

ALEXSANDER CRISTO PISKE

**DESENVOLVIMENTO DE UM
CALORÍMETRO PARA AVALIAÇÃO DE
EVAPORADORES**

**MESTRADO EM
ENGENHARIA MECÂNICA
PUCPR**

CURITIBA

2004

ALEXSANDER CRISTO PISKE

**DESENVOLVIMENTO DE UM
CALORÍMETRO PARA AVALIAÇÃO DE
EVAPORADORES**

Dissertação submetida à
PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ

Para obtenção do grau de
MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA

Orientador – Dr. Luís Mauro Moura

Co-orientador – Dr. Eng. Nathan Mendes

CURITIBA, 2004

TERMO DE APROVAÇÃO

ALEXSANDER CRISTO PISKE

“DESENVOLVIMENTO DE UM CALORÍMETRO PARA AVALIAÇÃO DE EVAPORADORES”

Dissertação aprovada como requisito parcial para obtenção do grau de MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA, pelo programa de pós-graduação em Engenharia Mecânica, pelo Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, seguinte banca examinadora:

Presidente:

Prof. Dr. Luís Mauro Moura
Curso de Engenharia Mecânica, PUCPR

Prof. Dr. Eng. Nathan Mendes
Curso de Engenharia Mecânica, PUCPR

Prof. Dr. Eng. José Antonio A Velásquez
Curso de Engenharia Mecânica, PUCPR

Prof. Dr. José Antonio Bellini da Cunha Neto
Departamento de Engenharia Mecânica, UFSC

Curitiba, 27 de fevereiro de 2004.

Dedico esta realização a minha querida esposa, que, com seu amor e alegria e muita paciência me ajudou a superar todas nossas dificuldades a fim de poder produzir este trabalho.

Quero também dedicar este esforço aos meus pais por possibilitar a mim o estudo, mesmo muitas vezes enfrentando dificuldades econômicas, privando-se até mesmo de conforto, para poder prover aos filhos o alimento e, principalmente, a maior riqueza, seus princípios de vida.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Electrolux do Brasil S.A e em especial a pessoa de Eduardo Alves Cardoso, supervisor da empresa e meu amigo; primeiramente por acreditar que pudesse realizar um trabalho a contento e focado nos interesses da empresa. Além disso, por, de fato, acreditar nos meus princípios de conduta, mesmo nos momentos de decisão, que bem sei, mais difíceis. Tenho na Electrolux o depósito de muito carinho, pois lá, além de ser local de minha primeira atuação profissional tenho minha outra família, a família Electrolux.

Não poderia deixar de agradecer aos meus orientadores e professores Dr. Luís Mauro Moura e Dr. Nathan Mendes, e por extensão à Pontifícia Universidade Católica do Paraná PUCPR, por confiar na minha produção, mesmo quando a situação se apresentou adversa e distante acreditando na minha capacidade e orientando-me de modo brilhante.

Ao Eng. Diego S. Greff, que, com seu conhecimento, nos auxiliou nas atividades com a câmara, tanto na sua manutenção quanto a produção do algoritmo de controle do calorímetro no sistema de aquisição de dados do Laboratório de Sistemas Térmicos (LST) e que, tenho certeza, deu muito trabalho.

Aos bolsistas do LST que, com seu trabalho e dedicação, nos possibilitaram poder produzir todo esse conhecimento, e espero que eu possa ter contribuído de alguma maneira para a formação profissional deles.

SUMÁRIO

Simbologia	09
Resumo	11
Abstract	12
Introdução	13
1. Revisão Bibliográfica	15
1.1 Introdução (Dispositivos calorimétricos)	
1.1.1 Princípios de construção de um calorímetro	
1.1.2 A construção do sistema de compensação energética	
1.1.3 A composição do ciclo frigorífico	
2. Descrição do Protótipo	25
2.1 Introdução	
2.2 Escopo de análise do calorímetro	
2.3 Protótipo do calorímetro	27
2.3.1 Síntese dos subconjuntos	28
2.3.2 Subconjunto isolamento térmico	30
2.3.3 Subconjunto ventilação	31
2.3.4 Subconjunto aquecimento	35
2.3.5 Subconjunto controle	38
2.3.6 Subconjunto sistema de refrigeração	41
2.4 Análise do processo calorimétrico	43
2.4.1 Avaliação energética no domínio interno ao calorímetro	
2.4.2 Balanço no escoamento através do evaporador (Enfoque Psicrométrico)	44
2.4.3 Análise transiente da umidade absoluta durante o processo calorimétrico	47

2.4.4 Avaliação do processo via FCS	54
3. Método para Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor do Calorímetro	57
3.1 Método de geração inversa de energia	
3.2 Aplicação do método de geração inversa de energia	59
3.3 Discussão do método	60
3.4 Resultados dos ensaios de geração inversa de energia	
3.4.1 Interpretação geral	64
3.4.2 Processo de estabilização dos ensaios de determinação de UA.	66
4. Análise de Erros	69
4.1 Determinação do resultado da medição	
4.2 Correção do efeito sistemático	
4.3 A Incerteza da medição	72
4.3.1 Temperatura.....	74
4.3.2 Incerteza referente ao coeficiente global de transferência de calor.....	76
4.3.3 Incerteza devido à taxa de calor que atravessa as fronteiras.....	77
4.3.4 Incerteza referente às grandezas elétricas.....	78
4.3.5 Incerteza da taxa de transferência de calor retirado pelo evaporador	
4.4 Calibração da medição de temperatura	79
5. Resultados	84
5.1 Descrição dos tipos de evaporadores	
5.2 Análise global dos evaporadores	85
5.3 Desempenho de desumidificação do processo calorimétrico	88
5.4 Avaliação energética dos evaporadores com o calorímetro.....	92
5.4.1 Evaporador Tipo 1 – Operação a 32°C	
5.4.2 Evaporador Tipo 1 – Operação a 28°C	

5.4.3 Evaporador Tipo 1 – Operação a 24°C	
5.4.4 Evaporador Tipo 1 – Operação a 20°C	
5.4.5 Evaporador Tipo 1 – Operação a 16°C	
5.4.6 Evaporador Tipo 1 – Operação a 10°C	
5.4.7 Evaporador Tipo 1 – Operação a 6°C	
5.5 Resultados referentes ao Evaporador Tipo 2	101
5.5.1 Evaporador Tipo 2 – Operação a 32°C	
5.5.2 Evaporador Tipo 2 – Operação a 28°C	
5.5.3 Evaporador Tipo 2 – Operação a 24°C	
5.5.4 Evaporador Tipo 2 – Operação a 20°C	
5.5.5 Evaporador Tipo 2 – Operação a 16°C	
5.5.6 Evaporador Tipo 2 – Operação a 10°C	
5.5.7 Evaporador Tipo 2 – Operação a 6°C	
5.6 Ensaio calorimétrico – Análise Psicrométrica	106
5.6.1 Desempenho psicrométrico a 32°C	
5.6.2 Desempenho psicrométrico a 28°C	
5.6.3 Desempenho psicrométrico a 24°C	
5.6.4 Desempenho psicrométrico a 20°C	
5.6.5 Desempenho psicrométrico a 16°C	
5.6.6 Desempenho psicrométrico a 10°C	
5.6.7 Desempenho psicrométrico a 6°C	
6. Conclusão	111
Bibliografia	116
Apêndice 1. Aplicativo de Controle e Aquisição de Sinais	119
A.1. Metodologia de Projeto	123
A.1.1 Necessidades do Usuário	
A.1.2 Discussão da solução	134
A.2. Planilhas de Calibração dos Termopares	135

SIMBOLOGIA

Alfabeto Latino:

\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[W]
U	Coeficiente global de transferência de calor	[W/mK]
T	Temperatura	[°C]
\dot{m}	Vazão em massa	[kg/s]
h	Entalpia	[kJ/kg]
A	Área	[m ²]
u	Energia interna específica	[kJ/kg]
h_{massa}	Coeficiente de convecção mássica	[m/s]
h_{conv}	Coeficiente de película	[W/m ² K]
w	Umidade Absoluta	[kg _{agua} /kg _{ar seco}]
t	Tempo	[s]
P_t	Pressão total ou atmosférica local	[Pa]
P_{sat}	Pressão de saturação do ar úmido	[Pa]
c_p	Calor específico a pressão constante	[J/kgK]
V	Volume	[m ³]
B	Coeficiente de decaimento de massa	[1/s]

Alfabeto Grego:

ρ	Densidade	[kg/m ³]
β	Constante de regressão linear	[Adimensional]

Índices:

<i>agua , H₂O</i>	água
<i>evap</i>	Evaporador
<i>conv</i>	Convecção
<i>orv</i>	Orvalho
<i>v</i>	Vapor
<i>ar,seco,ent</i>	Entrada de ar seco
<i>ar,seco,saída</i>	Saída de ar seco
<i>ar,umido,ent</i>	Entrada de ar úmido
<i>ar,umido,saída</i>	Saída de ar úmido
<i>min</i>	Mínimo
<i>heater</i>	Aquecimento
<i>vent , fan</i>	Ventilação
<i>parede,ext</i>	Lado externo da parede de isolamento
<i>parede,int</i>	Lado interno da parede de isolamento
<i>cal</i>	Calorímetro
<i>Int</i>	Interno
<i>Ext</i>	Externo
<i>BU</i>	Bulbo úmido
<i>BS</i>	Bulbo seco

RESUMO

Apresenta-se neste trabalho um protótipo de calorímetro desenvolvido para avaliar o desempenho energético em regime permanente de evaporadores tipo tubo-aletas utilizados em refrigeradores e condicionadores de ar domésticos. As medições efetuadas permitem avaliar a potência absorvida pelo evaporador. Apresenta-se uma análise energética e psicrométrica em condições de regime transiente bem como uma análise de erros do processo de medição. Resultados da calibração do calorímetro e de medições do desempenho de evaporadores são apresentados e discutidos.

ABSTRACT

It is presented in this work a prototype of calorimeter developed to evaluate the thermal performance under steady-state conditions of fin-and-tube evaporators which is used in household refrigerators and air conditioning appliances. Measurements provide to evaluate the heat exchanging rate absorbed by evaporator. It is presented an energetic and psychometric analysis under transient state as well as an error analysis of the measurement process. Results of calorimeter calibration and measurement of evaporator's development are presented and discussed.

Introdução

O panorama brasileiro, do ponto de vista energético, modificou-se muito nesta última década. A crescente demanda de energia tem sido assunto para inúmeras ações, algumas por parte do governo, outras pela própria sociedade. Dentro desta realidade, as indústrias estão se aperfeiçoando a fim de poder atender às determinações por parte do governo. Desta maneira, elas evitam de terem seus produtos taxados como ineficientes e conseqüentemente não aceitos pela comunidade consumidora. Por esta ótica, torna-se bastante interessante, na visão das empresas, oferecer produtos energeticamente eficientes.

Segundo o PROCEL (Programa de Eficiência do Consumo de Energia Elétrica), grande parte da energia elétrica consumida no país é devido aos equipamentos eletrodomésticos, sendo os produtos refrigeradores aqueles que relativamente participam com a maior parcela de consumo com cerca de 33% do setor residencial, isto é, aproximadamente 7% do consumo energético nacional, segundo Lamberts et al. (1997 e 1998). Nas empresas o cenário não é diferente, pois equipamentos de condicionamento de ar permanecem em funcionamento contínuo durante várias horas, sendo que o problema é mais grave nas regiões com clima mais quente.

Portanto, construir equipamentos frigoríficos mais eficientes, isto é, que consumam menos energia significa criar a oportunidade de trazer à sociedade um produto de refrigeração mais econômico; por outro lado permite que o governo redistribua a energia poupada, destinando-a à produção. Diversas ações podem ser tomadas a fim de melhorar o desempenho funcional destes equipamentos (tanto para o condicionamento de ar quanto para a refrigeração de alimentos), sendo a otimização de componentes, como os trocadores de calor, vital para propiciar ao produto um bom funcionamento com menor consumo.

Desta forma, o enfoque deste trabalho está na criação de mecanismos para a avaliação do desempenho de evaporadores, por meio da construção de um dispositivo calorimétrico e conseqüentemente numa etapa futura atender os fabricantes locais e nacionais para aperfeiçoamento de seus produtos por meio da avaliação de evaporadores que equipam condicionadores de ar e refrigeradores domésticos.

O protótipo de calorímetro permite determinar quantitativamente a taxa de transferência de calor de um ambiente termicamente controlado para um evaporador sob teste. A taxa de transferência de calor é obtida pelo controle da temperatura interna do calorímetro e da medição da dissipação elétrica de uma resistência durante o ensaio. Os resultados podem ser comparados entre evaporadores de características diferentes atribuindo melhor desempenho àquele que possibilitar maior taxa de troca térmica. Dessa forma, é possível determinar índices empíricos de rendimento de aletas, estudar a variação da área de troca térmica de tubos, além do uso de novos materiais. O calorímetro é adequado à avaliação de evaporadores do tipo convecção forçada, pois caso contrário é difícil, do ponto de vista técnico, reduzir os gradientes térmicos dentro do calorímetro. Além disso, como premissa, o calorímetro apresenta baixo custo para implementação e montagem.

No Capítulo 1, são discutidos alguns tipos de calorímetros construídos por diversos pesquisadores nos quais são levantados os aspectos positivos e negativos de cada concepção. Apresenta-se no Capítulo 2 o protótipo do calorímetro construído, bem como o princípio do cálculo da capacidade frigorífica. Um modelo considerando os efeitos da umidade durante a estabilização é também desenvolvido,. No Capítulo 3 é descrita a técnica utilizada para avaliação do coeficiente global de transferência de calor das fronteiras do sistema calorimétrico. A compensação do erro sistemático e a análise de incerteza na medição são demonstradas no Capítulo 4, com o intuito de permitir a confiabilidade tanto dos resultados apresentados quanto do próprio processo de medição. Os resultados obtidos com o calorímetro desenvolvido estão expressos no Capítulo 5 no qual se nota a influência de variáveis como temperatura de estabilização e efeitos transientes do equipamento na capacidade frigorífica do sistema, sendo avaliados dois tipos de evaporadores.

No Apêndice 1 estão registradas as saídas gráficas e um breve comentário do aplicativo de controle e aquisição de sinais utilizados pelo calorímetro. No Anexo 1 são ponderadas as técnicas disponíveis de acordo com as necessidades de funcionamento e de custos segundo uma metodologia de projeto em engenharia. Finalmente no Anexo 2 são apresentadas as planilhas de cálculo da incerteza de medição e correção do erro sistemático utilizados no Capítulo 5.

1. Revisão Bibliográfica

1.1 Introdução (Dispositivos calorimétricos)

A necessidade da avaliação de trocadores de calor de uma máquina frigorífica é o principal motivo para o desenvolvimento de dispositivos calorimétricos. Atualmente existe uma grande gama de configurações possíveis, assim, estabelecer um horizonte tangível dentro do que tem sido feito e utilizado é ponto crucial a fim de construir um equipamento capaz de reunir as melhores condições de funcionamento e com baixo custo. Portanto, neste capítulo são discutidas as características relevantes de um calorímetro. No item (1.1.1) são levantados os tipos de isolamento de diferentes calorímetros, nos quais são apontadas vantagens e desvantagens de cada um. O item (1.1.2) trata de como se realiza a compensação energética dentro do sistema calorímetro. Finalmente no item (1.1.3), comenta-se a respeito do que tem sido feito a respeito da injeção de fluido de refrigeração dentro do evaporador sob teste.

1.1.1 Princípios de construção de um calorímetro

Alguns tipos de calorímetros oferecem maior estabilidade térmica do processo que outros como aqueles cujo fluido de trabalho (normalmente ar¹) é completamente recondicionado, ou seja, em circuito fechado. Desta forma, o ambiente tende com o funcionamento contínuo realizar desumidificação tornando o domínio calorimétrico predominantemente seco. A partir dessa condição o calor retirado pelo evaporador será essencialmente sensível em função do condensado não ser mais repostado. Esta condição pode não ser desejável quando se pretende avaliar processos psicrométricos latentes como no caso da desumidificação². O calorímetro de insuflamento hermético para a avaliação de compressores, Fig. (1.1), foi utilizado por

¹ No caso de calorímetro para avaliação da capacidade frigorífica de compressores o domínio normalmente é composto por uma garrafa hermética e o fluido de trabalho utilizado é um tipo de gás refrigerante, como R404, R134a, ou mesmo R22.

² Nas pesquisas de Liang et al. (2001), apesar do aparato calorimétrico utilizar o processo de recondicionamento fechado, em *loop*, ele aplicou um umidificador controlado. Tal modificação permitiu seu estudo com trocadores de calor em condições úmidas e de grande estabilidade do processo.

Park et al. (2002). Eles construíram uma unidade capaz de produzir ensaios nos compressores por meio de um vaso hermético e um controlador de potência. O controle externo de temperatura é obtido através de um ciclo de refrigeração com duas expansões, a primeira sob o ambiente no qual o compressor está compreendido "Sala 1" e a outra sob o ambiente no qual a garrafa evaporativa está submetida, "Sala 2". Um inversor de frequência conectado à alimentação do compressor, possibilita variar seu deslocamento volumétrico.

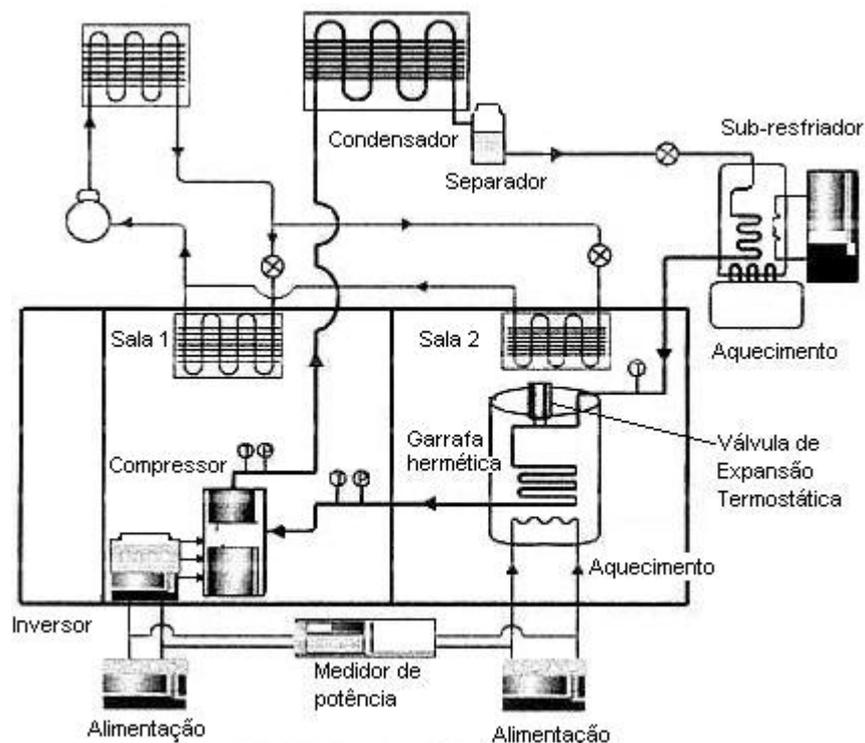


Figura 1.1. Calorímetro utilizado por Park et al. (2002).

Jabardo et al. (2002) também apresentam um sistema de insuflamento muito interessante realizando a recirculação do escoamento no evaporador de teste, Fig. (1.2). A reciclagem do ar pode ou não ser feita dependendo da condição requerida do teste. Outra grande vantagem desta configuração está em poder realizar ensaios para avaliação de condensadores, uma vez que este componente está imerso em ambiente controlado e devidamente monitorado por meio de uma resistência elétrica e um controlador de tensão. Laminadores são utilizados na entrada do condensador e na entrada do evaporador. Tal componente homogeneiza o escoamento de ar sob pena de uma perda de carga no circuito de ventilação e um inversor de frequência também é utilizado para controlar a rotação de um conjunto motocompressor.

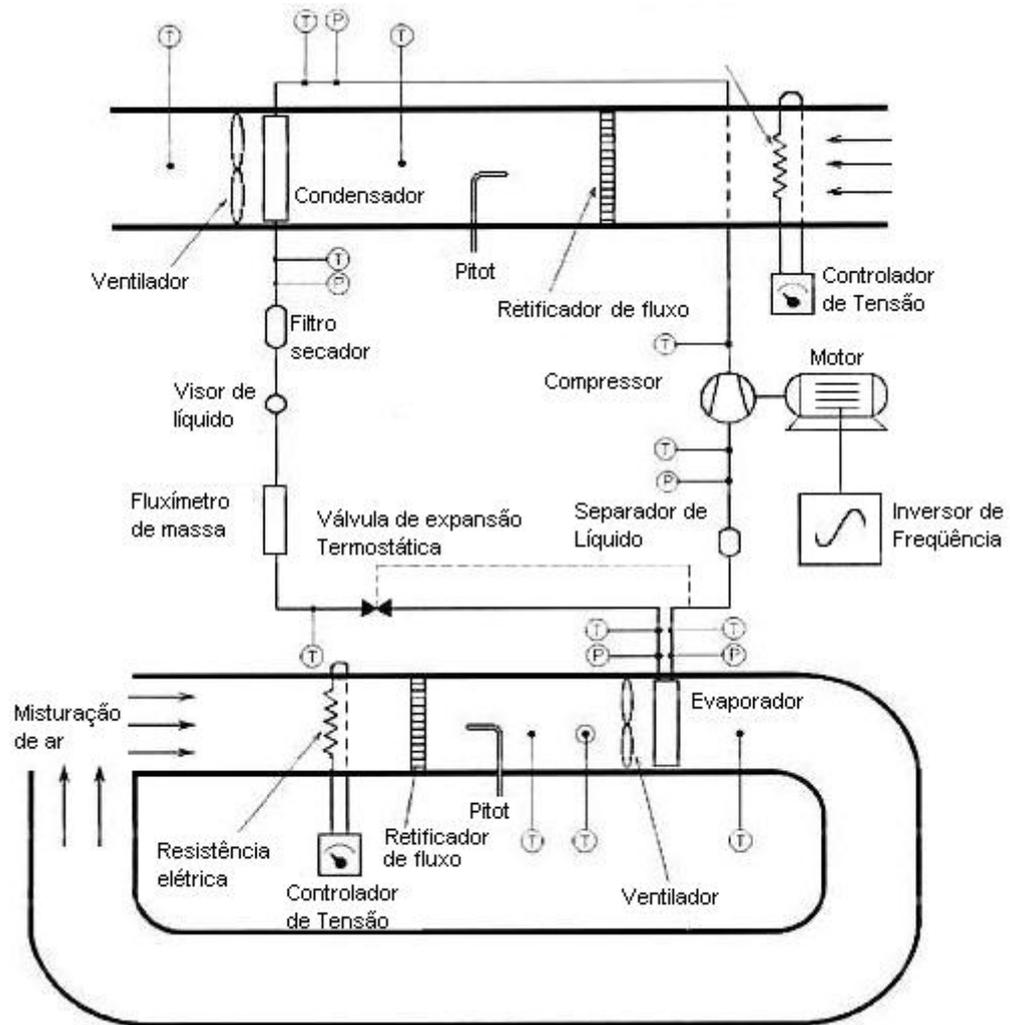


Figura 1.2. Equipamento proposto por Jabardo et al. (2002).

Da mesma forma que no equipamento de Jabardo et al. (2002), Liang et al. (2001) e Wang et al. (2000) também utilizaram a técnica de insuflamento em "loop", Figs. (1.3) e (1.4).

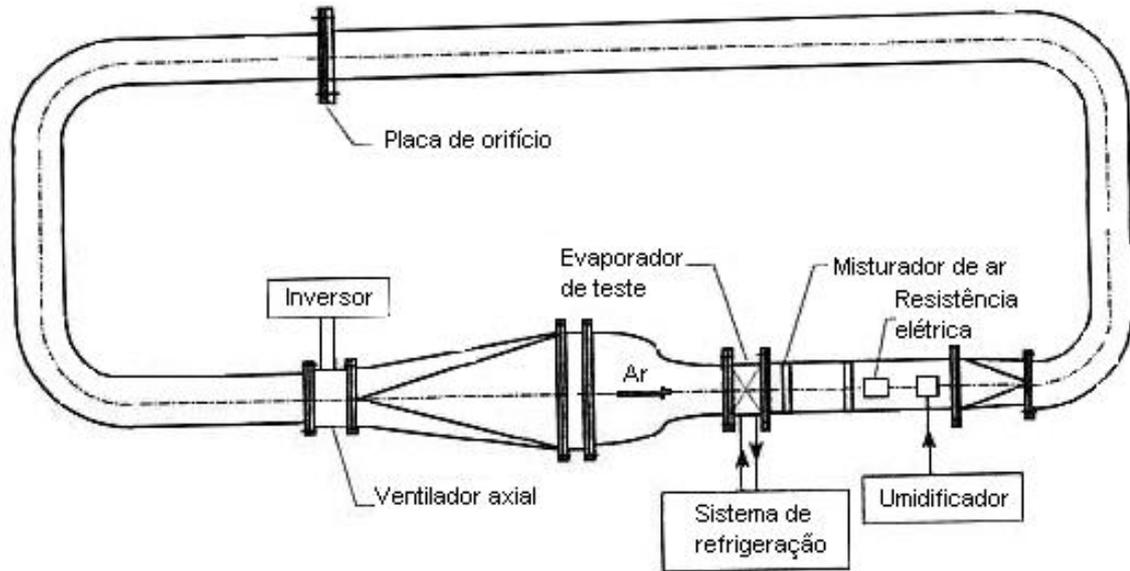


Figura 1.3. Equipamento proposto por Liang et al. (2001).

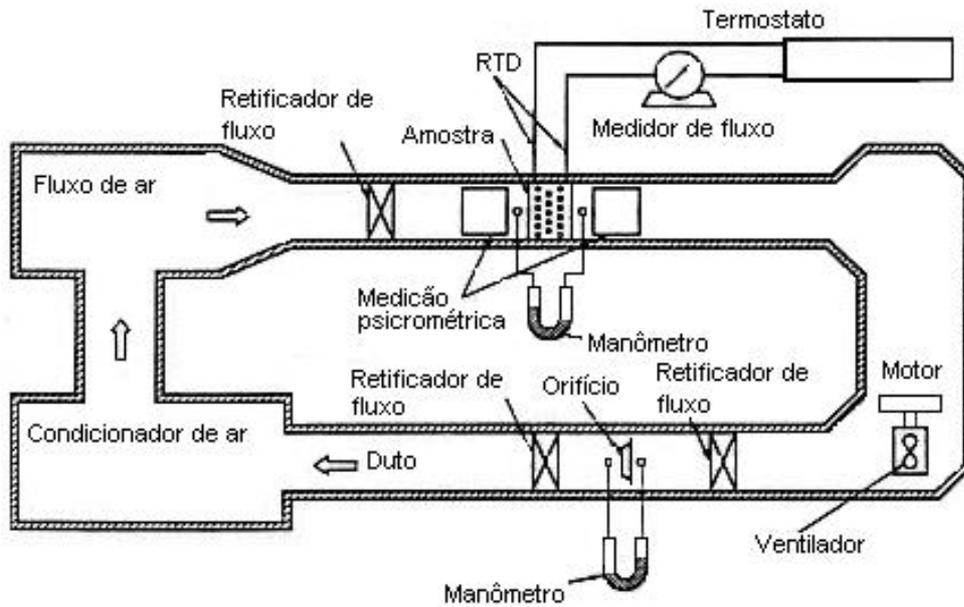


Figura 1.4. Equipamento proposto por Wang et al. (2000).

Entretanto, J. H. Lee et al. (2002), Fig. (1.5), utilizaram um dispositivo baseado em um processo não reconicionado, isto é, apenas variações psicrométricas dos estados de entrada e saída do domínio são avaliados.

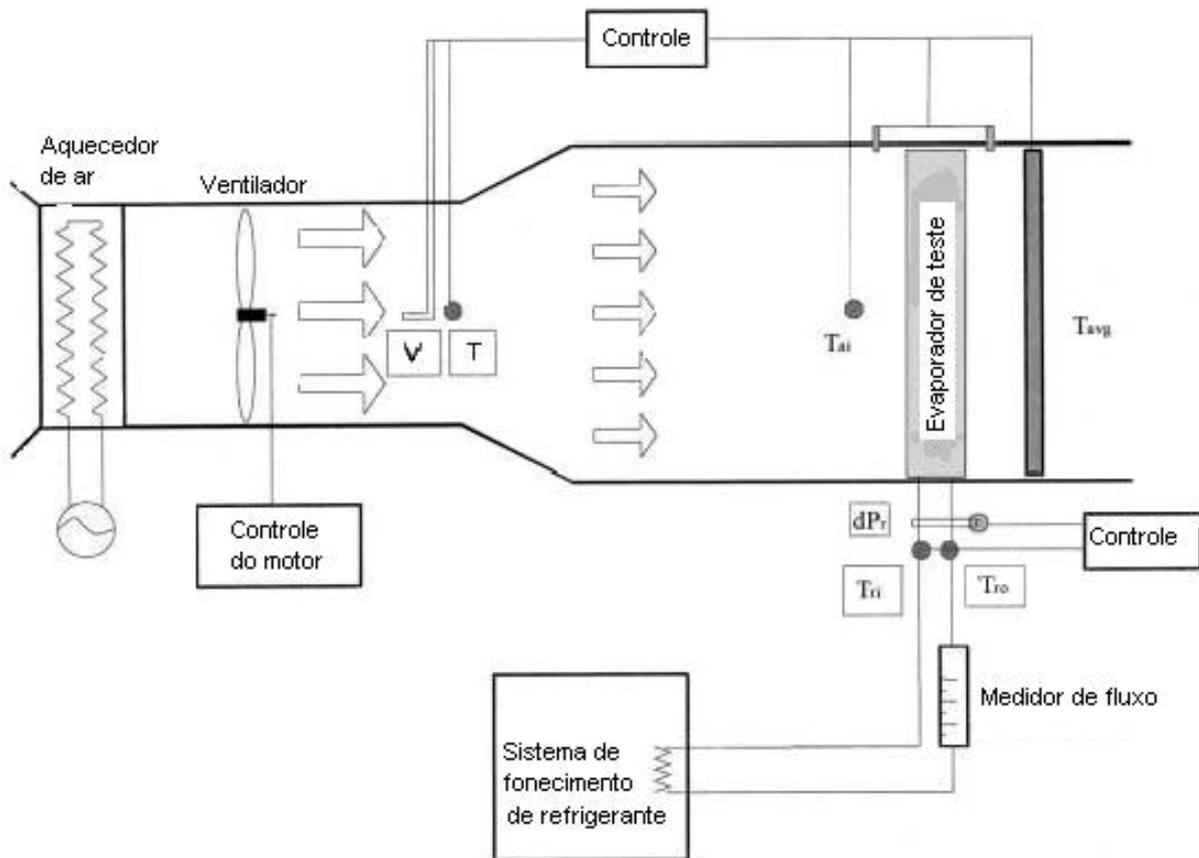


Figura 1.5. Equipamento proposto por Lee et al. (2002).

Horuz et al. (1998) também utilizaram um dispositivo calorimétrico com insuflamento aberto a fim de promover as condições ambientais de controle necessárias à análise de evaporadores³. Esses autores determinaram a taxa de calor absorvida pelo evaporador sob teste por meio do balanço de energia entre o ar úmido que atravessa o evaporador. O sensor de bulbo úmido utilizado nesta configuração deve ser continuamente umedecido. Inclusive deve ser respeitado um distanciamento mínimo entre a resistência de dissipação de energia e o sensor de bulbo úmido para que não haja a interferência térmica na água do bulbo, violando a consideração de saturação adiabática.

³ Esse dispositivo é melhor empregado em condições de grandes taxas de transferência de calor como em trocadores destinados a condicionadores de ar, pois a falta de acondicionamento ocasiona grandes dispersões do resultado, com incerteza propagada entre 9.2 e 12.2% da medida, conforme resultados do artigo de Horuz et al. (1998).

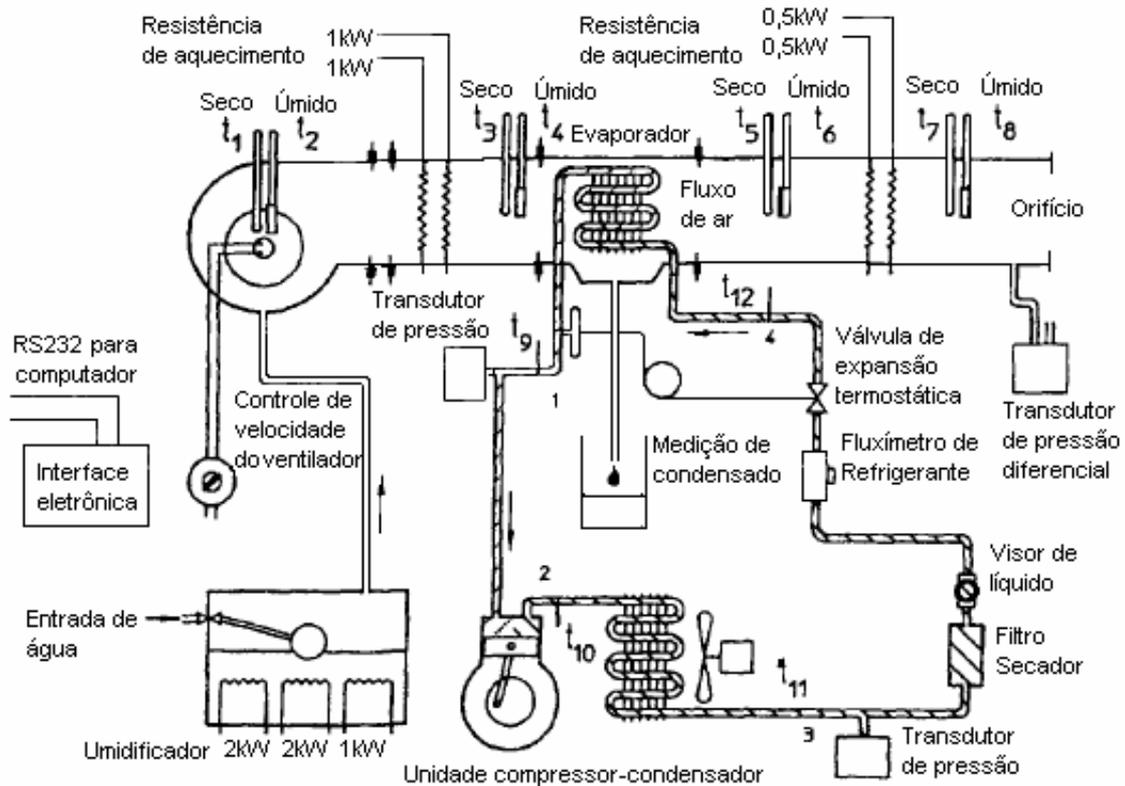


Figura 1.6. Equipamento proposto por Horuz et al. (1998).

O domínio então é submetido a trocas térmicas nas quais qualquer fração de energia que atravesse as fronteiras deve ser avaliada e, caso seja significativa, devidamente compensada no processo da medição. O próprio conjunto de ventilação transfere energia em forma de trabalho que também deve ser considerado, pois ele também é determinante no processo de estabilização do equipamento.

Wang et al. (2000) utilizaram, além do acondicionamento completo como discutido anteriormente, o isolamento da fronteira do domínio, Fig. (1.4), no qual a energia, minimizada pela isolação, é desprezada no processo de medição. Liang et al. (2001), Fig. (1.3), também utilizaram o domínio completamente acondicionado, mas não fizeram menção alguma a respeito de compensação energética devido à condução pelas fronteiras. Já o dispositivo de Lee et al. (2000) e o de Horuz et al. (1998), além de não utilizarem o acondicionamento, não isolaram o domínio termicamente. Esta configuração é plausível para uma avaliação psicrométrica entre a entrada e saída onde as trocas energéticas relativas ao evaporador são significativas como nos processos de condicionamento de ar. O equipamento de Lee

et al. (2000), Fig. (1.5), lembra um túnel psicrométrico utilizado em calorímetros psicrométricos⁴ mas construído de modo a avaliar trocadores de calor.

Entretanto, quanto ao sistema de circulação de ar, todos os pesquisadores utilizaram ventiladores como insufladores. Alguns autores, como Liang et al. (2001), Lee et al. (2000) e Horuz et al. (1998), utilizaram inversores para controlar a velocidade do insuflamento. Tal controle é questionável pois além do encarecimento do equipamento com inversores de frequência, o controle torna-se limitado quanto à frequência de funcionamento, uma vez que frequências baixas estão associadas à redução de desempenho de homogeneização térmica do escoamento. Além disso, a saída de tensão controlada do inversor é chaveada em alta frequência, o que permite a modulação da forma de onda da tensão com envoltória modulada na frequência ajustada pelo inversor. Tal característica impossibilita a contabilização da energia pois os transdutores de grandezas elétricas, como foram utilizados, não conseguem integrar a média como motores em geral fazem devido aos efeitos indutivos das espiras. Assim a leitura é inviabilizada pelo ruído. A saída neste caso seria contabilizar a energia de alimentação na entrada do inversor além de monitorar sua tensão de alimentação, pois subtraindo a parcela da alimentação do inversor daquela monitorada pela entrada resulta na parcela que efetivamente é absorvida pelo sistema motor da ventilação. Infelizmente o produto calorimétrico tem seu custo elevado de sobremaneira quando se utilizam inversores e mais transdutores para avaliações das parcelas de alimentação do inversor. Além de quando operado sob frequência baixa (cerca de 30Hz) o insuflamento torna-se pobre e assim grandes variações de temperatura dentro do domínio calorimétrico ocorrem ocasionando instabilidade do processo da medição, conduzindo a resultados equivocados. No entanto se a velocidade do ar for muito grande é necessário um motor capaz de gerar um torque de eixo maior e se as trocas relativas ao processo sob teste forem inferiores o processo do balanço de energia global não estabilizará para medições com intervalo de temperatura pequenos.

⁴ O calorímetro psicrométrico é composto por duas câmaras climatizadoras nas quais pode-se avaliar a capacidade frigorífica de condicionadores de ar domésticos. O túnel psicrométrico é posicionado nas saídas de ar do ar condicionado sob teste com o propósito de medir o estado psicrométrico da saída e assim determinar a capacidade.

1.1.2 A construção do sistema de compensação energética

Todos os trabalhos referenciados utilizam compensação em uma ou mais resistências elétricas estrategicamente posicionadas para realizar o balanço de energia sem desestabilizar a medição e o próprio processo. Os sistemas mais comuns servem para a avaliação de evaporadores de passagem no qual ar é mantido sob condições controladas de temperatura devido a dissipação de calor através de resistências elétricas. Diversos sistemas de controle são usados como o PID, no qual um algoritmo utiliza técnicas de controle, que são geridas pelas constantes de proporcionalidade, integração e derivação para estabilizar a temperatura no processo. Técnicas utilizando o princípio do termostato também são bastante comuns na qual as temperaturas mínima e máxima são ajustadas de modo que a variação em torno de uma média desejada não seja muito grande⁵.

Por outra ótica Wongwises et al. (2000), Fig. (1.7), proporcionaram ao evaporador sob teste (no caso o tubo onde suas pesquisas apresentam um enfoque simplificado para conhecer o processo do ponto de vista físico) um trocador de calor com água a temperatura controlada por meio de um sistema de aquecimento controlado por termostato. O fluxo de calor é transmitido por meio de um fluido de trabalho intermediário – a água bombeada por um circuito fechado.

1.1.3 A composição do ciclo frigorífico

As referências listadas utilizam o mesmo princípio quanto à geração das condições advectivas e de mudança de fase. Um ciclo simples de refrigeração é sempre utilizado com um determinado gás refrigerante em condições de evaporação por meio do evaporador de teste. É desejável que seja possível verificar as condições de evaporação por meio de visores de líquido, desta forma pode-se visualizar condições de entrada e saída do evaporador. No ciclo de refrigeração proposto por Sami et al. (1998) é possível estabelecer o funcionamento, sob teste, tanto de um evaporador quanto de um condensador, simplesmente abrindo e fechando

⁵ Entende-se uma variação aceitável algo em torno de 2K para que a energia interna instantânea do domínio não flutue muito. Assim a energia média será mais representativa durante o ensaio calorimétrico.

determinadas válvulas e redirecionando o fluido refrigerante. No sistema de Wongwises et al. (2000), Fig. (1.7.), há um pré-resfriador à água, na saída do condensador, a fim de sub-resfriar o fluido refrigerante. Este pré-resfriador tem significativa importância pois permite uma regulação do estado do fluido refrigerante na entrada do evaporador assegurando uma condição mais definida nessa região.

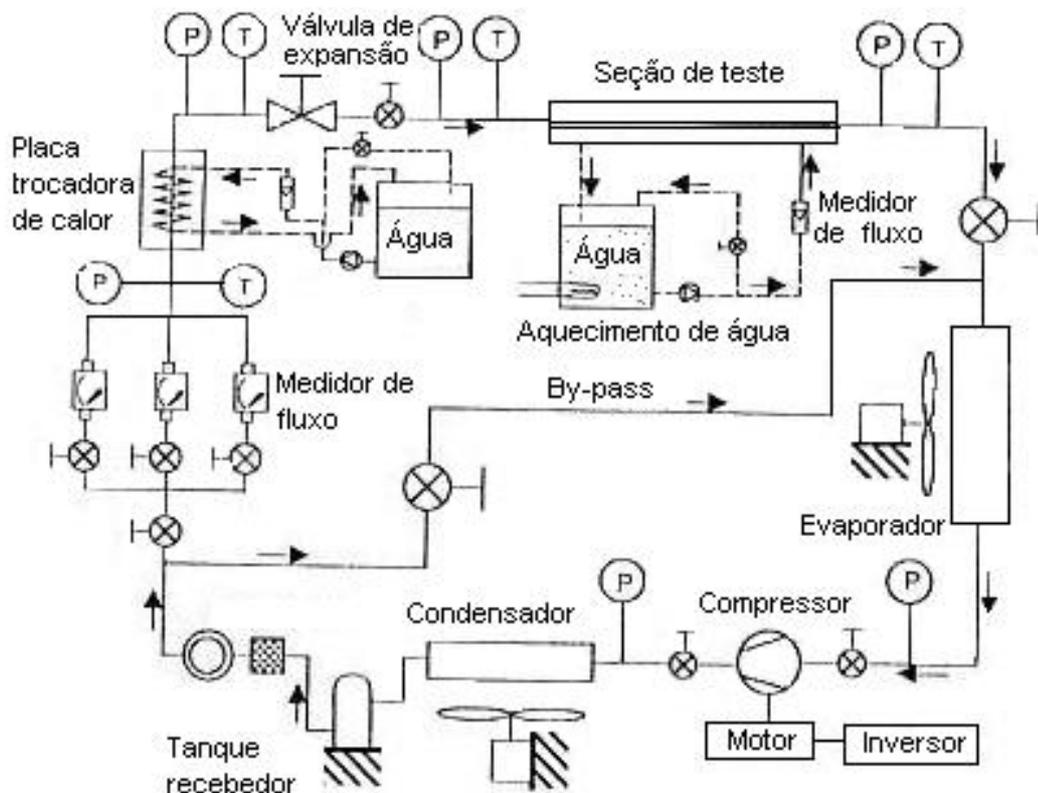


Figura 1.7. Equipamento proposto por Wongwises et al. (2000).

Na válvula de expansão se produz a expansão isoentálpica (típica das válvulas sendo uma simplificação considerá-las adiabáticas) conduzindo o fluido bifásico para o evaporador.

Por meio de válvulas de bloqueio é possível ensaiar ou apenas expandir o fluido refrigerante nos evaporadores de teste ou do ciclo comum, dependendo da necessidade, além de facilitar troca de componentes do ciclo. Park et al. (2002) utilizaram no calorímetro um subresfriador de líquido e um aquecedor, Fig. (1.1), a fim de ajustar a condição de entrada do gás refrigerante como líquido saturado.

Entretanto definir exatamente essa condição no ciclo é difícil, pois não há algum equipamento que permita identificar o título de entrada do gás. Portanto, conclui-se que o ajuste é interessante, pois possibilita definir outras condições de trabalho do ciclo termodinâmico, mas não assegura uma condição de título de entrada do gás refrigerante como zero.

