,280;	12,917;	42,830;	46,997;	48,300;	8,5148;	7,6565;	7,2722;	26,608;	13,250;	30,974;	44,648;	59,349;	81,832
11/12/2003;	17:20:45;	16,111;	16,240 ;	16,125;	15,885;	16,272;	16,125;	9,0245;	11,781;	12,880;	9,0698;	10,106;	12,847;	43,481;	46,635;	48,383;	8,4105;	7,6181;	7,2662;	26,326;	12,893;	30,086;	44,791;	59,349;	81,839
11/12/2003;	17:20:50;	16,206;	16,304;	16,090;	15,883;	16,270;	16,156;	9,0542;	11,378;	12,390;	8,9359;	10,171;	12,585;	43,001;	46,841;	48,410;	8,4740;	7,6481;	7,1674;	26,508;	12,922;	30,418;	44,610;	59,456;	81,832
11/12/2003;	17:20:55;	16,071;	16,264;	15,983;	15,844;	16,264;	16,050;	9,0152;	11,872;	12,807;	9,0939;	10,131;	12,871;	42,847;	46,954;	48,346;	8,4682;	7,6423;	7,1935;	26,564;	13,076;	30,839;	44,605;	59,491;	82,163
11/12/2003;	17:21:00;	16,065;	16,158;	16,011;	15,741;	16,160;	16,043;	9,1405;	11,733;	12,931;	8,9561;	10,226;	12,864;	42,602;	46,414;	48,547;	8,4619;	7,5692;	7,1872;	26,712;	13,420;	31,780;	44,569;	59,534;	82,385
11/12/2003;	17:21:05;	15,903;	15,994;	15,779;	15,579;	16,000;	15,812;	9,0750;	12,067;	12,605;	8,8244;	10,058;	12,800;	42,361;	45,551;	48,398;	8,4295;	7,5039;	7,0906;	26,650;	12,879;	31,992;	44,479;	59,676;	82,493
11/12/2003;	17:21:10;	15,830;	15,986;	15,804;	15,571;	16,024;	15,804;	9,2960;	12,325;	13,151;	8,9815;	10,117;	12,857;	42,413;	45,336;	48,302;	8,4216;	7,4960;	7,1476;	26,735;	12,776;	31,954;	44,501;	59,712;	82,634
11/12/2003;	17:21:15;	15,927;	16,051;	15,837;	15,668;	16,056;	15,937;	8,8708;	11,791;	12,695;	9,0471;	10,049;	12,792;	42,504;	45,931;	48,509;	8,4541;	7,4953;	7,1465;	26,611;	13,094;	32,076;	44,531;	59,683;	82,708
11/12/2003;	17:21:20;	15,957;	16,016;	15,835;	15,634;	16,054;	15,900;	9,1303;	12,223;	13,019;	8,8466;	10,148;	12,886;	43,189;	45,750;	47,739;	8,3523;	7,5921;	7,7268;	26,116;	14,650;	30,366;	43,696;	59,655;	82,661
11/12/2003;	17:21:25;	15,987;	16,046;	15,897;	15,728;	16,082;	15,865;	9,8127;	12,385;	13,730;	9,7639;	10,480;	12,980;	42,558;	44,615;	46,313;	9,9943;	9,1396;	10,091;	25,929;	18,891;	29,693;	39,794;	59,854;	84,328
11/12/2003;	17:21:30;	16,018;	16,112;	15,997;	15,824;	16,115;	15,997;	11,018;	13,151;	14,767;	10,780;	11,384;	13,593;	41,748;	43,274;	44,647;	11,434;	10,485;	11,538;	25,958;	21,299;	28,470;	36,915;	61,897;	88,323
11/12/2003;	17:21:35;	16,174;	16,271;	16,190;	16,077;	16,271;	16,289;	11,694;	13,777;	16,707;	11,526;	12,012;	14,008;	40,933;	42,283;	43,331;	12,732;	11,590;	12,972;	26,046;	22,886;	27,882;	34,780;	66,803;	93,030
11/12/2003;	17:21:40;	16,399;	16,402;	16,454;	16,335;	16,527;	16,519;	12,374;	13,443;	14,599;	12,178;	12,345;	13,974;	40,240;	41,443;	42,462;	13,868;	12,567;	14,086;	25,706;	23,786;	27,421;	33,281;	72,854;	98,100
11/12/2003;	17:21:45;	16,525;	16,630;	16,648;	16,525;	16,717;	16,682;	13,308;	14,642;	16,218;	12,923;	13,041;	14,550;	39,543;	40,658;	41,619;	14,777;	13,377;	15,004;	25,394;	24,249;	27,019;	32,171;	78,881;	101,81

