

CLENILSON JORDÃO GONÇALVES

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA TROCA DE  
CALOR ENTRE O PASSAGEIRO E O BANCO  
DE VEÍCULOS UTILIZANDO MANEQUIM  
INSTRUMENTADO**

São Paulo

2010

# **Livros Grátis**

<http://www.livrosgratis.com.br>

Milhares de livros grátis para download.

CLENILSON JORDÃO GONÇALVES

**ESTUDO EXPERIMENTAL DA TROCA DE  
CALOR ENTRE O PASSAGEIRO E O BANCO  
DE VEÍCULOS UTILIZANDO MANEQUIM  
INSTRUMENTADO**

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo  
para obtenção do título de Mestre em  
Engenharia

Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica

Orientador:  
Prof. Dr. Arlindo Tribess

São Paulo

2010

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, 30 de julho de 2010

Assinatura do Autor \_\_\_\_\_

Assinatura do Orientador \_\_\_\_\_

## FICHA CATALOGRÁFICA

Gonçalves, Clenilson Jordão

Estudo experimental da troca de calor entre o passageiro e o banco de veículos utilizando manequim instrumentado / Clenilson Jordão Gonçalves. – ed. rev.- São Paulo, 2010.  
96p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica

1. Conforto térmico. 2. Troca de calor. 3. Veículos. 4. Banco 5. Manequim

I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II. t

*À minha esposa Silvia, “meu Bem-Querido, minha Flor, minha Mulher, minha doce Amiga, Presente de Deus e do seu Amor”. Aos meus amados filhos, Gabriel e Davi, para os quais desejo ser modelo e fonte de inspiração servindo a Deus e ao próximo, da mesma maneira que meus pais, Clenilson e Soliman, são para mim, aos quais também dedico este trabalho.*

*“Ó profundidade das riquezas, tanto da sabedoria, como da ciência de Deus! Quão insondáveis são os seus juízos, e quão inescrutáveis os seus caminhos! Pois, quem jamais conheceu a mente do Senhor? Ou quem se fez seu conselheiro? Ou quem lhe deu primeiro a Ele, para que lhe seja recompensado? Porque Dele, e por Ele, e para Ele, são todas as coisas: glória, pois, a Ele eternamente. Amém.” Romanos 11:33-36.*

## **AGRADECIMENTOS**

Ao Prof. Dr. Arlindo Tribess que, com grande sabedoria direcionou, corrigiu e me motivou mesmo em meio aos obstáculos.

Aos Profs. Drs. Alberto Hernandez Neto e Saulo Güths pelas contribuições para o aprimoramento deste trabalho.

À Profa. Dra. Márcia Barbosa Henriques Mantelli por me apresentar ao processo de pesquisa e desenvolvimento científico.

Ao doutorando Danilo de Moura, ao aluno de iniciação científica Vinicius Vaguetti da Costa e ao técnico de laboratório Sidney Castilho Alves, pelo apoio prestado nas avaliações experimentais.

Aos meus líderes diretos, Fernando Antônio Ponzo de Siqueira e Carlos Moacir Grandi, e à Embraer por incentivarem e viabilizarem o investimento das minhas horas nesta atividade durante o período de trabalho.

Aos colegas especialistas em conforto e ergonomia que transmitiram conhecimentos e apoiaram este trabalho: Alexandre David Campos Kasakewitch Souza, Fernando Molinari Reda e Flávia Renata Dantas Alves Silva.

Ao colega Sandro Tavares Conceição pela companhia nas longas viagens e apoio nas disciplinas de pós-graduação.

A todos os demais colegas e amigos que direta ou indiretamente contribuíram para a conclusão deste trabalho.

À FINEP pelos recursos materiais para a realização deste trabalho.