Koury et al. (2001) identificaram, Fig. (1.8), três regiões distintas possíveis sendo a entrada uma condição de pequeno borbulhamento com predominância de ebulição nucleada. Essa região já apresenta título diferente de zero pois o próprio processo de expansão já condiciona o fluido refrigerante na região bifásica. Adiante, através do caminho do evaporador, o escoamento tende a formar uma região com predominância anular no qual o vapor se forma na camada junto às paredes e o líquido escoar pelo centro tornando as trocas térmicas mais deficientes e a segregação das fases no escoamento. Finalmente vapor superaquecido sai do evaporador para a sucção do compressor. Nessas condições, o fluido acelera vapor superaquecido para a sucção do compressor devido ao aumento da massa específica.

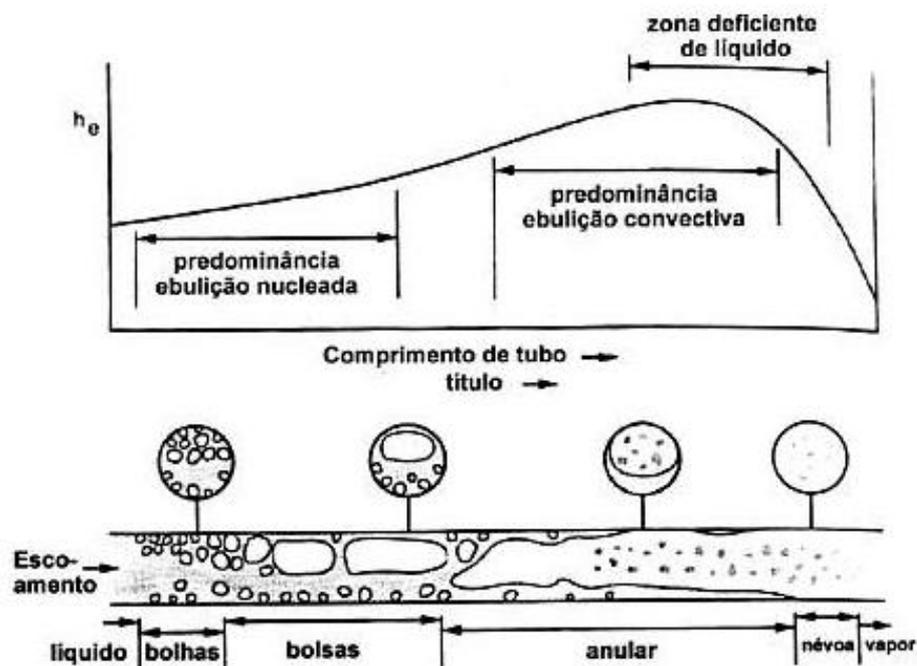


Figura 1.8. Variação do coeficiente de película ao longo do evaporador apresentado por Koury et al. (2001).

2. Descrição do Protótipo

2.1 Introdução

Para a avaliação energética de evaporadores é necessário conhecer os tipos mais comuns destes componentes comercialmente aplicados na refrigeração doméstica, situando cada tipo quanto à avaliação da capacidade frigorífica, mostrando suas limitações técnicas e sua instalação no dispositivo calorimétrico. No item (2.3) apresenta-se a concepção do protótipo calorimétrico segundo os principais subconjuntos que o compõem, levantando suas características de funcionamento, sintetizando as idéias centrais do equipamento de modo a propor a visão global de funcionamento e operação. A fim de proporcionar uma visão integrada e baseada nos modelos físicos que regem o funcionamento, o item (2.4) analisa as relações energéticas com foco térmico e psicrométrico, abordando as características pertinentes de cada análise. Esse item também apresenta a validade da hipótese da desconsideração da umidade do ar interno do calorímetro. Por fim confronta-se o resultado obtido através do modelo com um ensaio real nas mesmas condições de operação.

2.2 Escopo de análise do calorímetro

O calorímetro foi concebido visando avaliar o desempenho de troca energética de evaporadores de passagem tipo tubo-aletas de convecção forçada. Tal fato é importante mencionar porque calorímetros utilizados para evaporadores tipo roll-bond¹ ou placa vertical são submetidos, quando em funcionamento normal, à convecção natural, Fig. (2.2). No caso de evaporadores de convecção forçada, Fig. (2.1), o coeficiente de película é significativamente maior que aquele em convecção natural. A típica construção do evaporador para convecção forçada, também conhecida por compacto, contempla o número de passes e formato dos tubos, número e tamanho das aletas, além da própria densidade de aletas. No caso de evaporador de convecção natural as variáveis dimensionais são semelhantes ao tipo

¹ Roll-bond é um tipo de evaporador utilizado em refrigeradores domésticos. Sua construção é realizada soprando gás a alta pressão para definir o canal de circulação do fluido refrigerante.

compacto, porém devido ao baixo coeficiente de película as condições de montagem têm papel importante no processo de transferência como a condição do escoamento – efeito chaminé – e a interferência térmica entre aletas e tubos, os quais são alguns dos mecanismos que devem ser considerados para a otimização da troca térmica.

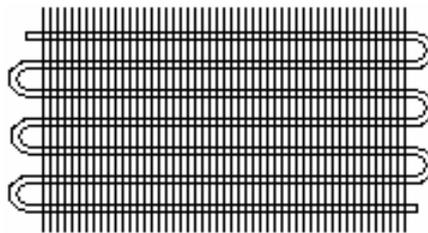


Figura 2.1. Típico evaporador de convecção forçada (objeto de estudo).

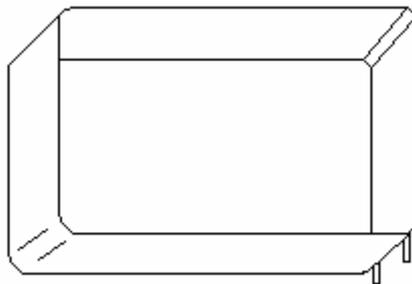


Figura 2.2. Típico evaporador de convecção natural (roll-bond).

O evaporador é montado no calorímetro de modo que a ele seja submetida a melhor condição de distribuição de escoamento de ar, levando-se em conta que vazamentos fora da região de aletada devem ser evitados. Isto é necessário para promover o máximo rendimento de troca e sua interação com o sistema de refrigeração. Aliás a conexão do evaporador é feita através de mangueiras flexíveis, necessárias para facilitar a troca do evaporador sob ensaio, uma vez que a princípio qualquer evaporador desta natureza pode vir a ser testado, Fig. (2.3).

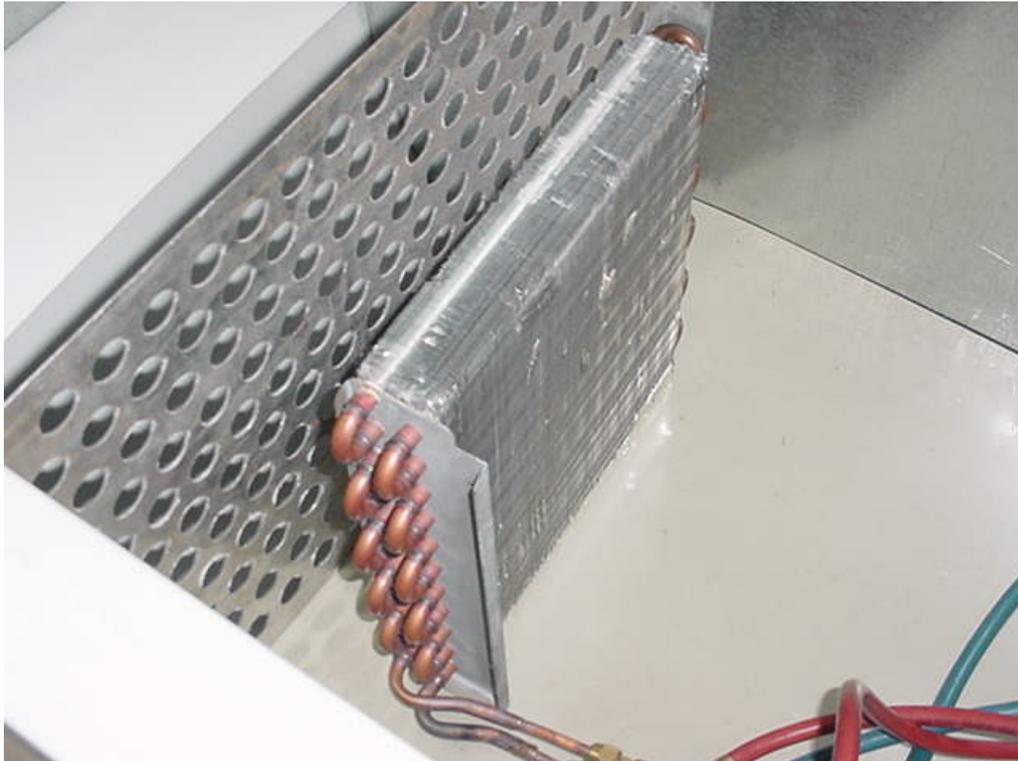


Figura 2.3. Montagem do evaporador utilizando as mangueiras flexíveis.

2.3 Protótipo do calorímetro

O protótipo do calorímetro foi concebido levando-se em conta os parâmetros de projeto inerentes à metodologia de projeto apresentados no Anexo 1 e foram norteadas pela bibliografia revisada no Capítulo 1. Desta forma o desenvolvimento do calorímetro para avaliar o desempenho de evaporadores foi realizado segundo uma solução de baixo investimento e visando a melhor condição de funcionamento possível.

Para a construção do calorímetro citam-se os principais subconjuntos de funcionamento do equipamento:

- Subconjunto Isolamento Térmico;
- Subconjunto Ventilação;
- Subconjunto Aquecimento;
- Subconjunto Controle;
- Subconjunto Sistema de Refrigeração.

Para cada subconjunto será pormenorizado o protótipo do calorímetro.

2.3.1 Síntese dos subconjuntos

O funcionamento do calorímetro ilustrado pela Fig. (2.4) requer que todos os subconjuntos operem de modo a estabilizar o processo termodinâmico entre o ciclo de refrigeração, a câmara externa na qual todo o calorímetro deve estar inserido a fim de manter a temperatura constante e o escoamento do ar interno do ambiente calorimétrico.

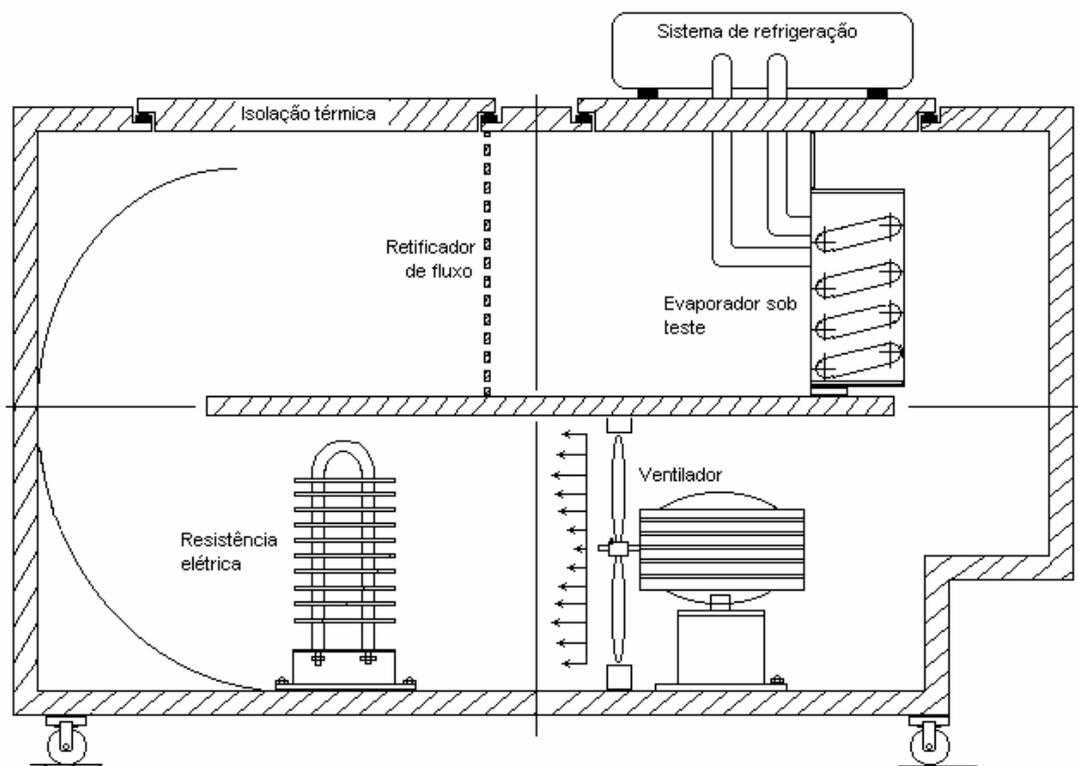


Figura 2.4. Disposição dos elementos principais do calorímetro.

À medida que a temperatura externa é estabilizada o sistema de circulação de ar interno ao calorímetro mantém condições adequadas para que a resistência elétrica dissipe energia suficiente para manter a temperatura interna constante. A estabilização garante uma condição de troca térmica uniforme pelas paredes. Esta condição somada à dissipação mencionada da resistência e da ventilação produz a carga térmica total que se equilibra com aquela taxa de energia retirada pelo ciclo de refrigeração, por meio do evaporador. Este balanço de energia é detalhado posteriormente na Eq. (2.2). A Fig. (2.5) apresenta o diagrama esquemático do calorímetro. Nota-se o ciclo de refrigeração na parte superior. Mais ao centro

observa-se que no ambiente interno delimitado pela isolação térmica, a resistência elétrica, o ventilador e o evaporador objeto da medição pertencem ao mesmo domínio. Os transdutores de grandezas elétricas monitoram a ventilação e a dissipação da resistência continuamente sendo registrados no sistema de aquisição e controle de dados.

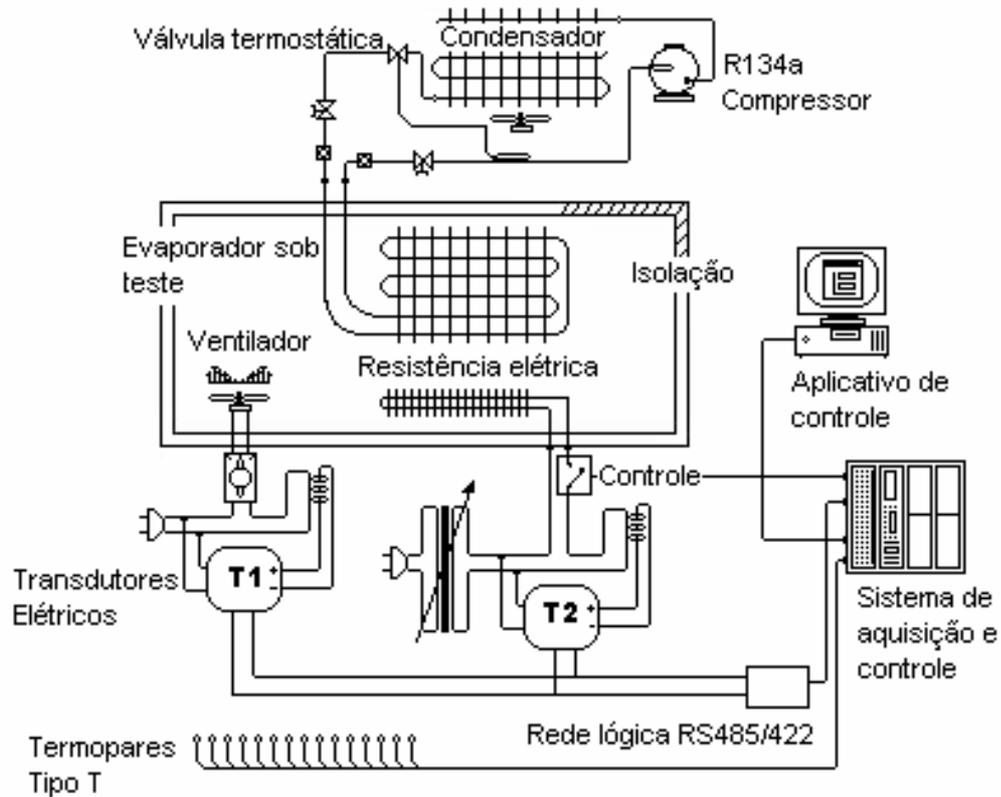


Figura 2.5. Diagrama esquemático do calorímetro e do sistema de controle e aquisição de sinais.

2.3.2 Subconjunto isolamento térmico

A solução adotada utiliza como isolamento um gabinete de um freezer horizontal doméstico. Este componente, cedido à instituição como sucata, foi devidamente aproveitado por apresentar uma excelente característica, a baixa condutividade térmica de suas paredes. A isolação do componente é de poliuretano expandido (PU) e possui uma condutividade térmica de aproximadamente $0,02\text{W/mK}$, relativamente baixa. Soluções alternativas foram avaliadas utilizando poliestireno expandido (EPS), conhecido no mercado por isopor, dentro de uma montagem em madeira. Embora o EPS possua uma condutividade térmica maior que o poliuretano, poderia haver vazios entre a madeira e o EPS, o que reduziria a isolação do calorímetro e impossibilitaria garantias de funcionalidade quando em teste. Além disso para uma montagem caseira ter-se-ia problemas com encaixes, que são de grande importância para a boa vedação do sistema calorimétrico contra a umidade. Outra solução consistiria em compor o isolamento com painéis de vácuo¹ porém tal componente exigiria investimentos relativamente altos para a viabilidade da montagem, uma vez que esses materiais são importados.

A fim de se obter homogeneidade térmica do ambiente interno do calorímetro foram adaptadas duas placas direcionadoras de fluxo de ar. Na Fig. (2.6) é possível identificar a montagem do gabinete do congelador horizontal adaptado com as placas para escoar o fluxo determinando as fronteiras do volume de controle formado pelo calorímetro.

¹ PAINEL DE VÁCUO É UM COMPONENTE ESTRUTURADO POR MEIO DE UMA MATRIZ CERÂMICA POROSA A FIM DE MANTER SUAS DIMENSÕES. UMA PELÍCULA EXTERNA ENVOLVE A MATRIZ CERÂMICA PERMITINDO POR MEIO DA AUSÊNCIA DE AR QUE SUA CONDUTIVIDADE SEJA INFERIOR ÀQUELA CONSEGUIDA COM POLIURETANO EXPANDIDO.



Figura 2.6. Detalhe das paredes do calorímetro, da aleta direcionadora e da partição central.

Além disso a umidade não deve interferir no resultado da medição. Para tanto, as condições de vedação das partes móveis devem ser levadas em conta a fim de que o resultado não seja distorcido.

2.3.3 Subconjunto ventilação

O sistema de circulação de ar é composto por um ventilador axial, conectado a um motor monofásico, obtido a partir de um condicionador de ar. O ventilador axial proporciona uma circulação de características turbulentas, desejáveis quando a preocupação está em homogeneizar a temperatura interna do calorímetro. Na região central do gabinete, pelo lado interno, foi posicionada uma placa recheada com EPS (poliestireno expandido) para que o fluxo de calor e o escoamento não atravessem o evaporador, quando em sentido diferente daquele de projeto. Desta forma fica possibilitado um caminho orientado para o escoamento de ar interno ao calorímetro.

Na Fig. (2.7) apresenta-se o domínio do escoamento, região através da qual acontece o fluxo de ar, definindo os limites do ambiente interno ao calorímetro.

Nota-se a modelagem tanto da aleta direcionadora do fluxo do calorímetro quanto do recheio central, responsável pela orientação do fluxo e como suporte para encaixe do evaporador em teste. Abaixo da representação do recheio nota-se uma área localizada na região ocupada pelo ventilador a qual pretende-se representar uma condição potencial para gerar o padrão de escoamento e conseqüentemente o funcionamento do calorímetro. A simulação foi realizada utilizando o pacote comercial CFX de dinâmica dos fluidos computacional (AEA technology, 2000).

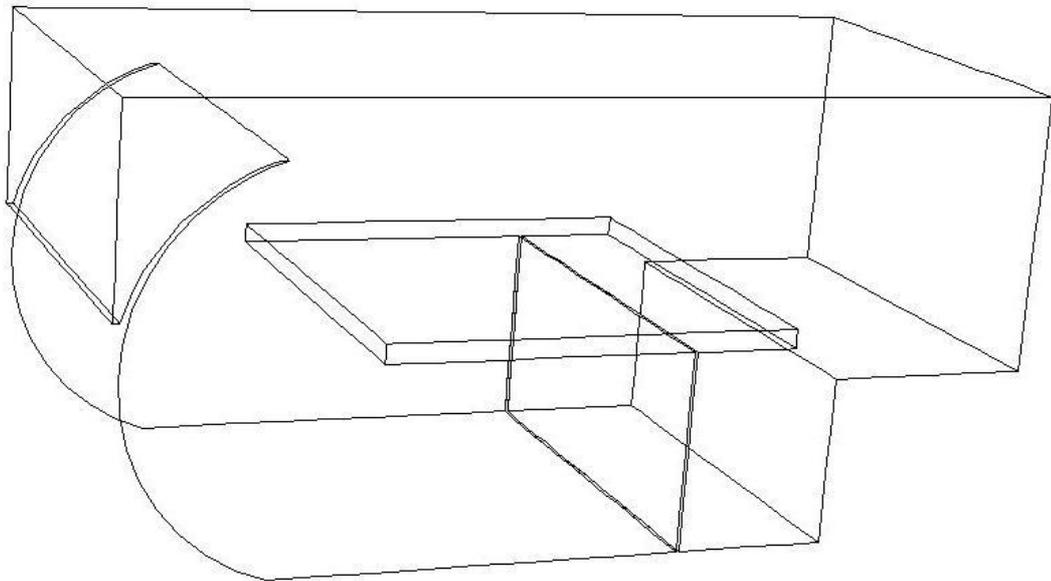


Figura 2.7. Domínio representado pelo ambiente interno ao calorímetro.

A fim de ilustrar o escoamento dentro do calorímetro se utilizou o CFX para o domínio mostrado na Fig. (2.7), no qual foram construídos elementos para gerar a malha apresentada na Fig. (2.8). A malha utilizada no domínio é aquela do tipo tetraédrica e não-uniforme. Elementos piramidais também estão presentes na malha, nas superfícies limites do calorímetro, que são regiões onde o fenômeno de camada limite influi no escoamento, melhorando substancialmente a solução do domínio.

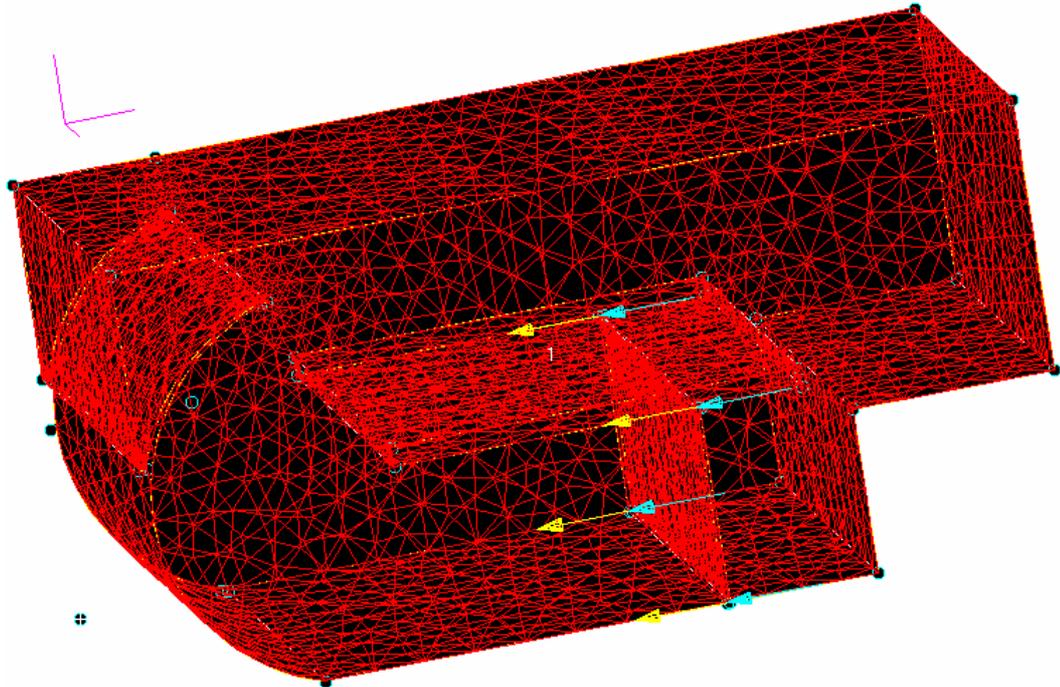


Figura 2.8. Malha tetraédrica aplicada no domínio calorimétrico.

O fluido considerado para efeito de modelagem é o ar puro e seco, isto porque o interesse está em determinar o padrão de circulação interna para se ter uma estimativa do melhor posicionamento do evaporador dentro do domínio calorimétrico, sob teste. Não é considerado a força de empuxo atuando no fluido, pois o domínio é de dimensões reduzidas e de baixa densidade. A pressão atmosférica usada no modelo é de 91,8kPa, condição do local dos testes, com hipótese de regime permanente. Foi utilizado o modelo para a formulação do escoamento de padrão turbulento subsônico, em SST (shear stress turbulence), que é baseado nas equações das tensões cisalhantes de Reynolds (AEA Technology, 2000). A transferência de calor pelas paredes do gabinete é negligenciada na análise e os efeitos de insuflamento gerados pelo ventilador foram modelados como sendo uma área com condição de contorno de pressão positiva e negativa em cada face.

A solução levou cerca de 12min quando processado em um PC de 1,8 GHz de "clock" de processamento e 1GB de memória "RAM", resolvida com 56 iterações de cálculo.

Na Fig. (2.9) é possível notar a solução do domínio expresso por meio do campo vetorial de velocidade. A região com a melhor distribuição de velocidades está situada acima do recheio central representado pela elipse na mesma figura.

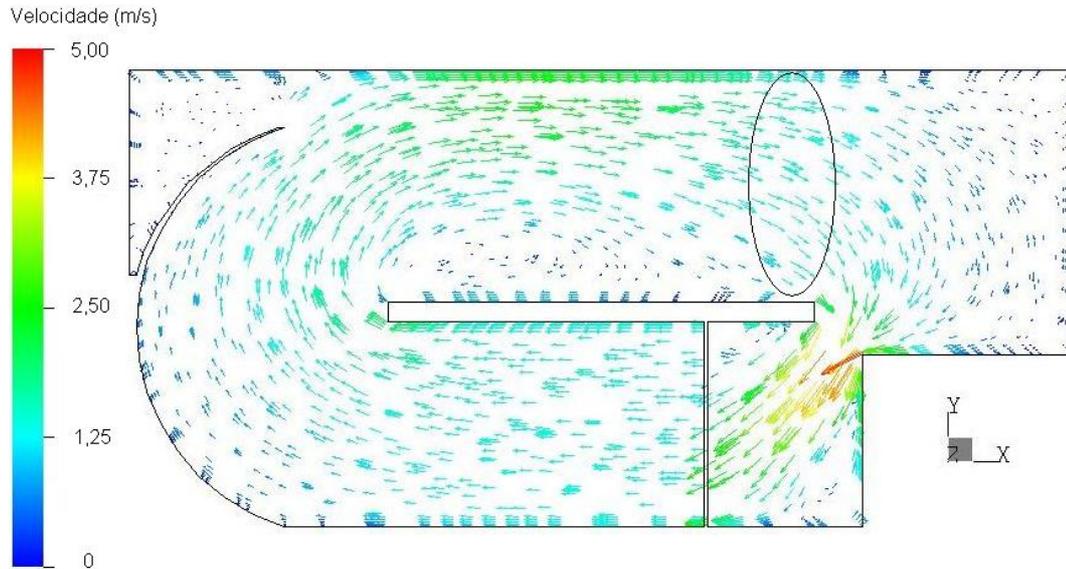


Figura 2.9. Representação do campo vetorial velocidade no plano x-y.

Devido à condição de modelagem do calorímetro ter sido um pouco simplificada, principalmente quanto ao modo de representação dos efeitos do ventilador, o aplicativo necessitou adaptar as condições de parede para limitar o fluxo de ar em cerca de 34% da área do ventilador a fim de evitar o escoamento na hipotética entrada do ventilador possibilitando a solução do modelo. Na Fig. (2.10) essa ação do aplicativo está bem ilustrada nas linhas de corrente. Nota-se na região de sucção do ventilador que as linhas de corrente se concentram na parte central.

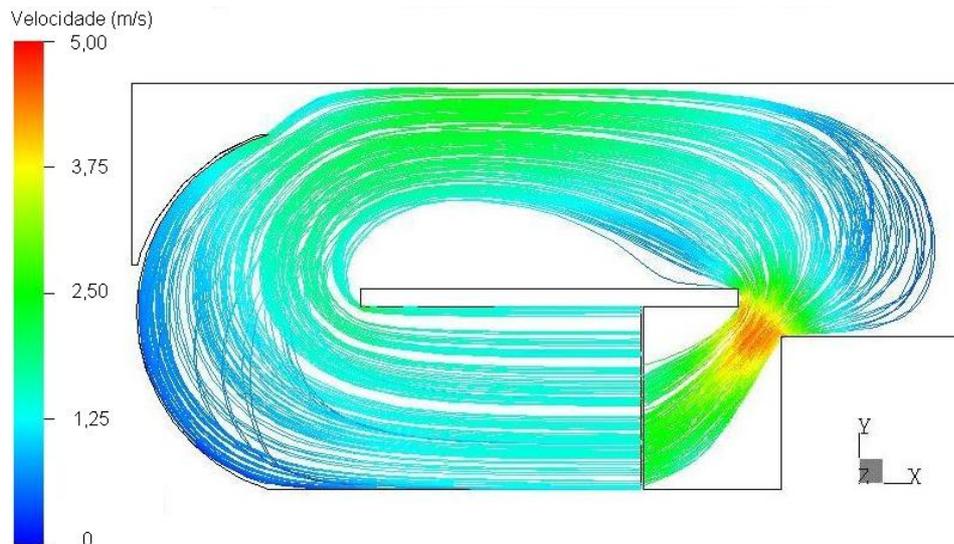


Figura 2.10. Representação das linhas de corrente do escoamento.

Cabe ressaltar que essa análise é apenas uma referência para se compreender como o escoamento se comporta quando em funcionamento. Não há a intenção de se verificar detalhes inerentes à transferência de energia, dado o esforço de modelagem do calorímetro e à falta de experiência com o aplicativo. Porém importantes verificações podem ser levantadas. A primeira é a formação de um padrão de fluxo que lembra um perfil de asa. Deste modo posicionar o evaporador no início e à esquerda do perfil do recheio implicaria em uma condição de distribuição de fluxo não-uniforme no evaporador sob teste. Além disso os gradientes advectivos na região superior ao recheio são, de modo geral, uniformes, quando comparados com a região inferior onde o ventilador está posicionado. Porém a simulação não considera o efeito da perda de carga representada pela passagem do fluxo através do evaporador, o que de fato interfere de sobremaneira no fluxo. Essa situação mais realística exige maior experiência em modelagem com o aplicativo dificultando a construção do modelo.

2.3.4 Subconjunto aquecimento

Como sistema de aquecimento foi utilizada uma resistência elétrica de 3000W a 220V, de acordo com Eq. (2.1). Sua dissipação é ajustada através de um VARIAC². Na Fig. (2.11) nota-se o controle do VARIAC que é parte integrante do controle da câmara externa. Este mecanismo permite ao VARIAC estabelecer um ajuste de tensão linear.

² VARIAC é um transformador de núcleo variável cuja bobina secundária tem um cursor capaz de permitir mais ou menos espiras conduzir a corrente elétrica da bobina secundária. Tal efeito permite uma eletromagnetização distinta conforme o número de espiras é utilizado. O efeito final é a variação da tensão do secundário de forma contínua.



Figura 2.11. Controle de tensão do VARIAC mostrando ajuste para 100V.

A tensão é utilizada para alimentar a resistência elétrica. Desta forma, variando-se a tensão e levando-se em conta que o fator de potência associado a uma resistência elétrica de fio é unitário e que sua resistência é pouco influenciada com relação a temperatura devido a condição de insuflamento submetido, produz-se uma potência elétrica ativa proporcional à tensão de alimentação de acordo com a Eq. (2.1), produzindo a Fig. (2.12).

Assim, sabe-se como a tensão e a corrente estão vinculadas na dissipação térmica da resistência elétrica. No entanto, a medição é conduzida através de transdutores digitais que medem diretamente as grandezas e faz a integração internamente oferecendo a potência elétrica diretamente.

$$P = \frac{V^2}{R} \therefore R = \frac{V^2}{P} \therefore R = \frac{220^2}{3000} \therefore R = 16\Omega$$

$$P = \frac{V^2}{16} \tag{2.1}$$

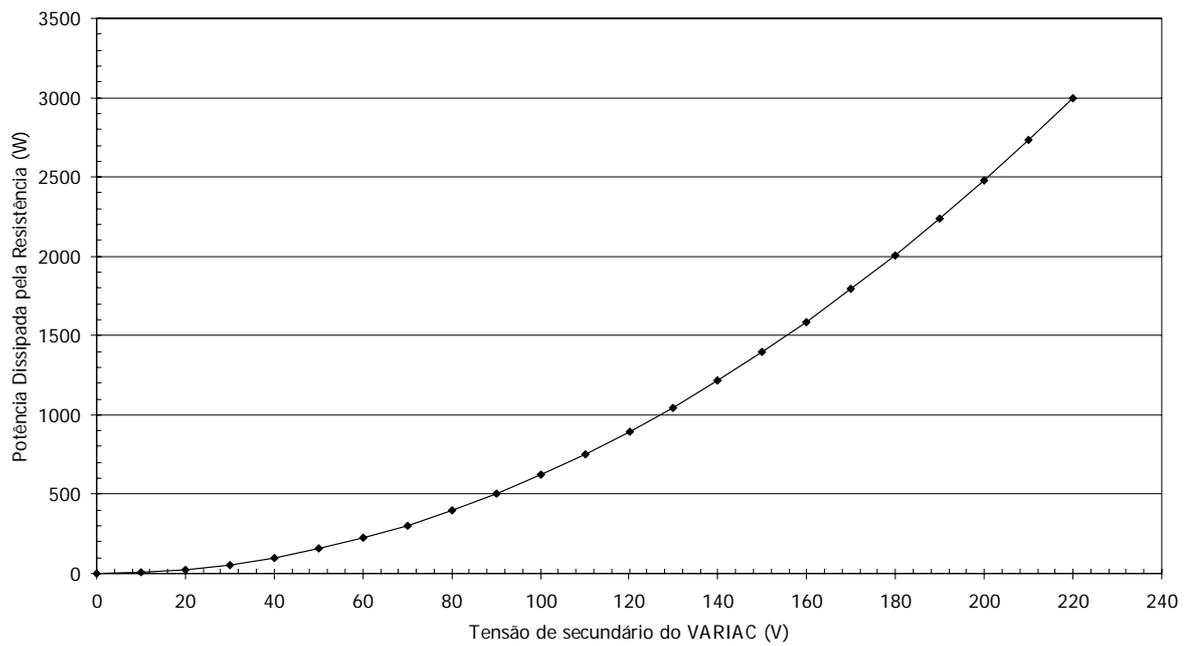


Figura 2.12. Controle do curso de dissipação de potência da resistência elétrica, pelo VARIAC, por meio do ajuste de tensão de secundário.

A condição de montagem da resistência elétrica é visualizada na Fig. (2.13), na qual é possível observar ao fundo o ventilador. A distância entre os elementos é de 100mm.

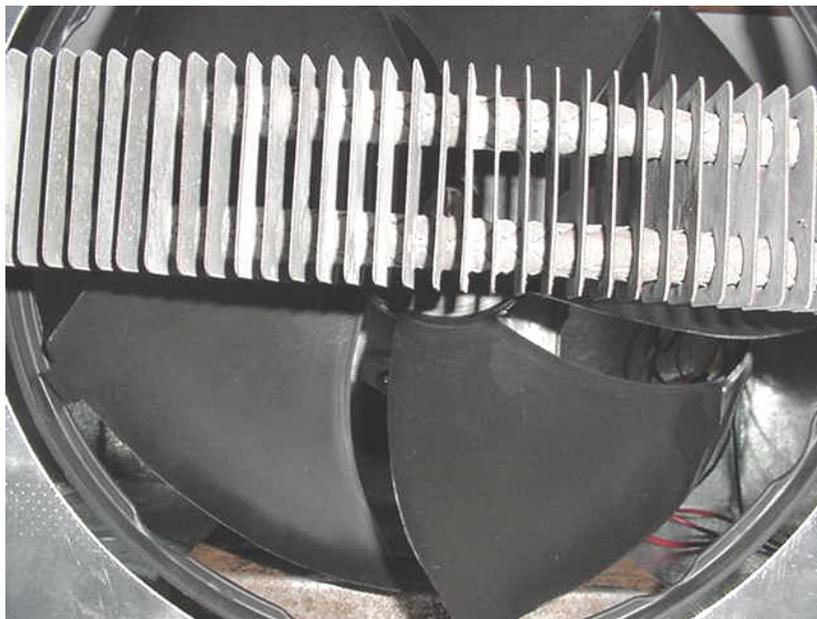


Figura 2.13. Montagem da resistência elétrica e posição da hélice do ventilador.

2.3.5 Subconjunto controle

Além de haver um mecanismo para aquecer o ar no interior do calorímetro, em limites de temperatura pré-estabelecidos, é necessária a implementação de um sistema de controle adaptado às condições nas quais se deseja que o calorímetro opere. A idéia consiste em chavear a alimentação da resistência elétrica de forma que, em termos médios, seja dissipada a energia elétrica necessária para manter a temperatura nas condições de controle. Tal sistema é um controle realimentado de simples atuação por meio de um termopar posicionado na região interna ao calorímetro. A temperatura é obtida pelo sistema de aquisição de dados que contém uma rotina de controle. A temperatura lida pelo termopar é comparada com a temperatura definida no teste. Caso a diferença seja positiva, isto é, a temperatura lida pelo sistema seja maior que a temperatura de ajuste, o sistema corta a alimentação de energia da resistência elétrica. Caso contrário o sistema de aquisição central alimenta a resistência. A Fig. (2.14) apresenta o sistema de aquisição de dados e controle do calorímetro.



Figura 2.14. Unidade processadora do sistema de aquisição de sinais.

O controle é feito pelo sistema de aquisição central através de um relé de estado sólido. Esse componente recebe um sinal de comando em formato digital ilustrado na Fig. (2.15), com sinal desacoplado óticamente da carga, no qual as características do sinal digital podem variar desde 2 a 32V contínuo. A saída pode ser chaveada sob uma carga de até 75A, quando em 440V.

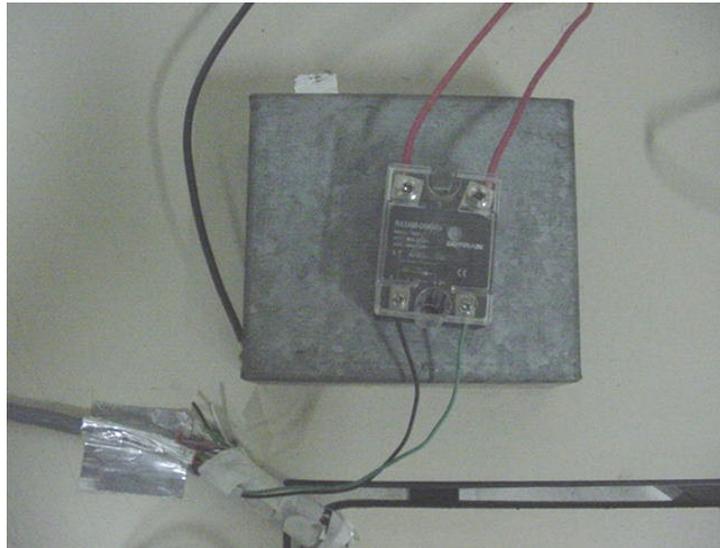


Figura 2.15. Sistema de comando GEFRAN[®] para comando da carga resistiva pelo sistema de controle e aquisição de sinais.

O relé de estado sólido recebe sinais vindo do comando do sistema de aquisição e controle com tecnologia VXI, cujo fabricante é a National Instruments e a Tektronics. Este sistema faz parte da infra-estrutura do LST (Laboratório de Sistemas Térmicos) da PUCPR. Esta tecnologia é bastante completa pois permite não somente estabelecer comunicação com diversos tipos de equipamentos como entradas analógicas de precisão, utilizadas para aquisição de termopares, leitura de sinais padrão de tensão e corrente, leitura de termorresistências, saídas digitais e interface para construção de algoritmos de manipulação das variáveis. Nota-se a instalação do equipamento, das saídas e entradas das variáveis na Fig. (2.16).



Figura 2.16. Sistema de controle e aquisição de sinais National Instruments e Tektronics com tecnologia VXI.

Na Fig. (2.17) representa-se o esquema de chaveamento da resistência elétrica.

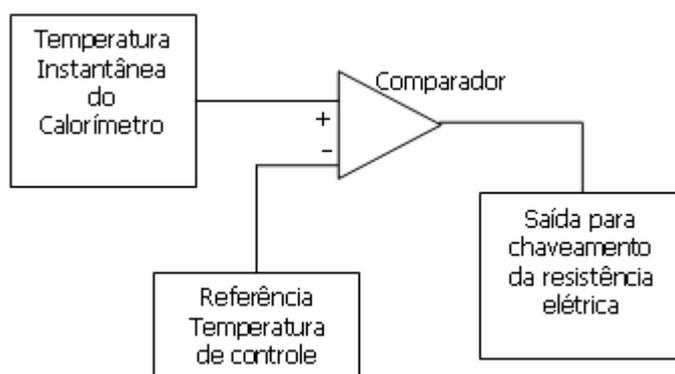


Figura 2.17. Lógica de atuação do controle de temperatura do calorímetro.

2.3.6 Subconjunto sistema de refrigeração

A fim de promover o fluxo de gás refrigerante ao evaporador sob teste, foi construído um sistema de refrigeração de simples compressão. Este sistema utiliza um compressor alternativo de único estágio, marca Tecumseh[®], modelo TP1410YS, 220V/60Hz, um condensador de convecção forçada composto em tubo e arames, uma válvula de expansão termostática com acionamento manual para promover a variação da vazão mássica do ciclo frigorífico ou a conseqüente variação da temperatura de evaporação do fluido refrigerante. O gás utilizado é o R134a empregado na refrigeração doméstica, por apresentar baixa afinidade química com o gás ozônio (O₃). O gás refrigerante é conduzido ao evaporador por meio da linha de líquido que é constituída por tubos de cobre. Não existe sub-resfriamento da linha de líquido que conseqüentemente pode interferir no resultado, uma vez que não é garantido que somente entre fluido no estado de líquido saturado. Pequenas variações dessas condições podem vir a produzir algumas distorções no resultado, porém diante dos resultados alcançados e que são discutidos no Capítulo 5 não foi identificado a necessidade do ajuste para a experimentação. Entretanto, as condições de entrada são reflexos das condições termodinâmicas do ciclo de refrigeração, isto é, as temperaturas, nas quais o compressor, o condensador e a válvula operam definindo a região dos componentes de alta pressão, visualizado na Fig. (2.19). Essas condições térmicas são garantidas pela câmara externa que estabiliza uniformemente a temperatura do lado externo ao calorímetro, além do próprio ciclo. A câmara externa, Fig. (2.18), possui um sistema de insuflamento de maneira a reduzir os gradientes de temperatura. Além disso, o condensador que é montado sob ventilação forçada garante ao ciclo mais robustez de funcionamento evitando transientes, fruto de variações térmicas da câmara externa estabelecendo uma condição bastante estável ao ciclo de refrigeração.