ANEXO E – Propriedades físicas do ar do TEC, capturados e armazenados no DeLLogger. (Continuação)

DATA	HORA	Ret1	Ret2	Ret3	Ret4	Ret5	Ret6	Ins7	Ins8	Ins9	Ins10	Ins11	Ins12	Desc13	Scod14	Etc15	Stc16	Eev17	Evap18	Sev19	Ecod20	Suc21	Cond22	Urins	Urret
11/12/2003;	20:11:15;	29,829;	30,210;	30,116;	29,954;	30,005;	30,116;	18,198;	21,836;	22,528;	19,095;	19,937;	22,343;	48,824;	51,278;	52,403;	15,140;	15,550;	14,601;	37,028;	25,349;	39,056;	48,941;	41,490;	75,553
11/12/2003;	20:11:20;	29,893;	30,211;	30,181;	29,986;	30,069;	30,181;	18,071;	21,379;	23,418;	19,415;	20,068;	22,091;	49,119;	51,689;	52,346;	15,205;	15,648;	14,634;	36,970;	25,257;	38,341;	49,002;	42,691;	75,683
11/12/2003;	20:11:25;	29,957;	30,341;	30,280;	30,113;	30,133;	30,343;	17,914;	20,892;	22,341;	19,577;	19,940;	21,967;	49,503;	51,574;	52,348;	15,241;	15,682;	14,637;	36,762;	25,136;	37,746;	49,063;	43,112;	75,895
11/12/2003;	20:11:30;	29,892;	30,274;	30,181;	29,892;	30,037;	30,213;	18,198;	22,357;	22,846;	19,159;	19,807;	22,121;	49,969;	51,248;	52,257;	15,140;	15,646;	14,697;	36,729;	24,732;	37,743;	49,147;	42,402;	76,394
11/12/2003;	20:11:35;	29,834;	30,215;	30,058;	29,897;	29,979;	30,122;	18,012;	20,894;	22,152;	19,611;	19,974;	21,905;	49,768;	51,341;	52,320;	15,177;	15,651;	14,702;	36,734;	24,983;	37,718;	49,152;	43,726;	76,531
11/12/2003;	20:11:40;	29,988;	30,372;	30,311;	30,050;	30,163;	30,343;	18,009;	21,251;	23,641;	19,512;	19,939;	21,998;	49,708;	51,486;	52,406;	15,175;	15,713;	14,762;	36,851;	25,197;	37,805;	49,150;	43,451;	76,765
11/12/2003;	20:11:45;	29,955;	30,307;	30,213;	30,017;	30,131;	30,278;	17,943;	20,857;	23,196;	19,671;	20,068;	22,059;	49,824;	51,338;	52,376;	15,205;	15,712;	14,729;	36,790;	25,103;	37,833;	49,149;	43,200;	76,799
11/12/2003;	20:11:50;	29,925;	30,340;	30,247;	30,049;	30,101;	30,278;	18,009;	21,283;	24,020;	19,703;	20,102;	22,186;	49,971;	51,309;	52,259;	15,174;	15,648;	14,730;	36,820;	24,734;	37,744;	49,149;	41,802;	77,155
11/12/2003;	20:11:55;	29,799;	30,211;	30,149;	29,923;	29,975;	30,117;	17,816;	20,362;	22,243;	19,894;	20,068;	22,027;	49,939;	49,753;	51,994;	15,174;	15,551;	14,666;	37,059;	23,432;	38,430;	49,206;	41,676;	77,347