# SUMÁRIO

## LISTA DE FIGURAS

## LISTA DE TABELAS

## LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

## LISTA DE SÍMBOLOS

## RESUMO

## ABSTRACT

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO.....</b>	<b>1</b>
1.1	Motivação.....	5
1.2	Objetivos.....	6
1.3	Estrutura do Trabalho.....	7
<b>2</b>	<b>CONFORTO TÉRMICO EM VEÍCULOS E SUA AVALIAÇÃO .....</b>	<b>8</b>
2.1	Quantificação do conforto térmico.....	8
2.2	Conforto térmico.....	9
2.2.1	<i>Condições de conforto de Fanger.....</i>	<i>9</i>
2.3	Desconforto térmico local .....	11
2.3.1	<i>Avaliação de desconforto térmico local .....</i>	<i>12</i>
2.3.2	<i>Avaliação de desconforto térmico local utilizando manequins.....</i>	<i>13</i>
<b>3</b>	<b>BANCOS AUTOMOTIVOS CLIMATIZADOS .....</b>	<b>15</b>
3.1	Influência da climatização de bancos na aceitabilidade do ambiente térmico .....	15
3.2	Influência do aquecimento de bancos automotivos no conforto térmico.....	18
3.3	Influência do resfriamento de bancos automotivos no conforto térmico .....	19
3.4	Métodos e modelos de predição de conforto térmico em bancos climatizados.....	21
3.5	Análise dos parâmetros físicos – troca de calor entre o passageiro e o banco .....	23
3.5.1	<i>Permeabilidade à umidade.....</i>	<i>24</i>
3.5.2	<i>Aeração.....</i>	<i>26</i>
3.5.3	<i>Propriedades termofísicas.....</i>	<i>26</i>
3.5.4	<i>Distribuição de pressão.....</i>	<i>27</i>
3.5.5	<i>Material de acabamento.....</i>	<i>28</i>
3.5.6	<i>Vestimenta do passageiro.....</i>	<i>29</i>
3.6	Tecnologias de climatização de bancos em aplicação na indústria .....	29
3.6.1	<i>Bancos simplesmente ventilados.....</i>	<i>29</i>
3.6.2	<i>Bancos simplesmente ventilados com sistema de aquecimento.....</i>	<i>29</i>

3.6.3	<i>Bancos ventilados com resfriamento (ou aquecimento) por efeito Peltier</i> .....	31
<b>4</b>	<b>APARATO EXPERIMENTAL</b> .....	<b>32</b>
4.1	O manequim térmico.....	32
4.1.1	<i>Construção do manequim térmico</i> .....	34
4.1.2	<i>Distribuição de pressão no manequim térmico</i> .....	37
4.1.3	<i>Base (assento)</i> .....	38
4.1.4	<i>Tronco (encosto)</i> .....	38
4.1.5	<i>Sistemas elétricos</i> .....	39
4.2	Detalhes da instrumentação.....	39
4.2.1	<i>Instrumentação para medições térmicas</i> .....	39
4.2.2	<i>Sensores de temperatura</i> .....	39
4.2.3	<i>Transdutor de fluxo de calor</i> .....	40
4.2.4	<i>Instrumentação para medições de distribuição de pressão</i> .....	41
4.3	Controle do manequim térmico .....	42
<b>5</b>	<b>PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL</b> .....	<b>44</b>
5.1	Descrição e preparação do banco.....	44
5.2	Detalhamento do procedimento experimental .....	46
5.3	Posicionamento da instrumentação e do passageiro modelo .....	47
5.4	Medições com o passageiro modelo.....	49
5.4.1	<i>Condições iniciais</i> .....	49
5.4.2	<i>Medições de distribuição de pressão</i> .....	50
5.4.3	<i>Medições de troca de calor</i> .....	52
5.5	Calibração do manequim.....	54
5.5.1	<i>Calibração da distribuição de pressão</i> .....	54
5.5.2	<i>Calibração do controle de temperatura</i> .....	57
5.6	Determinação do regime permanente.....	57
5.7	Determinação da resistência térmica global do assento.....	60
5.8	Testes realizados com o manequim térmico .....	61
5.8.1	<i>Resistência térmica do assento na condição de referência</i> .....	62
<b>6</b>	<b>MÉTODO DE ANÁLISE DOS RESULTADOS</b> .....	<b>63</b>
6.1	Referência para análise dos resultados .....	63
6.1.1	<i>Fluxo de calor ótimo</i> .....	63
6.2	Análise dos resultados.....	64
<b>7</b>	<b>RESULTADOS</b> .....	<b>65</b>
7.1	Resultados dos testes com passageiro modelo.....	65
7.1.1	<i>Avaliações com passageiro modelo à temperatura ambiente igual a 17 °C</i> .....	66
7.1.2	<i>Avaliações com passageiro modelo: temperatura ambiente igual a 24°C</i> .....	67
7.1.3	<i>Avaliações com passageiro modelo à temperatura ambiente igual a 29 °C</i> .....	68
7.1.4	<i>Avaliações com passageiro modelo com acionamento do aquecimento</i> .....	69
7.1.5	<i>Avaliação com outro passageiro modelo à temperatura ambiente igual a 24°C</i> .....	71