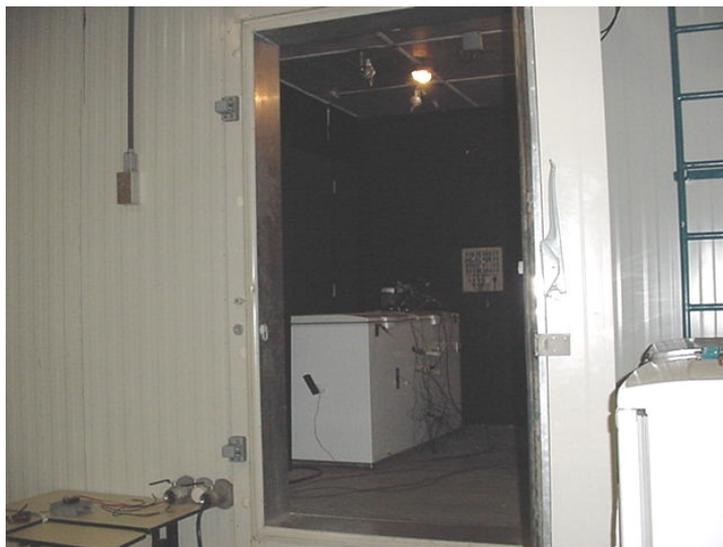


Figura 2.18. Câmara externa utilizada para estabilização da temperatura da condensação do ciclo térmico.



Figura 2.19. Etapa de alta pressão do sistema de refrigeração de simples compressão.

2.4 Análise do processo calorimétrico

Por meio de uma abordagem física, levantam-se a seguir os relacionamentos das variáveis presentes na medição, seus limites de aplicação e suas condições de validade.

2.4.1 Avaliação energética no domínio interno ao calorímetro

O princípio de cálculo é por meio do balanço energético tendo-se como volume de controle as paredes do calorímetro, avaliando os elementos que absorvem e aqueles que dissipam calor. Esta avaliação é alcançada, em sua forma geral, através da 1ª. Lei da termodinâmica:

$$\frac{dU_{\text{calorímetro}}}{dt} = \dot{Q}_{\text{heater}} + \dot{Q}_{\text{parede}} - \dot{Q}_{\text{evap}} + \dot{Q}_{\text{vent}} - \dot{m}_{\text{agua}} \cdot h_{\text{agua}} \quad (2.2)$$

Onde:

No qual $\frac{dU_{\text{calorímetro}}}{dt} = 0$ na condição de regime permanente é nulo.

\dot{Q}_{heater} representa a taxa de transferência de calor dissipada pela resistência elétrica. Esta parcela é uma função da taxa consumida de energia elétrica, isto é, $\dot{Q}_{\text{heater}} \cong f(\dot{W}_{\text{heater,elet}})$.

\dot{Q}_{parede} é a taxa de transferência de calor que atravessa o sistema de fora para dentro do calorímetro em função do gradiente térmico existente. Esta parcela é devidamente considerada no Capítulo 3.

\dot{Q}_{vent} representa a taxa de energia devido à existência de um ventilador.

h_{agua} é a entalpia da água condensada na temperatura de saída.

Essa parcela também representa as perdas de calor através da dissipação de calor pela carcaça, perdas devido ao atrito de mancal, além da eficiência da transferência de quantidade de movimento das pás em relação ao escoamento.

Deste modo, entende-se a parcela como a representação

$$\dot{Q}_{vent} \rightarrow f(\dot{Q}_{carcaca}, \dot{W}_{eixo}, \dot{W}_{atrito}) = f(\dot{W}_{eletrico}).$$

$\dot{m}_{agua} \cdot h_{agua}$ é a taxa de transferência de energia do condensado que sai do volume de controle durante o regime transiente.

Portanto, isolando \dot{Q}_{evap} na Eq. (2.2) e fazendo as devidas considerações acima e como $\dot{m}_{agua} \cdot h_{agua}$ é pequeno nesse processo como será visto adiante frente aos outros termos, tem-se que:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{heater} + \dot{Q}_{parede} + \dot{Q}_{vent} \quad (2.3)$$

Além disso, sabe-se que:

$$\dot{Q}_{parede} = UA_{parede} (T_{parede,ext} - T_{parede,int}) \quad (2.4)$$

Sendo as temperaturas $T_{parede,ext}$ e $T_{parede,int}$ médias ao longo das superfícies externa e interna ao calorímetro, respectivamente.

O termo UA_{parede} é o coeficiente global de transferência de calor médio associado à área de troca das paredes de isolamento do calorímetro, descrito em maiores detalhes no Capítulo 3.

Finalmente, relacionando as Eq. (2.3) e Eq. (2.4) tem-se:

$$\dot{Q}_{evap} = UA_{parede} (T_{parede,ext} - T_{parede,int}) + \dot{Q}_{heater} + \dot{Q}_{vent} \quad (2.5)$$

Então, torna-se necessário entender o termo $\dot{m}_{agua} \cdot h_{agua}$ por meio dos itens 2.4.2 e 2.4.3 para proporcionar segurança quanto à sua simplificação no balanço da Eq. (2.2).

2.4.2 Balanço no escoamento através do evaporador (Enfoque Psicrométrico)

Tomando-se o balanço de energia e de massa no ar que atravessa o sistema evaporador, tem-se que:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d(mu)_{evap}}{dt} = -\dot{Q}_{evap} + \dot{m}_{ar,seco,ent} \cdot h_{ar,umido,ent} - \dot{m}_{ar,seco,saida} \cdot h_{ar,umido,saida} - \dot{m}_{agua} \cdot h_{agua} \\ \frac{dm_{sistema}}{dt} = \dot{m}_{ar,umido,ent} - \dot{m}_{ar,umido,saida} - \dot{m}_{agua} \end{array} \right. \quad (2.6)$$

Simplificando o fenômeno evaporativo para condição de regime permanente avalia-se o processo como:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ar,seco,ent} \cdot h_{ar,umido,ent} - \dot{m}_{ar,seco,saida} \cdot h_{ar,umido,saida} - \dot{m}_{agua} \cdot h_{agua} \\ \dot{m}_{agua} = \dot{m}_{ar,umido,ent} - \dot{m}_{ar,umido,saida} \end{array} \right. \quad (2.7)$$

Portanto:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ar,seco,ent} \cdot (h_{ar,umido,ent} - h_{ar,umido,saida}) - (\dot{m}_{ar,umido,ent} - \dot{m}_{ar,umido,saida}) \cdot h_{agua} \quad (2.8)$$

Por outro lado:

$$\dot{m}_{ar,umido} = \dot{m}_{ar,seco} \cdot (w + 1) \quad (2.9)$$

Então:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ar,seco} \cdot (h_{ar,umido,ent} - h_{ar,umido,saida}) - \dot{m}_{ar,seco} \cdot (w_{ent} - w_{saida} + 1 - 1) \cdot h_{agua} \quad (2.10)$$

Entretanto, segundo a ASHRAE (1997), a entalpia de ar úmido corresponde a:

$$h_{ar,umido} = 1,006T_{BS} + w(2501 + 1,805T_{BS}) \left[\frac{kJ}{kg_{ar,seco}} \right] \quad (2.11)$$

No qual as temperaturas são tomadas em Kelvin.

Sendo assim, substituindo a Eq. (2.11) na Eq. (2.10):

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ar,seco} \cdot \left([1,006T_{BS,ent} + w_{ent}(2501 + 1,805T_{BS,ent})] - [1,006T_{BS,saida} + w_{saida}(2501 + 1,805T_{BS,saida})] \right) + \dot{m}_{ar,seco} (w_{ent} - w_{saida}) h_{agua} \quad (2.12)$$

Reescrevendo:

$$\frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_{ar,seco}} = [1,006(T_{BS,entrada} - T_{BS,saida}) + 2501(w_{entrada} - w_{saida}) + 1,805(w_{entrada} T_{BS,entrada} - w_{saida} T_{BS,saida})] + (w_{entrada} - w_{saida}) h_{agua} \quad (2.13)$$

Finalmente, agrupando em $(w_{entrada} - w_{saida})$ resulta em:

$$\frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_{ar,seco}} = 1,006(T_{BS,ent} - T_{BS,saida}) + 1,805(w_{ent} T_{BS,ent} - w_{saida} T_{BS,saida}) + (w_{ent} - w_{saida})(2501 - h_{agua}) \quad (2.14)$$

Na Eq. (2.14), nota-se que o terceiro produto representado pelo termo $(w_{ent} - w_{saida})(2501 - h_{agua})$ se anula caso a umidade entre a entrada do escoamento no evaporador e a saída desse escoamento sejam iguais. Tal caso ocorre após a estabilização do calorímetro, uma vez que água não é repostada. Considera-se, neste caso, a gaxeta perfeita e que a massa de poucas gramas condensada inicialmente é formada no fundo do calorímetro e essa água entra em condição de regime permanente, juntamente com o próprio escoamento de ar a uma pressão de vapor que limitará a evaporação desse condensado, evitando seu retorno ao escoamento, elevando sua umidade absoluta aos valores iniciais de ensaio.

Desta forma, na condição de regime permanente do calorímetro, a umidade absoluta permanece constante.

Assim a Eq. (2.14) se transforma, no regime permanente, em:

$$\frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{m}_{ar,seco}} = (1,006 + 1,805w)(T_{BS,ent} - T_{BS,saida}) \quad (2.15)$$

Que corresponde ao calor sensível no escoamento interno ao calorímetro.

Conclui-se, por meio da análise psicrométrica do escoamento, que a taxa de transferência de calor retirado pelo evaporador é sensível à medida que o processo se estabiliza dentro do calorímetro.

Essa interpretação é válida somente para a condição de regime permanente.

2.4.3 Análise transiente da umidade absoluta durante o processo calorimétrico

Até o momento pode-se entender o processo calorimétrico na sua dimensão energética tanto pelo balanço proposto pelo item (2.4.1) quanto pela avaliação psicrométrica do item (2.4.2). Porém, como premissa, verifica-se uma estabilização do processo referente à umidade absoluta, uma vez que água não é repostada ao processo. Para tanto, o presente item propõe uma avaliação da umidade absoluta durante o processo transiente, a fim de esclarecer a hipótese de sua estabilização no regime permanente. Sendo possível estabelecer o comportamento da umidade absoluta por meio do balanço de massa modificado para a condensação, como na Eq. (2.16):

$$(\rho) \frac{dw}{dt} = -\frac{h_{massa} A_{evap}}{V_{cal}} (w - w_{min})(\rho) = -B(w - w_{min})(\rho) \quad (2.16)$$

Rearranjando os termos e aplicando a integração, tem-se:

$$\int_{w_0}^{w_{min}} \frac{dw}{w_0 - w_{min}} = -B \int_0^t dt \quad (2.17)$$

Então:

$$\ln \left| \frac{w - w_{min}}{w_0 - w_{min}} \right| = -Bt \quad (2.18)$$

Reescrevendo a Eq. (2.18) temos:

$$|w - w_{\min}| = |w_0 - w_{\min}| e^{-Bt} \quad (2.19)$$

Mas como o sistema está secando $w(t)$ e w_0 são maiores que w_{\min} , logo:

$$w(t) = (w_0 - w_{\min}) e^{-Bt} + w_{\min} \quad (2.20)$$

Onde:

w representa a umidade absoluta.

B representa a coeficiente de decaimento do modelo.

w_0 é a umidade absoluta inicial.

w_{\min} é a umidade absoluta mínima do ensaio.

t é o tempo do ensaio.

Por outro lado, sabe-se que:

$$w = 0,622 \frac{P_v}{P_t - P_v} \quad (2.21)$$

Onde:

P_v é a pressão de vapor do ar úmido.

P_t é a pressão atmosférica³.

Mas, na saturação a umidade relativa é unitária, isto é, no início da condensação, a umidade absoluta é aquela da condição de orvalho, portanto:

$$w(T_{ORV}) = 0,622 \frac{(1).P_{sat}(T_{ORV})}{P_t - (1).P_{sat}(T_{ORV})} \quad (2.22)$$

ASHRAE (1997) mostra um ajuste recomendado para a pressão de saturação do ar úmido na temperatura de orvalho como sendo:

³ Condição típica da região de Curitiba, Paraná, Brasil, de 91,8 kPa.

$$P_{sat}(T_{ORV}) = e^{\left(\frac{C_1}{T_{ORV}} + C_2 + C_3 T_{ORV} + C_4 T_{ORV}^2 + C_5 T_{ORV}^3 + C_6 \ln(T_{ORV}) \right)} \quad (2.23)$$

$$0 \leq T_{ORV} \leq 200^\circ C$$

Onde:

$$C_1 = -5800,2206$$

$$C_2 = 1,3914993$$

$$C_3 = -0,048640239$$

$$C_4 = 0,000041764768$$

$$C_5 = -0,000000014452093$$

$$C_6 = 6,5459673$$

Portanto, tem-se uma curva definida para umidade absoluta na condição de saturação, Eq. (2.18).

Assim, tem-se na condição limite que:

$$w(t \rightarrow \infty) \cong w(T_{ORV}) = w_{\min} \quad (2.24)$$

Mas, retornando a Eq. (2.18) e operando para isolar o tempo t , tem-se:

$$t = \frac{1}{B} \ln \left| \frac{w_0 - w_{\min}}{w(t) - w_{\min}} \right| \quad (2.25)$$

Assim, o tempo do processo é calculado pela expressão:

$$t = \frac{1}{B} \ln \left| \frac{\frac{w_0}{w_{\min}} - 1}{\frac{w(t)}{w_{\min}} - 1} \right| \quad (2.26)$$

Aplicando a Eq. (2.22) e a Eq. (2.23) na Eq. (2.26) obtém-se:

$$t = \frac{1}{B} \ln \left[\frac{w_0 - 1}{\left(\frac{0,622}{Pt} e^{\left(\frac{C_1}{T_{ORV}} + C_2 + C_3 T_{ORV} + C_4 T_{ORV}^2 + C_5 T_{ORV}^3 + C_6 \ln(T_{ORV}) \right)} - 1 \right)} \right] \quad (2.27)$$

Considerando que coeficiente de convecção h_{conv} é aproximadamente igual ao U externo do evaporador, quando Lewis=1, Threlkeld (1970), determina-se:

$$B = \frac{h_{conv}}{\rho c_{p,umido}} \frac{A_{evap}}{V_{cal}} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\rho c_{p,umido} \cdot \Delta T} \frac{1}{V_{cal}} \quad (2.28)$$

Atribuindo T_{ORV} no final do processo em 6°C, Fig. (2.20), a partir da Eq. (2.27).

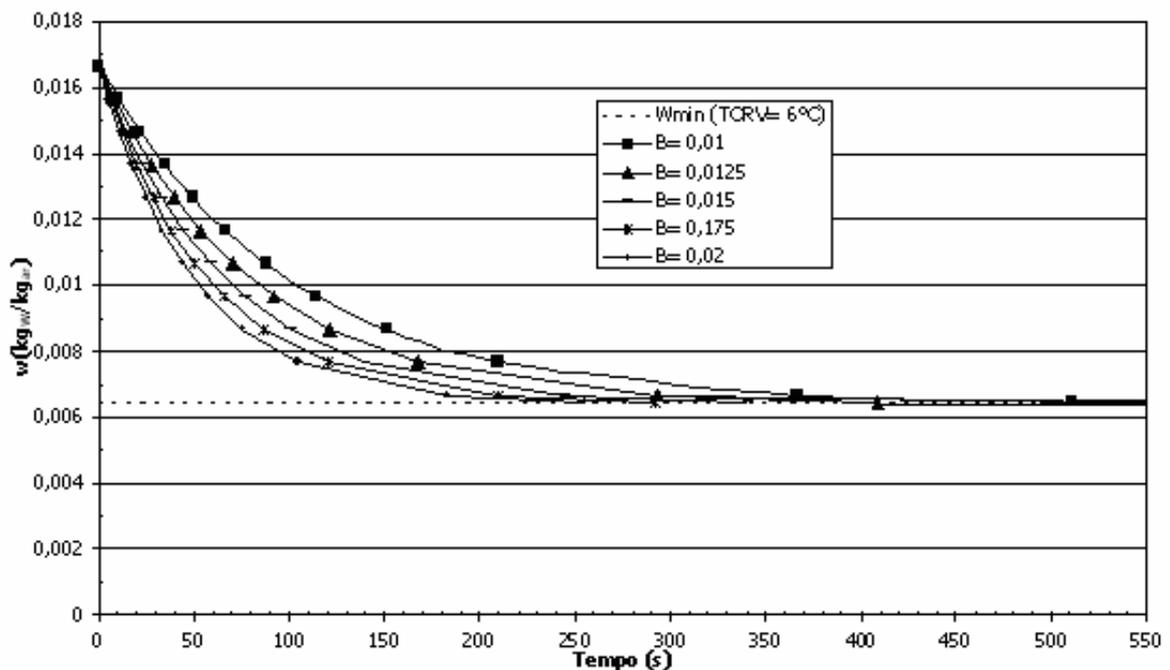


Figura 2.20. Processo de desumidificação modelado como função do coeficiente de decaimento B [1/s] para temperatura de orvalho de 6°C.

Na Fig. (2.20) observa-se o processo de desumidificação no modelo exponencial. A mínima umidade obtida pela temperatura de orvalho define a condição da assíntota formada pela umidade absoluta instantânea, $w(t)$, e dependente do coeficiente de decaimento, B . Desta forma, supõe-se que para o insuflamento em "loop", a realimentação de água é nula, logo o processo psicrométrico acontecerá conforme exposto na Fig. (2.20), para qualquer que seja o parâmetro B (resultado de uma condição térmica de controle), pois a assíntota é a mesma e define a condição limite do processo, isto é, ela é alcançada quando a umidade atinge valores insignificantes, ou seja, tempo maior que 500s.

Entretanto, pode-se avaliar a variação da umidade absoluta do processo por meio da temperatura de orvalho do sistema, obtido pela temperatura da superfície do evaporador sob teste. A Fig. (2.21) esclarece esta variação. À medida que a temperatura de orvalho aumenta a saturação está mais próxima, também menor é a variação entre a quantidade de água inicial e final no ensaio.

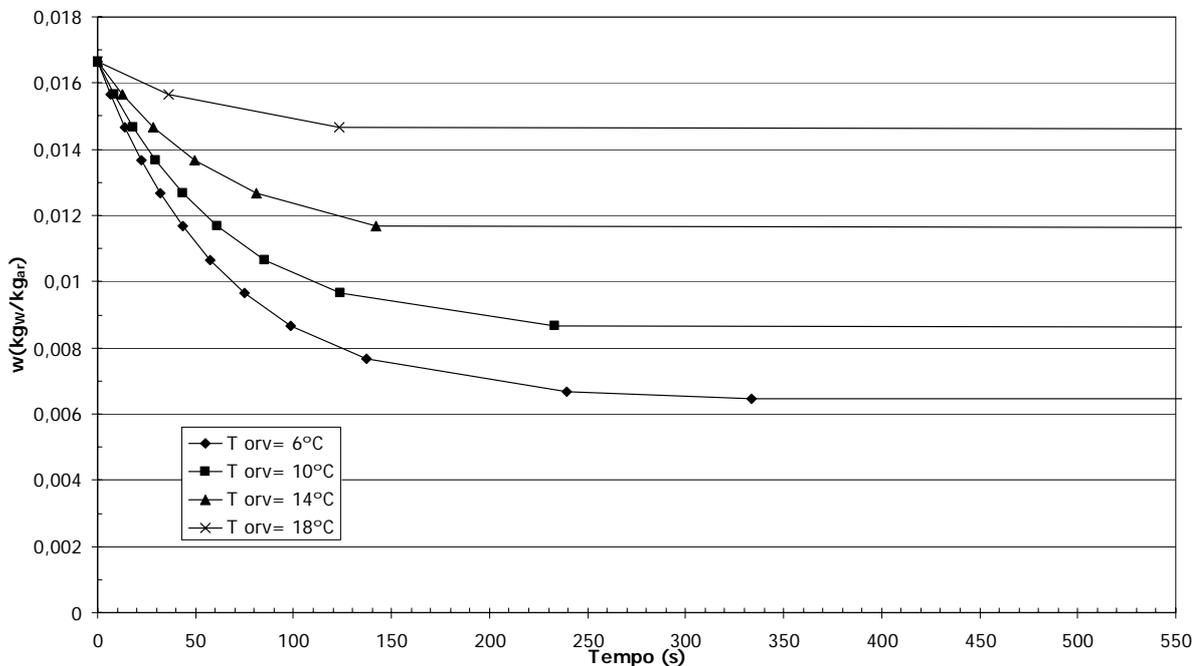


Figura 2.21. Processo de desumidificação variando com a temperatura de orvalho.

2.4.3.1 Avaliação de um processo típico pelas Eqs. (2.27 e 2.28)

A partir de um determinado ensaio real deseja-se estabelecer a ordem de grandeza do coeficiente de decaimento B e como é a expectativa de desumidificação do calorímetro na condição de ensaio

A Tab. (2.1) apresenta as condições para qual esta análise foi realizada.

Tabela 2.1. Condições psicrométricas iniciais para pressão atmosférica de 91,8kPa.

T_{BS}	ϕ	T_{BU}	T_{ORV}	P_{sat}	w	h_v	P_v
°C	%	°C	°C	Pa	$\frac{kg_w}{kg_{ar,seco}}$	$\frac{kJ}{kg_{ar,seco}}$	Pa
32,0	50,3	23,5	20,5	4758,5	0,016664	74,6	2395,2

Sob essas condições iniciais o calorímetro apresentou como resultado quando montado com o evaporador tipo 1:

Ensaio sob controle de 6°C

$T_{ext} = 32^\circ\text{C}$, $T_{int} = 6^\circ\text{C}$

$Q_{evap} = 217\text{W}$, $V_{cal} \cong 1\text{ m}^3$

Utilizando a Eq. (2.28):

$$B = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\rho c_{p,unido} \cdot \Delta T} \frac{1}{V_{cal}} = \frac{217}{((1,0) \cdot [1,006 \cdot 6 + 6,4 \cdot 10^{-3} \cdot (2501 + 1,805 \cdot 6)] \cdot (32 - 6)) \cdot (1)} = 0,0153\text{ s}^{-1}$$

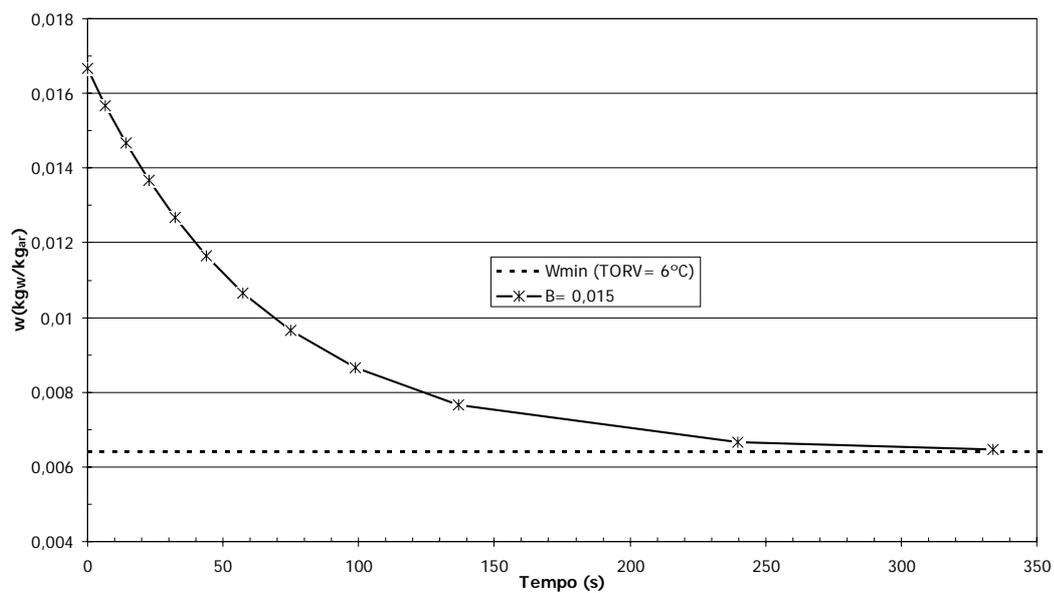


Figura 2.22. Processo de desumidificação do exemplo.

Conforme mostrado na Fig. (2.22), o processo transiente leva 330s, ou seja, aproximadamente 6min.

2.4.4 Avaliação do processo via FCS

O conceito de Fator de Calor Sensível (FCS) é entendido como um índice que representa a parcela sensível da taxa de transferência de calor que é retirada pelo evaporador.

$$FCS = \frac{\dot{Q}_{sens}}{\dot{Q}_{total}} \quad (2.29)$$

$$FCS = \frac{\dot{Q}_{total} - \dot{Q}_{lat}}{\dot{Q}_{total}} \quad (2.30)$$

Mas, a taxa de transferência de calor referente a condensação pode ser escrita como:

$$\dot{Q}_{lat} = Le.h_m A(w - w_{min})\rho_{ar,seco} h_{evap,H_2O} \quad (2.31)$$

Agrupando as Eq. (2.30) e (2.31) tem-se:

$$FCS = \frac{\dot{Q}_{total} - Le.h_m A(w - w_{min})\rho_{ar,seco} h_{evap,H_2O}}{\dot{Q}_{total}} \quad (2.32)$$

Utilizando a Eq. (2.20) e Eq.(2.22), resulta em:

$$FCS = \frac{\dot{Q}_{total} - Le.h_m A \left(\left(w_0 - 0,622 \frac{Psat(T_{ORV})}{Pt - Psat(T_{ORV})} \right) e^{-Bt} \right) \rho_{ar,seco} h_{evap,H_2O}}{\dot{Q}_{total}} \quad (2.33)$$

Da Eq. (2.28), obtém-se:

$$h_m = \frac{h_{conv}}{\rho_v [1,006T_{BS} + w(2501 + 1,805T_{BS})]} \approx \frac{\dot{Q}_{evap}}{A_{evap} \Delta T_{int,ext}} \left(\frac{1}{\rho_v [1,006T_{BS} + w(2501 + 1,805T_{BS})]} \right) \quad (2.34)$$

Normalmente, para o ar, utiliza-se o número de Lewis unitário, Threlkeld (1970).

Uma vez que não se conhece ainda o transiente térmico real do ar dentro do calorímetro, foi considerado um decaimento hipotético linear para T_{BS} para um ensaio típico particularizado à 6°C.

$$T_{BS} = 32 - (32 - 6) \frac{t}{t_{final}} \quad (2.35)$$

Portanto, aplicando a Eq. (2.35) na Eq. (2.33) temos a expressão registrada na Fig. (2.23).

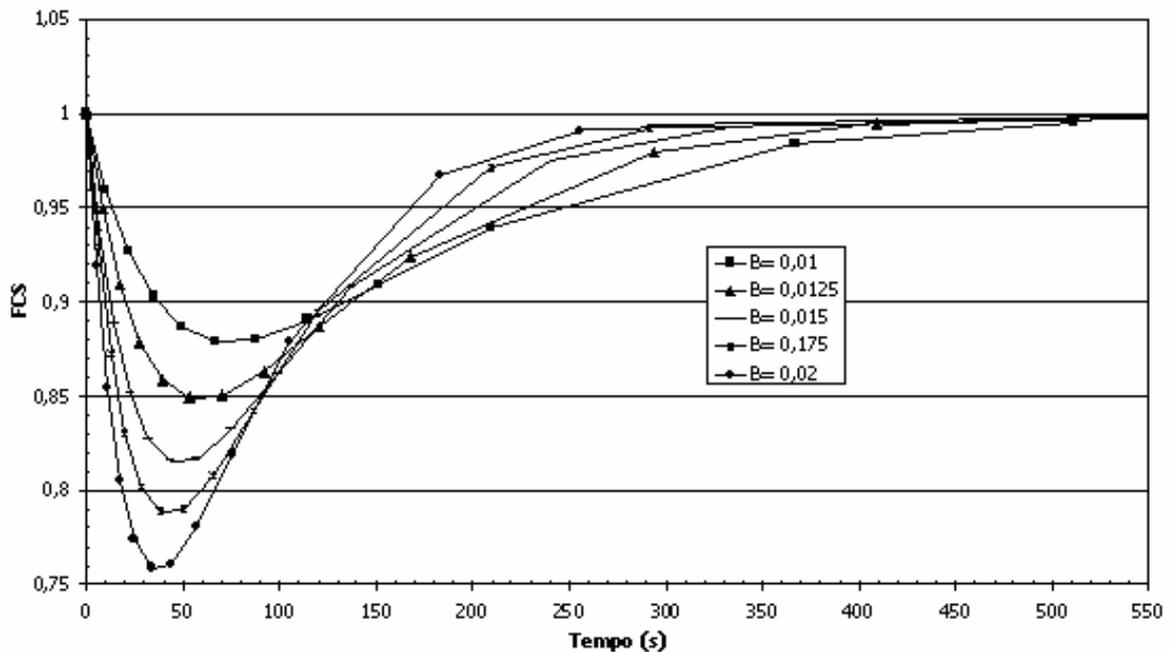


Figura 2.23. Variação do FCS. Hipótese para ensaio a 6°C e $\dot{Q}_{total} = 217W$.

Observa-se, Fig. (2.23), a variação de FCS em função do parâmetro B e do tempo. Independentemente do valor de B a característica de variação é bastante interessante, pois, nos primeiros instantes o FCS tende a diminuir, sendo tal fato devido à variação da temperatura ser mais representativa no processo em relação à variação da umidade absoluta no escoamento. Nesse instante a desumidificação e o resfriamento acontecem no ambiente interno do calorímetro. À medida que o tempo passa a temperatura diminui e o FCS se reduz e esse processo continua até que os

efeitos relacionados à temperatura se igualem àqueles produzidos pela variação da umidade, resultando um mínimo no comportamento do Fator de Calor Sensível perto de 50 segundos de funcionamento.

A partir do mínimo, FCS sobe até a unidade devido aos efeitos da umidade serem mais significativos em relação às variações de temperatura, que tendem a se estabilizar na temperatura de ensaio.

Finalmente, com o processo convergindo ao regime permanente as variações de umidade são desprezíveis, sendo resultado das variações de temperatura, inclusive esta, em menor grau de intensidade.

Outro fato importante é que com uma taxa de decaimento maior a variação de FCS é mais expressiva, tendo uma redução mais brusca no comportamento inicial, até o ponto de mínimo. A partir daí, o processo alcança a estabilidade em um tempo menor. Neste momento é intuitivo imaginar que devido ao maior coeficiente de convecção os processos de transferência de massa são otimizados e o regime permanente alcançado mais rapidamente.

Outra condição importante está no comportamento do FCS como função da temperatura de orvalho. Este processo pode ser visualizado na Fig. (2.24). À medida que a temperatura de orvalho é maior, menores são os efeitos latentes durante o regime transiente.

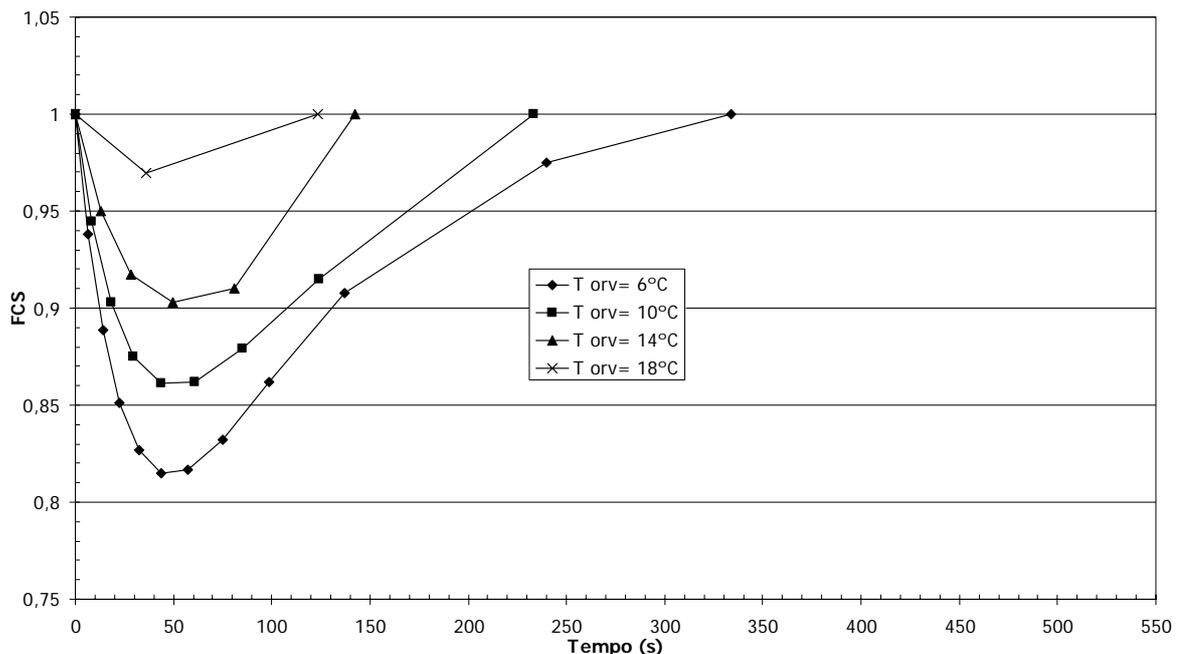


Figura 2.24. FCS como função da temperatura de orvalho. ($B = 0,015 \text{ s}^{-1}$).

3. Método para Determinação do Coeficiente Global de Transferência de Calor do Calorímetro

Para poder determinar a taxa de transferência de calor que o evaporador sob teste retira do meio calorimétrico, torna-se necessário identificar as significativas parcelas que contribuem para o balanço energético do sistema, de acordo com a Eq. (2.5). Uma delas, devido à ação do gradiente térmico entre os meios interno e externo do calorímetro, produz uma taxa de transferência de calor pelas fronteiras do mesmo, sendo sua magnitude inversamente proporcional à resistência térmica oferecida pelas paredes do calorímetro e está descrito no item (3.1). Desta forma, conhecer o coeficiente global de transferência de calor das paredes do calorímetro significa poder avaliar esta taxa de transferência de energia que se apresenta quando em funcionamento normal. Para isto foi utilizado um método especial para avaliar o coeficiente global de transferência de calor U comentado no item (3.2) e denominado por método de geração inversa de energia, adaptado da técnica conhecida como RHL (Reverse Heat Leakage)¹. Uma síntese da metodologia está descrita no item (3.3) e os levantamentos experimentais estão expressos no item (3.4).

3.1 Método de geração inversa de energia

Esta técnica consiste em estabelecer uma geração de energia constante e uniforme dentro do meio calorimétrico. Esta geração provoca um gradiente térmico inverso àquele produzido no calorímetro quando em funcionamento normal. Como o calorímetro é estabilizado dentro de uma sala climatizada, as temperaturas das superfícies externas das paredes são uniformes e constantes. Conseqüentemente estabelece-se o equilíbrio no sistema fechado, em regime permanente, no qual a taxa de geração de calor é dissipada por meio de um gradiente térmico conhecido.

¹ RHL é um método utilizado para avaliar o desempenho do sistema de isolamento de gabinetes de refrigeradores e congeladores domésticos. O método consiste em proporcionar um gradiente térmico – no caso de congeladores de -18°C na câmara externa – e ajustar uma geração de potência até que a temperatura média interna atinja 32°C .

No calorímetro, a geração interna de calor é produzida somente pelo sistema de ventilação interno. Tal mecanismo permite que toda energia disponível seja dissipada pelo eixo e pela carcaça uniformizando a temperatura interna do meio. Como o consumo energético do motor da ventilação é monitorado continuamente, pode-se determinar a taxa de energia dissipada internamente. Como a potência elétrica dissipada é constante a temperatura interna é diretamente proporcional à resistência térmica das paredes. A resistência térmica depende da condutividade térmica dos materiais que compõem as paredes do calorímetro, bem como dos coeficientes de convecção interno e externo ao mesmo, Fig. (3.1).

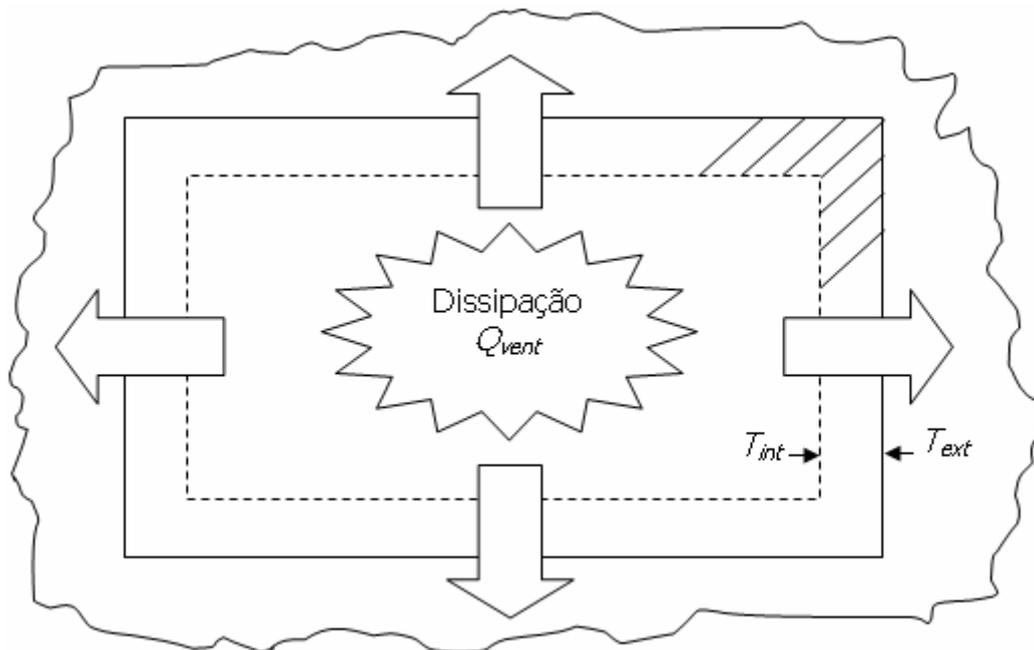


Figura 3.1. Esquema do ensaio do método inverso de geração.

Rearranjando a Eq. (2.4) baseado em uma fonte de geração interna de calor e no regime permanente, tem-se:

$$UA = \frac{\dot{Q}_{geracao}}{(\bar{T}_{int} - \bar{T}_{ext})} \quad (3.1)$$

Definindo-se um sistema cuja fronteira coincide com a superfície interna das paredes do calorímetro é possível notar que o arranjo entra em regime permanente, quando o calor gerado pelo sistema de ventilação for totalmente transferido para o

meio externo. Nota-se que, caso a condição de circulação de ar da câmara externa ou mesmo do meio calorimétrico varie, o coeficiente de película será alterado, produzindo outra condição de transferência de calor. Deste modo, para que o calorímetro opere segundo as condições estáveis de funcionamento é necessário que o escoamento interno ao calorímetro se estabilize, assim como o da câmara externa seja o mais uniforme e constante possível.

3.2 Aplicação do método de geração inversa de energia

Os ensaios foram realizados para diversas temperaturas de estabilização externa de modo a conhecer o comportamento do coeficiente global de transferência de calor em função da temperatura. Os resultados são registrados como médios a partir do regime permanente, aproveitando-se apenas a região estabilizada para a medição. Tal condição é razoável pois as formações dos gradientes térmicos nas direções das superfícies de cada face são desprezíveis, isto porque a condição de escoamento é conseguida devido à ação do ventilador axial, que induz um escoamento com características turbulentas, isto é, bem misturado e sem formação de camada limite significativa que viesse a estratificar a temperatura dentro do calorímetro. Os ensaios estão listados na Tab. (3.1).

Tabela 3.1 Condução dos ensaios para determinação do coeficiente global de transferência de calor UA.

Temperatura de ajuste da câmara externa	34°C
	27°C
	24°C
	6°C

3.3 Discussão do método

As Figs. (3.5), (3.6), (3.7) e (3.8) apresentam as temperaturas internas e externas do calorímetro e que suas magnitudes são, de fato, representativas, pois estiveram submetidas a um tempo de teste suficiente para a estabilização do processo, comprovado pela Fig. (3.3). Nota-se o comportamento do coeficiente global de transferência de calor sob as diversas temperaturas de estabilização, Tab. (3.1).

A Fig. (3.4) mostra uma correlação para associação da diferença de temperatura entre os lados interno e externo, este exercido pela câmara externa, com o coeficiente global de transferência de calor das paredes, apenas para poder contabilizar a pequena estratificação obtida no regime permanente e percebida na Fig. (3.3). Desta forma, uma vez que o evaporador esteja absorvendo calor do ambiente interno do calorímetro, uma parcela desse calor é devido à entrada pelas paredes do calorímetro.

3.4 Resultados dos ensaios de geração inversa de energia

Os resultados para o coeficiente global de transferência de calor associado à área " UA " estão dispostos na Tab. (3.2) segundo as temperaturas de estabilização das faces das paredes do isolamento do calorímetro. Então, calculam-se as médias das temperaturas associadas a essa condição de regime de funcionamento. Além disso, avalia-se a média associada à potência dissipada pelo sistema de ventilação e a partir da Eq. (3.1) determina-se o coeficiente global de transferência de calor " UA ".

Dos valores medidos são subtraídos a componente do erro sistemático previamente determinados. Estas informações estão dispostas na Tab. (3.2) ressaltando-se que as incertezas associadas estão calculadas conforme o Capítulo 4.

As paredes do calorímetro estão numeradas de 1 a 5, Fig. (3.2), e são listadas na Tab. (3.2) indicando quais pontos de aquisição de temperatura foram utilizados. A nomenclatura T_1, T_2, \dots, T_n é utilizada para referenciar os pontos de aquisição. A incerteza referente ao coeficiente global de transferência de calor é calculada conforme a Eq. (5.18).

Deste modo pode-se constatar, Tab. (3.4), que a incerteza de medição correspondente ao coeficiente global de transferência de calor é da ordem de $0,01 \text{ W/m}^2 \text{ K}$. Por meio dessa incerteza podemos associar os efeitos da transferência de calor das paredes do calorímetro com as demais parcelas energéticas que são avaliadas durante o ensaio do equipamento. Além disso, é possível notar que os efeitos da temperatura de controle na determinação de "UA" na qual a câmara externa está a 32°C é pequena, permitindo uma interpretação de que o coeficiente global de transferência de calor é aproximadamente constante para as condições de funcionamento do teste.

Nota-se também que a dissipação produzida pelo sistema de circulação representado na Tab. (3.2), por meio da potência de geração (obtida pelo ventilador) é uniforme e constante. Isto é importante pois permite condição térmica interna estável em que a temperatura, resultante do ensaio, estabiliza uniformemente.

Na Tab. (3.3) estão expressos os resultados de "UA" segundo as temperaturas de estabilização da câmara externa. Apresenta-se quatro ensaios e as temperaturas são registradas da superfície das paredes sob suas faces interna e externa. Cada parede do calorímetro é indexada de 1 a 5, Fig. (3.2).

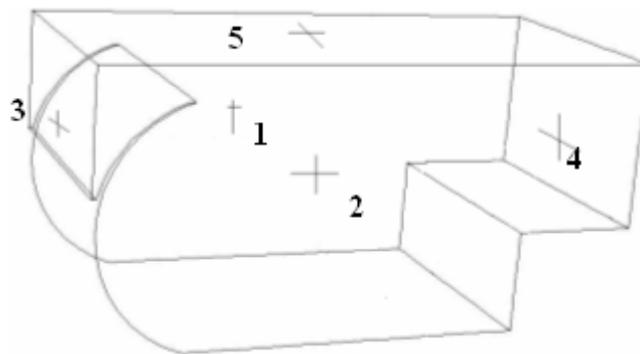


Figura 3.2. Localização das faces do calorímetro.

Tabela 3.2. Levantamento térmico dos ensaios realizados para determinação de "UA".

Ensaio				1º. Ensaio		2º. Ensaio		3º. Ensaio		4º. Ensaio		Incerteza
Face Calorímetro		Temp. Set-point		6°C		24°C		27°C		34°C		
Interno	Externo	Termopar	Unid.	Interno	Externo	Interno	Externo	Interno	Externo	Interno	Externo	
												+- 0,30
5		TC1	°C							65,4		
2		TC2	°C	39,4		56,9		58,9		64,9		
	5	TC3	°C		5,4		24,4		26,5		33,5	
	4	TC4	°C		4,3		24,2		26,6		33,6	
2		TC5	°C	39,1		56,6		58,7		64,8		
		TC6	°C									
5		TC7	°C	38,8		56,2		58,4		64,3		
3		TC8	°C	38,9		56,4		58,5		64,7		
	2	TC9	°C		5,2		24,4		26,5		33,5	
		TC10	°C									
	1	TC11	°C		6,1		24,4		26,7		33,7	
	3	TC12	°C		6,0		24,5		26,6		33,7	
	2	TC13	°C		5,4		24,6		26,6		33,7	
	5	TC14	°C		5,6		24,3		26,5		33,5	
1		TC15	°C	39,3		56,8		58,9		64,9		
	1	TC16	°C		5,8		24,6		26,8		33,7	
1		TC17	°C	38,6		56,1		58,1		64,5		
		TC18	°C									
Geração interna Ventilador		Tensão	V	126,6		126,4		126,8		127,0		+- 0,4
		Corrente	A	1,09		1,08		1,09		1,08		+- 0,00
		Potência	W	74,7		74,3		75,0		74,4		+- 0,2

Tabela 3.3. Compilação dos resultados para determinação de "UA".