11/12/2003;	20:12:00;	29,798;	30,146;	30,116;	29,891;	30,005;	30,084;	17,751;	20,230;	22,782;	19,956;	20,099;	21,805;	49,967;	49,898;	51,963;	15,140;	15,549;	14,666;	36,998;	23,400;	38,190;	49,175;	41,534;	77,210
11/12/2003;	20:12:05;	29,890;	30,208;	30,178;	30,045;	30,034;	30,178;	17,813;	20,527;	22,686;	19,764;	20,032;	21,993;	48,938;	49,896;	52,020;	15,203;	15,580;	14,569;	37,355;	24,080;	39,738;	49,027;	41,401;	77,504
11/12/2003;	20:12:10;	29,859;	30,240;	30,210;	30,014;	30,035;	30,179;	17,973;	20,985;	22,463;	19,444;	19,902;	21,899;	48,792;	50,014;	52,225;	15,268;	15,645;	14,632;	37,326;	24,482;	39,827;	48,998;	41,349;	77,483
11/12/2003;	20:12:15;	29,736;	30,083;	29,925;	29,798;	29,912;	30,021;	18,294;	21,705;	22,688;	18,999;	19,904;	22,216;	48,765;	50,720;	52,491;	15,269;	15,679;	14,665;	37,208;	25,472;	39,651;	49,030;	41,268;	77,749
11/12/2003;	20:12:20;	29,797;	30,146;	30,084;	29,922;	29,974;	30,180;	18,038;	20,986;	21,860;	19,094;	19,806;	21,867;	48,793;	50,866;	52,519;	15,236;	15,679;	14,569;	37,177;	25,533;	39,591;	49,029;	41,371;	77,599
11/12/2003;	20:12:25;	29,795;	30,175;	30,050;	29,889;	29,971;	30,082;	18,291;	21,506;	23,541;	19,220;	20,032;	22,087;	48,821;	50,630;	52,635;	15,266;	15,741;	14,726;	37,235;	25,439;	39,708;	49,057;	41,364;	77,654
11/12/2003;	20:12:30;	29,894;	30,245;	30,151;	30,049;	30,070;	30,215;	18,392;	21,348;	21,926;	18,682;	19,678;	22,061;	48,708;	50,635;	52,551;	15,272;	15,649;	14,668;	37,210;	25,259;	39,683;	49,032;	41,356;	77,729
11/12/2003;	20:12:35;	29,829;	30,146;	30,117;	29,954;	30,005;	30,085;	18,102;	20,888;	22,210;	19,381;	19,936;	22,026;	48,971;	51,424;	52,461;	15,237;	15,678;	14,696;	37,238;	25,502;	39,175;	49,029;	41,534;	77,722
11/12/2003;	20:12:40;	30,051;	30,437;	30,312;	30,144;	30,196;	30,376;	17,914;	20,299;	23,579;	20,024;	20,332;	22,062;	49,387;	51,692;	52,466;	15,305;	15,812;	14,795;	37,032;	25,384;	38,045;	49,181;	43,583;	77,947
11/12/2003;	20:12:45;	30,080;	30,404;	30,342;	30,173;	30,225;	30,438;	18,264;	20,891;	22,530;	19,289;	19,874;	21,966;	49,883;	51,426;	52,376;	15,174;	15,680;	14,794;	36,880;	25,042;	37,834;	49,266;	42,558;	78,172
11/12/2003;	20:12:50;	29,924;	30,243;	30,182;	29,986;	30,037;	30,214;	17,848;	20,100;	23,291;	19,830;	19,970;	21,996;	50,232;	50,839;	51,936;	15,206;	15,615;	14,730;	37,059;	23,711;	37,952;	49,265;	41,260;	78,376