7.2	Resultados dos testes com o manequim instrumentado.....	72
7.2.1	<i>Medições de distribuição de pressão do manequim instrumentado</i> .....	72
7.2.2	<i>Avaliações térmicas com o manequim instrumentado</i> .....	75
7.3	Análise e comparação dos resultados.....	77
7.3.1	<i>Análise das medições com o passageiro modelo</i> .....	77
7.3.2	<i>Análise das medições com o manequim térmico</i> .....	83
<b>8</b>	<b>CONCLUSÕES</b> .....	<b>90</b>
8.1	Considerações gerais.....	90
8.2	Conclusões .....	90
8.3	Continuidade do trabalho .....	92
<b>9</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>93</b>
	<b>ANEXO A - ANÁLISE DE INCERTEZAS</b> .....	<b>97</b>
A.1.	Erro das medições de temperatura .....	97
A.2.	Erro das medições fluxo de calor .....	97
A.3.	Cálculo da incerteza da resistência térmica global.....	99
A.4.	Erro das medições de pressão .....	99

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1. Gráfico da hierarquia das necessidades de Maslow (1943).....	2
Figura 1.2. Divisão em seções da cabine de passageiros de uma aeronave para análise térmica do ambiente. ....	4
Figura 2.1. Diagrama psicrométrico com a indicação da zona de conforto segundo a norma ASHRAE 55 (2004). ....	10
Figura 2.2. Manequins térmicos (ISO 14505-2, 2004).....	12
Figura 2.3. Manequins com sensores aquecidos (ISO 14505-2, 2004).....	13
Figura 2.4. Arranjo com sensores de conforto (ISO 14505-2, 2004).....	13
Figura 2.5. Manequim térmico com 16 segmentos instalado em cabine de automóvel. ....	14
Figura 3.1. Aceitabilidade do ambiente pelas pessoas quando utilizados bancos climatizados (Zhang et al, 2007).....	15
Figura 3.2. Fluxo de calor local função da temperatura do assento (Zhang et al, 2007). ...	16
Figura 3.3. Temperatura de interface passageiro/assento em condições de regime transiente (Lutsbader, 2005). ....	17
Figura 3.4. Temperatura de interface e voto de aceitabilidade da temperatura de interface com o assento em condições de regime transiente (Lutsbader, 2005). ....	17
Figura 3.5. Campo de temperaturas no banco aquecido - W.E.T. ....	19
Figura 3.6. Banco automotivo ventilado (Madsen, 1994) ....	19
Figura 3.7. Esquema do banco ventilado (Lutsbader, 2005). ....	20
Figura 3.8. Diagramas de sensação térmica para as diversas partes do corpo para o verão e para o inverno (Nilsson, 2004).....	22
Figura 3.9. Fluxo de calor ótimo (positivo para o banco) da temperatura ambiente da sala, Tsala (adaptado de Zhang et al, 2007).....	23
Figura 3.10. Equipamento para teste de conforto de assentos (Bartels, 2003).....	24
Figura 3.11. Unidade de medida do modelo de pele utilizada por Bartels, 2003. ....	25
Figura 3.12. Exemplo de solução para melhorar aeração da interface passageiro-assento. ....	26
Figura 3.13. Distribuição de pressão no banco – fisiologia pélvis.....	27
Figura 3.14. Distribuição média de pressão na superfície do banco (Karimi et al, 2004). .	28
Figura 3.15. Banco ventilado, com pressão negativa (W.E.T.) ....	29
Figura 3.16. Sistemas de resfriamento e aquecimento integrados (CSM) ....	30
Figura 3.17. Banco climatizado – resfriamento e aquecimento – Karimi et al. (2003). ....	30