Temperatura média de cada face	Face 1	°C	38,9	5,9	56,4	24,5	58,5	26,7	64,7	33,7	+- 0,23
	Face 2	°C	39,3	5,3	56,7	24,5	58,8	26,5	64,8	33,6	
	Face 3	°C	38,9	6,0	56,4	24,5	58,5	26,6	64,7	33,7	
	Face 4	°C	-	4,3	-	24,2	-	26,6	-	33,6	
	Face 5	°C	38,8	5,5	56,2	24,3	58,4	26,5	64,9	33,5	
Média Temperatura	°C	39,0	5,4	56,4	24,4	58,5	26,6	64,8	33,6		
Delta de temperatura	°C	-33,6		-32,0		-31,9		-31,1			
Coeficiente Global UA	W/K	2,225		2,320		2,349		2,388			
Incerteza de UA	W/K	+- 0,009		+- 0,009		+- 0,009		+- 0,010			

Tabela 3.4. Resumo dos valores do coeficiente global de transferência de calor associado a área avaliados na Tab. (3.3).

UA	ΔT_{parede}
W/K	K
2,388	-31,1
2,349	-31,9
2,320	-32,0
2,225	-33,6
Incerteza	
+- 0,01	+- 0,3

3.4.1 Interpretação geral

Observando os resultados da Fig. (3.3), nota-se que o coeficiente global de transferência de calor associado à área tende, quando sob diversas condições de temperatura externa em regime permanente, Tab. (3.1), a assumir um valor entre 2,0 a 2,5 W/K, dentro das condições de teste. Com a estabilização o coeficiente global de transferência de calor resultante torna-se aproximadamente proporcional a diferença de temperatura entre as paredes externa e interna do calorímetro, como mostrado na Fig. (3.4).

Tanto o ensaio a 34°C quanto a 27°C foram realizados partindo com o calorímetro aberto, isto é, existe troca de calor e massa de ar úmido entre o lado interno e externo ao calorímetro de modo que a condição inicial do teste seja a mesma, em ambos os lados, uma vez que a temperatura da câmara externa já estava estabilizada. Desta forma, a diferença de temperatura entre os lados interno e externo do calorímetro é próxima de zero, nos primeiros instantes de ensaio, observado pela Fig. (3.3). Com o início do teste a porta do calorímetro é fechada e então a diferença de temperatura começa a aumentar devido ao aquecimento pela dissipação do sistema de ventilação até convergir para a condição de estabilidade. Os ensaios conduzidos a 24°C e 6°C foram iniciados com uma diferença de temperatura significativa, da ordem de 30°C.

Portanto, independentemente das condições iniciais do teste alguns ensaios foram iniciados com as temperaturas das faces internas e externas próximas e em outros não, todos convergem aproximadamente para a faixa de 2,0 a 2,5 W/K.

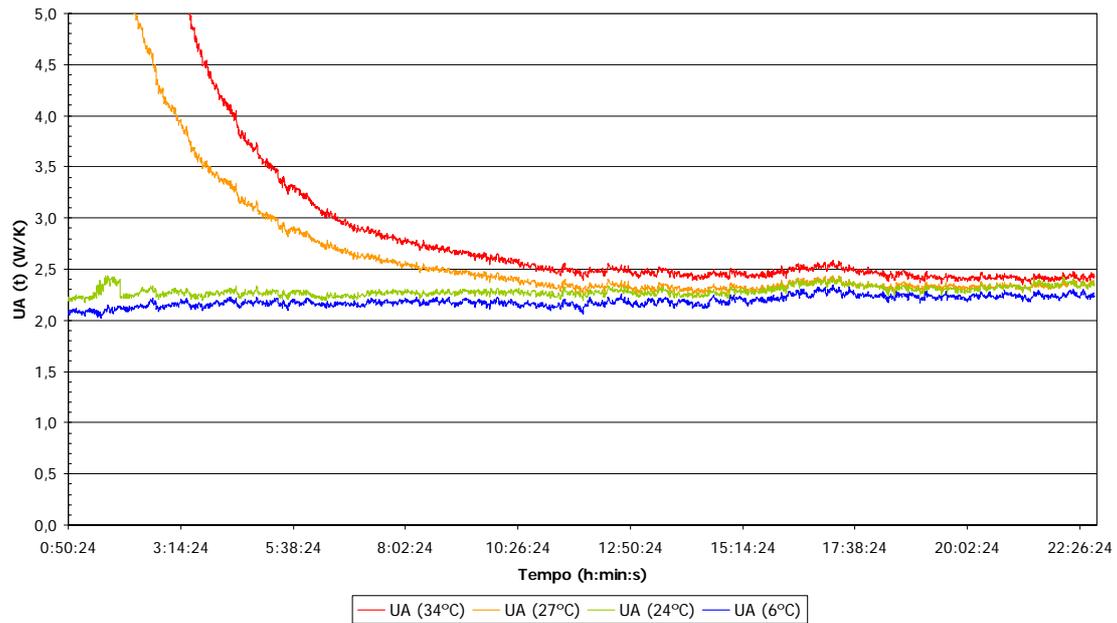


Figura 3.3. Desempenho transiente do coeficiente global de transferência de calor associado à área das fronteiras com a temperatura externa.

Desta forma, a fim de levar em conta essa pequena variação, que é função do gradiente térmico das paredes, realiza-se uma regressão linear sob parâmetros médios de temperatura e do coeficiente global de transferência de calor associado à área, Fig. (3.4), extraídos da Tab. (3.4).

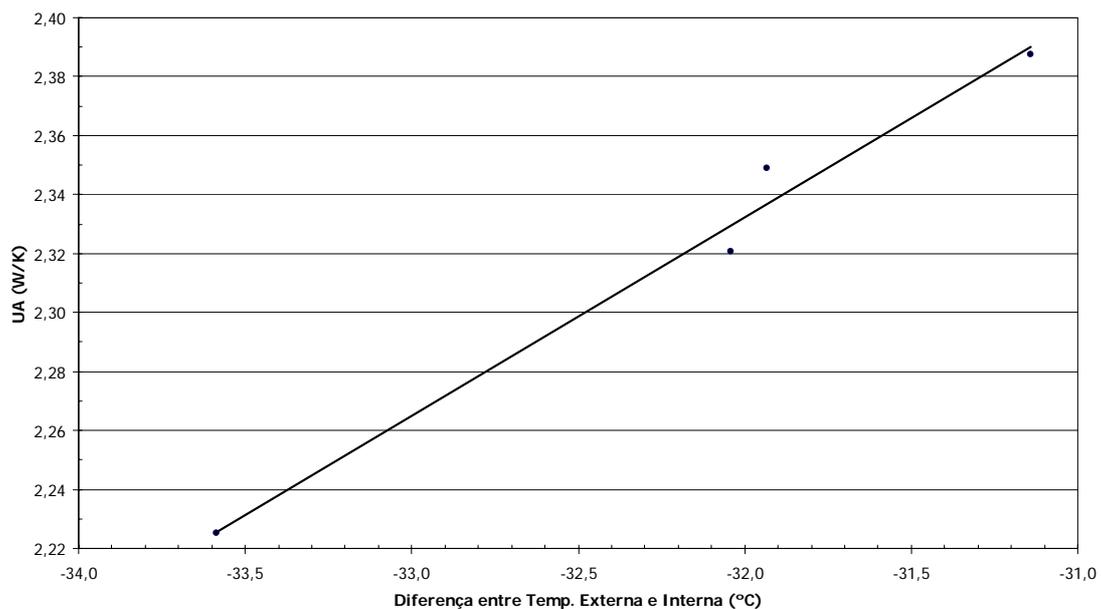


Figura 3.4. Interpolação por regressão linear dos resultados.

$$UA = 0,0672 \cdot \Delta T_{int,ext} + 4,4872 \quad (3.2)$$

3.4.2 Processo de estabilização dos ensaios de determinação do coeficiente global de transferência de calor "UA".

Nota-se que a estabilização do calorímetro segundo este ensaio requer, pelo menos, 24h de funcionamento. A partir daí a aquisição é feita para estabelecer os valores de temperatura e potência utilizados pelo equipamento a fim de manter o sistema em regime permanente. É possível perceber a elevada uniformidade das temperaturas resultantes do processo, tanto as internas dependentes da isolação das fronteiras quanto pelas temperaturas externas resultado da estabilização da câmara externa.

Os termopares T2, T7 e T8 registram as temperaturas localizadas na superfície interna do calorímetro e convergem na Fig. (3.5) para 64°C.

Os termopares T13, T16 e T17 registram temperaturas localizadas na superfície externa das paredes do calorímetro e mostram-se estáveis e convergindo para 34°C.

A potência do sistema de ventilação está representada pelo histórico azul, Fig. (3.5), e sua imagem é projetada na ordenada da direita.

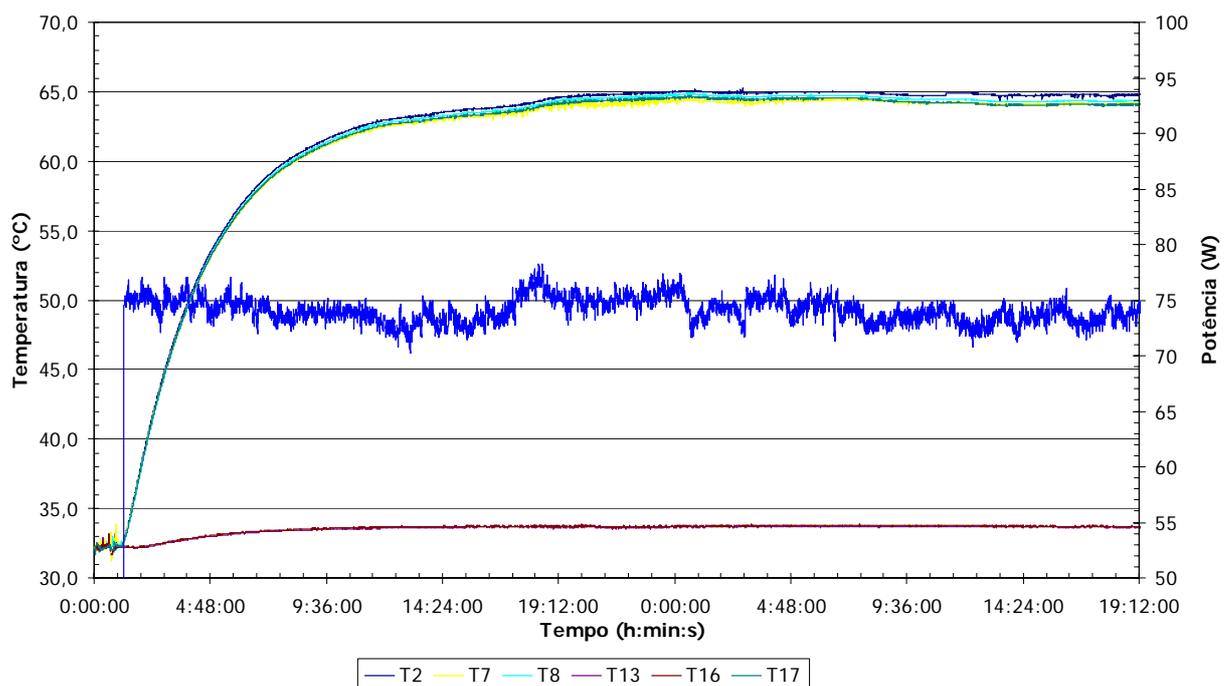


Figura 3.5. Estabilização da câmara externa a 34°C.

Na Fig. (3.6) está registrada a estabilização do ensaio realizado a 27°C, após 17h de funcionamento, a fim de determinar todo o processo transiente. As temperaturas externas convergiram em 27°C e as internas para 58°C.

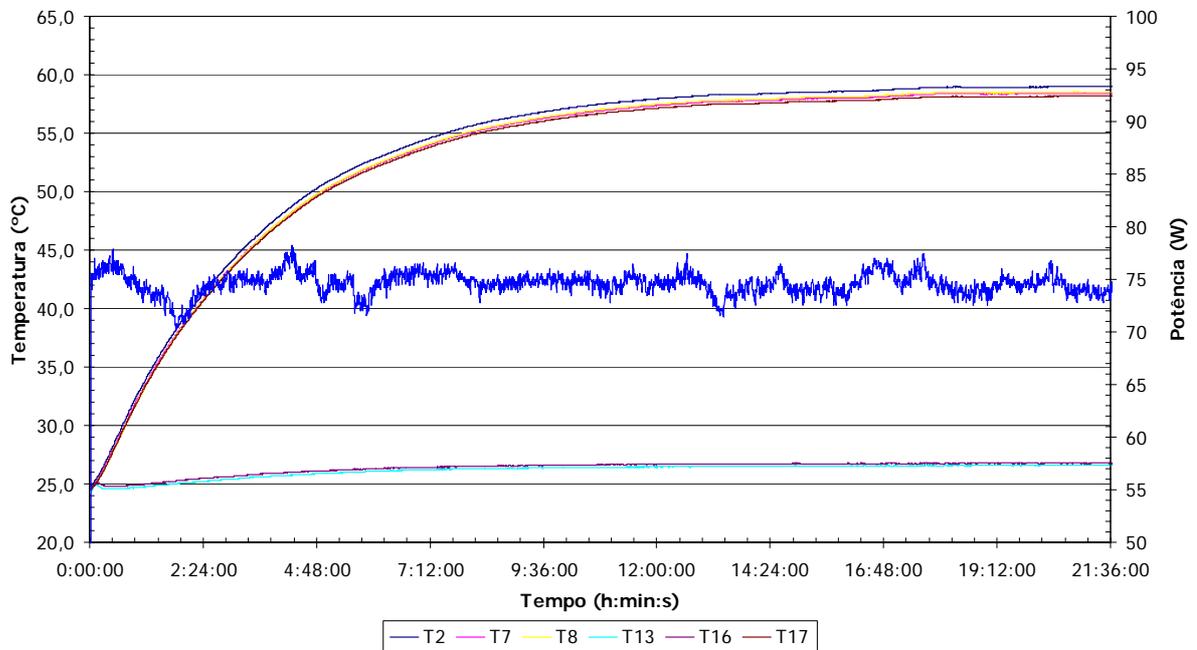


Figura 3.6. Estabilização da câmara externa a 27°C.

Na Fig. (3.7), a temperatura interna convergiu em 52°C durante o ensaio a 24°C.

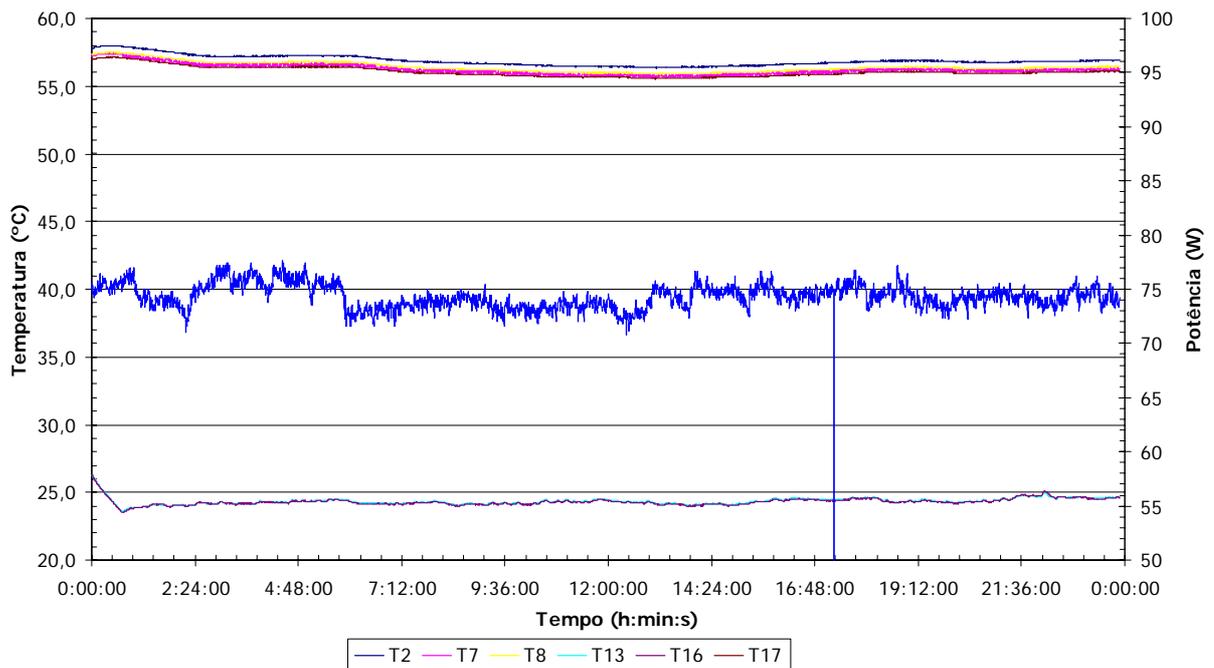


Figura 3.7. Estabilização da câmara externa a 24°C.

Para uma potência dissipada aproximada de 70W as temperaturas internas da fronteira estabilizaram após 7h de funcionamento com convergência à 40°C , Fig. (3.8).

Já as temperaturas externas apresentam convergência em torno de 5°C. Nota-se uma flutuação proveniente do controle de acionamento da câmara externa utilizada.

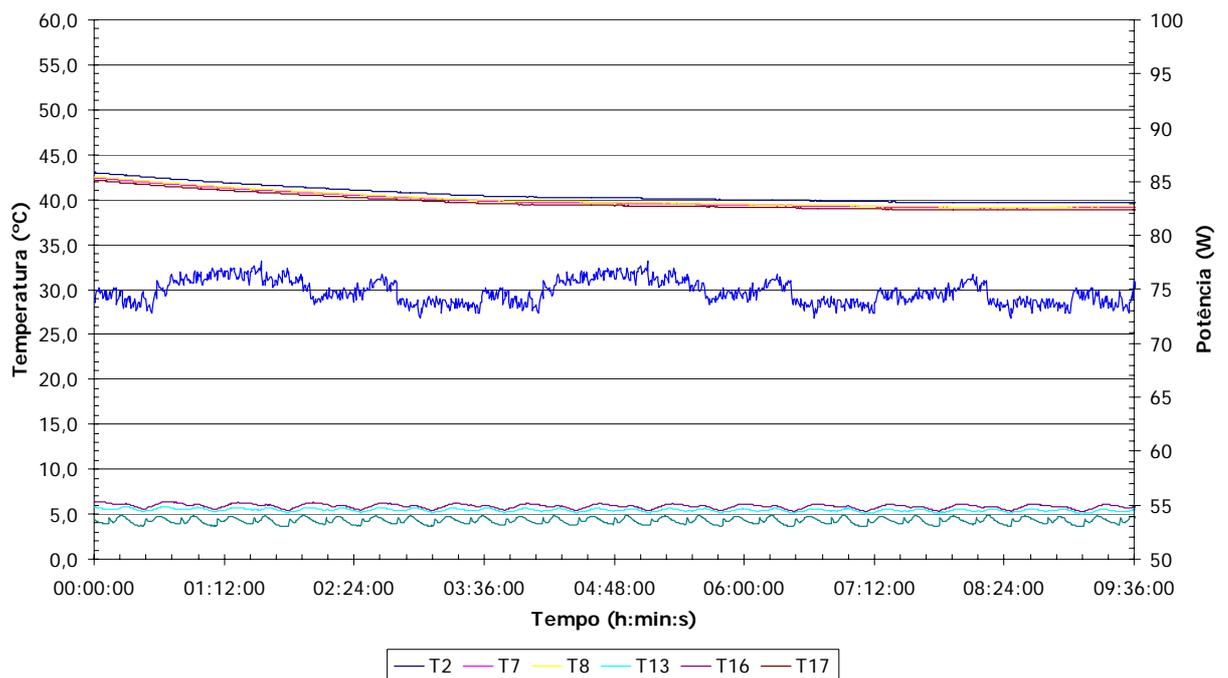


Figura 3.8. Estabilização da câmara externa a 6°C.

4. Análise de Erros

4.1 Determinação da incerteza da medição

Expressar um resultado de medição significa atribuir uma magnitude a uma determinada grandeza física. Entretanto, é necessário também caracterizar a incerteza envolvida na medição. Isto é, deve-se determinar limites para o resultado da medição e as características da própria medição a fim de especificar o resultado apresentado. Além de erros de origem randômica ou aleatória, dados processados em uma unidade de aquisição de sinais apresentam sempre um erro sistemático. Tal erro deve ser avaliado a fim de garantir que o valor expresso represente o resultado da medição, dentro de uma certa tolerância. Durante o item (4.2) é discutido o erro sistemático e sua avaliação. No item (4.3) é levantada a incerteza de medição em seu aspecto geral. O item (4.3.1) orienta o cálculo da incerteza para a variável temperatura, necessária na avaliação do coeficiente global de transferência de calor. No item (4.3.2) está descrita a avaliação da incerteza do coeficiente global de transferência de calor referente às paredes do calorímetro. Já, a incerteza da taxa de transferência de calor que atravessa as paredes do calorímetro é determinada no item (4.3.3). E a incerteza devido à aquisição das grandezas elétricas é obtida no item (4.3.4). Finalmente, no item (4.3.5), demonstra-se a incerteza referente à taxa de transferência de calor pelo evaporador, ou seja, a incerteza final do resultado da medição do calorímetro.

4.2 Correção do erro sistemático

Para minimizar os erros da medição, utilizamos nos nossos experimentos o método da estimação linear, ou seja, a regressão linear para a determinação da função transferência em conjunto com as técnicas de propagação e combinação de erros. Para pequenos intervalos de tempo as variações de temperatura são baixas predominando certa estabilidade da medida em um valor médio, devido à inércia térmica do sistema. Além disso, determinou-se que os termopares apresentam um

pequeno desvio sistemático, isto é, uma diferença entre o Valor Verdadeiro Convencional VVC e o Valor Indicado VI pelo sistema de aquisição de sinais.

Para a obtenção das funções transferência destes sensores, fez-se necessário executar a calibração do sistema de aquisição de sinais. Oresten (1999) produziu as montagens essenciais para as medições básicas de temperatura e pressão. A calibração de todo o conjunto foi feita de modo individual no trabalho de Moura et al. (2000), no qual as grandezas definidas pelos PT100s, malhas de termopares, e grandezas elétricas foram devidamente determinadas.

Para garantir a confiabilidade dos resultados, foi realizada uma nova calibração de toda a malha constituída pelos termopares, extensões e funções de transferência. Assim, ao invés de tomar o valor indicado pelo instrumento, o que conduziria a um erro sistemático, foi utilizado o valor combinado total quando da indicação do sistema de aquisição de dados.

Do ponto de vista dos resultados apresentados neste trabalho, a temperatura necessita ter uma baixa incerteza de medição seja pela realização da compensação do erro sistemático, seja pela estimação das incertezas envolvidas, uma vez que ela possibilita a avaliação do coeficiente global de transferência de calor das paredes do sistema calorimétrico. Para tanto, utilizamos a técnica da regressão linear para realizar o ajuste do erro sistemático apresentado pelo sistema de aquisição de sinais. O método da regressão linear utiliza o cálculo do mínimo erro quadrático das medições realizadas. O modelo geral é relatado por Beck et al. (1977), e devidamente alterado para a grandeza temperatura, conforme:

$$T_{VVC} = \beta_1 T_{VI} + \beta_0 \quad (4.1)$$

Os termos β_1 e β_0 são constantes a serem determinadas.

T_{VVC} representa a temperatura corrigida do sensor PT100 utilizado como referência.

T_{VI} expressa a temperatura medida pelo sistema de aquisição de sinais.

A fim de se determinar as constantes β_1 e β_0 , Beck et al., 1977, expressam as constantes, aqui já adaptadas ao caso da temperatura como:

$$\beta_1 = \frac{\sum_{i=1}^n [(T_{VI,i} - \bar{T}_{VI})(T_{VVC,i} - \bar{T}_{VVC})]}{\sum_{i=1}^n (T_{VI,i} - \bar{T}_{VI})^2}, \quad (4.2)$$

$$\beta_0 = \bar{T}_{VVC} - \beta_1 \bar{T}_{VI}. \quad (4.3)$$

Para as equações acima temos que:

i representa o ponto de calibração utilizado.

n representa o número de pontos de calibração na faixa de medição.

$T_{VI,i}$ significa a temperatura indicada pelo sistema de aquisição no ponto de calibração i .

\bar{T}_{VI} é a média das temperaturas lidas pelo sistema de aquisição de sinais.

$T_{VVC,i}$ representa a temperatura corrigida do sensor de referência.

\bar{T}_{VVC} é a média aritmética das temperaturas lidas pelo sensor de referência.

Na Fig. (4.1), pode-se observar a interação e a propagação dos erros ao longo da medição e a devida contabilização é parte integrante do Anexo (A.2.).

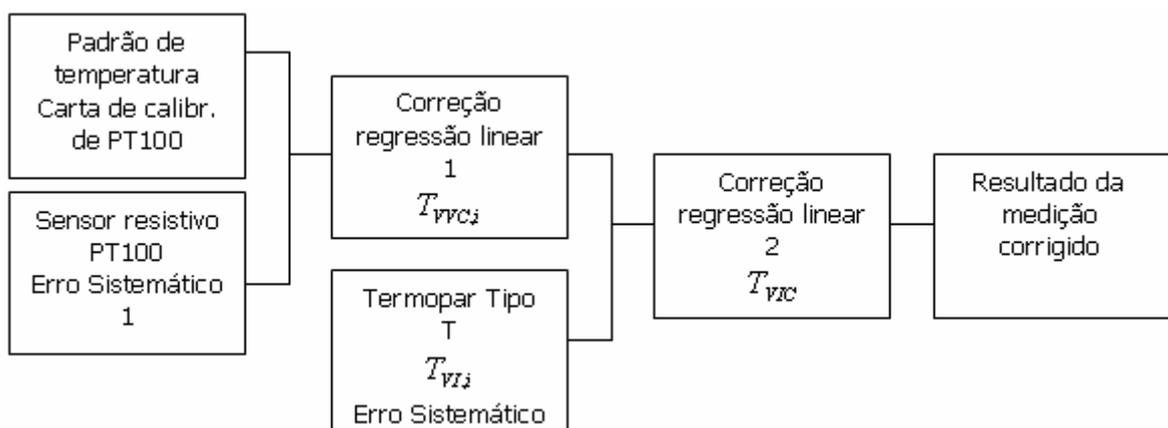


Figura 4.1. Diagrama de blocos da propagação e correção do erro sistemático.

4.3 A Incerteza da medição

O cálculo da incerteza da medição para avaliação de qualquer grandeza ajustada por uma regressão linear depende das incertezas estimadas das constantes calculadas, sendo necessário representá-las conforme Beck (1977):

$$IM_{\beta_0} = \sqrt{\left(\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)} \right) \left(\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2} \right)} \quad (4.4)$$

$$IM_{\beta_1} = \sqrt{\left(\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)} \right) \left(\frac{1}{\sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2} \right)}. \quad (4.5)$$

Sendo que:

IM_{β_0} é a incerteza relativa à avaliação da constante β_0 .

IM_{β_1} é a incerteza relativa à avaliação da constante β_1 .

VVC_i é o valor de referência da grandeza no ponto i de calibração.

VI_i é o valor indicado pelo instrumento sob análise no ponto i de calibração.

\bar{VI} representa a média aritmética dos valores indicados pelo instrumento sob análise.

Para determinar o erro final, na grandeza medida, utiliza-se o princípio da expansão em série (Taylor, 1988).

$$IM_{\text{Equivalente, variavel}} = \left| \frac{\partial \text{Grandeza}_{\text{Equivalente}}}{\partial \text{Grandeza}_{\text{variavel}}} \right| \frac{IM_{\text{variavel}}}{\text{Grandeza}_{\text{Equivalente}}} \quad (4.6)$$

Em que:

$IM_{\text{Equivalente}, \text{variavel}}$ é a incerteza da grandeza equivalente relativa à variável sob análise.

$\left| \frac{\partial \text{Grandeza}_{\text{Equivalente}, \text{variavel}}}{\partial \text{Grandeza}_{\text{variavel}}} \right|$ é o módulo da derivada parcial da grandeza equivalente em

relação a variável e IM_{variavel} é a incerteza referente a variável.

Mas, expandindo em cada variável e combinando o resultado como a incerteza média provável, temos a incerteza expandida:

$$\frac{IM_{\text{Expandida}}}{\text{Grandeza}_{\text{Expandida}}} = \sqrt{\left(\frac{IM_{\text{variavel 1}}}{\text{Grandeza}_{\text{variavel 1}}} \right)^2 + \left(\frac{IM_{\text{variavel 2}}}{\text{Grandeza}_{\text{variavel 2}}} \right)^2 + \dots + \left(\frac{IM_{\text{variavel 3}}}{\text{Grandeza}_{\text{variavel 3}}} \right)^2} \quad (4.7)$$

4.3.1 Temperatura

Neste trabalho, a temperatura permite a avaliação tanto do coeficiente global de transferência de calor das paredes do sistema calorimétrico associado a área UA , quanto da potência \dot{Q}_{UA} resultado desta transferência de calor pelas paredes.

Assim, temos para Eq. (4.1) as incertezas das constantes β_0 e β_1 como:

$$IM_{T_{\beta_0}} = \sqrt{\left(\frac{\sum_{i=1}^n (T_{VI_i} - T_{VVC_i})^2}{(n-2)} \right) \left(\frac{\sum_{i=1}^n T_{VI_i}^2}{n \sum_{i=1}^n (T_{VI_i} - T_{\bar{VI}})^2} \right)} \quad (4.8)$$

$$IM_{T_{\beta_1}} = \sqrt{\left(\frac{\sum_{i=1}^n (T_{VI_i} - T_{VVC_i})^2}{(n-2)} \right) \left(\frac{1}{\sum_{i=1}^n (T_{VI_i} - T_{\bar{VI}})^2} \right)}. \quad (4.9)$$

Entretanto, avaliando as parcelas relativas à incerteza da temperatura temos:

$$\frac{IM_{T_{VIC, \beta_1}}}{T_{VIC}} = \left(\frac{\partial T_{VIC}}{\partial \beta_1} \right) \frac{IM_{T_{\beta_1}}}{T_{VIC}} = \frac{T_{VI}}{T_{VIC}} IM_{T_{\beta_1}}, \quad (4.10)$$

$$\frac{IM_{T_{VIC, \beta_0}}}{T_{VIC}} = \left(\frac{\partial T_{VIC}}{\partial \beta_0} \right) \frac{IM_{T_{\beta_0}}}{T_{VIC}} = \frac{1}{T_{VIC}} IM_{T_{\beta_0}}, \quad (4.11)$$

$$\frac{IM_{T_{VIC, T_{VI}}}}{T_{VIC}} = \left(\frac{\partial T_{VIC}}{\partial T_{VI}} \right) \frac{IM_{T_{VI}}}{T_{VIC}} = \frac{\beta_1}{T_{VIC}} IM_{T_{VI}}. \quad (4.12)$$

Com a combinação das incertezas por meio da incerteza média provável temos que a incerteza expandida do valor da temperatura devidamente corrigido resulta em:

$$IM_{T_{VIC}}|_{anterior} = \left[\left(\frac{\sum_{i=1}^n (T_{VI_i} - T_{VVC_i})^2}{(n-2)} \right) \left(\frac{1}{\sum_{i=1}^n (T_{VI_i} - T_{\bar{VI}})^2} \right) T_{VI}^2 + \left(\frac{\sum_{i=1}^n (T_{VI_i} - T_{VVC_i})^2}{(n-2)} \right) \left(\frac{\sum_{i=1}^n T_{VI_i}^2}{n \sum_{i=1}^n (T_{VI_i} - T_{\bar{VI}})^2} \right) + (\beta_1 IM_{T_{VI}})^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.13)$$

Mas, considerando o efeito de propagação do erro relativos aos instrumentos de medição, temos:

- ξ_{BANHO} Incerteza sobre a estabilização do banho térmico = 0,05K conforme dado do fabricante (Ômega).

- ξ_{REP} Incerteza sobre a repetibilidade do aparelho de aquisição de dados = 0,2K.

- ξ_{PAD} Incerteza sobre o padrão (PT100) = 0,1K.

Portanto:

$$IM_{T_{VIC}} = \left(IM_{T_{VIC}}^2 \Big|_{anterior} + \xi_{BANHO}^2 + \xi_{REP}^2 + \xi_{PAD}^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad (4.14)$$

4.3.2 Incerteza referente ao coeficiente global de transferência de calor

O coeficiente global de transferência de calor é calculado por meio da Eq. (3.1). Desta forma, foram estabelecidas as incertezas relativas a cada termo da função $UA \longrightarrow f(\dot{Q}_{FAN}, T_{int}, T_{ext})$ sendo:

$$\frac{IM_{UA, \dot{Q}_{FAN}}}{UA} = \left| \frac{\partial UA}{\partial \dot{Q}_{FAN}} \right| \frac{IM_{\dot{Q}_{FAN}}}{UA} = \left| \frac{1}{T_{int} - T_{ext}} \right| \frac{IM_{\dot{Q}_{FAN}}}{UA} = \left| \frac{1}{T_{int} - T_{ext}} \right| \frac{(T_{int} - T_{ext})}{\dot{Q}_{FAN}} IM_{\dot{Q}_{FAN}} = \frac{IM_{\dot{Q}_{FAN}}}{\dot{Q}_{FAN}} \quad (4.15)$$

$$\frac{IM_{UA, T_{int}}}{UA} = \left| \frac{\partial UA}{\partial T_{int}} \right| \frac{IM_{T_{int}}}{UA} = \left| \frac{\dot{Q}_{FAN}(-1)}{(T_{int} - T_{ext})^2} \right| \frac{IM_{T_{int}}}{UA} = \left| \frac{\dot{Q}_{FAN}(-1)}{(T_{int} - T_{ext})^2} \right| \frac{(T_{int} - T_{ext})}{\dot{Q}_{FAN}} IM_{T_{int}} = \frac{IM_{T_{int}}}{|T_{int} - T_{ext}|} \quad (4.16)$$

$$\frac{IM_{UA, T_{ext}}}{UA} = \left| \frac{\partial UA}{\partial T_{ext}} \right| \frac{IM_{T_{ext}}}{UA} = \left| \frac{\dot{Q}_{FAN}(-1)(-1)}{(T_{int} - T_{ext})^2} \right| \frac{IM_{T_{ext}}}{UA} = \left| \frac{\dot{Q}_{FAN}}{(T_{int} - T_{ext})^2} \right| \frac{(T_{int} - T_{ext})}{\dot{Q}_{FAN}} IM_{T_{ext}} = \frac{IM_{T_{ext}}}{|T_{int} - T_{ext}|} \quad (4.17)$$

Então, estabelecendo a incerteza média provável associada ao termo UA;

$$IM_{UA} = UA \left[\left(\frac{IM_{UA, \dot{Q}_{FAN}}}{UA} \right)^2 + \left(\frac{IM_{UA, T_{int}}}{UA} \right)^2 + \left(\frac{IM_{UA, T_{ext}}}{UA} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.18)$$

Que resulta em:

$$IM_{UA} = \left[\left(\frac{IM_{\dot{Q}_{FAN}}}{\dot{Q}_{FAN}} \right)^2 + \left(\frac{IM_{T_{int}}^2 + IM_{T_{ext}}^2}{(T_{int} - T_{ext})^2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.19)$$

4.3.3 Incerteza devido à taxa de transferência de calor que atravessa as paredes do calorímetro

Uma das parcelas de energia que se contabiliza é a taxa de transferência de calor pelas paredes do domínio calorimétrico, definida no Capítulo 2. Essa taxa pode ser escrita como $\dot{Q}_{UA} = UA\Delta T_{ext,int}$, ou melhor $\dot{Q}_{UA} = UA(T_{int} - T_{ext})$. Portanto, avaliando as suas incertezas relativas de \dot{Q}_{UA} em UA , T_{int} e T_{ext} temos que:

$$\frac{IM_{\dot{Q}_{UA,UA}}}{\dot{Q}_{UA}} = |T_{int} - T_{ext}| \frac{IM_{UA}}{\dot{Q}_{UA}} = |T_{int} - T_{ext}| \frac{IM_{UA}}{UA(T_{int} - T_{ext})} = \frac{IM_{UA}}{UA} \quad (4.20)$$

$$\frac{IM_{\dot{Q}_{UA,T_{int}}}}{\dot{Q}_{UA}} = |UA(1)| \frac{IM_{T_{int}}}{\dot{Q}_{UA}} = |UA| \frac{IM_{T_{int}}}{UA(T_{int} - T_{ext})} = \frac{IM_{T_{int}}}{T_{int} - T_{ext}} \quad (4.21)$$

$$\frac{IM_{\dot{Q}_{UA,T_{ext}}}}{\dot{Q}_{UA}} = |UA(-1)| \frac{IM_{T_{ext}}}{\dot{Q}_{UA}} = |-UA| \frac{IM_{T_{ext}}}{UA(T_{int} - T_{ext})} = \frac{IM_{T_{ext}}}{T_{int} - T_{ext}} \quad (4.22)$$

$$\frac{IM_{\dot{Q}_{UA}}}{\dot{Q}_{UA}} = \left[\left(\frac{IM_{UA}}{UA} \right)^2 + \left(\frac{IM_{T_{int}}}{T_{int} - T_{ext}} \right)^2 + \left(\frac{IM_{T_{ext}}}{T_{int} - T_{ext}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.23)$$

Que resulta, finalmente, em:

$$IM_{\dot{Q}_{UA}} = \left[\left(\frac{IM_{UA}}{UA} \right)^2 + \left(\frac{IM_{T_{int}}^2 + IM_{T_{ext}}^2}{(T_{int} - T_{ext})^2} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.24)$$

4.3.4 Incerteza referente às grandezas elétricas

O equipamento utilizado para a aquisição de grandezas elétricas é o transdutor digital monofásico Yokogawa 2480D e apresenta uma incerteza máxima de 0,2% da medida de qualquer grandeza, declarada pelo fabricante, com intervalo de medição de, pelo menos, 10 segundos. As grandezas avaliadas são tensão, corrente elétrica, potência ativa, frequência e fator de potência.

4.3.5 Incerteza da taxa de transferência de calor retirado pelo evaporador

A incerteza de medição da taxa de transferência de calor do evaporador é contabilizada por meio da expansão das incertezas relativas.

A equação $\dot{Q}_{evap} = \dot{Q}_{heater} + \dot{W}_{fan} + \dot{Q}_{UA}$ representa o balanço energético sobre o domínio calorimétrico.

Assim as incertezas relativas podem ser avaliadas como sendo:

$$\frac{IM_{\dot{Q}_{evap}, \dot{Q}_{heater}}}{\dot{Q}_{heater}} = |1| \frac{IM_{\dot{Q}_{heater}}}{\dot{Q}_{heater}} \quad (4.25)$$

$$\frac{IM_{\dot{Q}_{evap}, \dot{W}_{fan}}}{\dot{Q}_{fan}} = |1| \frac{IM_{\dot{W}_{fan}}}{\dot{Q}_{fan}} \quad (4.26)$$

$$\frac{IM_{\dot{Q}_{evap}, \dot{Q}_{UA}}}{\dot{Q}_{UA}} = |1| \frac{IM_{\dot{Q}_{UA}}}{\dot{Q}_{UA}}. \quad (4.27)$$

Então, a incerteza expandida que representa a incerteza sobre o cálculo da taxa de transferência de calor que o evaporador retira do ambiente calorimétrico, nas condições de ensaio, é:

$$IM_{\dot{Q}_{evap}} = \dot{Q}_{evap} \left[\left(\frac{IM_{\dot{Q}_{heater}}}{\dot{Q}_{heater}} \right)^2 + \left(\frac{IM_{\dot{W}_{fan}}}{\dot{Q}_{fan}} \right)^2 + \left(\frac{IM_{\dot{Q}_{UA}}}{\dot{Q}_{UA}} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (4.28)$$

4.4 Calibração da medição de temperatura

A medição da temperatura, no calorímetro, é feita utilizando-se termopares tipo T. Esses sensores, assim como outros possuem diferenças nos valores lidos quando submetidos a uma temperatura conhecida, seja pelo processo de fabricação da trefilação dos cabos, pela qualidade do material (Cobre e Constatan) ou mesmo pelas conexões. Tais individualidades adicionam a medição uma dispersão e/ou desvio que, caso não seja levada em conta, prejudica o resultado da medição, por meio do erro sistemático e da incerteza presente.

Conforme foi discutido anteriormente com referência à avaliação dos efeitos associados à incerteza da medição, torna-se necessário rastrear um padrão de temperatura conhecido, no caso um termorresistor de platina PT100¹, a fim de reproduzir o valor verdadeiro convencional (VVC) a ser utilizado na calibração dos termopares.

A montagem foi estabelecida conforme a Fig. (4.1).

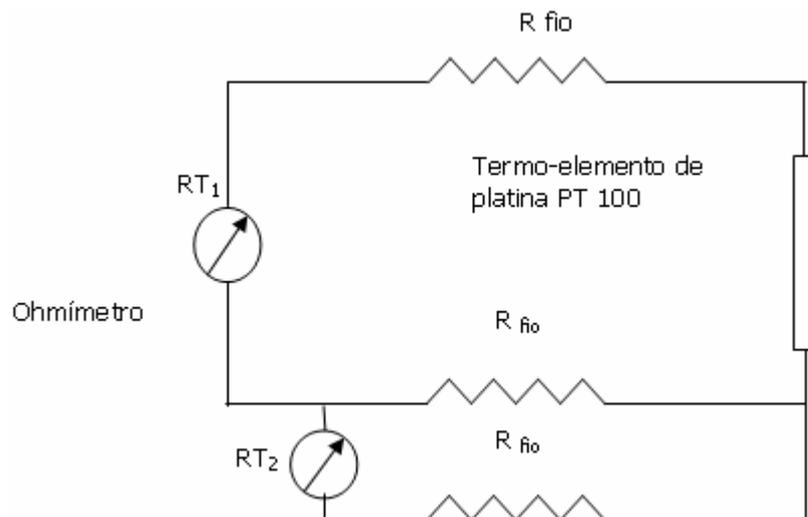


Figura 4.1. Esquema de ligação para determinação da resistência elétrica R_{fio} dos cabos da termorresistência de platina.

¹ PT100 Denomina-se a um termorresistor cujas características elétricas são de proporcionar uma resistividade elétrica de aproximadamente 100Ω a 0°C .

O cálculo é feito através da lei de Ohm aplicado nos dois laços da Fig. (4.1) obtendo-se duas equações a duas incógnitas (R_{fio} , R_{PT100}), Eq. (4.29).

$$\begin{cases} RT_1 = 2R_{fio} + R_{PT100} \\ RT_2 = 2R_{fio} \end{cases} \quad (4.29)$$

Por meio da Eq. (4.29) é possível isolar a resistência elétrica referente ao PT100. Assim, utilizando a função de transferência, que foi gerada por um laboratório de calibração independente, Eq. (4.30), possibilita-se conhecer o valor da temperatura a qual o PT100 foi submetido.

$$R_{PT100} = 100,0104(-0,0000005563T^2 + 0,00391382T + 1) \quad (4.30)$$

A incerteza do processo de calibração da termorresistência de Platina foi avaliada em $\pm 0,03K$, conforme a Tab. (4.4), (referência ECIL).

A Tab. (4.1) apresenta a determinação do valor verdadeiro convencional corrigido (VIC).

Os resultados para as constantes de correção do erro sistemático estão expressos na Tab. (4.2), e a Tab. (4.3) apresenta a avaliação das incertezas referentes as constantes de ajuste da regressão linear.

Tabela (4.1) Correção do valor de temperatura através da termorresistência (VI) por meio do valor apontado pelo processo de calibração (VVC).