11/12/2003;	20:12:55;	29,954;	30,306;	30,277;	30,141;	30,131;	30,309;	18,039;	20,296;	22,148;	19,288;	19,676;	21,711;	49,998;	50,046;	51,964;	15,141;	15,648;	14,698;	37,089;	23,586;	38,102;	49,206;	41,327;	78,559
11/12/2003;	20:13:00;	29,921;	30,273;	30,211;	30,077;	30,035;	30,275;	18,356;	21,084;	22,305;	19,158;	19,805;	21,931;	49,937;	49,838;	51,962;	15,171;	15,614;	14,665;	37,117;	23,368;	38,129;	49,233;	41,386;	78,559
11/12/2003;	20:13:05;	29,858;	30,240;	30,178;	30,014;	29,972;	30,178;	17,846;	20,032;	22,114;	19,667;	19,935;	21,740;	49,819;	49,456;	52,137;	15,203;	15,580;	14,759;	37,146;	23,615;	38,964;	49,173;	41,245;	78,789
11/12/2003;	20:13:10;	29,891;	30,273;	30,244;	30,047;	30,067;	30,180;	17,911;	20,921;	22,528;	19,382;	19,871;	21,837;	49,615;	49,546;	52,109;	15,204;	15,582;	14,666;	37,237;	23,802;	39,204;	49,204;	41,245;	78,891
11/12/2003;	20:13:15;	29,828;	30,145;	30,148;	29,953;	29,973;	30,116;	18,229;	21,117;	21,828;	18,806;	19,641;	21,868;	49,585;	49,604;	52,138;	15,204;	15,581;	14,632;	37,296;	23,864;	39,471;	49,204;	41,765;	79,102
11/12/2003;	20:13:20;	29,734;	30,080;	29,987;	29,858;	29,910;	30,019;	18,387;	21,606;	23,003;	19,125;	19,836;	22,025;	49,144;	49,809;	52,079;	15,236;	15,613;	14,569;	37,415;	23,956;	39,827;	49,115;	41,557;	79,041
11/12/2003;	20:13:25;	29,795;	30,143;	30,113;	29,982;	30,002;	30,178;	18,099;	21,115;	21,921;	18,995;	19,639;	21,833;	48,820;	50,159;	52,283;	15,234;	15,644;	14,630;	37,384;	24,729;	39,707;	49,055;	41,193;	78,891
11/12/2003;	20:13:30;	29,765;	30,113;	30,052;	29,921;	29,942;	30,084;	18,228;	21,279;	23,130;	19,476;	20,001;	22,088;	48,881;	50,396;	52,518;	15,236;	15,710;	14,632;	37,296;	25,286;	39,739;	49,145;	41,142;	78,659
11/12/2003;	20:13:35;	29,919;	30,238;	30,113;	30,044;	30,064;	30,209;	18,354;	21,212;	22,589;	19,027;	19,770;	21,960;	48,880;	51,128;	52,634;	15,266;	15,708;	14,629;	37,235;	25,654;	39,559;	49,056;	41,245;	78,604
11/12/2003;	20:13:40;	29,830;	30,179;	30,021;	29,892;	29,975;	30,117;	18,166;	21,151;	22,688;	19,159;	19,741;	22,090;	49,089;	51,805;	52,345;	15,205;	15,744;	14,697;	37,208;	25,442;	38,788;	49,060;	42,276;	78,512