Figura 3.18. Banco ventilado com resfriamento (ou aquecimento) por efeito Peltier. ....	31
Figura 4.1. Representação das partes do manequim térmico.....	33
Figura 4.2. Moldagem da forma do manequim.....	33
Figura 4.3. Demarcação da área de contato no assento e no encosto (base e tronco).....	34
Figura 4.4 – Molde da base (assento) do manequim.....	34
Figura 4.5. Moldagem da estrutura da base do manequim.....	35
Figura 4.6. Resistências de aquecimento.....	35
Figura 4.7. Áreas de controle das resistências elétricas .....	36
Figura 4.8. Assento e encosto com o processo de construção concluído .....	36
Figura 4.9. Detalhe da chapa de alumínio sobre o isolamento térmico do base (assento) do manequim térmico.....	37
Figura 4.10. Mapeamento de Pressão: Pessoa Real.....	37
Figura 4.11. Mapeamento de Pressão: Manequim SAE J826.....	38
Figura 4.12. Ajuste da distribuição de pressão através de cintas no tronco (encosto).....	38
Figura 4.13. Transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial.....	40
Figura 4.14. Corte transversal do transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial. ....	40
Figura 4.15. Vista aberta do transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial.....	41
Figura 4.16. Malha de medida de distribuição de pressão em bancos. ....	42
Figura 4.17. Interface gráfica do software de aquisição de dados .....	43
Figura 5.1. Banco selecionado para a realização dos testes. ....	44
Figura 5.2. Sistema de aquecimento implantado no banco. ....	45
Figura 5.3. Posicionamento das malhas de pressão sobre o banco. ....	47
Figura 5.4. Posicionamento dos pontos de referência no assento e seu registros nas medições de pressão. ....	48
Figura 5.5. Posicionamento dos sensores térmicos no encosto .....	48
Figura 5.6. Posicionamento dos sensores térmicos no assento.....	49
Figura 5.7. Posicionamento do banco em câmara de climatização.....	50
Figura 5.8. Registro do posicionamento dos pés do passageiro no piso. ....	51
Figura 5.9. Envelope de madeira para controlar posicionamento do passageiro no banco. ....	51
Figura 5.10. Interface gráfica do software da malha de sensores de pressão. ....	52
Figura 5.11. Aplicação de resina plástica para ajuste da forma da base do manequim. ....	55
Figura 5.12. Forma final da base do manequim.....	56
Figura 5.13. Distribuição final de massas sobre a base do manequim. ....	56

Figura 5.14. Comparação da distribuição de pressão do manequim: antes e após ajustes da forma.....	56
Figura 5.15. Variação da temperatura da sala onde os experimentos foram realizados.....	58
Figura 5.16. Temperatura da interface passageiro–assento com o tempo. Critérios para regime permanente. ....	59
Figura 5.17. Regime Permanente – Temperatura Manequim Térmico.....	59
Figura 5.18. Regime Permanente – Fluxo de Calor Manequim Térmico. ....	60
Figura 7.1. Avaliações térmicas, assento, passageiro modelo, $T_a=17^\circ\text{C}$ .....	66
Figura 7.2. Avaliações térmicas, encosto, passageiro modelo, $T_a=17^\circ\text{C}$ .....	66
Figura 7.3. Avaliações térmicas, assento, passageiro modelo, $T_a=24^\circ\text{C}$ .....	67
Figura 7.4. Avaliações térmicas, encosto, passageiro modelo, $T_a=24^\circ\text{C}$ .....	67
Figura 7.5. Avaliações térmicas, assento, passageiro modelo, $T_a=29^\circ\text{C}$ .....	68
Figura 7.6. Avaliações térmicas, encosto, passageiro modelo, $T_a=29^\circ\text{C}$ .....	68
Figura 7.7. Variação da temperatura no assento, sistema de aquecimento ativado .....	69
Figura 7.8. Posicionamento dos sensores no assento .....	70
Figura 7.9. Variação do fluxo de calor no assento, sistema de aquecimento ativado .....	70
Figura 7.10. Posicionamento dos sensores no encosto.....	71
Figura 7.11. Comparação entre distribuições de pressão .....	73
Figura 7.12. Comparação da distribuição de pressão da base do manequim instrumentado com passageiro modelo .....	74
Figura 7.13. Avaliações térmicas, assento, manequim, $T_a=24^\circ\text{C}$ .....	75
Figura 7.14. Parâmetros de controle para ensaios com manequim térmico. ....	78
Figura 7.15. Comparação fluxo de calor medidos com fluxo de calor ótimo (Zhang et al, 2007).....	79
Figura 7.16. Relação entre fluxo de calor e pressão - assento.....	81
Figura 7.17. Relação entre fluxo de calor e pressão - encosto.....	82
Figura 7.18. Análise da Resistência Térmica Global do Assento.....	82
Figura A.1. Curva típica de calibração .....	97
Figura A.2 – Método de calibração dos fluxímetros.....	98
Figura A.3 Curva típica de calibração.....	98
Figura A.4. Comparação entre distribuições de pressão .....	100