°C	°C	adm	adm	°C
VVC	VI	$(T_{VVi} - \bar{T}_{VI})(T_{VVCi} - \bar{T}_{VVC})$	$(VI_i - \bar{VI})^2$	VIC (TC)
0	0,03	404,3	404,9	0,0
10,11	10,15	99,8	100,0	10,1
20,13	20,19	0,0	0,0	20,1
30,1	30,18	100,4	100,6	30,1
40,11	40,21	401,6	402,3	40,1
20,09	20,15	1006,01	1007,82	
Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (4.2) Os coeficientes relativos à equação de ajuste pelos mínimos quadrados em primeiro grau.

Regressão Linear	β_1	0,998
	β_0	-0,026

Tabela (4.3) A incerteza relativa ao processo de ajuste pela regressão linear.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
0	0,000016564	0,003	0,0	0,71	0,0023	0,0001
10	0,000016571		102,1			
20	0,000004277		405,1			
30	0,000000001		906,0			
40	0,000004181		1609,0			
	0,000041595		3022,3			
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Assim, é notável que as incertezas relativas a β_0 e β_1 da curva de regressão linear foram eficazes na interpolação do resultado, pois não houve diferença entre o valor ajustado pela respectiva regressão (VIC) e o valor verdadeiro convencional registrado pela calibração.

Expandindo-se as incertezas relativas a β_0 e β_1 , por meio do processo de expansão mencionado anteriormente sobre uma regressão linear, possibilita-se uma estimativa para a incerteza da medição sobre a calibração da termorresistência. Nota-se que somente a incerteza relativa à calibração acaba por definir a incerteza sobre a correção do valor registrado pela termorresistência uma vez que o ajuste com a regressão linear foi suficiente para alinhar a curva dos resultados da calibração do PT100.

Tabela (4.4) Incerteza expandida sobre a calibração

Incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,0001	adm
IM_{β_0}	0,0023	adm
Incerteza Expandida (VVC)	0,03	K

4.4.1 Calibração dos termopares do calorímetro

Para determinação da temperatura das paredes do calorímetro a fim de avaliar a taxa de transferência de calor que atravessa essas paredes é necessário garantir que a magnitude das temperaturas registradas seja, de fato, aquela responsável pelas trocas envolvidas no processo. Corrigir o resultado através de uma regressão linear é suficiente para que o resultados apresentados por meio da temperatura não interfiram no resultado da medição da taxa de energia trocada pelo evaporador.

Ao total são dezoito termopares que foram avaliados e compensados quanto aos efeitos sistemáticos, no qual são nomeados como TC_n, onde TC identifica-se como termopar e n, um número entre um e dezoito. Além da compensação dos efeitos sistemáticos, levantar a incerteza média desta medição é bastante importante, pois através dela, a incerteza da medição da taxa de transferência de calor no evaporador de teste é estimada.

Na Tab. (4.5) apresenta um resumo das curvas de ajuste do erro sistemático, bem como sua incerteza expandida para cada termopar utilizado na medição. No Anexo (2) estão as planilhas de cálculo para contabilização dos coeficientes da curva de ajuste da regressão linear e suas incertezas.

Tabela (4.5) Resumo dos resultados da avaliação da incerteza na temperatura.

Termopar	Equação de correção $\beta_1 \beta_0$	Incerteza expandida
TC01	$T_{VIC} = 1,026 T_{VI} - 0,135$	0,3 K
TC02	$T_{VIC} = 1,018 T_{VI} - 0,516$	0,2 K
TC03	$T_{VIC} = 1,045 T_{VI} - 0,703$	0,3 K
TC04	$T_{VIC} = 1,037 T_{VI} - 0,735$	0,5 K
TC05	$T_{VIC} = 1,032 T_{VI} - 0,822$	0,3 K
TC06	$T_{VIC} = 1,057 T_{VI} - 1,191$	0,6 K
TC07	$T_{VIC} = 1,020 T_{VI} - 0,421$	0,2 K
TC08	$T_{VIC} = 1,025 T_{VI} - 0,644$	0,3 K
TC09	$T_{VIC} = 1,025 T_{VI} - 0,632$	0,3 K
TC10	Falha	Falha
TC11	$T_{VIC} = 1,019 T_{VI} - 0,173$	0,3 K
TC12	$T_{VIC} = 1,027 T_{VI} - 0,616$	0,6 K
TC13	$T_{VIC} = 1,040 T_{VI} - 0,725$	0,3 K
TC14	$T_{VIC} = 1,029 T_{VI} - 0,365$	0,3 K
TC15	$T_{VIC} = 1,048 T_{VI} - 0,533$	0,1 K
TC16	$T_{VIC} = 1,020 T_{VI} - 0,549$	0,1 K
TC17	$T_{VIC} = 1,036 T_{VI} - 1,046$	0,6 K
TC18	$T_{VIC} = 1,025 T_{VI} - 0,423$	0,4 K
Incerteza Expandida Média		0,3 K

5. Resultados

Neste capítulo são demonstrados os resultados obtidos com o calorímetro para dois modelos de evaporador, sendo as características construtivas desses componentes descritas no item 5.1.

Apresenta-se , no item 5.2, uma análise comparativa para esses dois modelos, de modo a demonstrar o relacionamento entre a capacidade do evaporador e a temperatura de estabilização, as condições de ponto de funcionamento do ciclo frigorífico e a área de troca térmica.

A relação entre a umidade absoluta e a temperatura de estabilização em regime transiente, ambos da região interna do calorímetro, foi obtida para o evaporador tipo 2 e é deduzida no item 5.3. Nos itens 5.4 e 5.5 são demonstrados os resultados de capacidade frigorífica do calorímetro para os evaporadores tipo 1 e 2.

No item 5.6, é realizada uma avaliação psicrométrica do funcionamento do calorímetro. Esta análise permite prever a variação da umidade durante o ensaio, informando como essa condição do conteúdo de umidade influencia as trocas térmicas internas, uma vez que alterações de umidade absoluta incorrem em variações da taxa de transferência de calor latente. Os resultados são obtidos para o evaporador tipo 2, porém podem ser qualitativamente extrapolados para o outro modelo de evaporador.

5.1 Descrição dos tipos de evaporadores

As características construtivas dos evaporadores ensaiados estão descritos na Tab.(5.1). Nela estão os dados necessários para determinação da área de troca térmica, listados na última coluna. Tal informação é pertinente para entendimento da influência da área de exposição do trocador de calor em relação aos resultados apresentados em termos de transferência de calor e umidade. Na Fig. (5.1) apresenta-se um exemplo de evaporador e sua montagem no calorímetro.

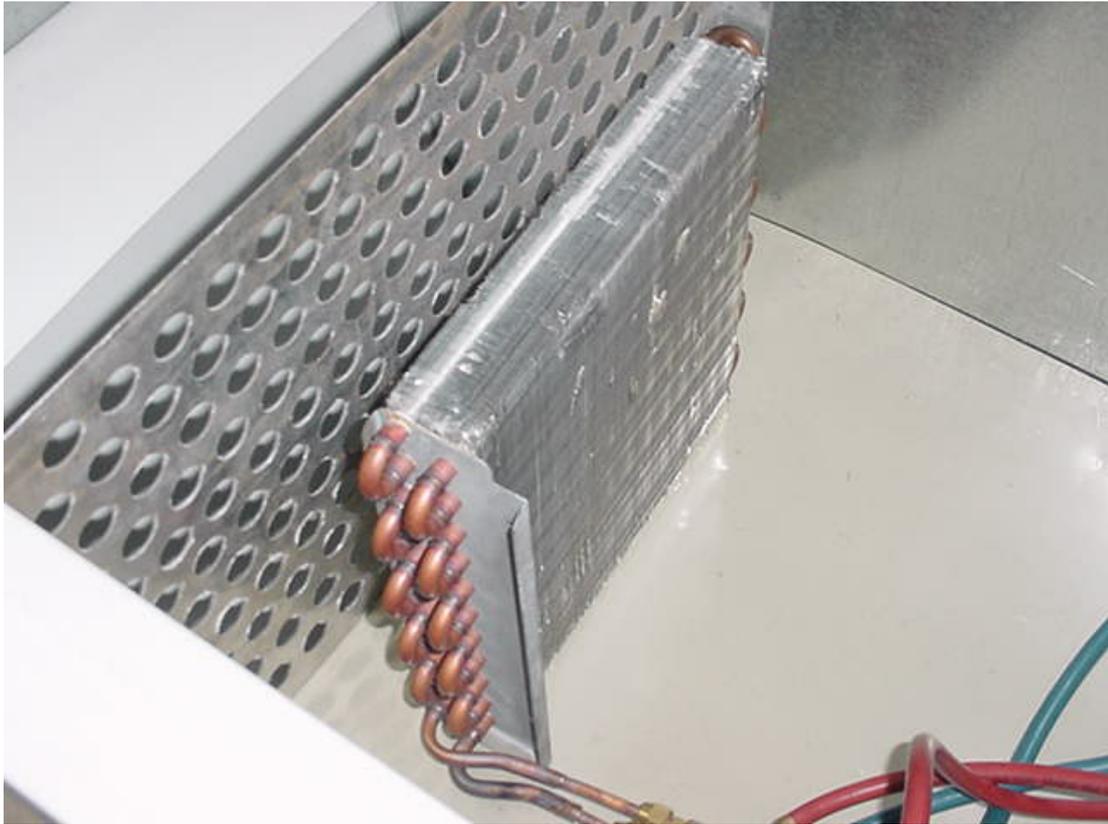


Figura 5.1. Exemplo de evaporador testado.

Tabela 5.1 Especificação dos evaporadores submetidos ao calorímetro.

TIPO	Comprimento do tubo (mm)	Diâmetro externo do tubo (mm)	Nº de aletas (larg. x altura)	Densidade de aletamento (aletas/mm)	Área de troca (m ²)
01	6420	6,7	156 (275x42)mm	0,57	3,739
02	6667	7,5	154 (280x44,3)mm	0,55	3,978

5.2 Análise global dos evaporadores

Na Fig. (5.2) apresenta-se a análise dos ensaios realizados com o calorímetro com os dois modelos de evaporadores, para diversas condições de estabilização de temperatura. A ordenada principal à esquerda é a taxa transferida de calor

determinada para os dois evaporadores. A ordenada da direita indica o rendimento de troca que foi estabelecido como sendo a relação entre a taxa de transferência de calor obtida com o evaporador tipo 2 e a do tipo 1.

Apesar do evaporador tipo 2 ter apresentado rendimento inferior ao outro modelo, Fig. (5.2), ele tem área 6,4% superior. Nota-se somente entre 17 e 22°C que o rendimento do evaporador tipo 2 foi melhor. Esperava-se um comportamento linear como ocorreu para o evaporador 1. Inclusive para este evaporador, a função de interpolação linear obteve um erro muito pequeno, $R^2=99,65\%$, contra o evaporador 2 que apresentou um erro $R^2=18,37\%$.

Sabe-se que esse desempenho está correlacionado à variação da área e também ao coeficiente de película tanto interno em virtude do escoamento bifásico quanto externo quando ar atravessa as aletas e estas contenham um percentual de área retido com condensado.

A explicação estaria associada ao comportamento diferenciado do ciclo de refrigeração nas duas condições de ensaio. De algum modo à variação na carga de refrigerante produziria uma segunda condição de funcionamento. Entretanto a Fig. (5.3) apresenta que o ciclo não tem variações significativas no ponto de funcionamento entre os dois evaporadores.

Por fim, acredita-se que não só uma condição de convecção externa ou ponto de funcionamento do ciclo frigorífico seja a responsável pelos resultados apresentados, pois um efeito combinado de ambos podem estar interferindo no ensaio.

Ou seja, o aumento da área de troca térmica não é o único fator responsável pelo aumento do desempenho da condição de troca, pois o coeficiente de película implícito pelo coeficiente global de transferência de calor, também contribui de modo relevante para a variação do funcionamento do ciclo frigorífico. Os registros estão compilados nas Tabs. (5.2.) e (5.3).

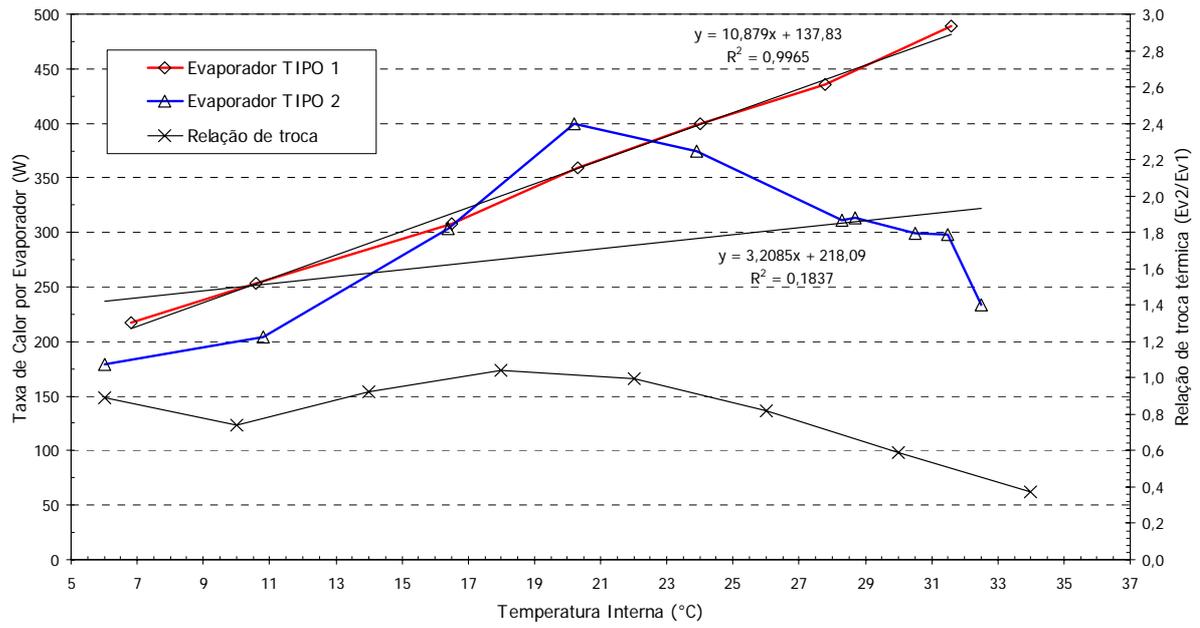


Figura 5.2. Desempenho comparativo dos evaporadores TIPO 1 e 2.

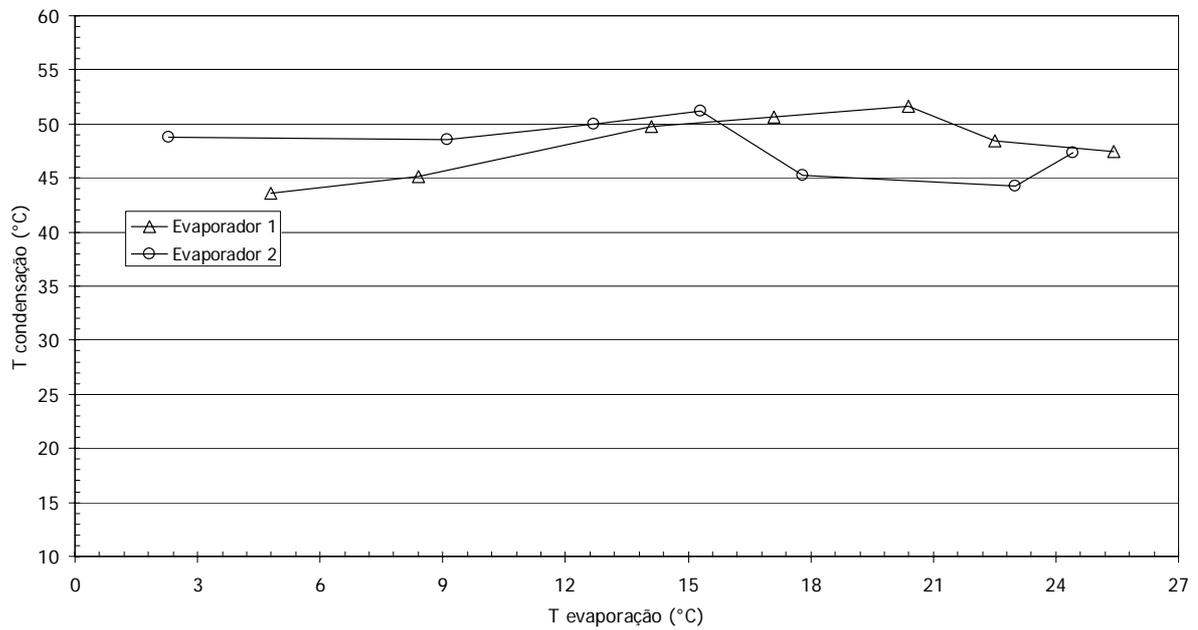


Figura 5.3. Ponto de funcionamento para o ciclo de refrigeração estabilizado nas diversas condições de ensaio para os dois evaporadores.

Além disso, é possível observar nos ensaios apresentados a partir da Fig. (5.5), tanto com a análise termo-energética como com a psicrométrica, que

existe uma limitação no sistema de controle. Isto se deve, provavelmente, à variação existente da temperatura de controle, T_{int} , e conseqüentemente da umidade, registrada em função da lenta velocidade de leitura das entradas de sinal do sistema de aquisição de sinais. Existe uma diferença mínima possível de aquisição de 30 segundos entre uma medida e outra sem que prejudique as outras funcionalidades do sistema de aquisição. Desta forma, mesmo que, a partir de determinado instante já não fosse mais necessário manter o aquecimento acionado, este se mantém ligado até que transcorra 30s após a última leitura do sistema de aquisição. Assim, ocorre a adição desnecessária de energia devido a esse atraso, gerando a oscilação. O mesmo efeito ocorre no sentido inverso.

5.3 Desempenho de desumidificação do processo calorimétrico

O desempenho do ensaio calorimétrico em relação ao processo de desumidificação é avaliado sob três aspectos: O primeiro, verificando o funcionamento do equipamento em regime transiente, com várias condições de estabilização de temperatura. O segundo, confrontando o modelo matemático desenvolvido, Eq. (2.22), com um típico ensaio de desumidificação em regime transiente. Por último, realizando o levantamento das condições de estabilização de umidade para cada temperatura de controle.

Na Fig. (5.4) observa-se o processo psicrométrico no interior do calorímetro para as diversas temperaturas de estabilização relacionadas. No ensaio executado a 28°C, observou-se o aumento da umidade absoluta no processo de estabilização do equipamento. O fato atribuiu-se ao estado inicial do calorímetro, pois como os ensaios foram conduzidos por bateladas, havia condensado residual dentro do equipamento. Uma vez que essas temperaturas eram mais altas, inicialmente, esse condensado evaporou e se misturou com o fluxo de ar aumentando a parcela de vapor no meio controlado. Uma vez estabilizado o processo, esses efeitos não foram mais significativos durante o teste, como concluído anteriormente pela Eq. (2.15). Portanto, uma temperatura de início do processo maior permitiu que o ar absorvesse mais umidade, em virtude de uma pressão de vapor mais baixa que a de saturação. Já nas condições de ensaio a 10, 16, 20 e 32°C foi notável a desumidificação. O ar

interno fluiu através do evaporador até que a condição de umidade se estabilize em torno de um valor médio. Como a temperatura média resultante foi menor, condensado residual no fundo do calorímetro não foi evaporado porque a pressão de vapor do ar úmido nesses casos foi mais próxima daquela de saturação permitindo que somente o processo de condensação do ar fosse possível, conforme tendência de desumidificação observada.

Além disso, devido à menor diferença de temperatura entre os lados interno e externo das paredes do calorímetro, menor foi a carga térmica envolvida no ensaio. Assim, o acionamento da resistência elétrica tendeu a ser na mesma proporção que a redução da temperatura interna obtida com o evaporador. Como a temperatura de controle foi alcançada mais rapidamente, ocorreu uma maior oscilação da temperatura interna em torno da temperatura de controle. Essa variação foi proporcionalmente maior quanto menor o gradiente térmico entre a câmara externa e a temperatura de controle do calorímetro. Desse modo, como houve variação da temperatura interna no processo, o ponto de equilíbrio psicrométrico do evaporador também oscilou. Portanto, a ciclagem também pôde ser notada nas curvas de umidade absoluta da Fig. (5.4).

Na temperatura de 24°C, Fig. (5.4), observa-se que a condição de umidade permaneceu uniforme, na qual a ciclagem de pequena amplitude e maior frequência era função da condição de controle do calorímetro. Porém, também é notável, na curva de 24°C, uma variação de amplitude sob uma frequência menor que está somada com período de aproximadamente 4 horas. Essa variação ocorreu devido à condição do controle de temperatura da câmara externa. A estabilização desse ensaio foi notadamente mais complicado quando utilizado o algoritmo de "ON-OFF", na qual a velocidade de comutação da resistência elétrica esteve em 30s.

Já nas curvas referentes a 32, 20, 16 e 10°C, Fig. (5.4), nota-se visualmente uma excelente condição da temperatura de controle, uma vez que as variações de umidade foram bastante estreitas.

4 horas

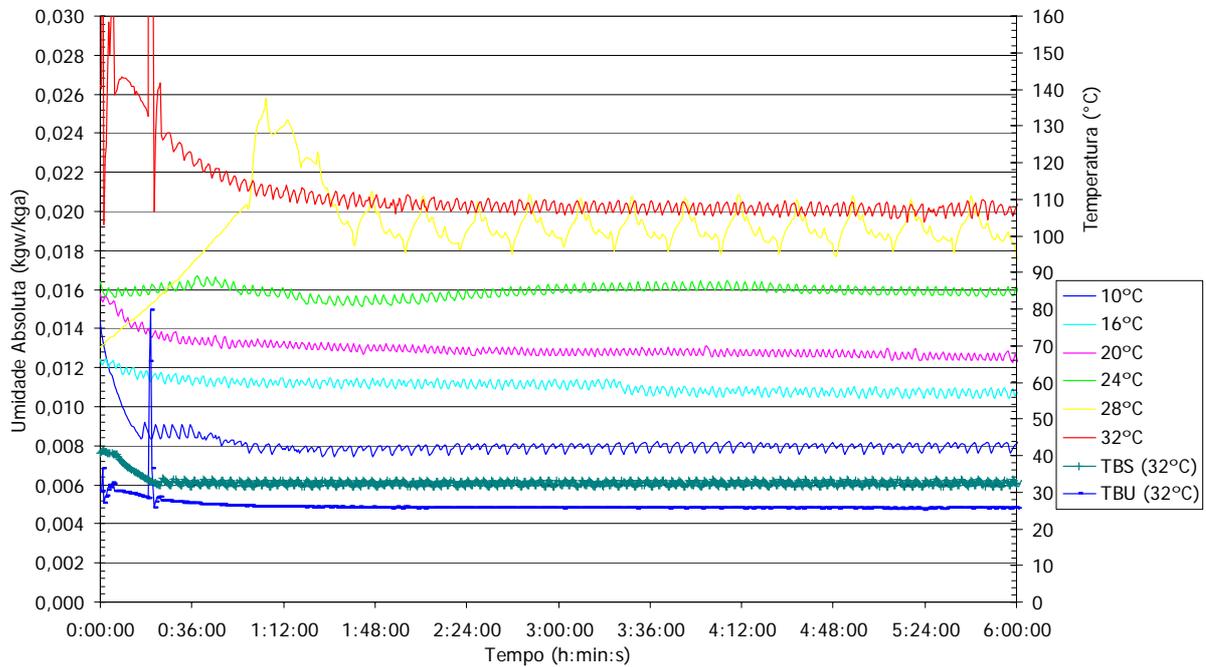


Figura 5.4. Estudo comparativo de presença de umidade para o evaporador tipo 2.
(Câmara externa a 32°C.)

Observando a Fig. (5.4), a 10°C, nota-se a semelhança com o decaimento exponencial, resultado similar ao obtido na Eq. (5.22). Este detalhe é apresentado na Fig. (5.5). Desta forma, faz-se uma comparação entre o modelo definido por meio da equação do balanço de massa modificado e o ensaio calorimétrico a 10°C, levantando, em ambos os casos, que o regime permanente ocorre e a umidade resultante é uniforme e constante. O modelo descreve uma curva contínua cujo decaimento é devido ao coeficiente "B", que foi variado de modo a interceptar os resultados encontrados no ensaio real a 10°C. O ensaio, devido ao processo real, apresenta uma oscilação em torno de uma média em função do chaveamento da resistência de aquecimento. Esta média é aproximadamente igual à do modelo físico simulado.

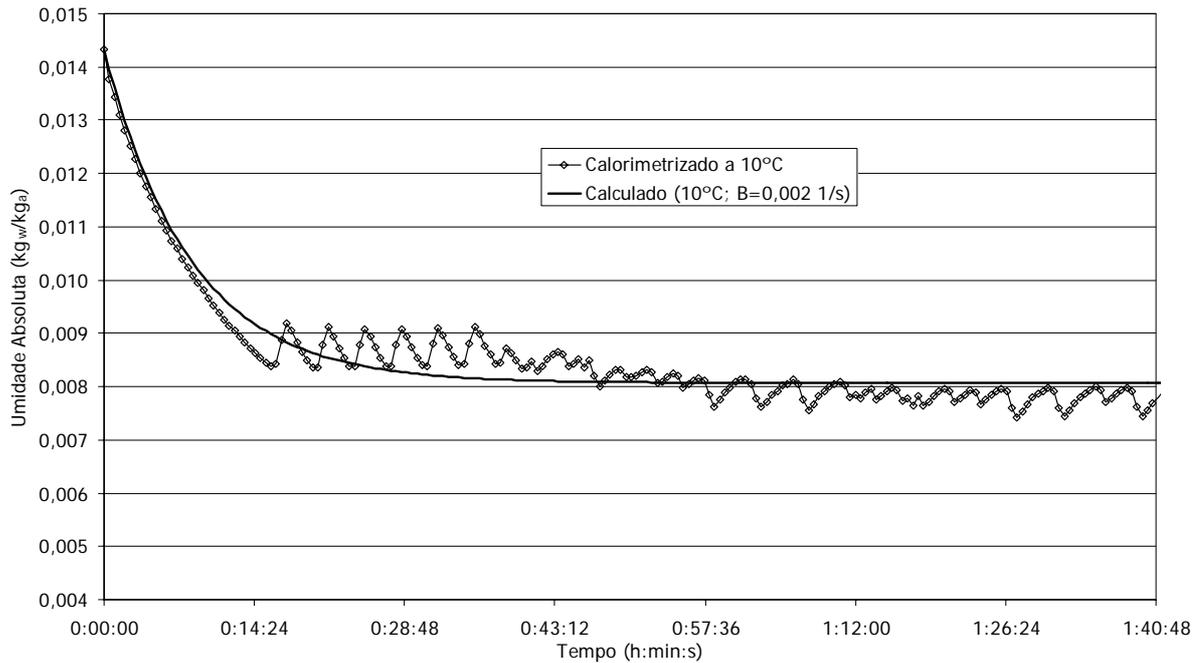


Figura 5.5. Desumidificação modelada e ensaiada a 10°C. (Câmara externa a 32°C).

Como cada ensaio realizado depende da temperatura de controle, ou seja, do ajuste da temperatura do ambiente interno do calorímetro, a Fig. (5.6) mostra as condições de umidade absoluta em regime permanente. Nota-se que, sob temperaturas menores, a condição de umidade absoluta também é menor.

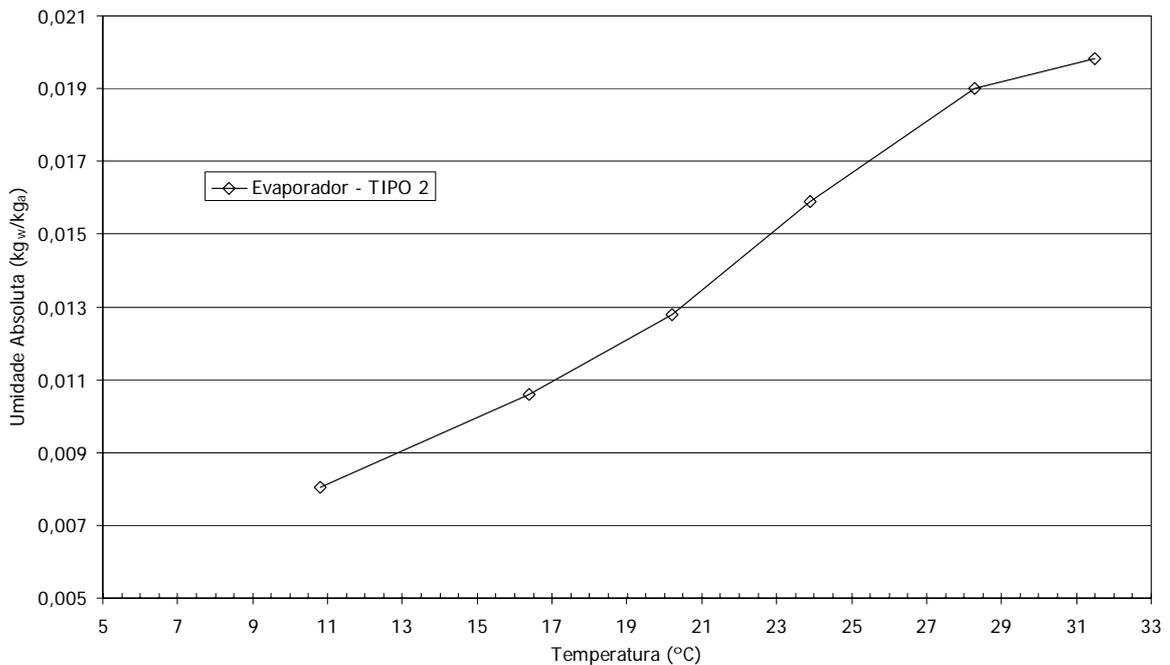


Figura 5.6. Umidade absoluta correspondente à condição final de equilíbrio.

5.4 Avaliação energética dos evaporadores com o calorímetro

Os ensaios estão compilados nas Tabs. (5.2) e (5.3) para os evaporadores tipo 1 e 2, respectivamente. Foram realizadas medições para as temperaturas referentes ao sistema de refrigeração, temperaturas das paredes internas e externas do calorímetro, grandezas elétricas do sistema de ventilação e controle da resistência elétrica. Entre cada seqüência de ensaios, referentes aos evaporadores testados, foram dadas duas cargas de gás refrigerante ao sistema (220g e 235g). Entretanto, entende-se que as variações correspondentes a 15g sobre o sistema utilizado, nas condições de convecção forçada, sejam pequenas frente às outras variações a que o próprio sistema está submetido.

Tabela 5.2 Planilha de ensaios referentes ao evaporador Tipo 1.

Evaporador TIPO 1		Ensaio 6		Ensaio 10		Ensaio 16		Ensaio 20		Ensaio 24		Ensaio 28		Ensaio 32	
Carga de Gás Refrigerante		220g		220g		220g		220g		220g		220g		220g	
Medição	Unidade	Média	IM												
Sistema – Ent. Condensador	°C	59,0	0,3	61,1	0,3	65,6	0,3	67,6	0,3	69,7	0,3	68,6	0,3	71,6	0,3
Sistema – Saída Condensador	°C	43,6	0,3	45,1	0,3	49,8	0,3	50,6	0,3	51,6	0,3	48,4	0,3	47,4	0,3
Sistema – Entrada Evaporador	°C	4,8	0,3	8,4	0,3	14,1	0,3	17,1	0,3	20,4	0,3	22,5	0,3	25,4	0,3
Sistema – Saída Evaporador	°C	-11,0	0,3	-3,7	0,3	0,8	0,3	10,6	0,3	16,9	0,3	21,0	0,3	24,7	0,3
Sistema – Sucção	°C	11,1	0,3	14,1	0,3	15,2	0,3	19,5	0,3	23,4	0,3	25,1	0,3	26,9	0,3
Ambiente Interno	°C	6,7	0,3	10,5	0,3	16,6	0,3	20,2	0,3	23,9	0,3	27,6	0,3	31,5	0,3
Ambiente Interno	°C	6,7	0,3	10,5	0,3	16,3	0,3	20,2	0,3	24,0	0,3	27,6	0,3	31,4	0,3
Ambiente Interno	°C	7,1	0,3	10,9	0,3	16,7	0,3	20,5	0,3	24,3	0,3	28,0	0,3	31,8	0,3
Ambiente Externo	°C	33,1	0,3	33,8	0,3	35,1	0,3	35,1	0,3	35,4	0,3	33,7	0,3	34,6	0,3
Ambiente Externo	°C	31,2	0,3	31,8	0,3	33,7	0,3	33,8	0,3	34,0	0,3	32,2	0,3	32,4	0,3
Ambiente Externo	°C	32,7	0,3	33,4	0,3	37,5	0,3	37,7	0,3	38,2	0,3	36,6	0,3	36,7	0,3
Sensor de controle	°C	6,4	0,3	10,3	0,3	16,1	0,3	20,1	0,3	23,9	0,3	27,7	0,3	31,6	0,3
Bulbo Úmido	°C	ND	ND												
Média Ambiente Interno	°C	6,8	0,3	10,6	0,3	16,5	0,3	20,3	0,3	24,0	0,3	27,8	0,3	31,6	0,3
Média Ambiente Externo	°C	32,3	0,3	33,0	0,3	35,4	0,3	35,5	0,3	35,9	0,3	34,2	0,3	34,5	0,3
Tensão Ventilação	V	127,0	0,3	127,2	0,3	127,0	0,3	127,2	0,3	127,4	0,3	127,8	0,3	127,4	0,3
Corrente Ventilação	A	1,106	0,003	1,108	0,003	1,106	0,003	1,106	0,003	1,107	0,003	1,111	0,003	1,106	0,003
Potência Ventilação	W	74,7	0,2	74,8	0,2	74,6	0,2	74,9	0,2	75,0	0,2	75,5	0,2	75,1	0,2
Frequência Ventilação	Hz	60,0	0,1	60,0	0,1	60,0	0,1	60,0	0,1	60,0	0,1	60,0	0,1	60,0	0,1
Tensão Resistência	V	101,4	0,2	100,8	0,2	102,8	0,2	102,6	0,2	102,5	0,2	102,5	0,2	101,8	0,2
Corrente Resistência	A	0,8	0,0	1,3	0,0	1,9	0,0	2,5	0,0	2,9	0,0	3,4	0,0	4,0	0,0
Potência Resistência	W	82,3	0,6	125,6	0,6	188,0	0,6	247,9	0,6	295,8	0,6	344,7	0,6	406,7	0,6
Frequência Resistência	Hz	60,0	0,1	60,0	0,1	60,0	0,1	60,0	0,1	60,0	0,1	60,0	0,1	60,0	0,1
Coefficiente G. T. Calor UA	W	2,4	0,0	2,4	0,0	2,4	0,0	2,4	0,0	2,4	0,0	2,4	0,1	2,4	0,1
Potência UA	W	60,7	0,2	53,1	0,2	45,2	0,2	36,6	0,3	28,4	0,3	15,3	0,4	7,0	0,7
Potência de evaporação	W	217,6	0,6	253,6	0,6	307,8	0,6	359,3	0,7	399,2	0,7	435,5	0,7	488,8	0,9

ND (Não disponível)

Tabela 5.3 Planilha de ensaios referentes ao evaporador Tipo 2.

Evaporador TIPO 2		Ensaio 6		Ensaio 10		Ensaio 16		Ensaio 20		Ensaio 24		Ensaio 28		Ensaio 28		Ensaio 32	
Carga de Gás Refrigerante		230g		235g													
Medição	Unidade	Média	IM														
Sistema – Ent. Condensador	°C	66,0	0,3	62,9	0,3	66,3	0,3	68,0	0,3	69,5	0,3	53,1	0,3	60,2	0,3	66,5	0,3
Sistema – Saída Condensador	°C	48,8	0,3	44,8	0,3	48,5	0,3	50,0	0,3	51,2	0,3	45,2	0,3	47,3	0,3	44,2	0,3
Sistema – Entrada Evaporador	°C	2,3	0,3	9,1	0,3	12,7	0,3	15,3	0,3	17,8	0,3	24,4	0,3	22,8	0,3	23,0	0,3
Sistema – Saída Evaporador	°C	1,0	0,3	7,7	0,3	13,0	0,3	16,5	0,3	19,8	0,3	23,5	0,3	24,3	0,3	27,9	0,3
Sistema – Sucção	°C	6,7	0,3	15,0	0,3	17,9	0,3	19,9	0,3	21,9	0,3	26,7	0,3	25,9	0,3	26,9	0,3
Ambiente Interno	°C	6,0	0,3	10,7	0,3	16,3	0,3	20,1	0,3	23,8	0,3	28,7	0,3	28,2	0,3	32,5	0,3
Ambiente Interno	°C	6,1	0,3	10,9	0,3	16,4	0,3	20,2	0,3	23,8	0,3	28,6	0,3	28,3	0,3	32,3	0,3
Ambiente Interno	°C	6,4	0,3	10,9	0,3	16,5	0,3	20,3	0,3	24,0	0,3	28,8	0,3	28,4	0,3	32,6	0,3
Ambiente Externo	°C	32,5	0,3	32,4	0,3	32,7	0,3	32,9	0,3	33,1	0,3	33,0	0,3	32,8	0,3	32,9	0,3
Ambiente Externo	°C	30,9	0,3	31,5	0,3	31,7	0,3	31,8	0,3	31,9	0,3	32,3	0,3	32,0	0,3	32,3	0,3
Ambiente Externo	°C	32,5	0,3	33,6	0,3	34,4	0,3	34,8	0,3	35,1	0,3	34,0	0,3	34,3	0,3	33,4	0,3
Sensor de controle	°C	ND	ND	10,4	0,3	16,0	0,3	19,9	0,3	23,7	0,3	26,5	0,3	24,0	0,3	32,4	0,3
Bulbo Úmido	°C	5,6	0,3	9,8	0,3	14,3	0,3	17,6	0,3	20,8	0,3	28,5	0,3	28,2	0,3	25,3	0,3
Média Ambiente Interno	°C	6,2	0,3	10,8	0,3	16,4	0,3	20,2	0,3	23,9	0,3	28,7	0,3	28,3	0,3	32,5	0,3
Média Ambiente Externo	°C	32,0	0,3	32,5	0,3	32,9	0,3	33,2	0,3	33,3	0,3	33,1	0,3	33,0	0,3	32,8	0,3
Tensão Ventilação	V	125,0	0,3	125,5	0,3	125,3	0,3	125,2	0,3	125,5	0,3	126,9	0,3	125,5	0,3	128,7	0,3
Corrente Ventilação	A	1,096	0,003	1,101	0,003	1,099	0,003	1,098	0,003	1,101	0,003	3,147	0,003	1,101	0,003	1,045	0,003
Potência Ventilação	W	74,8	0,2	75,3	0,2	75,1	0,2	75,0	0,2	75,3	0,2	75,0	0,2	75,3	0,2	81,8	0,2
Freqüência Ventilação	Hz	60,0	0,1	60,0	0,1	60,0	0,1	60,0	0,1	60,0	0,1	60,0	0,1	0,5	0,1	60,0	0,1
Tensão Resistência	V	80,5	0,2	90,9	0,2	89,9	0,2	89,5	0,2	88,6	0,2	99,2	0,2	60,0	0,2	104,9	0,2
Corrente Resistência	A	0,5	0,0	0,9	0,0	2,1	0,0	2,7	0,0	3,2	0,0	2,3	0,0	2,6	0,0	1,5	0,0
Potência Resistência	W	43,2	0,6	77,2	0,6	188,6	0,6	233,3	0,6	276,4	0,6	227,5	0,6	224,3	0,6	151,7	0,6
Freqüência Resistência	Hz	58,5016	0,1	60,0	0,1	60,0	0,1	60,0	0,1	60,0	0,1	59,1	0,1	60,0	0,1	59,4	0,1
Coefficiente G. T. Calor UA	W	2,4	0,0	2,4	0,0	2,4	0,0	2,4	0,0	2,4	0,0	2,4	0,1	2,4	0,1	2,4	1,1
Potência UA	W	61,3	0,2	51,4	0,2	39,4	0,3	30,8	0,3	22,6	0,3	10,5	0,5	11,2	0,5	0,9	3,1
Potência de evaporação	W	179,3	0,6	203,9	0,6	303,1	0,7	339,1	0,7	374,2	0,7	313,0	0,8	310,9	0,8	234,4	3,1

NA (Não disponível)

As Figuras a seguir (5.7 a 5.20), referentes ao domínio do tempo, têm suas legendas padronizadas conforme abaixo:

O termo **Tint** representa a temperatura do ar interno ao calorímetro, conseqüência do ajuste da temperatura de controle.

O termo **Text** é temperatura externa do calorímetro, resultado da condição de operação da câmara externa.

Potência A é a potência referente ao sistema de ventilação do calorímetro e está devidamente acondicionada na ordenada secundária.

Potência B é a potência referente à dissipação de energia da resistência elétrica, e também está orientada segundo a ordenada secundária.

5.4.1 Evaporador Tipo 1 – Operação a 32°C

A curva referente à Potência B, na Fig. (5.7), representa o chaveamento controlado da resistência elétrica durante o ensaio. O sistema está estabilizando na condição inicial de 34°C na câmara externa em 23°C no ambiente interno. O sistema de aquecimento está ajustado a 320W. Nesta condição é notado que o calorímetro não estabiliza na temperatura de operação de 32°C, uma vez que a potência absorvida pelo evaporador é superior à taxa de transferência de calor fornecida pelos sistemas de dissipação. A partir de 1:30h do início do ensaio, o sistema de controle é modificado para o limite de 500W, de modo a aumentar a taxa de calor a ser transferida. Depois de 2:00h de teste, o sistema estabiliza na condição de ciclo de acionamento da resistência elétrica, na qual a média da temperatura interna tende aos 32°C. Outro fato interessante, é que, durante um ciclo de acionamento, é possível notar um aumento da potência dissipada pela resistência. Isso é devido à temperatura da resistência ser, no início do ciclo, menor que no final desse. Desta forma, sabe-se que, com o aumento da temperatura, há aumento da resistência elétrica, e conseqüentemente, diminuição da potência elétrica dissipada.

Observa-se também na Fig. (5.7) que a potência dissipada pelo sistema de ventilação, curva representada pela potência A, é aproximadamente constante em torno de 75W. Assim, essa parcela contribui significativamente para a determinação da potência absorvida pelo evaporador.

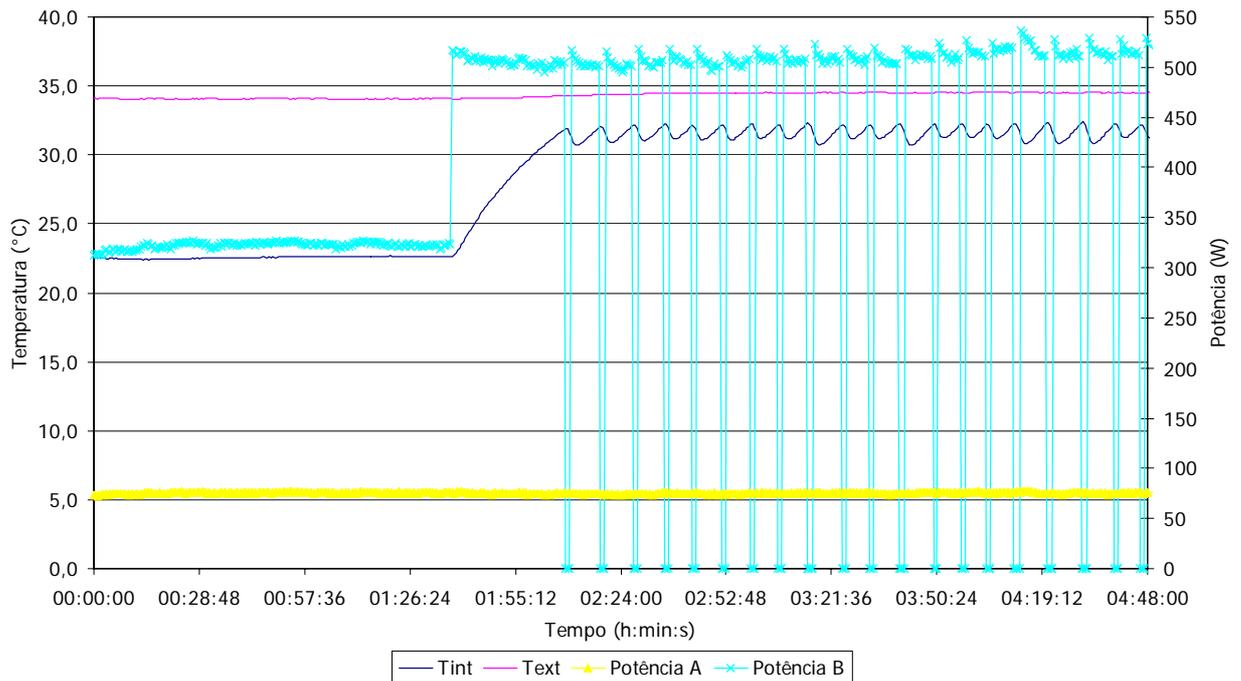


Figura 5.7. Estabilização do calorímetro a 32°C. (Temp. externa a 32°C)

5.4.2 Evaporador Tipo 1 – Operação a 28°C

Neste ensaio houve oscilações na temperatura da câmara externa, Fig. (5.8), que convergiam para 35°C, perto de 2:00h depois do início da aquisição, a condição de acionamento da resistência elétrica sofreu variação, o que durante o teste foi definitivamente absorvido no regime permanente. Nota-se, também, flutuação de $\pm 0,5K$ na temperatura de controle em 28°C, devido às características do tempo de acionamento.