ANEXO E – Propriedades físicas do ar do TEC, capturados e armazenados no DeLLogger. (Continuação)

11/12/2003; 20:13:45; 29,954; 30,338; 30,277; 30,110 ; 30,130; 30,308; 18,007; 20,595; 22,465; 19,606; 20,002; 21,964; 49,354; 51,630; 52,375; 15,204; 15,744; 14,728; 37,059; 25,349; 38,221; 49,118; 43,859; 78,389

11/12/2003; 20:13:50; 29,954; 30,274; 30,180; 29,985; 30,099; 30,212; 18,007; 21,216; 23,480; 19,638; 20,068; 22,153; 49,706; 51,601; 52,462; 15,237; 15,744; 14,793; 36,909; 25,287; 37,893; 49,207; 43,340; 78,348

11/12/2003; 20:13:55; 29,829; 30,242; 30,053; 29,829; 29,975; 30,053; 18,103; 20,987; 23,860; 19,925; 20,459; 22,469; 50,028; 51,396; 52,404; 15,172; 15,711; 14,760; 36,849; 25,009; 37,893; 49,207; 42,565; 78,403

11/12/2003; 20:14:00; 29,920; 30,271; 30,242; 29,951; 30,065; 30,210; 17,908; 20,689; 23,192; 20,017; 20,325; 22,150; 50,025; 51,422; 52,372; 15,137; 15,643; 14,694; 36,906; 24,945; 37,710; 49,262; 43,524; 78,240

11/12/2003; 20:14:05; 29,889; 30,176; 30,083; 29,858; 29,972; 30,018; 17,876; 20,789; 23,446; 20,241; 20,396; 22,341; 50,142; 51,305; 52,255; 15,105; 15,612; 14,758; 36,846; 24,667; 37,920; 49,262; 43,149; 78,056

11/12/2003 ;20:14:10; 30,012; 30,365; 30,368; 30,229; 30,219; 30,400; 18,034; 20,786; 23,159; 19,665; 19,997; 21,959; 50,169; 51,156; 52,106; 15,103; 15,642; 14,820; 36,904; 24,016; 37,888; 49,231; 41,334; 77,783

11/12/2003; 20:14:15; 29,823; 30,204; 30,174; 29,979; 30,000; 30,174; 18,224; 20,948; 23,632; 19,121; 19,735; 21,926; 49,932; 49,746; 52,017; 15,167; 15,609; 14,691; 37,112; 23,426; 38,274; 49,287; 41,149; 77,742

11/12/2003; 20:14:20; 29,732; 30,046; 29,953; 29,763; 29,845; 29,953; 17,875; 20,292; 22,461; 19,538; 19,965; 21,802; 49,699; 49,424; 52,135; 15,136; 15,546; 14,630; 37,114; 23,706; 39,111; 49,171; 42,180; 77,702

11/12/2003; 20:14:25; 29,791; 30,170; 30,077; 29,946; 29,966; 30,109; 18,254; 21,241; 22,585; 19,152; 19,831; 21,988; 49,343; 49,685; 52,043; 15,133; 15,510; 14,627; 37,230; 23,796; 39,583; 49,108; 41,467; 77,654

11/12/2003; 20:14:30; 29,917; 30,236; 30,238; 30,135; 30,062; 30,238; 18,256; 20,589; 22,936; 19,505; 20,061; 21,927; 48,877; 50,011; 52,251; 15,231; 15,641; 14,628; 37,412; 24,386; 39,824; 49,141; 41,290; 77,708

11/12/2003; 20:14:35; 29,946; 30,297; 30,235; 30,101; 30,121; 30,267; 17,998; 20,684; 21,692; 19,278; 19,666; 21,734; 48,757; 50,566; 52,600; 15,261; 15,703; 14,721; 37,259; 25,402; 39,732; 49,110; 41,245; 77,756

11/12/2003; 20:14:40; 29,853; 30,202; 30,077; 29,946; 29,998; 30,108; 17,839; 20,554; 23,282; 19,917; 20,320; 22,177; 48,816; 50,361; 52,542; 15,261; 15,704; 14,626; 37,290; 25,218; 39,792; 49,081; 41,275; 77,988