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1. Escala de sensação térmica.....	10
Tabela 2.2. Valores da constante $a$ em função da velocidade do ar.....	11
Tabela 4.1. Características da malha de distribuição de pressão.....	41
Tabela 5.1. Matriz das condições para medições de troca de calor.....	53
Tabela 5.2. Matriz das condições para medições com a base do manequim térmico.....	61
Tabela 7.1. Distribuição de Pressão Encosto Passageiro Modelo.....	65
Tabela 7.2. Resultados da avaliação com passageiro modelo com acionamento do aquecimento do banco.....	71
Tabela 7.3. Comparação entre resultados das avaliações térmicas do outro passageiro modelo com o passageiro modelo para o assento.....	72
Tabela 7.4. Comparação entre as médias de distribuição de pressão dos passageiros.....	73
Tabela 7.5. Comparação numérica entre distribuição de pressão do passageiro modelo e o manequim instrumentado.....	74
Tabela 7.6. Comparação entre as variações de distribuição de pressão do manequim térmico.....	75
Tabela 7.7. Resultados das medições com a base do manequim térmico.....	76
Tabela 7.8. Parâmetros de controle para ensaios com manequim térmico.....	77
Tabela 7.9. Comparação da distribuição de pressão entre passageiro modelo e manequim para as posições dos sensores.....	84
Tabela 7.10. Comparação resultados testes com manequim e passageiro: $T_a \sim 18^\circ\text{C}$ .....	85
Tabela 7.11. Comparação resultados testes com manequim e passageiro: $T_a \sim 24^\circ\text{C}$ .....	86
Tabela 7.12. Comparação resultados testes com manequim e passageiro: $T_a \sim 28^\circ\text{C}$ .....	87
Tabela 7.13. $Met = 1,4$ a $18^\circ\text{C}$ .....	88
Tabela 7.14. $Met 1,4$ a $24^\circ\text{C}$ .....	88
Tabela 7.15. Avaliações dos impactos da variação de massa nos parâmetros térmicos.....	89
Tabela A.1. Constantes de calibração dos fluxímetros.....	98

# LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

<b>Sigla</b>	<b>Significado</b>
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Ventilating and Air Conditioning Engineers</i>
C.I.	Condições Iniciais
C.P.	Calibração da Pressão
C.T.	Calibração Térmica
D.P.	Distribuição de Pressão
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
N.A.	Não Aplicável
PCM	<i>Phase Change Material</i>
PID	Lógica de controle: Proporcional Integrativa Derivativa
PMV	<i>Predicted Mean Vote</i>
PPD	<i>Predicted Percentage of Dissatisfied</i> – Porcentagem de Pessoas Insatisfeitas
R.T.	Resistência Térmica
T.C.	Troca de Calor
V.P.	Variação da Pressão

## LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Variável	Unidade
CLO	Isolamento térmico da roupa	adimensional
MET	Metabolismo	W/m <sup>2</sup>
Ir	Isolamento térmico da roupa	m <sup>2</sup> K/W
Ta	Temperatura do ar	°C
Tamb	Temperatura ambiente	°C
Teq	Temperatura equivalente	°C
To	Temperatura operativa	°C
Tp	Temperatura da pele	°C
$\bar{T}_r$	Temperatura radiante média	°C
$Q''_{per}$	Fluxo de calor em regime permanente	W/m <sup>2</sup>
$R''_a$	Resistência térmica do assento	m <sup>2</sup> K/W
Va	Velocidade do ar	m/s
W	Potência	W