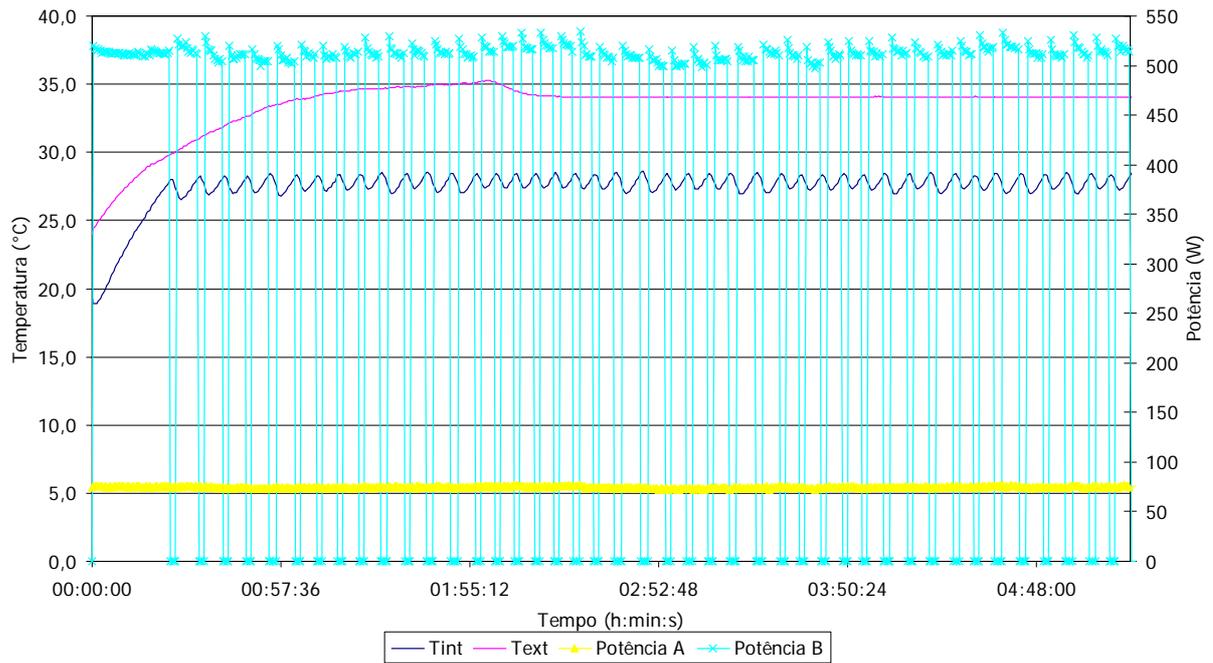


Figura 5.8. Estabilização do calorímetro a 28°C. (Temp. externa a 32°C)

5.4.3 Evaporador Tipo 1 – Operação a 24°C

Neste ensaio, Fig. (5.9), verifica-se a temperatura de controle flutuando $\pm 0,5K$ em torno de 24°C. Além disso, o início da estabilização foi significativamente rápido, próximo dos 15min do início do ensaio, que permite observar a razoável capacidade de estabilização do calorímetro nesta condição de teste.

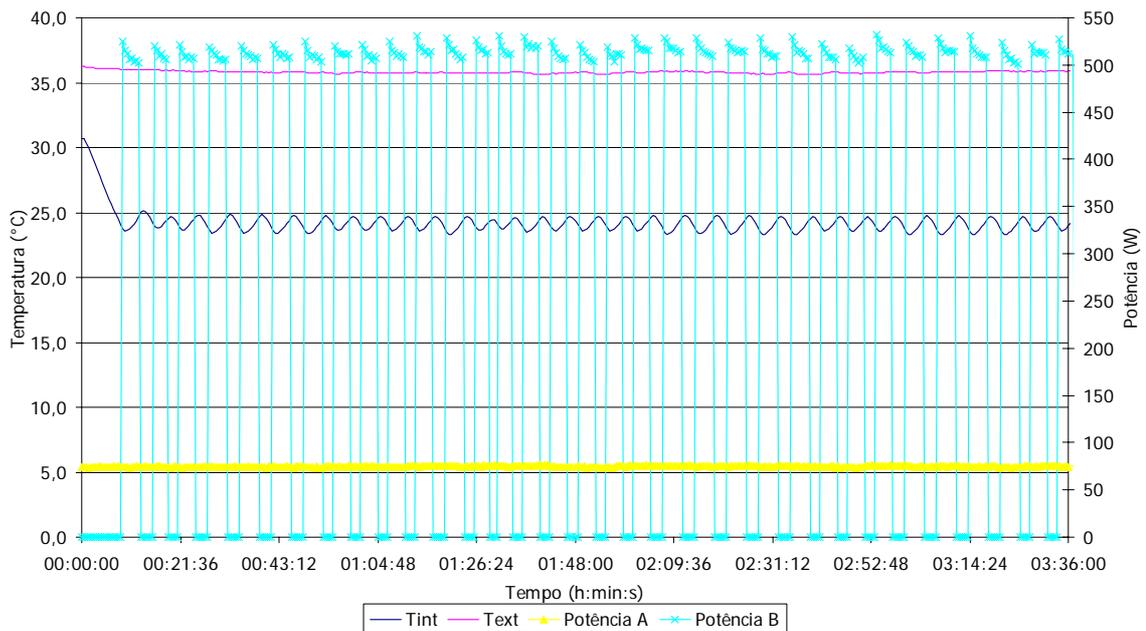
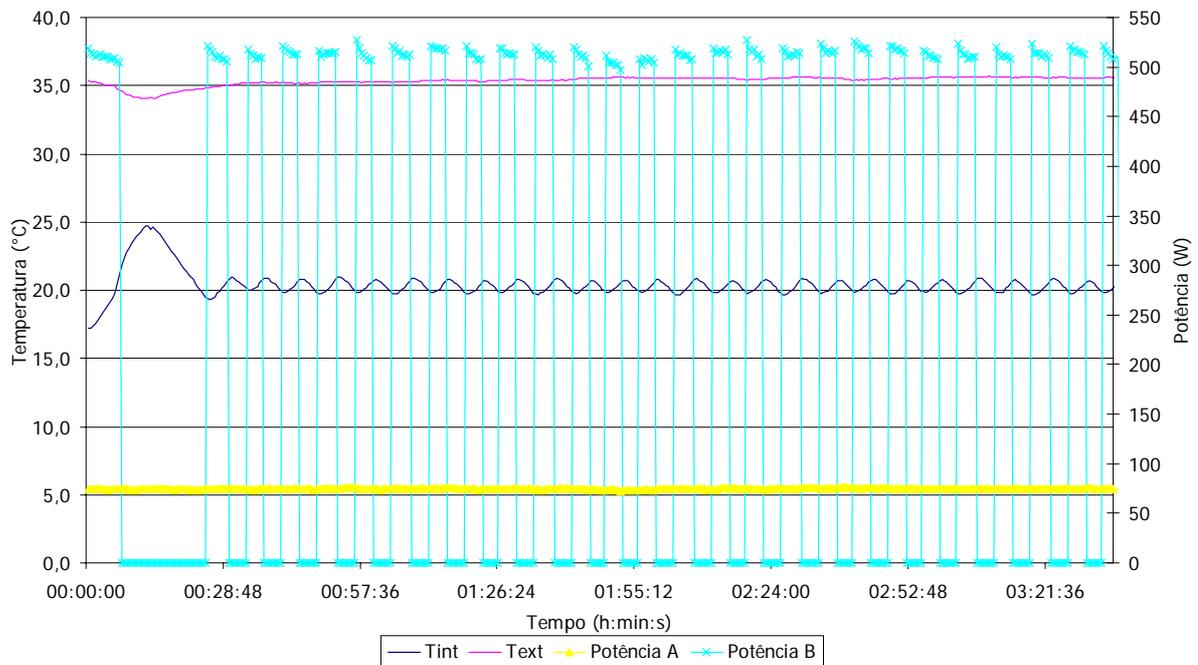


Figura 5.9. Estabilização do calorímetro a 24°C. (Temp. externa a 32°C)

5.4.4 Evaporador Tipo 1 – Operação a 20°C

Nota-se a estabilização do calorímetro em aproximadamente 30 min. O calorímetro se estabiliza na temperatura de controle de 20°C.



5.4.5 Evaporador Tipo 1 – Operação a 16°C

Na curva da temperatura interna, Tint, Fig. (5.11), nota-se uma menor variação da temperatura de estabilização interna do calorímetro porque, devido ao maior gradiente térmico entre os lados interno e externo do mesmo, a compensação energética provida pelo sistema de aquecimento é maior tornando o controle da temperatura mais estável.

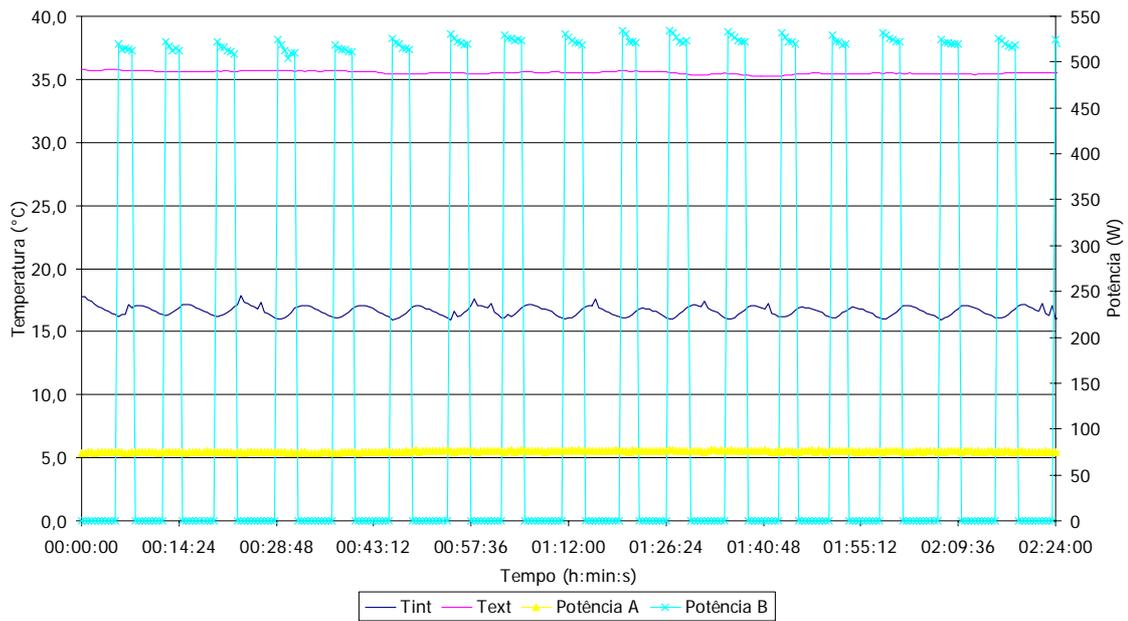


Figura 5.11. Estabilização do calorímetro a 16°C. (Temp. externa a 32°C)

5.4.6 Evaporador Tipo 1 – Operação a 10°C

Nesta temperatura o sistema apresentou uma condição estável de funcionamento após 30min do início do teste, com ciclagem de controle entre 0,5K no ponto de "set-point".

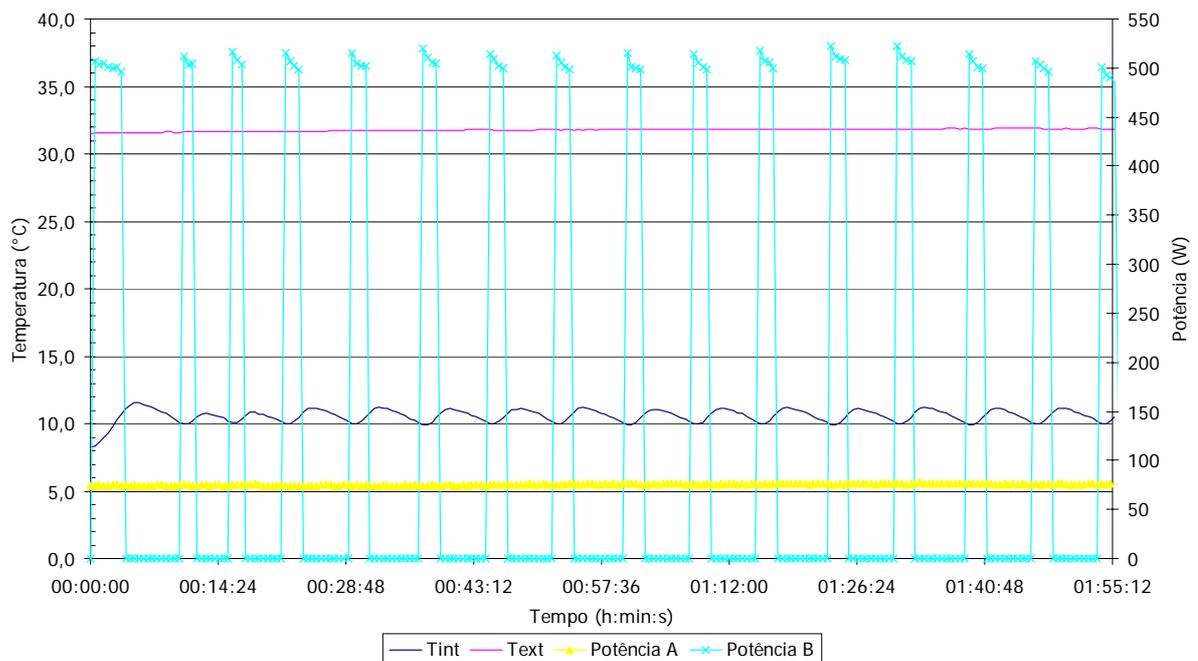


Figura 5.12. Estabilização do calorímetro a 10°C. (Temp. externa a 32°C)

5.4.7 Evaporador Tipo 1 – Operação a 6°C

Com a redução da temperatura de controle do calorímetro, a compensação oferecida pela resistência elétrica torna-se menos presente, produzindo uma condição de funcionamento de 21,4%. O regime de ciclagem estável é alcançado após 40 min de funcionamento.

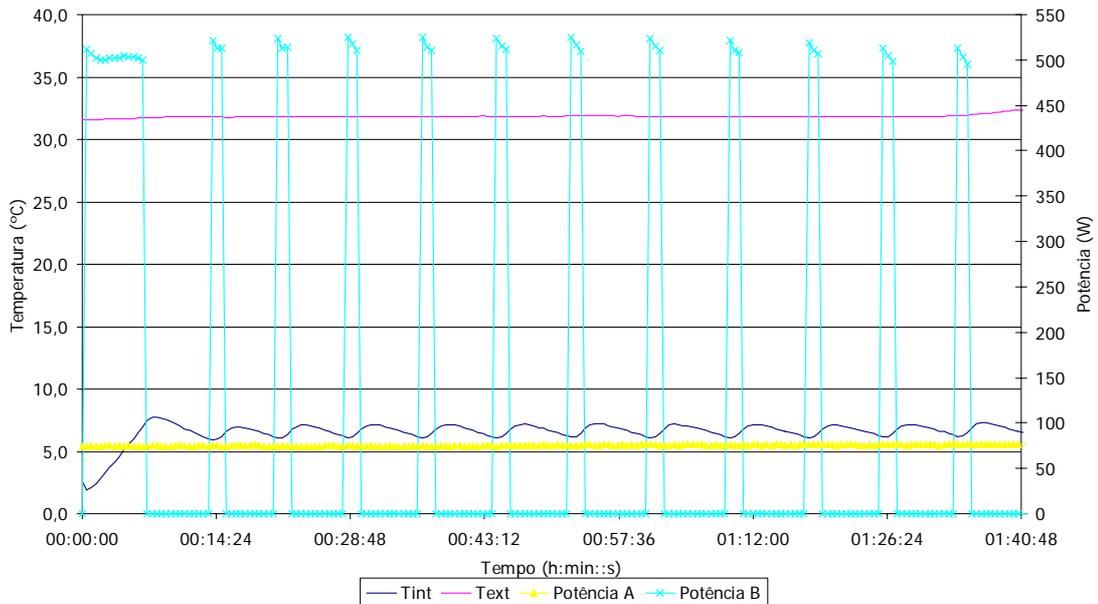


Figura 5.13. Estabilização do calorímetro a 6°C. (Temp. externa a 32°C)

5.5 Resultados referentes ao Evaporador Tipo 2

5.5.1 Evaporador Tipo 2 – Operação a 32°C

Nota-se grande instabilidade do sistema de acionamento perto de 1h do funcionamento, Fig. (5.14). A partir desse ponto, o ensaio convergiu para a condição de ciclagem permanente. A maior variação da temperatura de controle foi registrada como sendo aproximadamente 2K.

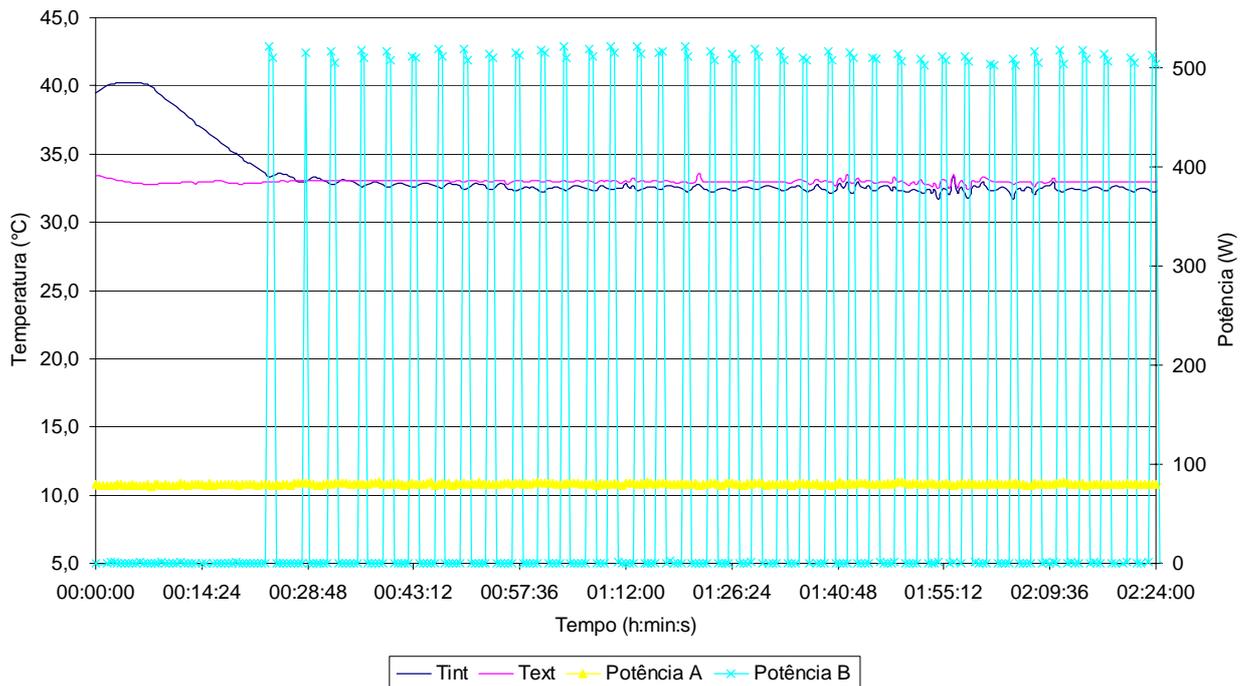


Figura 5.14. Estabilização do calorímetro a 32°C. (Temp. externa a 32°C)

5.5.2 Evaporador Tipo 2 – Operação a 28°C

Salienta-se o comportamento do acionamento da resistência elétrica determinando uma modulação em virtude do atraso na leitura do termopar de controle do ambiente interno com estabilização em torno de 27°C, Fig. (5.15). A oscilação da câmara externa também prejudicou a estabilização da temperatura interna.

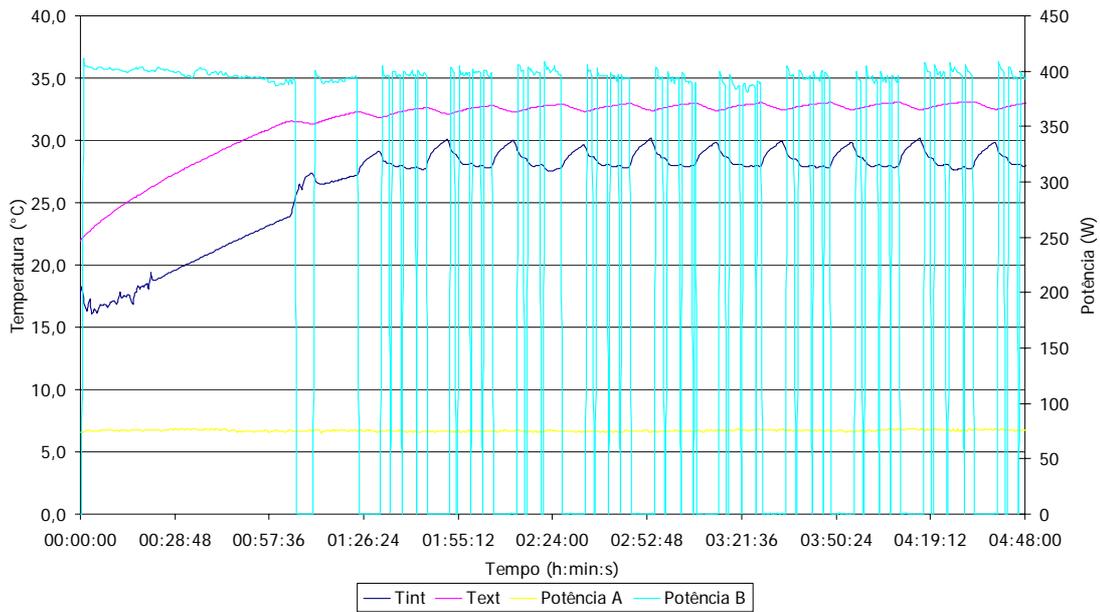


Figura 5.15. Estabilização do calorímetro a 28°C. (Temp. externa a 32°C)

5.5.3 Evaporador Tipo 2 – Operação a 24°C

Nas Figs. (5.16) e (5.17) nota-se a boa estabilidade da temperatura de controle nos ensaios conduzidos a 24°C e 20°C, respectivamente.

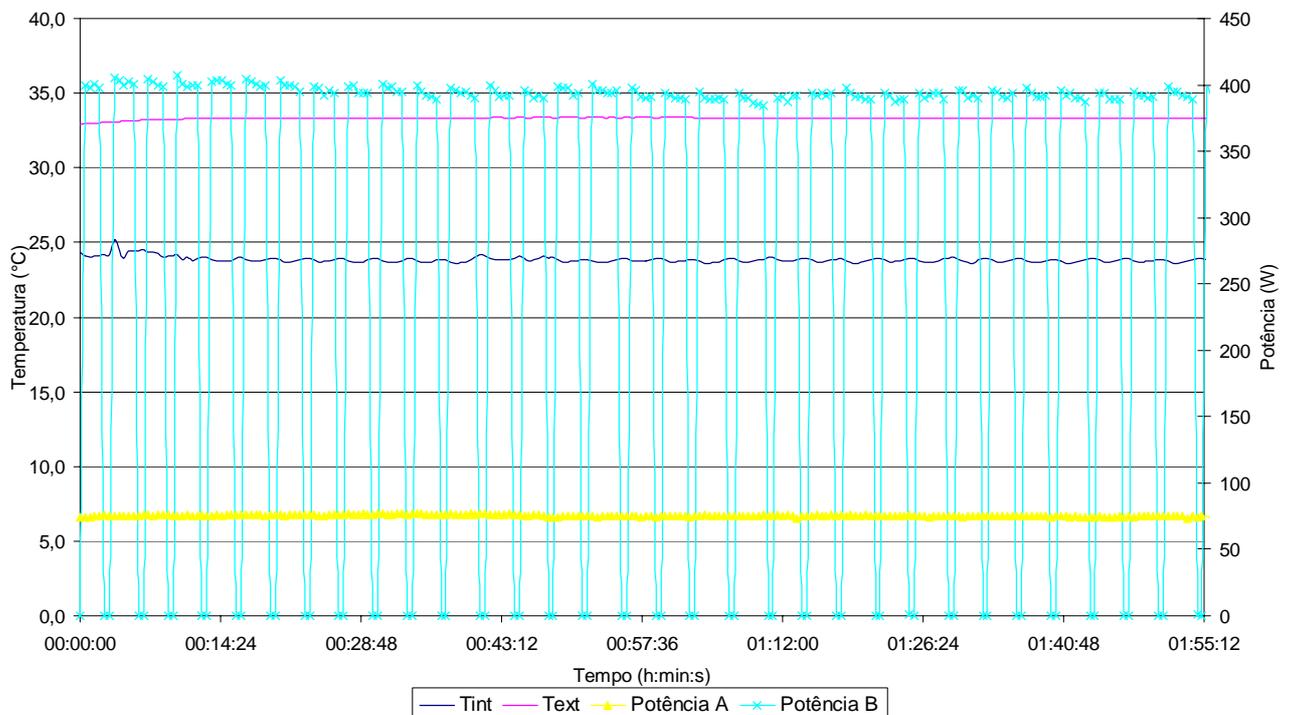


Figura 5.16. Estabilização do calorímetro a 24°C. (Temp. externa 32°C)

5.5.4 Evaporador Tipo 2 – Operação a 20°C

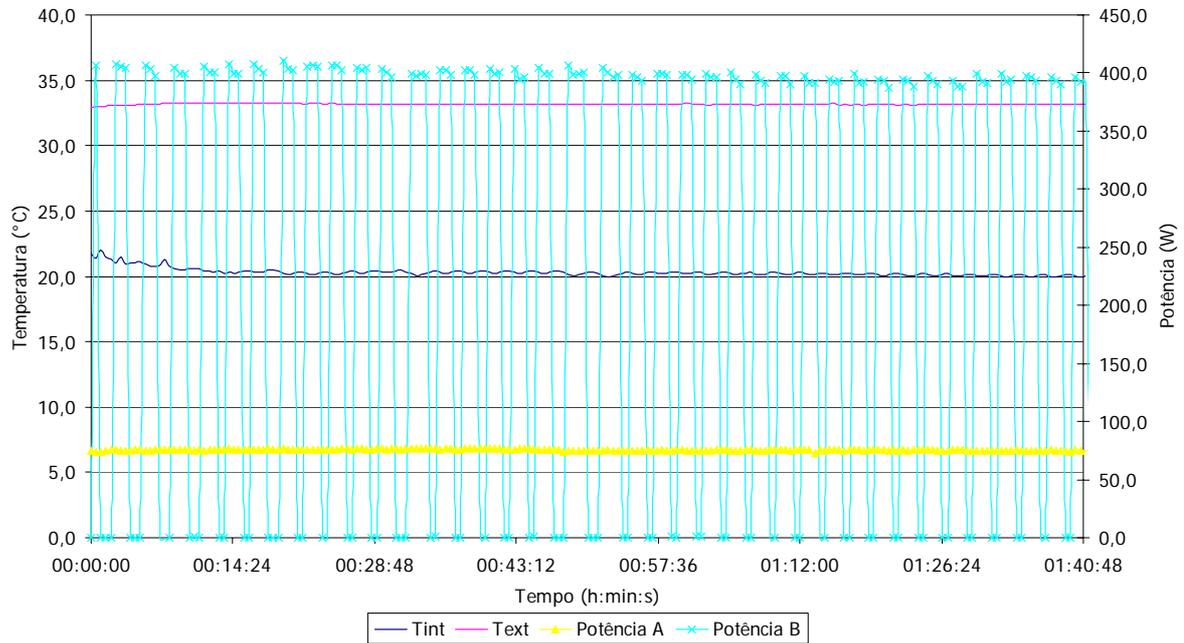


Figura 5.17. Estabilização do calorímetro a 20°C. (Temp. externa 32°C).

5.5.5 Evaporador Tipo 2 – Operação a 16°C

Do mesmo modo que no ensaio anterior, a temperatura apresentou boa convergência com variação de 0,3K. Ressalta-se que essa margem é da ordem da incerteza de medição do sistema de aquisição para temperatura, Fig. (5.18).

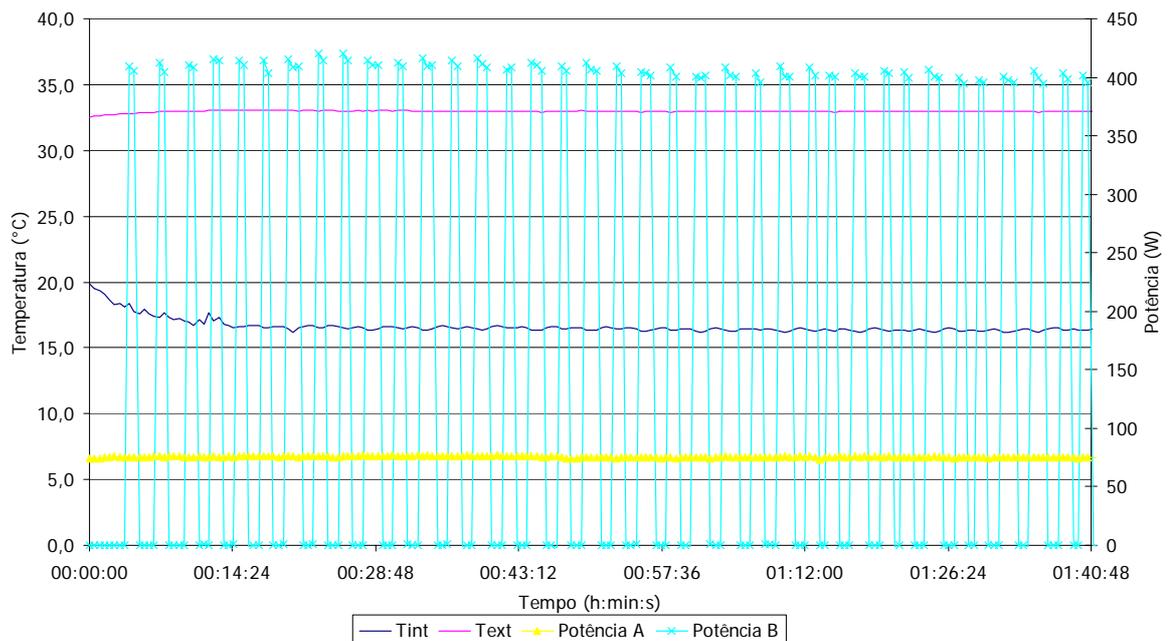


Figura 5.18. Estabilização do calorímetro a 16°C. (Temp. externa 32°C)

5.5.6 Evaporador Tipo 2 – Operação a 10°C

A estabilização ocorreu após 1h de funcionamento com temperatura de controle condicionada em 11°C, Fig. (5.19).

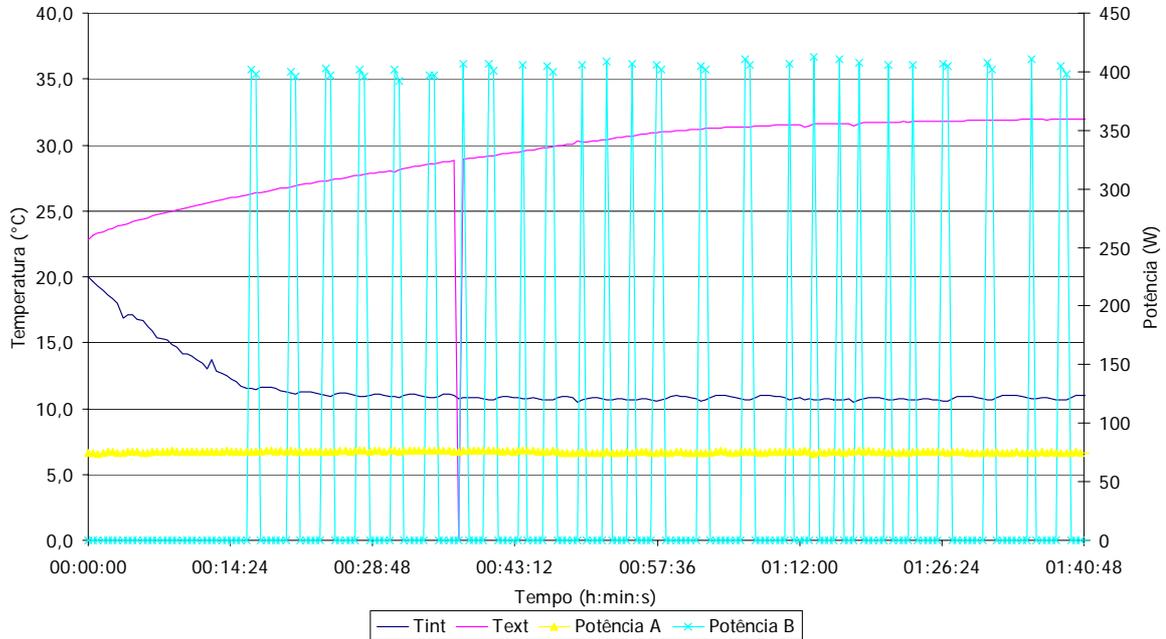


Figura 5.19. Estabilização do calorímetro a 10°C. (Temp. externa 32°C)

5.5.7 Evaporador Tipo 2 – Operação a 6°C

O decaimento da temperatura interna até aquela de ajuste acontece segundo as previsões da Eq.(2.22), Fig. (5.20). A estabilização do ambiente interno, expresso por Tint, foi de aproximadamente 30min, resultado da operação do sistema de controle. Já a estabilização das faces externas do calorímetro foi em torno de 1 hora. Após este tempo, a contabilização energética do evaporador pôde ser iniciada.

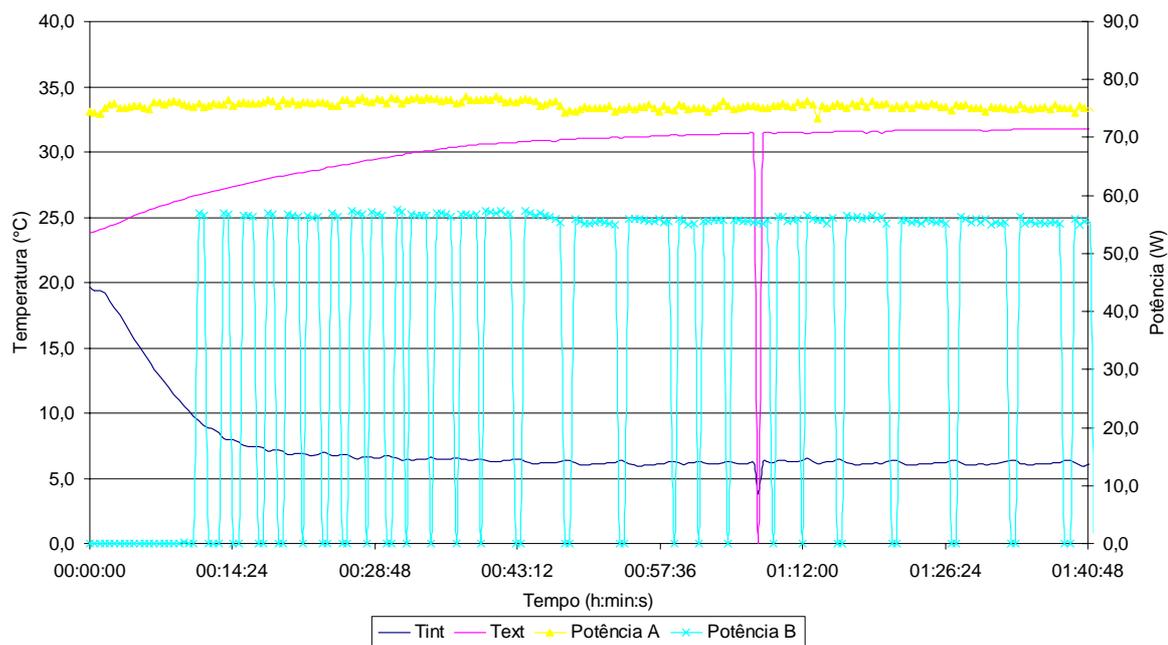


Figura 5.20. Estabilização do calorímetro a 6°C. (Temp. externa 32°C)

5.6 Ensaio calorimétrico – Análise Psicrométrica

O processo definido pelo funcionamento do calorímetro é mostrado através da representação psicrométrica dos estados ocupados pelo ar interno do calorímetro, de modo que todos os processos envolvem uma condição transiente partindo de um estado inicial e uma condição de ciclagem permanente.

5.6.1 Desempenho psicrométrico a 32°C

Através da representação psicrométrica é possível observar o comportamento do conteúdo de água presente no ambiente interno ao calorímetro. Lembra-se que os registros estão impressos segundo a pressão total ambiente de 91800 Pa. Com o início do ensaio, nota-se a desumidificação contínua a partir dos 40°C, Fig. (5.21). À medida que o equipamento inicia o processo de estabilização, a curva tende a oscilar em torno da região marcada pela nuvem de pontos.

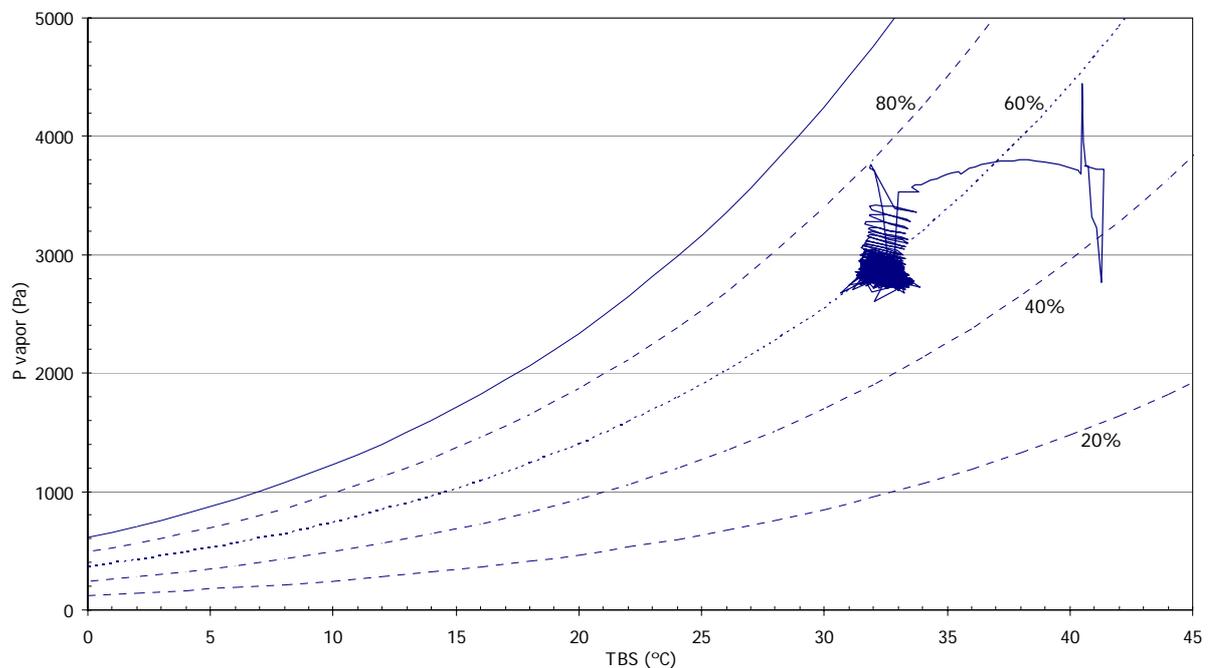


Figura 5.21. Estabilização do calorímetro a 32°C. (Evaporador TIPO 2)

5.6.2 Desempenho psicrométrico a 28°C

O ensaio é iniciado a partir da temperatura de 16°C até que é atingido o valor de 28°C, que é a região representada pela nuvem de pontos, Fig. (5.22). Houve crescimento da umidade em virtude de haver água residual no fundo do calorímetro proveniente do ensaio anterior.

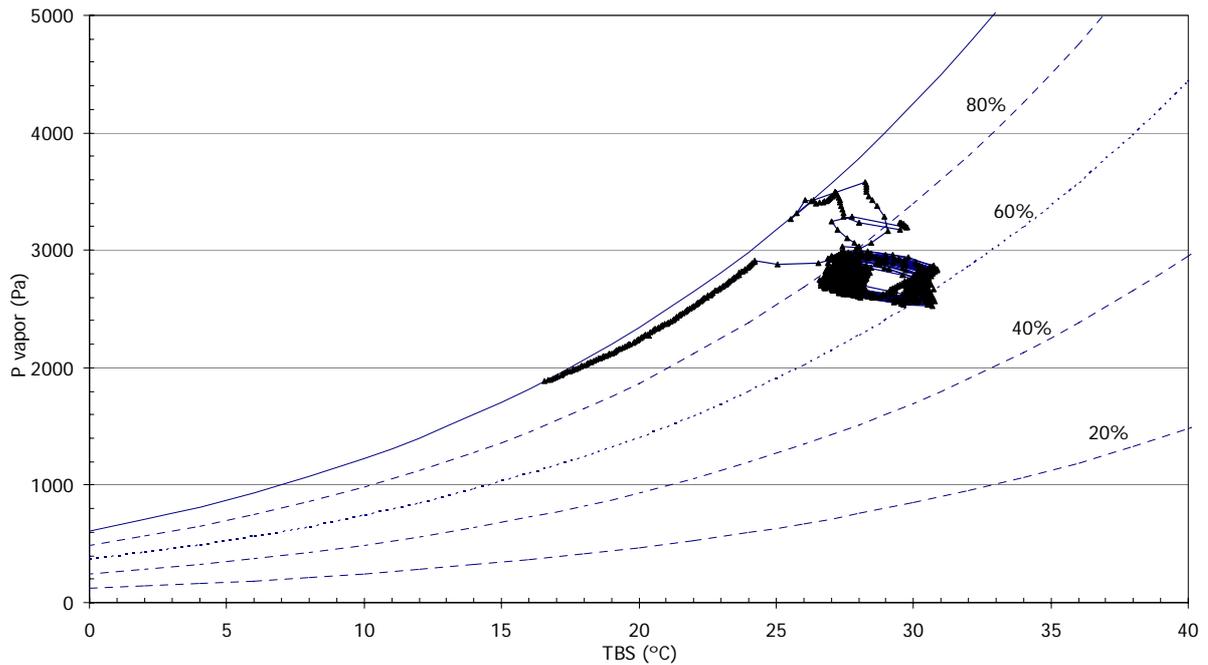


Figura 5.22. Estabilização do calorímetro a 28°C. (Evaporador TIPO 2)

5.6.3 Desempenho psicrométrico a 24°C

Nas Figs. (5.23), (5.24), (5.25) e (5.26) estão registrados os valores de pressão parcial de vapor para as condições de regime permanente do ar interno do calorímetro nas respectivas condições de ensaio. As variações higroscópicas foram satisfatórias para os ensaios estando as pressões de vapor variando em torno de 400 Pa. Com a redução do intervalo de acionamento do sistema de controle, as variações seriam imperceptíveis.