11/12/2003; 20:14:45; 29,915; 30,234; 30,205; 30,071; 30,029; 30,237; 17,872; 20,190; 22,298; 19,790; 19,929; 21,893; 48,963; 49,979; 52,103; 15,197; 15,640; 14,626; 37,380; 24,199; 39,762; 49,110; 41,691; 78,199

11/12/2003; 20:14:50; 29,914; 30,202; 30,172; 30,008; 30,059; 30,204; 18,031; 20,782; 22,107; 19,502; 19,797; 21,765; 49,432; 49,656; 52,102; 15,164; 15,541; 14,625; 37,319; 23,888; 39,643; 49,167; 42,217; 78,321

11/12/2003; 20:14:55; 29,696; 30,074; 30,011; 29,758; 29,841; 29,980; 18,030; 21,044; 22,107; 19,341; 19,732; 21,892; 49,489; 49,538; 52,131; 15,131; 15,541; 14,561; 37,259; 23,856; 39,434; 49,167; 41,757; 78,498

11/12/2003; 20:15:00; 29,728; 30,138; 30,012; 29,821; 29,904; 30,012; 18,222; 21,469; 22,553; 19,119; 19,765; 22,019; 49,783; 49,480; 52,131; 15,100; 15,575; 14,626; 37,140; 23,547; 38,720; 49,255; 41,223; 78,253

11/12/2003; 20:15:05; 29,664; 29,978; 29,916; 29,727; 29,841; 29,916; 18,030; 20,880; 22,424; 19,470; 19,862; 22,081; 49,724; 49,508; 52,159; 15,100; 15,509; 14,593; 37,139; 23,733; 38,928; 49,225; 41,453; 78,416

11/12/2003; 20:15:10; 29,788; 30,168; 30,106; 29,943; 29,964; 30,138; 17,805; 20,356; 22,868; 19,659; 19,861; 21,890; 49,840; 49,507; 52,129; 15,098; 15,507; 14,591; 37,167; 23,669; 38,896; 49,253; 41,371; 78,410

11/12/2003; 20:15:15; 29,819; 30,168; 30,106; 29,943; 29,964; 30,106; 18,474; 21,467; 23,659; 19,213; 19,828; 22,111; 49,752; 49,507; 52,187; 15,098; 15,539; 14,655; 37,078; 23,669; 38,986; 49,224; 41,438; 78,464

11/12/2003; 20:15:20; 29,694; 30,040; 29,946; 29,725; 29,808; 29,946; 18,251; 21,107; 22,359; 19,212; 19,795; 21,953; 49,840; 49,566; 52,100; 15,130; 15,571; 14,655; 37,167; 23,575; 38,777; 49,283; 40,971; 78,471

11/12/2003; 20:15:25; 29,725; 30,103; 30,074; 29,880; 29,901; 30,106; 17,932; 20,877; 22,422; 19,499; 19,860; 21,858; 49,604; 49,477; 52,157; 15,129; 15,506; 14,559; 37,197; 23,792; 39,461; 49,194; 41,349; 78,144

11/12/2003; 20:15:30; 29,693; 30,038; 29,913; 29,724; 29,838; 29,913; 18,345; 22,182; 23,563; 19,083; 19,925; 22,362; 49,281; 49,710; 52,098; 15,128; 15,505; 14,558; 37,286; 23,822; 39,728; 49,134; 41,490; 78,253

11/12/2003; 20:15:35; 29,601; 29,945; 29,884; 29,695; 29,778; 29,851; 17,902; 20,911; 23,914; 19,723; 20,253; 22,459; 48,961; 49,889; 52,130; 15,163; 15,605; 14,528; 37,378; 24,227; 39,790; 49,107; 41,149; 78,049