## SÍMBOLOS GREGOS

Símbolo	Variável	Unidade
$\phi$	Umidade relativa do ar	%
$\omega$	Umidade absoluta	kg <sub>vapor</sub> /kg <sub>ar seco</sub>
$\delta$	Incerteza dos parâmetros analisados	
$\epsilon$	Erro propagado a partir do cálculo das incertezas	

## RESUMO

Sistemas de climatização de bancos de veículos vêm sendo desenvolvidos e disponibilizados como solução de microclima em resposta à crescente demanda por conforto personalizado. A influência desses sistemas na ampliação do conforto térmico dos passageiros é comprovada, sejam eles de aquecimento ou de remoção de calor.

No presente trabalho foram estudadas características da troca de calor, e sua relação com aspectos ergonômicos, de um passageiro com um banco de aeronave, com e sem ativação de sistema de aquecimento. Um manequim térmico do passageiro sentado, sem produção de suor, foi desenvolvido e calibrado térmica e ergonomicamente.

Em relação às características da troca de calor entre o passageiro e o banco a partir dos testes realizados neste trabalho pode-se concluir que: o fluxo de calor local depende diretamente da pressão de contato na interface do passageiro com o banco; as alterações no fluxo de calor, por aumento do nível metabólico do passageiro (MET), tem relação inversamente proporcional à resistência térmica global do assento, ou seja, para maior nível de MET a resistência térmica diminui; e ainda que alterações na distribuição de pressão do assento por aumento ou redução de massa têm relação diretamente proporcional com a resistência térmica global do assento, ou seja, se a massa distribuída no assento diminui a resistência térmica global do assento também diminui.

A partir dos resultados pode-se concluir que a metodologia utilizada e o manequim térmico desenvolvido permitem caracterizar adequadamente as oportunidades de otimização do banco e de seus sistemas de climatização para o conforto térmico do passageiro.



## **ABSTRACT**

Vehicles seats acclimatization systems have been lately developed and delivered as microclimate solutions in response to the personal comfort increasing demand. The influence of such systems use on the improvement of passengers' satisfaction with the ambient thermal comfort is well recognized, either heating or cooling the seat.

In the present work the heat transfer characteristics at a passenger-to-seat interface were studied as well as its relation with other ergonomics aspects, in two different seat configurations, heated and not heated. A thermal manikin of the seated passenger was developed and calibrated thermal and ergonomically to simulate its sensible heat transfer.

The heat transfer tests showed that: the local heat flow directly depends on the contact pressure at the passenger seat interface; changes on the heat flow caused by passenger metabolism (MET) modifications are inversely proportional to the seat global thermal resistance, i.e., the higher the MET the lower the thermal resistance; and modifications on the seat pressure distribution due to weight increase or decrease are directly proportional to the seat global thermal resistance, i.e., the lower the weight of the passenger the lower the seat global thermal resistance.

Based on the results it may be concluded that the testing methodology and the developed thermal manikin adequately explore the opportunities for optimizing the seat and its systems toward the thermal comfort of the passenger.

## 1 INTRODUÇÃO

As tecnologias dos veículos automotivos, principalmente os automóveis e as aeronaves, têm avançado consideravelmente em relação ao cumprimento das suas funções principais: transporte e locomoção. A redução de custo, o aumento da segurança e um melhor desempenho, tem sido algumas das evoluções destes produtos relacionadas diretamente ao atendimento das suas funções principais, atingindo alto nível de satisfação dos usuários, assim como permitindo o acesso a uma parcela maior da população.

Assim, o cenário atual do desenvolvimento desses produtos contempla aspectos que o diferenciam consideravelmente daqueles enfrentados no passado. Além do custo, segurança e desempenho, sensações e percepções subjetivas do usuário passam a ter grande importância e a fazer parte dos requisitos estabelecidos para a engenharia de desenvolvimento desses produtos (Quehl, 2001).