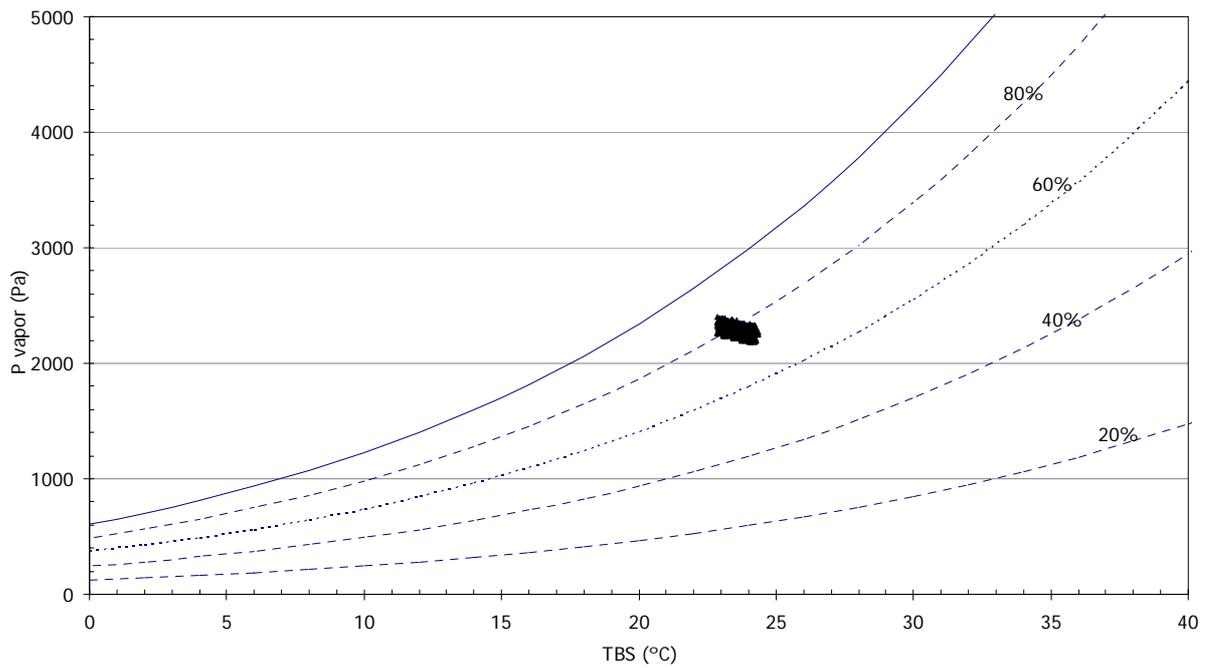


Figura 5.23. Estabilização do calorímetro a 24°C. (Evaporador TIPO 2)

5.6.4 Desempenho psicrométrico a 20°C

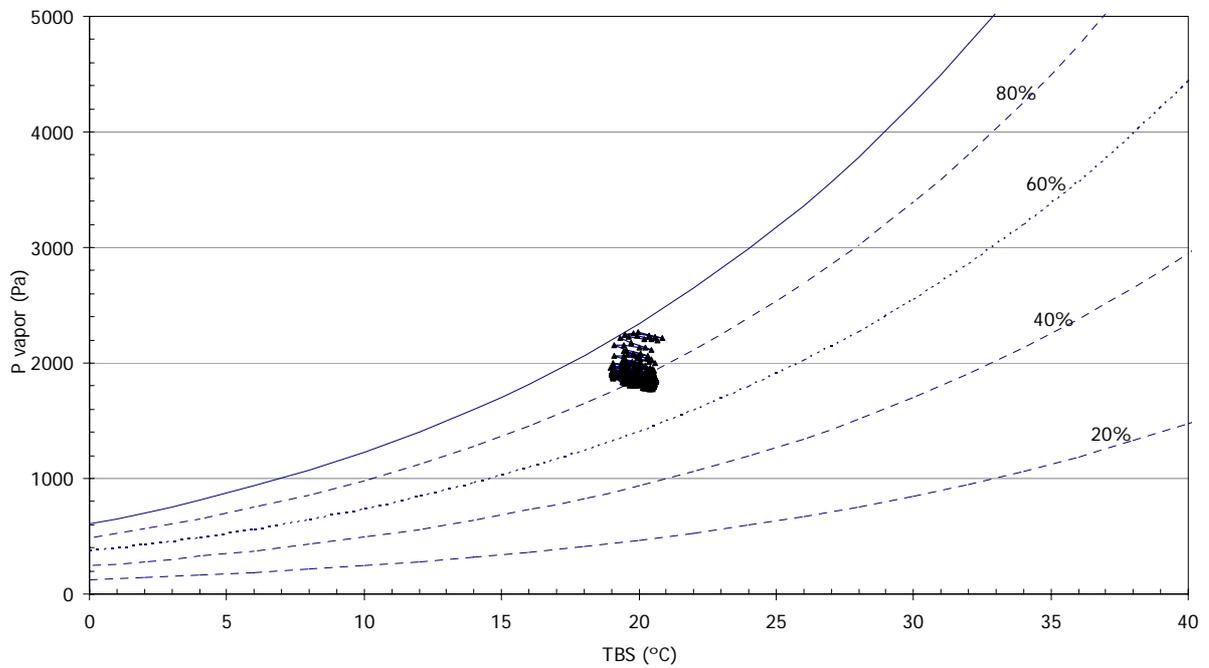


Figura 5.24. Estabilização do calorímetro a 20°C. (Evaporador TIPO 2)

5.6.5 Desempenho psicrométrico a 16°C

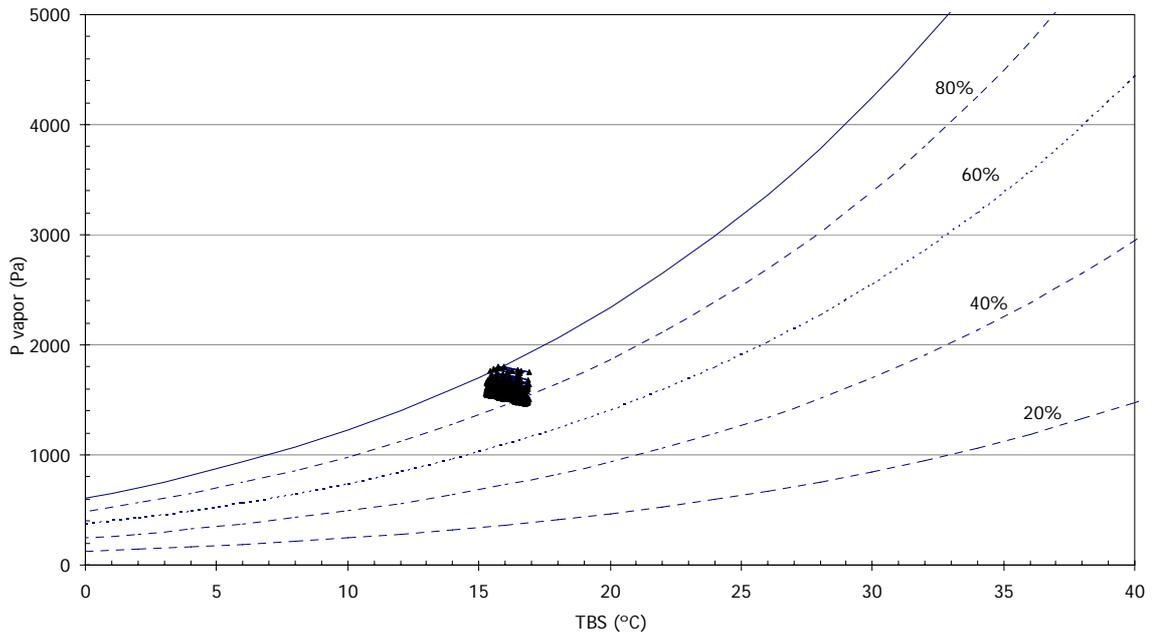


Figura 5.25. Estabilização do calorímetro a 16°C. (Evaporador TIPO 2)

5.6.6 Desempenho psicrométrico a 10°C

Em função da temperatura da superfície do evaporador, sob teste, estar em torno de 9,1°C e a temperatura inicial do processo em 18°C, conforme Fig. (5.26), a refrigeração e a desumidificação ocorreram sob condição de saturação. O processo ocorreu até que a ciclagem atingiu a condição de regime permanente.

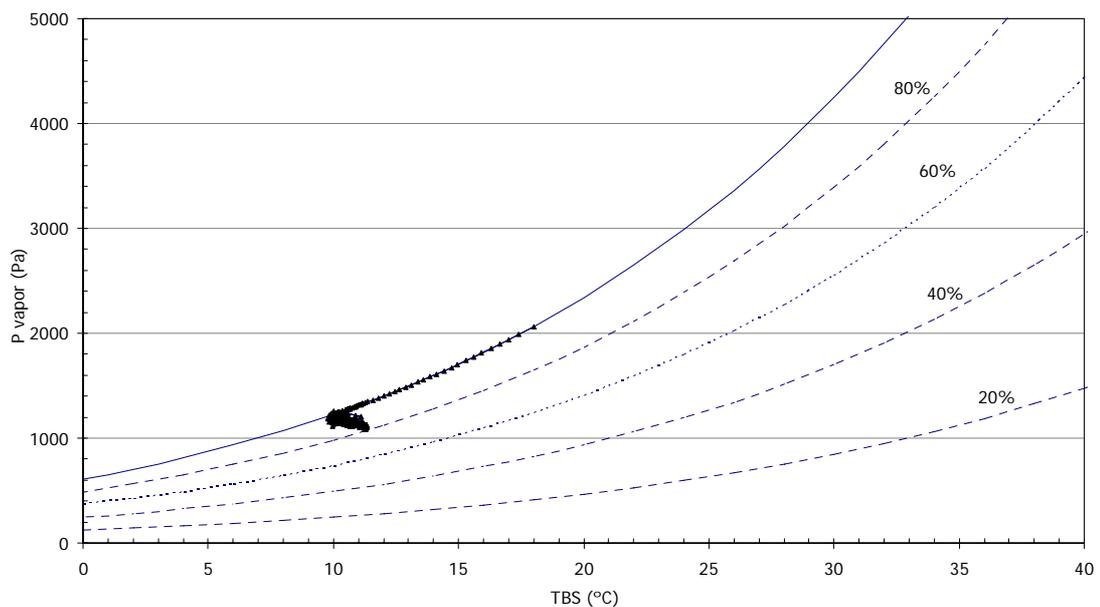


Figura 5.26. Estabilização do calorímetro a 10°C. (Evaporador TIPO 2)

5.6.7 Desempenho psicrométrico a 6°C

Nota-se na Fig. (5.27) o processo de estabilização sob ajuste de 6°C. Quanto menor a temperatura a ser controlada pior é o processo de controle, uma vez que a resistência elétrica é pouco solicitada e o seu acionamento é condicionado aos 30s de intervalo na aquisição. O resultado é uma flutuação de 6,5°C.

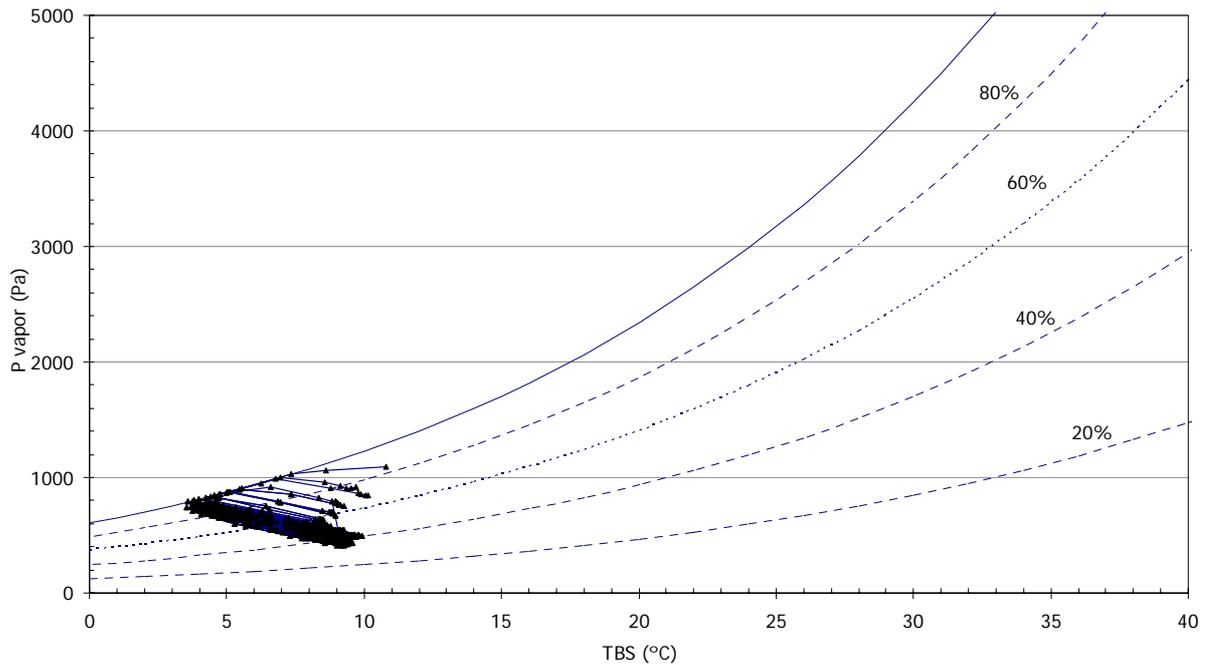


Figura 5.27. Estabilização do calorímetro a 6°C. (Evaporador TIPO 2)

O ensaio calorimétrico expresso por meio da curva psicrométrica revela-se de modo bastante elucidativo a condição de estabilização de umidade no ambiente interno ao calorímetro e, principalmente, como o processo de secagem ocorre, sua intensidade e sua estabilização, desde o regime transitório até a ciclagem periódica com a estabilidade higrotérmica do escoamento através do evaporador.

6. Conclusão

Foi proposta neste trabalho a construção de um equipamento destinado à avaliação energética de evaporadores tipo tubo aletado. Este objetivo foi conseguido por meio da metodologia de projeto e da revisão bibliográfica permitindo que se delineasse um conceito de construção alicerçada nos princípios de funcionalidade e custo, não esquecendo que a experiência de todos, que em algum momento contribuiu com algo, foi fundamental para o projeto. Sabe-se, que é difícil desenvolver pesquisa com poucos recursos financeiros e essa dificuldade permeou-se durante toda a construção. Recursos como sucatas cedidas e componentes avulsos foram significativas para que fosse possível produzir o calorímetro com reais condições de ensaio, além do máximo aproveitamento dos recursos existentes dentro da própria instituição de pesquisa, a PUCPR.

Pormenorizando a construção, cabe ressaltar que a utilização de recursos computacionais como o aplicativo de modelagem numérica, no caso o CFX, contribuiu bastante na escolha da posição na qual o evaporador sob teste poderia ser colocado. Os resultados da simulação do Capítulo 2, mais em especial ao das linhas de corrente, foram determinantes para esta escolha. Tal fato possibilitou que a circulação do ar pelo evaporador fosse feita de maneira mais uniforme. Entretanto, sabe-se que a modelagem por si só dificilmente representa de modo fiel a realidade. O que acontece é uma simplificação, porém ela pode estar mais perto ou não do ensaio real. Na modelação apresentada acredita-se que o modelo não represente muito bem o escoamento, em virtude das simplificações para a simulação do ventilador e a ausência da descrição geométrica detalhada do evaporador sob teste. Sabe-se que o escoamento nas pás de um ventilador axial é de difícil representação, pois o escoamento se dá em superfícies complexas e nas três dimensões, o que é muito diferente do modelo baseado em uma área transversal com um potencial de pressão constante. Entretanto este estudo ajudou a obter uma idéia para o posicionamento do evaporador sob teste o que valida o esforço.

Quanto à montagem do sistema de refrigeração, menciona-se que o mesmo foi objeto de grande trabalho e muita paciência, pois o que norteou a montagem foi

a funcionalidade e essa premissa recomenda manutenção eficaz. Para tal os componentes devem ser facilmente desmontados, portanto, inviabilizando conexões permanentes. Conseqüentemente os encaixes e conexões utilizados prejudicam a confiabilidade de vedação. No entanto, vedação é fundamental para permitir a carga de gás refrigerante e a manutenção dessa carga com o tempo. Como foram utilizadas vedações de latão a flange a carga se mantém sob irrelevantes variações de massa por cerca de 1 mês, momento a partir do qual percebeu-se rendimento inferior no desempenho energético do calorímetro. Portanto, para assegurar a confiabilidade dos ensaios, estes devem ser conduzidos um a um no menor tempo disponível. Além disso, não foi possível controlar temperaturas internas menores que 5°C, acreditando-se ser devido à válvula de expansão termostática não ser adequada para as pressões geradas pelo compressor utilizado. O compressor é de refrigeração de pequeno porte com cerca de 500Btu/h (146W) e a válvula utilizada é de refrigeração comercial com até ½ TR (tonelada de refrigeração), ou seja 5980 Btu/h (1750W) e essa adequação é importante para o máximo rendimento do ciclo do frigorífico.

Outra observação é que não é garantida a condição tanto da entrada quanto da saída do fluido refrigerante, respectivamente, na entrada e saída do evaporador, o que inviabiliza confrontar resultados por meio do balanço de energia e massa no fluido refrigerante com o levantamento energético do ambiente interno do calorímetro que foi utilizado nesse projeto. Porém em nenhum caso, exceto o de Wongwises et al. (2000) e Park et al. (2002), utilizaram sub-resfriadores no circuito de refrigeração. Acredita-se que para projetos de baixas capacidades o funcionamento é instável, pois há pouca massa de fluido refrigerante nesses circuitos. Deste modo, mesmo que existisse um sub-resfriador na saída do condensador e que ele fosse capaz de impor ao fluido de refrigeração a condição de líquido saturado na saída da válvula de expansão termostática, este teria que percorrer a linha até entrar no domínio do calorímetro conectando ao evaporador. Conseqüentemente o título na entrada do evaporador é indeterminado.

Desconhece-se a existência de medidores de título para essas condições de escoamento. Existem, para circuitos de elevada capacidade, medidores que tomam por base a densidade do fluido bifásico utilizados na área do petróleo. Porém o

modelo é distinto do requisitado pois o escoamento é quase-estático. Solucionar esse problema não é viável, no entanto pode-se contorná-la minimizando essas condições apresentando ao ciclo uma condição uniforme de funcionamento, controlando de modo eficiente a temperatura do condensador, o que produz estabilidade para o ciclo. Para todos os evaporadores, quando se deseja confrontá-los quanto a sua eficiência, eles têm geralmente dimensões similares, porém ainda há singularidades, pois o material e formato de aletas podem ser distintos, condicionando o ciclo de refrigeração à produção da condição de entrada do evaporador similar para qualquer evaporador testado. A condição da saída vai ser resultado da troca de calor variando o desempenho do ciclo e individualizando o resultado para cada protótipo.

Quanto à condição de controle, salienta-se que o algoritmo utilizado funcionou bem mantendo a estabilidade da temperatura do equipamento, no entanto, notou-se que para alguns ensaios, principalmente aqueles sob temperaturas de controle mais próximas das da câmara externa, 32°C, que a convergência ocorreu, mas de modo periódico. Essa ineficácia de convergência é devido à utilização do equipamento de aquisição de dados e também para fazer o controle da temperatura de ensaio. Como o equipamento é obrigado a realizar atualização dos dados de temperatura, que são em torno de 20 pontos de aquisição multiplexados, é gasto tempo de processamento para essa operação. Com esse intervalo de tempo consumido para a leitura dos sinais pelo sistema de aquisição o tempo de processamento para o controle é comprometido. Portanto, o intervalo mínimo para aquisição e controle do calorímetro ficou como sendo de 30s para permitir que todo o processamento fosse feito e a confiabilidade da medição estivesse mantida descomprometendo o resultado. Esta escolha teve um preço, o controle, apesar de ativo ficou lento e as variações térmicas dentro do calorímetro são rápidas produzindo as oscilações na temperatura interna resultante da condição de controle.

Com todas essas observações o resultado ainda pode ser obtido com boa aproximação, permitindo a realização de ensaios no calorímetro com boa confiabilidade quando respeitadas as melhores práticas de ensaio. Durante a fase de construção houve dúvidas quanto à interdependência do resultado com a umidade do ambiente interno do calorímetro pois sabe-se que o evaporador não teria condições de fazer toda a secagem do ar úmido. Entretanto no modelo físico,

Capítulo 2, ficou claro que, uma vez que as condições de regime permanente fossem alcançadas, a umidade atingiria um valor constante não interferindo no resultado como demonstrado no Capítulo 5.

No Capítulo 5 demonstrou-se a aplicação direta do calorímetro ao ensaiar dois modelos distintos de evaporadores. Os resultados permitiram fazer comparações e auxiliaram na escolha de um layout de evaporador mais adequado para uma determinada temperatura de funcionamento. Também por meio de uma abordagem psicrométrica foi possível levantar de modo prático o desempenho dos evaporadores sob a ótica da umidade. Até o momento foram concluídos aspectos inerentes à funcionalidade do calorímetro, entretanto não foi comentado explicitamente a respeito de modificações julgadas interessantes para a melhoria da medição, como segue:

- Primeiramente, devido às condições de controle apresentadas anteriormente, recomenda-se desvincular o sistema de controle do sistema de aquisição de dados, tornando-os independentes. Deste modo torna-se possível estabelecer intervalos, quando de aquisição, mas principalmente de controle inferiores ao utilizado neste trabalho reduzindo as oscilações de temperatura e umidade aos resultados apresentados no Capítulo 5, possibilitando melhor confiabilidade e robustez da medição.
- Outra modificação pertinente é a proposição de um sistema subresfriador na entrada do evaporador permitindo a variação do estado de entrada do mesmo.
- A fim de possibilitar a variação da velocidade do escoamento do ambiente interno ao calorímetro, a implementação de um inversor de frequência na alimentação do ventilador permitiria uma variação contínua da velocidade adaptando o evaporador a diversas condições de coeficiente de película (convecção).
- Outra modificação possível está na medição da vazão de ar para quantificar a variação produzida pelo inversor de frequência. Esta medição poderia ser obtida por meio de um Pitot, medindo a pressão

diferencial da estagnação em relação à estática, ou mesmo por um anemômetro de fio quente.

- Além disso, poder quantificar o fluxo de gás refrigerante é bastante interessante, mas uma ressalva deve ser feita. O sensor deve ser também confiável. Assim uma bancada específica para essa calibração deveria ser implementada determinando condições de escoamento e de volume controlados de modo a garantir as condições da medição, quando em teste. Tal cuidado não é mero formalismo, pois pequenas variações na medição produziram um erro significativo na avaliação das trocas pelo balanço de energia no fluido refrigerante. Desta forma, a variação de entalpia entre a entrada e a saída do evaporador é bastante significativa, da ordem de 200kJ/kg para o R134a nas pressões típicas de expansão de cerca de 100kPa, conforme tabelas termodinâmicas. Portanto, erros na determinação da vazão de massa de gás, nessas condições de entalpia, produziram uma incerteza de medição insatisfatória.

Finalmente, novos estudos podem ser realizados tanto pelo aperfeiçoamento do calorímetro quanto pela condução de ensaios para levantamento de desempenho de evaporadores como aqueles realizados nessa dissertação.

Bibliografia

- ABNT Associação Brasileira de Normas Técnicas**, NBR 14724, Informação e documentação – Trabalhos acadêmicos - Apresentação, pp. 1-6, Rev. Agosto 2002.
- AEA Technology**, CFX 5.0 Help Solver and Solver Manager, Turbulent Models, pp. 285-286, 2000.
- ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers Inc**, HandbookCD, Fundamentals, Theory, Psychometrics, Millstar Electronic Publishing Group Inc, 1997.
- Back, N., Forcellini, F.**, Metodologia de Projeto de Produtos Industriais, Guanabara Dois, 1983.
- Beck, J. V., Arnold, K. J.**, Parameter Estimation In Engineering and Science, J. Wiley & Sons, NY, pp. 130-145, 1977.
- Horuz, L., Kurem, E., Yamankaradeniz, R.**, Experimental and Theoretical Performance Analysis of Air-cooled Plate-finned-tube Evaporators, International Communication in Heat and Mass Transfer, Vol 25, nº 6, pp. 787-798, 1998.
- Jabardo, J. M. Saiz, Mamani, W. G., Ianella, M. R.**, Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor, International Journal of Refrigeration 25, pp. 1157-1172, Elsevier Science Ltd., 2002.
- Koury, R. N. N., Machado, L., Cruz, J. F. S. G., Santos, M. H., Mendonza, O. S. H.**, Estudo da transferência de calor em um evaporador tubular operando com R-134a, Proceedings of XVI COBEM 2001 - XVI Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Vol. 05, pp. 145-151, 2001.

- Lamberts R., Dutra L. e Pereira F.O.R.**, Eficiência Energética na Arquitetura, PW Editora, São Paulo, 1997.
- Lamberts R., Thomé M., Lomardo L. and Mascarenhas A.C.**, Retrofit Demonstration in Brazilian Commercial and Public Buildings, ACEEE – Summer Study on Energy Efficiency in Buildings, 1998.
- Lee, J. H., Bae, S. W., Bang, K. H., Kim, M. H.**, Experimental and Numerical Research on Condenser Performance for R-22 and R-407 Refrigerants, International Journal of Refrigeration 25, pp. 372-382, 2002.
- Liang, S.Y., Wong, T.N., Nathan, G. K.**, Numerical and Experimental Studies of Refrigeration Circuitry of Evaporators Coils, International Journal of Refrigeration 24, pp. 823-833, 2001.
- Moura, L. M., Mendes N., Mendonça K.C., Possobom AC. P., Erzinger A. Jr, Oresten L. F.**, Sistema para Avaliação de Desempenho Termodinâmico em Ambientes Controlados, CONEM 2000 – Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Natal, RN, 2000.
- Oresten, L. F.**, **Implementação do Sistema de Medição de uma Câmara Climatizada.** Trabalho de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, PR, Brasil, 1999.
- Park, Y. C., Kim, Y., Cho, H.**, Thermodynamic analysis on the performance of a variable speed scroll compressor with refrigerant injection, International Journal of Refrigeration 25, pp. 1072-1082, Elsevier Science Ltd., 2002.
- Sami, S.M., Poirier, B.**, Two phase flow heat transfer of binary mixtures inside enhanced surface tubing, International Communications of Heat Mass Transfer 25, No. 6, pp. 763-773, Pergamon, 1998.

Taylor, J. L., Fundamentals of Measurement Error, Neff Instrument Co., Monrovia, pp. 74-84, 1988.

Threlkeld, J. L., Thermal Environment Engineering, Prentice Hall, 1970.

Wang, C., Lin, Y., Lee, C., Heat and Momentum Transfer for Compact Louvered Fin-and-tube-Heat Exchangers in Wet Conditions, Heat and Mass Transfer 43, pp. 3443-3452, 2000.

Wongwises, S., Disawas, S., Kaewon, J. and Onurai, C., Two-phase evaporative heat transfer coefficients of refrigerant HFC-134a under forced flow conditions in a small horizontal tube, International Communications of Heat Mass Transfer 27, No. 1, pp. 35-48, Pergamon, 2000.

Artigos Científicos Realizados Durante a Publicação da Dissertação

Piske, A. C., Moura L. M., Mendes N., Development of a Calorimeter for Evaluating Thermal Performance of Evaporators, ESDA 2004 - 7th Biennial ASME Conference, Manchester-UK, 2004.

Piske, A. C., Moura L. M., Mendes N., Desenvolvimento de um Calorímetro para Avaliação do Desempenho Energético de Evaporadores, COBEQ - II Congresso Brasileiro de Termodinâmica Aplicada, Curitiba-PR, 2004.

Piske, A. C., Moura L. M., Mendes N., Avaliação Psicrométrica de um Processo Calorimétrico, CONEM - Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Belém-PA, 2004.

Piske, A. C., Moura L. M., Mendes N., Método para Análise de Evaporadores por Meio de um Calorímetro, MERCOFRIO 2004 – Congresso de Ar Condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação do Mercosul, Curitiba-PR, 2004.

A.1. Aplicativo de Controle e Aquisição de Sinais

A fim de promover o monitoramento da câmara foram desenvolvidas rotinas computacionais capazes de registrar dados de temperatura e grandezas elétricas. Por meio da tela “TERMOSTATO Virtual para Aquecimento”, Fig. (A.1.1), faz-se a escolha da malha de termopar a realizar o registro da temperatura interna do calorímetro, utilizada como parâmetro de realimentação de controle do calorímetro. Esta escolha é realizada no campo “Termopar”.

No campo “Temp. Referência” ajusta-se o valor de “set-point” que é a temperatura de controle a ser estabelecido no calorímetro.

Já no campo “Temperatura” faz-se a leitura de modo dinâmico da temperatura que está sendo utilizada pelo algoritmo de controle. Um breve histórico dessa temperatura pode ser visualizada nos eixos abaixo.

Na tela “Dados do Ensaio” mostra-se o tempo de aquisição e intervalo entre medidas que está sendo utilizado durante o ensaio.

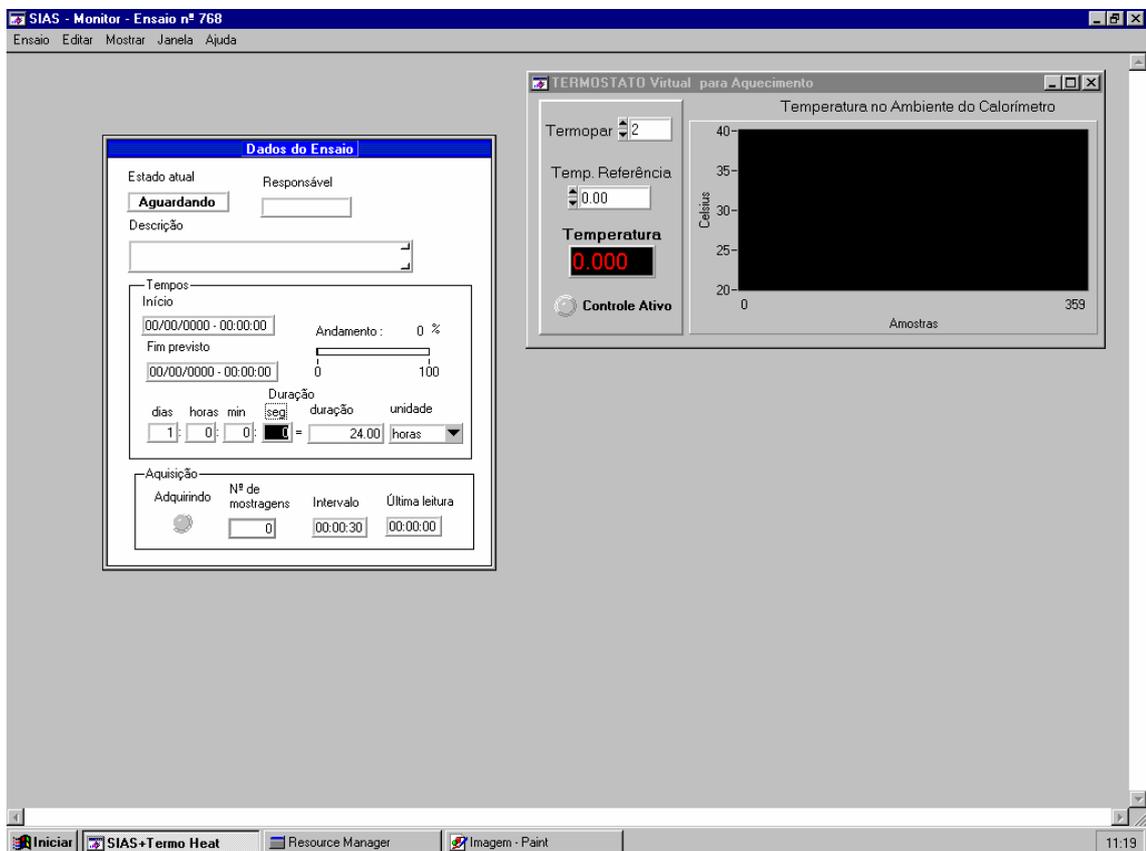


Figura A.1.1 Tela de controle principal do aplicativo de controle de temperatura.

Na Fig. (A.1.2) está mostrada a tela de entrada dos dados de intervalo entre aquisição de dados e o tempo de ensaio.

No botão denominado por Características, Fig. (A.1.2), situado no campo "Sensores" , é possível configurar os tipos de sensores que são utilizados no ensaio.

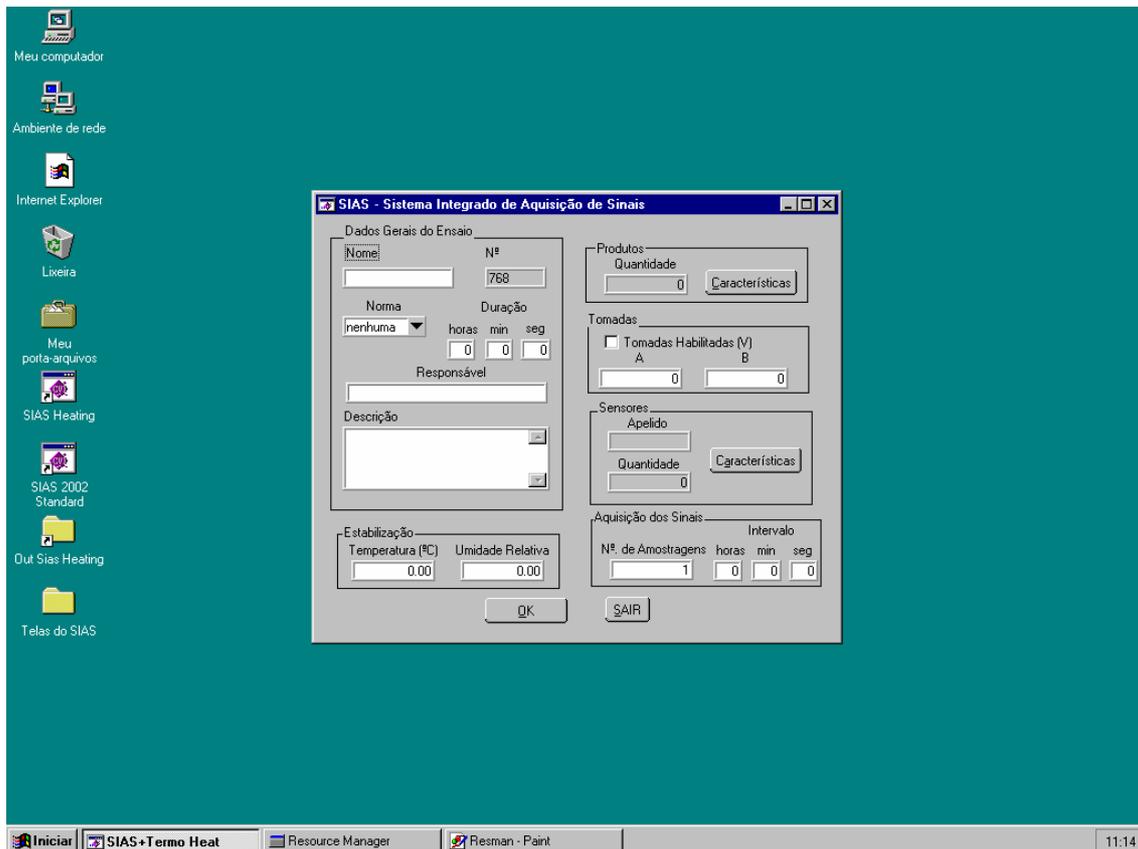


Figura A.1.2 Tela de ajuste do intervalo e tempo de aquisição.

As pré-configurações dos sensores podem ser cadastradas na tela “Lista de configurações de sensores”, Fig. (A.1.3), no qual os sensores que são utilizados no calorímetro estão cadastrados. Para inserir um perfil de usuário novo existe o botão “inserir”, que chama a tela da Fig. (A.1.4).

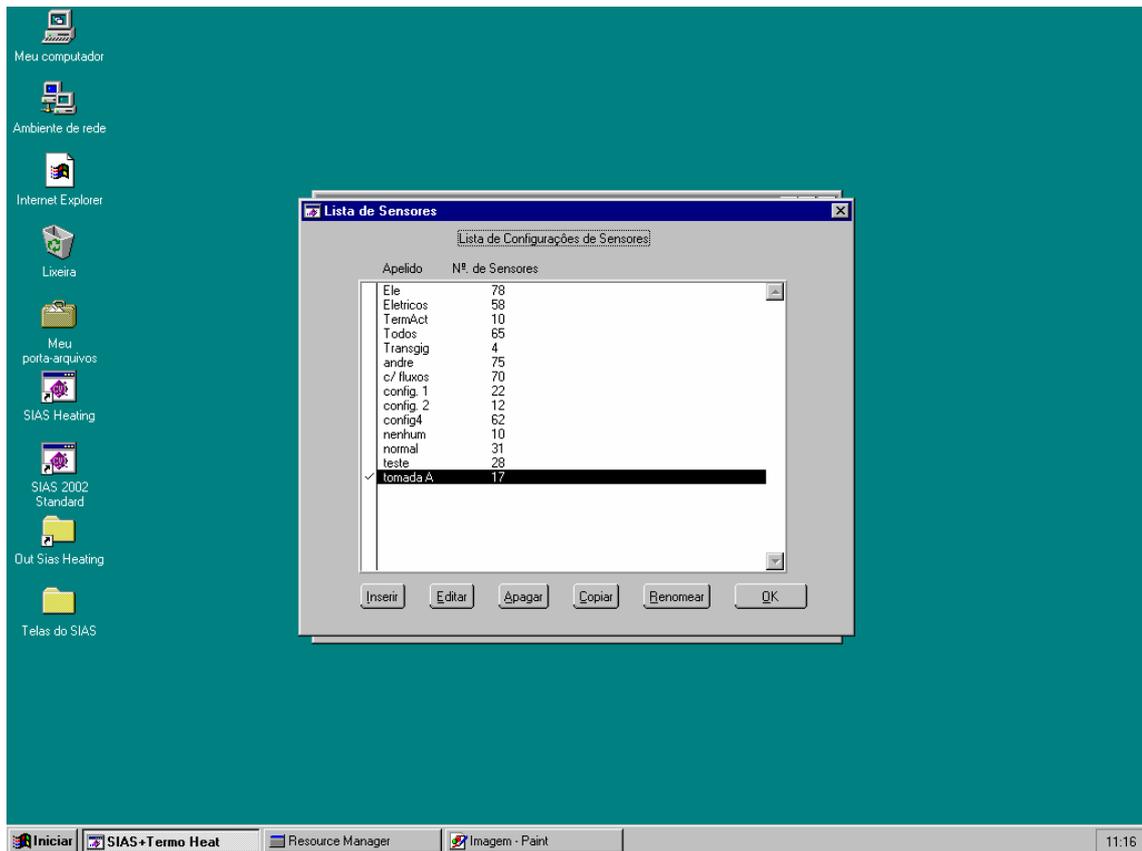


Figura A.1.3 Tela de captura de pré-configurações de sensores.

O "Hardware" do sistema de controle e aquisição está preparado para receber até 80 pontos de aquisição de dados de temperatura, canais específicos para sensores PT100, sensores com saída em sinal padrão de tensão e corrente como os higrômetros, células de carga, etc. Entradas específicas de grandezas elétricas são permitidas por dois transdutores digitais específicos. Cada um deles é capaz de registrar grandezas elétricas monofásicas entre tensão, corrente elétrica, potência (ativa, reativa e aparente), frequência e fator de potência, dentre outras.

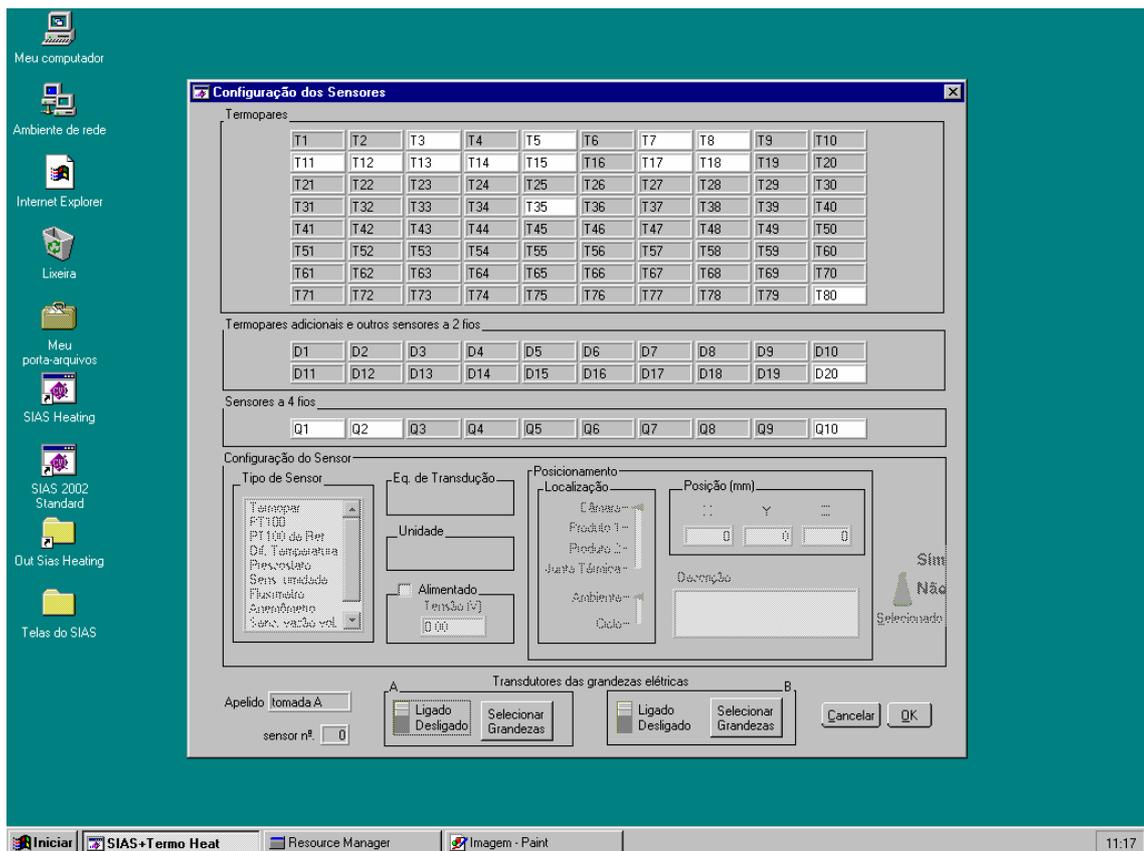


Figura A.1.4 Tela de configuração dos tipos de sensores.

A.1. Metodologia de Projeto

A metodologia de projeto resume-se na avaliação sistêmica e metodológica, do ponto de vista científico, no qual fases, parâmetros e especificações são alcançadas de modo a caracterizar um desenvolvimento. Tal método se baseia em identificar as verdadeiras necessidades que o usuário espera do objeto, no caso o calorímetro para avaliação de evaporadores, de modo que o mesmo atenda satisfatoriamente os requisitos de funcionamento comentados neste capítulo. Estas necessidades e as planilhas metodológicas estão apresentadas no item (A.1.1).

No item (A.1.2), é discutido o resultado da avaliação metodológica.

A.1.1 Necessidades do Usuário

Back et al., 1977, identificou, segundo seus estudos, as necessidades que um usuário, espera de um determinado produto e elencou-as segundo a hierarquia abaixo:

A.1.1.1 Necessidades fisiológicas – Aquelas que correspondem à manutenção da vida, que no caso, sem vínculo direto com o calorímetro.

A.1.1.2 Necessidades de segurança – Correspondente a utilizar um ambiente seguro e estável.

A.1.1.3 Necessidade social – Caracterizada pela necessidade em ser aceita pela sociedade, também não ocorrendo no projeto.

A.1.1.4 Necessidade de estima – Correlaciona-se com a possibilidade em construir uma auto-imagem positiva e receber atenção e reconhecimento dos outros.

A.1.1.5 Necessidades de auto-realização – Possibilidade de autonomia e crescimento psicológico.

A fim de atender essas expectativas ao usuário quanto ao funcionamento do calorímetro, foram estabelecidas condições de operação para o equipamento. As necessidades estão pormenorizadas na Tab. (A.1.1).