11/12/2003; 20:15:40; 29,692; 30,070; 29,944; 29,786; 29,869; 29,977; 18,345; 21,203; 23,088; 19,274; 19,924; 22,109; 48,929; 50,004; 52,128; 15,128; 15,570; 14,558; 37,375; 24,132; 39,877; 49,017; 42,010; 77,708

11/12/2003; 20:15:45; 29,788; 30,167; 30,074; 29,943; 29,932; 30,106; 17,996; 21,433; 23,501; 19,691; 20,023; 22,079; 48,783; 50,064; 52,304; 15,162; 15,604; 14,560; 37,287; 24,597; 39,789; 49,018; 40,993; 77,449

11/12/2003; 20:15:50; 29,724; 30,071; 29,977; 29,849; 29,932; 30,009; 18,345; 21,334; 22,961; 19,243; 19,859; 22,078; 48,813; 50,856; 52,597; 15,193; 15,667; 14,622; 37,227; 25,584; 39,670; 49,107; 41,275; 77,429

11/12/2003; 20:15:55; 29,945; 30,297; 30,203; 30,038; 30,090; 30,235; 18,571; 22,086; 23,154; 19,117; 19,927; 22,143; 49,315; 51,767; 52,424; 15,163; 15,734; 14,688; 37,080; 25,370; 38,362; 49,110; 43,918; 77,490

11/12/2003; 20:16:00; 29,787; 30,072; 29,947; 29,787; 29,902; 29,947; 18,378; 22,085; 23,912; 19,308; 20,121; 22,490; 49,577; 51,678; 52,481; 15,161; 15,635; 14,686; 36,928; 25,308; 37,822; 49,196; 43,786; 77,333

11/12/2003 ;20:16:05; 29,758; 30,105; 29,980; 29,758; 29,872; 29,980; 18,189; 21,369; 23,154; 19,277; 19,959; 22,207; 49,726; 51,475; 52,454; 15,065; 15,637; 14,719; 36,900; 25,155; 37,764; 49,198; 42,934; 77,183

11/12/2003 ;20:16:10; 29,786; 30,134; 30,040; 29,817; 29,931; 30,040; 18,377; 21,888; 23,278; 19,179; 19,891; 22,268; 49,576; 51,588; 52,421; 15,095; 15,634; 14,684; 36,807; 25,183; 37,791; 49,136; 43,734; 76,977

11/12/2003; 20:16:15; 29,849; 30,167; 30,073; 29,912; 29,994; 30,073; 18,250; 21,399; 22,103; 19,051; 19,892; 22,047; 49,225; 51,823; 52,393; 15,128; 15,667; 14,622; 37,018; 25,276; 38,270; 49,107; 44,693; 76,703

ANEXO E – Propriedades físicas do ar do TEC, capturados e armazenados no DeLLogger. (Continuação)

11/12/2003; 20:16:20; 29,788; 30,136; 29,915; 29,757; 29,840; 29,979; 18,156; 22,151; 24,765; 19,819; 20,448; 22,648; 49,520; 51,620; 52,482; 15,162; 15,733; 14,687; 36,929; 25,246; 37,823; 49,197; 43,126; 76,517

11/12/2003 ;20:16:25; 29,692; 30,070; 30,008; 29,755; 29,806; 29,976; 18,249; 22,018; 22,707; 19,114; 19,826; 22,172; 50,132; 50,386; 52,011; 15,063; 15,537; 14,684; 37,076; 23,387; 37,970; 49,311; 41,260; 76,669

11/12/2003; 20:16:30; 29,694; 30,040; 30,074; 29,881; 29,839; 30,138; 18,028; 21,302; 22,963; 19,403; 19,991; 22,142; 48,783; 50,122; 52,422; 15,098; 15,604; 14,528; 37,197; 24,938; 39,670; 49,048; 41,201; 76,278

11/12/2003; 20:16:35; 29,913; 30,232; 30,170; 29,975; 30,058; 30,202; 18,443; 21,466; 22,296; 18,797; 19,796; 22,237; 49,432; 51,854; 52,511; 15,130; 15,733; 14,718; 36,899; 25,246; 37,943; 49,197; 43,407; 76,312