Os conceitos apresentados por Maslow (1943), referentes à hierarquia das necessidades humanas, representados na Figura 1.1, recentemente aplicados a outras áreas do conhecimento além da psicologia, tais como na administração e desenvolvimento de produtos, confirmam a tendência citada acima em relação à alteração nas expectativas dos usuários dos meios de transporte. Satisfazendo-se as necessidades básicas do ser humano, fisiológicas e de segurança, outras necessidades passam a ter prioridade de atendimento e a motivar a escolha por relacionamentos, atividades e produtos. A necessidade de estima, traduzida, por exemplo, em reconhecimento, realização, conforto individualizado, faz parte da evolução das necessidades humanas para as quais os produtos devem também se enquadrar para obter sucesso.

Dessa forma, o conforto dos veículos tem alta relevância na preferência dos clientes por um produto em detrimento de outro e, portanto, este deve ser um fator de grande importância na tomada de decisões pelos fabricantes durante o projeto dos seus produtos e, conseqüentemente, para a sua sobrevivência financeira. É, portanto, fundamental identificar os padrões de conforto requeridos pelos usuários e os sistemas que adequadamente atenderão a estes padrões.

Baseado em avaliações empíricas, Metzger (1994) propôs que os padrões de conforto sejam estabelecidos com base em quatro componentes principais:

1. Ausência de interferências físicas. A configuração dos estímulos físicos não perturba, não causa irritação ou desprazer;
2. Bem estar. Refere-se ao grau de relaxamento (redução de tensão física ou psicológica) para o qual as atividades são realizadas;
3. Eficiência. Refere-se ao desempenho do objeto e de suas qualidades;
4. Individualidade. Refere-se à necessidade do indivíduo de expressar-se por meio de suas opções.



**Figura 1.1. Gráfico da hierarquia das necessidades de Maslow (1943)**

A análise desses padrões remete à importância de se conhecer as necessidades psicofisiológicas do usuário, as características do ambiente ou do produto e a interface (relação) entre eles, para que o estado de conforto possa ser avaliado.

Na avaliação de veículos, o conforto global do passageiro foi a sua resposta conjunta a diferentes estímulos recebidos sejam eles relacionados a aspectos antropométricos, térmicos, estéticos ou de ruído. Sendo assim, o projeto de veículos automotivos deve assumir os padrões de cada um desses aspectos como requisito para atingir a satisfação do usuário. Prover condições de conforto tornou-se um importante diferencial de propaganda e de vendas (Gameiro da Silva, 2002).

O estudo de otimização da interface entre os seres humanos e os objetos e ambientes com os quais ele interage é definido por ergonomia (do grego *ergon* trabalho e *nomoi* leis naturais), e o conforto térmico é um dos focos de estudo da ergonomia ambiental.

Assim como para qualquer outro parâmetro relativo à ergonomia, os aspectos identificados por Metzger (1994) devem ser levados em consideração na análise do conforto térmico do

passageiro. Um ambiente confortável termicamente é comumente definido como “o estado da mente que expressa satisfação com o ambiente térmico” (ASHRAE 55, 2004).

Além de buscar o melhor entendimento das reais necessidades do passageiro para que este estado de satisfação seja atingido, benefícios adicionais do ponto de vista do consumo de energia dos sistemas de climatização podem ser obtidos. A adição de um sistema de ar-condicionado em automóveis, por exemplo, requer aproximadamente 4000 W de potência de eixo do motor, enquanto o ser humano dissipa apenas em torno de 100 W para o ambiente. Recentes pesquisas do Laboratório de Controle Climático de Veículos (*Vehicle Climate Control Laboratory - VCCL*) do Laboratório de Energia Renovável do Departamento Nacional de Energia dos EUA (*U.S. Department of Energy's National Renewable Energy Laboratory - NREL*) em relação à otimização do conforto dos passageiros em automóveis com ar condicionado apresenta potenciais economias de combustível de 0,3% a 0,5% (Lustbader, 2005) com a utilização de assentos ventilados; o que representa significativa evolução neste cenário de restrições de emissão de CO<sub>2</sub> para a atmosfera e das exigências internacionais tais como o Protocolo de Kyoto.