Tabela A.1.1. Principais necessidades de projeto para a construção do calorímetro.

Peso	Necessidade
1°	Estabilidade da medição da capacidade do evaporador
2°	Monitoração de temperatura, e grandezas elétricas
3°	Baixo Custo
4°	Domínio homogêneo no calorímetro
5°	Baixas perdas de energia
6°	Segurança contra vazamento de gases
7°	Dissipação de energia
8°	Circuito de refrigeração
9°	Espaço disponível para avaliar evaporadores com dimensões variadas
10°	Baixa manutenção

Diante das necessidades apresentadas foram especificadas as principais características que o calorímetro deve apresentar para obter funcionamento consistente. Estas características estão apresentadas e categorizadas na Tab. (A.1.2). Cada especificação deve ser mencionada de modo a abranger no projeto todas as características significativas para o projeto calorímetro.

Tabela A.1.2. Especificações de Projeto.

item	Especificação	Desejabilidade	Método de controle
1	Insuflamento	Quanto maior melhor	<ul style="list-style-type: none"> • Manômetro • Coluna de líq.
2	Espaço útil de teste	>100x100mm	<ul style="list-style-type: none"> • Escala
3	Isolamento térmico do calorímetro	0 W	<ul style="list-style-type: none"> • Ensaio reverso • Termopar T
4	Fluxo de refrigerante na entrada do evaporador	Título= 0	<ul style="list-style-type: none"> • Visor de líquido • Medição de propriedades • Separador de líq.
5	Incerteza na temperatura	< $\pm 0,5K$	<ul style="list-style-type: none"> • Termopar T
6	Incerteza na potência elétrica	< $\pm 1W$	<ul style="list-style-type: none"> • Analisador de Grandezas elétricas
7	Controle do aquecimento	Auto-ajustável	<ul style="list-style-type: none"> • Algoritmo de termostato
8	Acesso	Ergonômico	<ul style="list-style-type: none"> • Tampo acesso
9	Manutenção	Adaptável e fácil	<ul style="list-style-type: none"> • Conexões em flange (latão)
10	Ajuste do nível de potência no dissipador	Ajustável	<ul style="list-style-type: none"> • Transformador de núcleo variável
11	Dissipador	Uniformidade	<ul style="list-style-type: none"> • Resistência elétrica de aletas

Segundo Back et al., 1977, de posse da lista de requisitos e das especificações de projeto, o passo seguinte está na geração da estrutura de funções. A estrutura de funções, Fig. (A.1.1), representa toda a funcionalidade que o calorímetro deve ter para operar de forma adequada. A característica mais importante desta fase está em

desdobrar cada função que o calorímetro exige determinando uma tarefa que geralmente é atribuída por um verbo, desta forma, possibilitando nas próximas fases a geração de idéias para solução das tarefas de cada sub-função. Assim, torna-se possível estruturar a matriz morfológica, Tab. (A.1.3), concebida por todas as possibilidades existentes, dentro da técnica disponível, para cumprir cada tarefa determinada na estrutura de funções.

De posse da matriz morfológica Tab. (A.1.3), geram-se as concepções possíveis, Tab. (A.1.4), ponto de vista técnico e econômico, para apresentar as possibilidades plausíveis de construção do sistema calorimétrico de modo organizado e principalmente levando em conta todos os detalhes que cada concepção propõe.

A matriz de avaliação, Tab. (A.1.5), apresenta o resultado da ponderação segundo as necessidades evidenciadas na Tab. (A.1.1), das concepções disponíveis e idealizadas na planilha de concepções, Tab. (A.1.4).



Figura A.1.1. Estrutura de funções do calorímetro.

Tabela A.1.3. Matriz Morfológica.

SUB-FUNÇÃO		PRINCÍPIOS DE SOLUÇÃO			
		1	2	3	4
F1	Evacuar sistema de refrigeração	Bombeamento	Fluxo de arraste de material acelerado		
F2	Fornecer gás refrigerante	Descarga manual	Descarga automática		
F3	Suprir isolamento térmico	Poliuretano expandido	Poliestireno expandido	Lã de vidro	Sem isolamento
F4-A	Ligar sistema de ventilação	Botoeira	Automático		
F4-B	Gerar potencial de advecção do domínio	Ventilador axial	Ventilador Radial		
F4-C	Conduzir ar do domínio	Insuflamento fechado	Insuflamento aberto		
F4-D	Ajustar a velocidade do ar	Trocar o bobinado do ventilador	Inversor de frequência	Sem ajuste	
F4-E	Medir a taxa de energia consumida	Medir Potência	Medir Tensão e corrente		
F5-A	Ligar sistema frigorífico	Automático	Manual		

F5-B	Conduzir o fluido refrigerante	Tubos de cobre/ conexões em latão	Tubos de aço/ juntas soldadas		
F5-C	Gerar o ciclo frigorígeno	Ciclo padrão simples	Ciclo padrão cascata		
F5-D	Alterar a temperatura de evaporação	Tubo capilar	Válvula expansão termostática	Válvula expansão pressostática	
F6-A	Ligar sistema de aquisição de dados	Manual			
F6-B	Iniciar aquisição de temperatura	Manual			
F6-C	Iniciar aquisição elétrica da ventilação	Manual			
F6-D	Iniciar aquisição elétrica da resistência	Manual			
F6-E	Controlar a resistência elétrica	Manual	Controle termostático ON-OFF	PID- em nível e largura de pulso	PWM – Largura de Pulso
F7	Suprir energia para câmara externa	Manual			
F8	Regular a tensão da resistência elétrica	Transformador de núcleo variável	Inversor de frequência	Sem	

Tabela A.1.4. Matriz de Concepções.

SUB-FUNÇÃO		Concepções Caracterizadas			
		1	2	3	4
F1	Evacuar sistema de refrigeração	Bombeamento	Bombeamento	Bombeamento	Bombeamento
F2	Fornecer gás refrigerante	Descarga manual	Descarga manual	Descarga manual	Descarga manual
F3	Suprir isolamento térmico	Poliuretano expandido	Poliestireno expandido	Lã de vidro	Sem isolamento
F4-A	Ligar sistema de ventilação	Botoeira	Botoeira	Botoeira	Botoeira
F4-B	Gerar potencial de advecção do domínio	Ventilador Radial	Ventilador Radial	Ventilador axial	Ventilador axial
F4-C	Conduzir ar do domínio	Insuflamento fechado	Insuflamento fechado	Insuflamento aberto	Insuflamento aberto
F4-D	Ajustar a velocidade do ar	Trocar o bobinado do ventilador	Inversor de frequência	Trocar o bobinado do ventilador	Inversor de frequência
F4-E	Medir a taxa de energia consumida	Medir Potência	Medir Tensão e corrente	Medir Potência	Medir Tensão e corrente
F5-A	Ligar sistema	Manual	Automático	Manual	Automático

	frigorífico				
F5-B	Conduzir o fluido refrigerante	Tubos de cobre/ conexões em latão	Tubos de aço/ juntas soldadas	Tubos de cobre/ conexões em latão	Tubos de aço/ juntas soldadas
F5-C	Gerar o ciclo frigorígeno	Ciclo padrão simples	Ciclo padrão cascata	Ciclo padrão simples	Ciclo padrão cascata
F5-D	Alterar a temperatura de evaporação	Válvula expansão termostática	Válvula expansão pressostática	Tubo capilar	Válvula expansão termostática
F6-A	Ligar sistema de aquisição de dados	Manual	Manual	Manual	Manual
F6-B	Iniciar aquisição de temperatura	Manual	Manual	Manual	Manual
F6-C	Iniciar aquisição elétrica da ventilação	Manual	Manual	Manual	Manual
F6-D	Iniciar aquisição elétrica da resistência	Manual	Manual	Manual	Manual

F6-E	Controlar a resistência elétrica	Controle termostático ON-OFF	PWM – Largura de Pulso	Controle termostático ON-OFF	PWM – Largura de Pulso
F7	Suprir energia para câmara externa	Manual	Manual	Manual	Manual
F8	Regular a tensão da resistência elétrica	Transformador de núcleo variável	Inversor de frequência	Transformador de núcleo variável	Inversor de frequência

Tabela A.1.5. Matriz de Avaliação.

Necessidades do Cliente	Peso (importância) 1= menor 10= maior	(+) = positivo (N) = Não importa (-) = negativo			
		Concepção 1	Concepção 2	Concepção 3	Concepção 4
Estabilidade da medição da capac. do evap.	10	+	+	+	M
Domínio homogêneo no calorímetro	8	+	+	+	+
Baixas perdas de energia	8	+	+	-	-
Monitoração de temperatura, e grandezas elétricas	10	+	-	+	-
Circuito de refrigeração	5	+	+	+	+
Espaço disponível para avaliar evaporadores com dimensões variadas	3	+	+	+	+
Dissipação de energia	7	N	+	N	+
Baixa manutenção	2	+	-	+	-
Segurança contra vazamento de gases	8	N	+	N	+
Baixo Custo	10	+	-	N	-
Total de Pontos Positivos	(+)	8	7	6	5
Total de Pontos Positivos	(-)	-0	-3	-1	-4
Total Geral		8	4	5	1
Peso Global Total (Soma dos pesos)		56	27	30	1

A.1.2 Discussão da solução

A concepção "1" apresentou os melhores resultados quando parametrizados por meio das ferramentas metodológicas do projeto acima. A planilha de avaliação mensurou, de modo ponderado, cada item de relevância obtido por meio do desdobramento das especificações do projeto primando por sua funcionalidade global.

Esse procedimento metodológico permite avaliar cada concepção gerada segundo a viabilidade apresentada na planilha de concepções, analisada sob a ótica das disponibilidades reais por meio da planilha morfológica e sintonizada com a estrutura funcional do projeto do calorímetro, de forma que o equipamento seja bem definido e construído.

A.2 Planilhas de Calibração dos Termopares

A.2.1 Termopar TC01

Tabela (A.1) Planilha das medições de temperatura medidas pelo PT100 e pelo termopar TC01.

Unidade	Ohm	Ohm	Ohm	°C	°C	°C	adm	adm	°C
TC 01	2 x fio	PT100+ 2 x fio	PT100	WC T PT100	WC PT100 Cor.	V (TC)	$(T_{vii} - \bar{T}_{vii})(T_{vvg} - \bar{T}_{vvg})$	$(V_i - \bar{V})^2$	WC (TC)
-20	0,826	93,103	92,277	-19,70	-19,69	-19,1	786,7	769,1	-19,8
-10	0,830	97,015	96,185	-9,76	-9,77	-9,4	331,9	323,8	-9,8
0	0,839	100,943	100,104	0,24	0,21	0,4	69,6	67,7	0,2
10	0,816	104,792	103,976	10,15	10,10	10,1	2,2	2,4	10,3
26	0,827	111,010	110,183	26,09	26,01	25,9	300,2	299,7	26,4
45	0,833	118,360	117,527	45,04	44,93	43,7	1272,3	1231,3	44,7
					8,68	8,59	2762,9	2694,0	
					Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (A.2) Coeficientes dos parâmetros relativos ao ajuste da regressão linear pelos mínimos quadrados de primeiro grau para o termopar TC01.

Regressão Linear	β_1	1,026
	β_0	-0,135

Tabela (A.3) Planilha de cálculo para avaliação das incertezas relativas $IM(\beta_0)$, $IM(\beta_1)$ relativas ao termopar TC01.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
-20	0,01	0,27	366,4	0,44	0,12	0,01
-10	0,00		88,5			
0	0,00		0,1			
10	0,03		102,8			
26	0,17		671,0			
45	0,07		1907,9			
	0,28		3136,7			
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Tabela (A.4) Planilha de resultados para avaliação da incerteza referente à medição de temperatura realizada pelo termopar TC01.

Incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,01	adm
IM_{β_0}	0,12	adm
Incerteza Expandida (TC1)	0,3	K

A.2.2 Termopar TC02

Tabela (A.5) Planilha das medições de temperatura medidas pelo PT100 e pelo termopar TC02.

Unidade	Ohm	Ohm	Ohm	°C	°C	°C	adm	adm	°C
TC 02	2 x fio	PT100+ 2 x fio	PT100	VVC T PT100	VVC PT100 Cor.	VI (TC)	$(T_{Vi} - \bar{T}_{Vi})(T_{VVG} - \bar{T}_{VVG})$	$(VI_i - \bar{VI})^2$	VIC (TC)
-20	0,826	93,103	92,277	-19,70	-19,69	-18,6	770,3	737,4	-19,4
-10	0,830	97,015	96,185	-9,76	-9,77	-9,0	324,7	310,0	-9,7
0	0,839	100,943	100,104	0,24	0,21	0,7	66,9	62,6	0,2
10	0,816	104,792	103,976	10,15	10,10	10,2	2,3	2,6	9,9
26	0,827	111,010	110,183	26,09	26,01	26,0	301,9	303,2	26,0
45	0,833	118,360	117,527	45,04	44,93	44,9	1314,8	1314,9	45,2
					8,68	9,02	2780,9	2730,6	
					Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (A.6) Coeficientes dos parâmetros relativos ao ajuste da regressão linear pelos mínimos quadrados de primeiro grau para o termopar TC02.

Regressão Linear	β_1	1,018
	β_0	-0,516

Tabela (A.7) Planilha de cálculo para avaliação das incertezas relativas $IM(\beta_0)$, $IM(\beta_1)$ relativas ao termopar TC02.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
-20	0,07	0,22	344,6	0,44	0,10	0,004
-10	0,00		81,3			
0	0,00		0,5			
10	0,06		103,9			
26	0,00		676,1			
45	0,05		2011,7			
	0,19		3218,1			
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Tabela (A.8) Planilha de resultados para avaliação da incerteza referente à medição de temperatura realizada pelo termopar TC02.

Incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,00	adm
IM_{β_0}	0,10	adm
Incerteza Expandida (TC2)	0,2	K

A.2.3 Termopar TC03

Tabela (A.9) Planilha das medições de temperatura medidas pelo PT100 e pelo termopar TC03.

Unidade	Ohm	Ohm	Ohm	°C	°C	°C	adm	adm	°C
TC 03	2 x fio	PT100+ 2 x fio	PT100	VVC T PT100	VVC PT100 Cor.	VI (TC)	$(T_{Vi} - \bar{T}_{Vi})(T_{VVG} - \bar{T}_{VVG})$	$(V_i - \bar{V})^2$	VIC (TC)
-20	0,810	93,092	92,281	-19,69	-19,68	-17,9	752,3	703,8	-19,5
-10	0,834	97,011	96,177	-9,78	-9,79	-8,5	315,3	291,7	-9,6
0	0,837	100,933	100,096	0,22	0,19	0,8	66,1	60,8	0,1
10	0,807	104,812	104,004	10,22	10,17	10,2	2,4	2,6	10,0
26	0,829	111,012	110,184	26,09	26,01	25,3	289,1	278,1	25,7
45	0,836	118,359	117,523	45,03	44,92	44,0	1284,0	1254,8	45,3
					8,68	8,98	2709,3	2591,7	
					Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (A.10) Coeficientes dos parâmetros relativos ao ajuste da regressão linear pelos mínimos quadrados de primeiro grau para o termopar TC03.

Regressão Linear	β_1	1,045
	β_0	-0,703

Tabela (A.11) Planilha de cálculo para avaliação das incertezas relativas $IM(\beta_0)$, $IM(\beta_1)$ relativas ao termopar TC03.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
-20	0,05	0,31	321,8	0,44	0,14	0,01
-10	0,05		72,0			
0	0,00		0,6			
10	0,04		104,3			
26	0,09		638,3			
45	0,15		1937,1			
	0,38		3074,2			
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Tabela (A.12) Planilha de resultados para avaliação da incerteza referente à medição de temperatura realizada pelo termopar TC03.

incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,01	adm
IM_{β_0}	0,14	adm
incerteza Expandida (TC3)	0,3	K

A.2.4 Termopar TC04

Tabela (A.13) Planilha das medições de temperatura medidas pelo PT100 e pelo termopar TC04.

Unidade	Ohm	Ohm	Ohm	°C	°C	°C	adm	adm	°C
TC 04	2 x fio	PT100+ 2 x fio	PT100	VVC T PT100	VVC PT100 Cor.	VI (TC)	$(T_{vvi} - \bar{T}_{vi})(T_{vvg} - \bar{T}_{vvg})$	$(V_i - \bar{V})^2$	VIC (TC)
-20	0,810	93,092	92,281	-19,69	-19,68	-17,9	752,3	703,8	-19,3
-10	0,834	97,011	96,177	-9,78	-9,79	-8,5	315,3	291,7	-9,5
0	0,837	100,933	100,096	0,22	0,19	0,8	66,1	60,8	0,1
10	0,807	104,812	104,004	10,22	10,17	10,3	2,5	2,8	9,9
26	0,829	111,012	110,184	26,09	26,01	25,3	289,1	278,0	25,5
45	0,836	118,359	117,523	45,03	44,92	44,6	1303,7	1293,5	45,5
					8,68	9,08	2729,0	2630,6	
					Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (A.14) Coeficientes dos parâmetros relativos ao ajuste da regressão linear pelos mínimos quadrados de primeiro grau para o termopar TC04.

Regressão Linear	β_1	1,037
	β_0	-0,735

Tabela (A.15) Planilha de cálculo para avaliação das incertezas relativas $IM(\beta_0)$, $IM(\beta_1)$ relativas ao termopar TC04.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
-20	0,11	0,46	321,8	0,44	0,21	0,01
-10	0,06		72,0			
0	0,01		0,6			
10	0,07		105,4			
26	0,29		638,3			
45	0,32		1985,2			
	0,86		3123,4			
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Tabela (A.16) Planilha de resultados para avaliação da incerteza referente à medição de temperatura realizada pelo termopar TC04.

Incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,01	adm
IM_{β_0}	0,21	adm
Incerteza Expandida (TC4)	0,5	K

A.2.5 Termopar TC05

Tabela (A.17) Planilha das medições de temperatura medidas pelo PT100 e pelo termopar TC05.

Unidade	Ohm	Ohm	Ohm	°C	°C	°C	adm	adm	°C
TC 05	2 x fio	PT100+ 2 x fio	PT100	VVC T PT100	VVC PT100 Cor.	VI (TC)	$(T_{vvi} - \bar{T}_{vi})(T_{vvg} - \bar{T}_{vvg})$	$(V_i - \bar{V})^2$	VIC (TC)
-20	0,810	93,092	92,281	-19,69	-19,68	-17,9	752,3	703,8	-19,3
-10	0,834	97,011	96,177	-9,78	-9,79	-8,5	315,3	291,7	-9,6
0	0,837	100,933	100,096	0,22	0,19	0,8	66,1	60,8	0,0
10	0,816	104,792	103,976	10,15	10,10	10,3	2,4	2,8	9,8
26	0,827	111,010	110,183	26,09	26,01	25,9	301,0	301,4	26,0
45	0,833	118,360	117,527	45,04	44,93	44,6	1306,3	1297,9	45,2
					8,67	9,20	2743,4	2658,3	
					Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (A.18) Coeficientes dos parâmetros relativos ao ajuste da regressão linear pelos mínimos quadrados de primeiro grau para o termopar TC05.

Regressão Linear	β_1	1,032
	β_0	-0,822

Tabela (A.19) Planilha de cálculo para avaliação das incertezas relativas $IM(\beta_0)$, $IM(\beta_1)$ relativas ao termopar TC05.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
-20	0,12	0,32	321,8	0,45	0,14	0,01
-10	0,04		72,0			
0	0,04		0,6			
10	0,12		105,1			
26	0,00		673,4			
45	0,08		1990,6			
	0,41		3163,6			
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Tabela (A.20) Planilha de resultados para avaliação da incerteza referente à medição de temperatura realizada pelo termopar TC05.

incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,01	adm
IM_{β_0}	0,14	adm
incerteza Expandida (TC5)	0,3	K

A.2.6 Termopar TC06

Tabela (A.21) Planilha das medições de temperatura medidas pelo PT100 e pelo termopar TC06.

Unidade	Ohm	Ohm	Ohm	°C	°C	°C	adm	adm	°C
TC 06	2 x fio	PT100+ 2 x fio	PT100	VVC T PT100	VVC PT100 Cor.	VI (TC)	$(T_{vvi} - \bar{T}_{vi})(T_{vvg} - \bar{T}_{vvg})$	$(VI_i - \bar{VI})^2$	VIC (TC)
-20	0,826	93,103	92,277	-19,70	-19,69	-16,8	720,3	644,8	-18,9
-10	0,830	97,015	96,185	-9,76	-9,77	-8,1	307,5	278,0	-9,7
0	0,839	100,943	100,104	0,24	0,21	1,2	62,9	55,2	0,0
10	0,807	104,812	104,004	10,22	10,17	10,2	2,4	2,6	9,6
26	0,829	111,012	110,184	26,09	26,01	25,4	290,7	281,0	25,6
45	0,836	118,359	117,523	45,03	44,92	44,2	1291,9	1270,2	45,6
					8,69	9,35	2675,7	2531,9	
					Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (A.22) Coeficientes dos parâmetros relativos ao ajuste da regressão linear pelos mínimos quadrados de primeiro grau para o termopar TC06.

Regressão Linear	β_1	1,057
	β_0	-1,191

Tabela (A.23) Planilha de cálculo para avaliação das incertezas relativas $IM(\beta_0)$, $IM(\beta_1)$ relativas ao termopar TC06.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
-20	0,55	0,61	282,4	0,45	0,27	0,01
-10	0,00		65,3			
0	0,03		1,3			
10	0,32		104,4			
26	0,17		642,8			
45	0,39		1956,3			
	1,47		3052,5			
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Tabela (A.24) Planilha de resultados para avaliação da incerteza referente à medição de temperatura realizada pelo termopar TC06.

incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,01	adm
IM_{β_0}	0,27	adm
incerteza Expandida (TC6)	0,6	K

A.2.7 Termopar TC07

Tabela (A.25) Planilha das medições de temperatura medidas pelo PT100 e pelo termopar TC07.

Unidade	Ohm	Ohm	Ohm	°C	°C	°C	adm	adm	°C
TC 07	2 x fio	PT100+ 2 x fio	PT100	VVC T PT100	VVC PT100 Cor.	VI (TC)	$(T_{vvi} - \bar{T}_{vi})(T_{vvg} - \bar{T}_{vvg})$	$(V_i - \bar{V})^2$	VIC (TC)
-20	0,810	93,092	92,281	-19,69	-19,68	-18,9	779,9	756,4	-19,7
-10	0,834	97,011	96,177	-9,78	-9,79	-8,9	322,1	304,3	-9,5
0	0,837	100,933	100,096	0,22	0,19	0,5	68,6	65,3	0,1
10	0,816	104,792	103,976	10,15	10,10	10,3	2,4	2,8	10,0
26	0,827	111,010	110,183	26,09	26,01	25,9	300,6	300,6	26,0
45	0,833	118,360	117,527	45,04	44,93	44,5	1303,5	1292,3	45,0
					8,67	8,91	2777,0	2721,7	
					Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (A.26) Coeficientes dos parâmetros relativos ao ajuste da regressão linear pelos mínimos quadrados de primeiro grau para o termopar TC07.

Regressão Linear	β_1	1,020
	β_0	-0,421

Tabela (A.27) Planilha de cálculo para avaliação das incertezas relativas $IM(\beta_0)$, $IM(\beta_1)$ relativas ao termopar TC07.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
-20	0,00	0,18	357,7	0,44	0,08	0,003
-10	0,11		78,4			
0	0,01		0,3			
10	0,00		105,2			
26	0,00		672,2			
45	0,01		1983,7			
	0,13		3197,5			
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Tabela (A.28) Planilha de resultados para avaliação da incerteza referente à medição de temperatura realizada pelo termopar TC07.

Incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,00	adm
IM_{β_0}	0,08	adm
Incerteza Expandida (TC7)	0,2	K

A.2.8 Termopar TC08

Tabela (A.29) Planilha das medições de temperatura medidas pelo PT100 e pelo termopar TC08.

Unidade	Ohm	Ohm	Ohm	°C	°C	°C	adm	adm	°C
TC 08	2 x fio	PT100+ 2 x fio	PT100	VVC T PT100	VVC PT100 Cor.	VI (TC)	$(T_{VI_i} - \bar{T}_{VI})(T_{VVC_i} - \bar{T}_{VVC})$	$(VI_i - \bar{VI})^2$	VIC (TC)
-20	0,826	93,103	92,277	-19,70	-19,69	-18,1	757,7	713,4	-19,2
-10	0,830	97,015	96,185	-9,76	-9,77	-8,9	322,9	306,6	-9,8
0	0,839	100,943	100,104	0,24	0,21	0,5	68,5	65,6	-0,1
10	0,816	104,792	103,976	10,15	10,10	10,5	2,7	3,6	10,1
26	0,827	111,010	110,183	26,09	26,01	25,9	299,9	299,2	25,9
45	0,833	118,360	117,527	45,04	44,93	44,7	1309,6	1304,5	45,2
					8,68	9,09	2761,3	2692,9	
					Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (A.30) Coeficientes dos parâmetros relativos ao ajuste da regressão linear pelos mínimos quadrados de primeiro grau para o termopar TC08.

Regressão Linear	β_1	1,025
	β_0	-0,644

Tabela (A.31) Planilha de cálculo para avaliação das incertezas relativas $IM(\beta_0)$, $IM(\beta_1)$ relativas ao termopar TC08.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
-20	0,22	0,33	328,3	0,44	0,15	0,01
-10	0,00		79,6			
0	0,12		0,2			
10	0,00		109,9			
26	0,01		670,1			
45	0,07		1998,7			
	0,43		3186,9			
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Tabela (A.32) Planilha de resultados para avaliação da incerteza referente à medição de temperatura realizada pelo termopar TC08.

Incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,01	adm
IM_{β_0}	0,15	adm
Incerteza Expandida (TC8)	0,3	K

A.2.9 Termopar TC09

Tabela (A.33) Planilha das medições de temperatura medidas pelo PT100 e pelo termopar TC09.

Unidade	Ohm	Ohm	Ohm	°C	°C	°C	adm	adm	°C
TC 08	2 x fio	PT100+ 2 x fio	PT100	VVC T PT100	VVC PT100 Cor.	VI (TC)	$(T_{VI_i} - \bar{T}_{VI})(T_{VVC_i} - \bar{T}_{VVC})$	$(VI_i - \bar{VI})^2$	VVC (TC)
-20	0,826	93,103	92,277	-19,70	-19,69	-18,1	757,7	713,4	-19,2
-10	0,830	97,015	96,185	-9,76	-9,77	-8,9	322,9	306,6	-9,8
0	0,839	100,943	100,104	0,24	0,21	0,5	68,5	65,6	-0,1
10	0,807	104,812	104,005	10,22	10,18	10,5	2,8	3,6	10,1
26	0,829	111,012	110,183	26,09	26,01	25,9	299,9	299,2	25,9
45	0,836	118,359	117,523	45,03	44,92	44,7	1309,2	1304,5	45,2
					8,69	9,09	2761,1	2692,9	
					Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (A.34) Coeficientes dos parâmetros relativos ao ajuste da regressão linear pelos mínimos quadrados de primeiro grau para o termopar TC09.

Regressão Linear	β_1	1,025
	β_0	-0,632

Tabela (A.35) Planilha de cálculo para avaliação das incertezas relativas $IM(\beta_0)$, $IM(\beta_1)$ relativas ao termopar TC09.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
-20	0,22	0,33	328,3	0,44	0,15	0,01
-10	0,00		79,6			
0	0,12		0,2			
10	0,01		109,9			
26	0,01		670,1			
45	0,08		1998,7			
	0,44		3186,9			
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Tabela (A.36) Planilha de resultados para avaliação da incerteza referente à medição de temperatura realizada pelo termopar TC09.

Incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,01	adm
IM_{β_0}	0,15	adm
Incerteza Expandida (TC9)	0,3	K

A.2.11 Termopar TC11

Tabela (A.37) Planilha das medições de temperatura medidas pelo PT100 e pelo termopar TC11.

Unidade	Ohm	Ohm	Ohm	°C	°C	°C	adm	adm	°C
TC 11	2 x fio	PT100+ 2 x fio	PT100	VVC T PT100	VVC PT100 Cor.	VI (TC)	$(T_{VI_i} - \bar{T}_{VI})(T_{VVC_i} - \bar{T}_{VVC})$	$(VI_i - \bar{VI})^2$	VVC (TC)
-20	0,810	93,103	92,293	-19,66	-19,65	-19,2	787,9	773,6	-19,8
-10	0,834	97,015	96,181	-9,77	-9,78	-9,4	332,5	324,6	-9,8
0	0,837	100,943	100,106	0,24	0,22	0,7	66,9	62,5	0,5
10	0,816	104,792	103,976	10,15	10,10	10,3	2,5	3,0	10,3
26	0,827	111,010	110,183	26,09	26,01	25,4	291,3	282,2	25,7
45	0,833	118,360	117,527	45,04	44,93	44,4	1298,6	1282,7	45,1
					8,68	8,69	2779,6	2728,7	
					Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (A.38) Coeficientes dos parâmetros relativos ao ajuste da regressão linear pelos mínimos quadrados de primeiro grau para o termopar TC11.

Regressão Linear	β_1	1,019
	β_0	-0,173

Tabela (A.39) Planilha de cálculo para avaliação das incertezas relativas $IM(\beta_0)$, $IM(\beta_1)$ relativas ao termopar TC11.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
-20	0,01	0,27	369,6	0,44	0,12	0,01
-10	0,00		88,9			
0	0,09		0,5			
10	0,06		106,6			
26	0,11		644,6			
45	0,02		1971,8			
	0,28		3182,0			
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Tabela (A.40) Planilha de resultados para avaliação da incerteza referente à medição de temperatura realizada pelo termopar TC11.

Incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,01	adm
IM_{β_0}	0,12	adm
Incerteza Expandida (TC11)	0,3	K

A.2.12 Termopar TC12

Tabela (A.41) Planilha das medições de temperatura medidas pelo PT100 e pelo termopar TC12.

Unidade	Ohm	Ohm	Ohm	°C	°C	°C	adm	adm	°C
TC 12	2 x fio	PT100+ 2 x fio	PT100	VVC T PT100	VVC PT100 Cor.	VI (TC)	$(T_{VI_i} - \bar{T}_{VI})(T_{VVC_i} - \bar{T}_{VVC})$	$(VI_i - \bar{VI})^2$	VVC (TC)
-20	0,810	93,092	92,281	-19,69	-19,68	-18,9	779,8	756,2	-20,0
-10	0,830	97,015	96,185	-9,76	-9,77	-8,0	305,4	274,2	-8,8
0	0,839	100,943	100,104	0,24	0,21	0,9	65,4	59,8	0,3
10	0,807	104,812	104,004	10,22	10,17	10,3	2,5	2,9	10,0
26	0,829	111,012	110,184	26,09	26,01	25,3	289,9	279,5	25,4
45	0,836	118,359	117,523	45,03	44,92	44,8	1311,2	1308,4	45,4
					8,69	9,06	2754,3	2681,0	
					Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (A.42) Coeficientes dos parâmetros relativos ao ajuste da regressão linear pelos mínimos quadrados de primeiro grau para o termopar TC12.

Regressão Linear	β_1	1,027
	β_0	-0,616

Tabela (A.43) Planilha de cálculo para avaliação das incertezas relativas $IM(\beta_0)$, $IM(\beta_1)$ relativas ao termopar TC12.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
-20	0,13	0,65	357,6	0,44	0,29	0,01
-10	0,93		63,5			
0	0,00		0,7			
10	0,05		105,8			
26	0,40		640,6			
45	0,20		2003,6			
	1,71		3171,8			
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Tabela (A.44) Planilha de resultados para avaliação da incerteza referente à medição de temperatura realizada pelo termopar TC12.

Incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,01	adm
IM_{β_0}	0,29	adm
Incerteza Expandida (TC12)	0,6	K

A.2.13 Termopar TC13

Tabela (A.45) Planilha das medições de temperatura medidas pelo PT100 e pelo termopar TC13.

Unidade	Ohm	Ohm	Ohm	°C	°C	°C	adm	adm	°C
TC 13	2 x fio	PT100+ 2 x fio	PT100	VVC T PT100	VVC PT100 Cor.	VI (TC)	$(T_{VI_i} - \bar{T}_{VI})(T_{VVC_i} - \bar{T}_{VVC})$	$(VI_i - \bar{VI})^2$	VVC (TC)
-20	0,810	93,092	92,281	-19,69	-19,68	-17,9	752,0	703,2	-19,4
-10	0,834	97,011	96,177	-9,78	-9,79	-8,7	318,7	297,9	-9,7
0	0,837	100,933	100,096	0,22	0,19	0,8	65,8	60,1	0,1
10	0,807	104,812	104,004	10,22	10,17	10,4	2,6	3,1	10,1
26	0,829	111,012	110,184	26,09	26,01	25,5	292,5	284,5	25,8
45	0,836	118,359	117,523	45,03	44,92	44,2	1290,3	1267,2	45,3
					8,68	9,04	2721,9	2616,1	
					Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (A.46) Coeficientes dos parâmetros relativos ao ajuste da regressão linear pelos mínimos quadrados de primeiro grau para o termopar TC13.

Regressão Linear	β_1	1,040
	β_0	-0,725

Tabela (A.47) Planilha de cálculo para avaliação das incertezas relativas $IM(\beta_0)$, $IM(\beta_1)$ relativas ao termopar TC13.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
-20	0,09	0,27	321,4	0,44	0,12	0,01
-10	0,00		75,2			
0	0,00		0,7			
10	0,02		107,2			
26	0,06		648,1			
45	0,11		1952,5			
	0,28		3105,2			
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Tabela (A.48) Planilha de resultados para avaliação da incerteza referente à medição de temperatura realizada pelo termopar TC13.

Incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,01	adm
IM_{β_0}	0,12	adm
Incerteza Expandida (TC13)	0,3	K

A.2.14 Termopar TC14

Tabela (A.49) Planilha das medições de temperatura medidas pelo PT100 e pelo termopar TC14.

Unidade	Ohm	Ohm	Ohm	°C	°C	°C	adm	adm	°C
TC 14	2 x fio	PT100+ 2 x fio	PT100	VVC T PT100	VVC PT100 Cor.	VI (TC)	$(T_{VI_i} - \bar{T}_{VI})(T_{VVC_i} - \bar{T}_{VVC})$	$(VI_i - \bar{VI})^2$	VVC (TC)
-20	0,810	93,092	92,281	-19,69	-19,68	-18,7	772,6	742,2	-19,6
-10	0,834	97,011	96,177	-9,78	-9,79	-9,2	329,3	318,2	-9,9
0	0,837	100,933	100,096	0,22	0,19	0,5	69,0	66,1	0,1
10	0,807	104,812	104,004	10,22	10,17	10,8	3,3	4,7	10,7
26	0,827	111,010	110,183	26,09	26,01	25,3	288,9	277,6	25,6
45	0,833	118,360	117,527	45,04	44,93	44,2	1289,9	1265,6	45,1
					8,68	8,79	2753,0	2674,5	
					Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (A.50) Coeficientes dos parâmetros relativos ao ajuste da regressão linear pelos mínimos quadrados de primeiro grau para o termopar TC14.

Regressão Linear	β_1	1,029
	β_0	-0,365

Tabela (A.51) Planilha de cálculo para avaliação das incertezas relativas $IM(\beta_0)$, $IM(\beta_1)$ relativas ao termopar TC14.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
-20	0,01	0,35	348,0	0,44	0,16	0,01
-10	0,01		85,5			
0	0,01		0,2			
10	0,29		115,8			
26	0,15		637,7			
45	0,03		1950,6			
	0,50		3137,8			
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Tabela (A.52) Planilha de resultados para avaliação da incerteza referente à medição de temperatura realizada pelo termopar TC14.

Incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,01	adm
IM_{β_0}	0,16	adm
Incerteza Expandida (TC14)	0,3	K

A.2.15 Termopar TC15

Tabela (A.53) Planilha das medições de temperatura medidas pelo PT100 e pelo termopar TC15.

Unidade	Ohm	Ohm	Ohm	°C	°C	°C	adm	adm	°C
TC 15	2 x fio	PT100+ 2 x fio	PT100	VVC T PT100	VVC PT100 Cor.	VI (TC)	$(T_{VI,i} - \bar{T}_{VI})(T_{VVCi} - \bar{T}_{VVC})$	$(VI_i - \bar{VI})^2$	VVC (TC)
-20	0,826	93,103	92,277	-19,70	-19,69	-18,2	759,8	717,4	-19,6
-10	0,830	97,015	96,185	-9,76	-9,77	-8,8	321,3	303,5	-9,8
0	0,839	100,943	100,104	0,24	0,21	0,7	66,5	61,8	0,2
10	0,816	104,807	103,991	10,18	10,14	10,3	2,5	2,9	10,3
26	0,827	111,010	110,183	26,09	26,01	25,3	290,3	280,3	26,0
45	0,833	118,360	117,527	45,04	44,93	43,4	1263,3	1214,0	45,0
					8,68	8,79	2703,7	2579,9	
					Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (A.54) Coeficientes dos parâmetros relativos ao ajuste da regressão linear pelos mínimos quadrados de primeiro grau para o termopar TC15.

Regressão Linear	β_1	1,048
	β_0	-0,533

Tabela (A.55) Planilha de cálculo para avaliação das incertezas relativas $IM(\beta_0)$, $IM(\beta_1)$ relativas ao termopar TC15.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
-20	0,01	0,08	331,0	0,44	0,03	0,002
-10	0,00		78,0			
0	0,00		0,5			
10	0,01		105,9			
26	0,00		641,7			
45	0,00		1886,4			
	0,02					
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Tabela (A.56) Planilha de resultados para avaliação da incerteza referente à medição de temperatura realizada pelo termopar TC15.

Incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,00	adm
IM_{β_0}	0,03	adm
Incerteza Expandida (TC15)	0,1	K

A.2.16 Termopar TC16

Tabela (A.57) Planilha das medições de temperatura medidas pelo PT100 e pelo termopar TC16.

Unidade	Ohm	Ohm	Ohm	°C	°C	°C	adm	adm	°C
TC 16	2 x fio	PT100+ 2 x fio	PT100	VVC T PT100	VVC PT100 Cor.	VI (TC)	$(T_{VI,i} - \bar{T}_{VI})(T_{VVCi} - \bar{T}_{VVC})$	$(VI_i - \bar{VI})^2$	VVC (TC)
-20	0,810	93,092	92,281	-19,69	-19,68	-18,6	771,4	740,1	-19,5
-10	0,834	97,011	96,177	-9,78	-9,79	-8,9	323,1	306,3	-9,6
0	0,837	100,933	100,096	0,22	0,19	0,6	67,4	63,1	0,1
10	0,816	104,792	103,976	10,15	10,10	10,4	2,6	3,3	10,1
26	0,827	111,010	110,183	26,09	26,01	26,0	301,1	301,5	25,9
45	0,833	118,360	117,527	45,04	44,93	44,7	1310,9	1307,1	45,1
					8,67	9,04	2776,5	2721,4	
					Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (A.58) Coeficientes dos parâmetros relativos ao ajuste da regressão linear pelos mínimos quadrados de primeiro grau para o termopar TC16.

Regressão Linear	β_1	1,020
	β_0	-0,549

Tabela (A.59) Planilha de cálculo para avaliação das incertezas relativas $IM(\beta_0)$, $IM(\beta_1)$ relativas ao termopar TC16.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
-20	0,02	0,15	346,5	0,44	0,06	0,003
-10	0,02		79,4			
0	0,01		0,4			
10	0,00		108,2			
26	0,01		673,6			
45	0,03		2002,0			
	0,08		3210,1			
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Tabela (A.60) Planilha de resultados para avaliação da incerteza referente à medição de temperatura realizada pelo termopar TC16.

Incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,00	adm
IM_{β_0}	0,06	adm
Incerteza Expandida (TC16)	0,1	K

A.2.17 Termopar TC17

Tabela (A.61) Planilha das medições de temperatura medidas pelo PT100 e pelo termopar TC17.

Unidade	Ohm	Ohm	Ohm	°C	°C	°C	adm	adm	°C
TC 17	2 x fio	PT100+ 2 x fio	PT100	VVC T PT100	VVC PT100 Cor.	VI (TC)	$(T_{VI,i} - \bar{T}_{VI})(T_{VVCi} - \bar{T}_{VVC})$	$(VI_i - \bar{VI})^2$	VVC (TC)
-20	0,810	93,092	92,281	-19,69	-19,68	-17,2	730,8	664,2	-18,8
-10	0,834	97,011	96,177	-9,78	-9,79	-8,5	315,1	291,2	-9,8
0	0,837	100,933	100,096	0,22	0,19	0,7	66,8	62,0	-0,3
10	0,816	104,792	103,976	10,15	10,10	10,4	2,6	3,4	9,8
26	0,827	111,010	110,183	26,09	26,01	25,9	300,7	300,7	25,8
45	0,833	118,360	117,527	45,04	44,93	44,9	1314,9	1315,1	45,4
					8,67	9,38	2730,9	2636,6	
					Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (A.62) Coeficientes dos parâmetros relativos ao ajuste da regressão linear pelos mínimos quadrados de primeiro grau para o termopar TC17.

Regressão Linear	β_1	1,036
	β_0	-1,046

Tabela (A.63) Planilha de cálculo para avaliação das incertezas relativas $IM(\beta_0)$, $IM(\beta_1)$ relativas ao termopar TC17.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
-20	0,71	0,58	295,2	0,45	0,26	0,01
-10	0,00		71,8			
0	0,25		0,5			
10	0,11		109,0			
26	0,04		672,4			
45	0,23		2011,9			
	1,34		3160,8			
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Tabela (A.64) Planilha de resultados para avaliação da incerteza referente à medição de temperatura realizada pelo termopar TC17.

Incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,01	adm
IM_{β_0}	0,26	adm
Incerteza Expandida (TC17)	0,6	K

A.2.18 Termopar TC18

Tabela (A.65) Planilha das medições de temperatura medidas pelo PT100 e pelo termopar TC18.

Unidade	Ohm	Ohm	Ohm	°C	°C	°C	adm	adm	°C
TC 18	2 x fio	PT100+ 2 x fio	PT100	VVC T PT100	VVC PT100 Cor.	VI (TC)	$(T_{VI,i} - \bar{T}_{VI})(T_{VVCi} - \bar{T}_{VVC})$	$(VI_i - \bar{VI})^2$	VVC (TC)
-20	0,826	93,103	92,277	-19,70	-19,69	-18,6	771,3	739,3	-19,5
-10	0,830	97,015	96,185	-9,76	-9,77	-9,1	325,5	311,5	-9,7
0	0,839	100,943	100,104	0,24	0,21	0,5	68,3	65,1	0,1
10	0,807	104,812	104,004	10,22	10,17	10,7	3,1	4,3	10,5
26	0,827	111,010	110,183	26,09	26,01	25,1	286,7	273,5	25,3
45	0,833	118,360	117,527	45,04	44,93	44,7	1307,6	1300,5	45,4
					8,69	8,88	2762,5	2694,2	
					Média	Média	Soma	Soma	

Tabela (A.66) Coeficientes dos parâmetros relativos ao ajuste da regressão linear pelos mínimos quadrados de primeiro grau para o termopar TC18.

Regressão Linear	β_1	1,025
	β_0	-0,423

Tabela (A.67) Planilha de cálculo para avaliação das incertezas relativas $IM(\beta_0)$, $IM(\beta_1)$ relativas ao termopar TC18.

Faixa	$(VI_i - VVC_i)^2$	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2}{(n-2)}}$	VI_i^2	$\sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n VI_i^2}{n \sum_{i=1}^n (VI_i - \bar{VI})^2}}$	IM_{β_0}	IM_{β_1}
-20	0,04	0,45	346,0	0,44	0,20	0,01
-10	0,00		82,1			
0	0,01		0,3			
10	0,12		113,8			
26	0,45		631,3			
45	0,18		1993,9			
	0,81		3167,3			
	$\sum_{i=1}^n (VI_i - VVC_i)^2$		$\sum_{i=1}^n VI_i^2$			

Tabela (A.68) Planilha de resultados para avaliação da incerteza referente à medição de temperatura realizada pelo termopar TC18.

Incerteza sobre a calibração	0,03	K
IM_{β_1}	0,01	adm
IM_{β_0}	0,20	adm
Incerteza Expandida (TC18)	0,4	K