11/12/2003; 20:16:40; 29,787; 30,135; 30,010; 29,850; 29,964; 30,042; 17,868; 20,649; 22,550; 19,658; 19,925; 21,921; 50,221; 51,179; 52,159; 15,065; 15,603; 14,686; 36,898; 23,854; 37,762; 49,313; 41,223; 76,580

11/12/2003; 20:16:45; 29,851; 30,232; 30,171; 29,913; 29,965; 30,139; 18,157; 21,141; 23,344; 19,468; 19,992; 22,239; 50,164; 50,212; 52,014; 15,066; 15,572; 14,719; 37,019; 23,266; 38,032; 49,314; 41,208; 76,608

11/12/2003; 20:16:50; 29,758; 30,169; 30,076; 29,883; 29,934; 30,076; 17,966; 20,390; 22,075; 19,756; 19,928; 21,923; 50,106; 50,125; 52,044; 15,066; 15,605; 14,689; 37,050; 23,329; 37,943; 49,314; 41,297; 76,745

11/12/2003; 20:16:55; 29,911; 30,262; 30,232; 29,942; 30,087; 30,201; 18,154; 21,204; 22,008; 18,955; 19,794; 22,015; 50,367; 51,179; 52,099; 15,064; 15,634; 14,717; 36,957; 23,792; 37,881; 49,341; 41,142; 76,957

11/12/2003; 20:17:00; 29,880; 30,167; 30,105; 29,911; 29,994; 30,169; 18,568; 21,823; 22,676; 19,083; 20,056; 22,268; 50,162; 51,472; 52,363; 15,064; 15,667; 14,685; 36,868; 24,720; 37,821; 49,312; 43,660; 77,066

11/12/2003; 20:17:05; 29,881; 30,263; 30,170; 29,975; 30,026; 30,202; 18,346; 21,270; 21,755; 18,797; 19,697; 21,826; 50,017; 51,385; 52,452; 15,065; 15,604; 14,655; 36,808; 25,122; 37,762; 49,284; 44,192; 77,121

11/12/2003; 20:17:10; 29,817; 30,198; 30,008; 29,817; 29,931; 30,040; 18,281; 21,007; 22,516; 18,890; 19,695; 21,951; 50,074; 51,442; 52,450; 15,063; 15,602; 14,684; 36,837; 25,121; 37,821; 49,253; 44,516; 77,258

11/12/2003; 20:17:15; 29,816; 30,164; 30,007; 29,784; 29,899; 30,039; 18,057; 21,071; 23,466; 19,560; 20,053; 22,107; 49,985; 51,529; 52,449; 15,062; 15,664; 14,683; 36,836; 25,088; 37,670; 49,311; 43,867; 77,599

11/12/2003; 20:17:20; 29,880; 30,198; 30,137; 29,973; 30,024; 30,137; 18,440; 22,213; 23,910; 19,210; 20,120; 22,457; 49,254; 51,881; 52,451; 15,159; 15,666; 14,685; 37,137; 25,522; 38,627; 49,166; 44,854; 77,647

11/12/2003 ; 20:17:25; 29,819; 30,168; 30,138; 29,912; 29,995; 30,138; 18,537; 21,727; 23,279; 19,020; 20,089; 22,364; 49,020; 51,649; 52,540; 15,129; 15,667; 14,590; 37,198; 25,585; 39,344; 49,138; 43,060; 77,558

11/12/2003; 20:17:30; 29,914; 30,137; 30,139; 29,945; 30,027; 30,139; 18,253; 21,206; 23,186; 19,214; 19,894; 22,081; 48,845; 50,330; 52,541; 15,196; 15,669; 14,688; 37,259; 25,186; 39,761; 49,139; 41,305; 77,435