Estas motivações têm direcionado diversos estudos focados tanto nas características psicofisiológicas do ser humano quanto nos ambientes em que eles se encontram, sejam prediais ou veiculares.

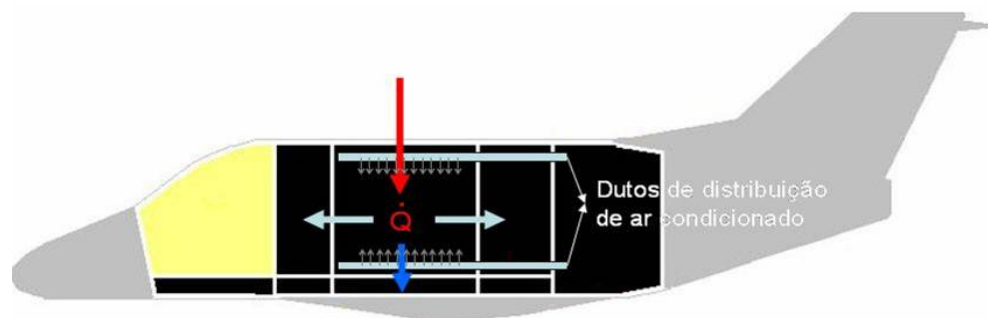
No âmbito das pesquisas relativas aos aspectos fisiológicos do conforto térmico, é possível dividir o conforto térmico em duas categorias distintas: global e local (Nilsson, 2004), onde global refere-se à análise do balanço de energia do ser humano com o ambiente como proposto por Fanger (1972), por meio de um valor médio que representa a satisfação com o ambiente térmico (método PMV/PPD), e o conforto local, que leva em consideração os efeitos da troca de calor em diversos segmentos do corpo, estabelecendo-se um valor para cada segmento.

O conforto térmico, avaliado global ou localmente, para qualquer ambiente, é essencialmente o resultado da interação entre o ser humano e quatro variáveis que caracterizam este ambiente: temperatura do ar, temperatura radiante média, movimentação relativa do ar, umidade do ar, e duas variáveis pessoais: nível de atividade (metabolismo) e nível de isolamento térmico da roupa e do assento (Fanger, 1972; Nilsson, 2004).

No âmbito dos estudos relativos aos ambientes em relação aos critérios utilizados no projeto dos sistemas que influenciam no conforto térmico dos usuários de veículos, estes se

resumem, em geral, na avaliação da temperatura média do ar no ambiente utilizado como volume de controle, onde é realizado o balanço de energia levando em conta: o ar insuflado na região, a troca de calor pelas paredes, troca de calor e massa entre as áreas adjacentes e o calor dissipado naquela seção pelos passageiros e equipamentos ali localizados.

Em uma aeronave, por exemplo, estes volumes de controle são divididos de acordo com características uniformes de seções da aeronave, estruturas e interior, ao longo da fuselagem, como apresentado no exemplo da divisão de compartimentos da Figura 1.2.



**Figura 1.2. Divisão em seções da cabine de passageiros de uma aeronave para análise térmica do ambiente.**

Esta avaliação inicial é realizada para todos os compartimentos da cabine de passageiros nas diversas condições de contorno a que a aeronave foi submetida durante sua operação em solo ou vôo e possibilita então o dimensionamento do sistema de controle ambiental que foi utilizado para resfriamento ou aquecimento da cabine. Após esta fase inicial do projeto, o sistema de distribuição de ar pode ser detalhado para cada um destes volumes buscando-se a homogeneização da temperatura naquela seção da cabine. Este processo de desenvolvimento é sugerido em normas como a ARP85E – Sistemas de Ar Condicionado para Aeronaves Subsônicas – publicada pela *SAE International* (ARP85E, 2002) e tem tido sucesso em assegurar uma boa distribuição de temperatura naquela seção da cabine para boa parte das operações da aeronave.

Porém, em função das grandes variações das condições de contorno na seção considerada da aeronave, em vôo cruzeiro o passageiro que está mais próximo da fuselagem tem a superfície de sua pele mais resfriada nesta parte do corpo do que aquela voltada para o corredor da aeronave, e permanece em condição de desconforto térmico por assimetria de radiação. Adicionalmente, o grande isolamento térmico promovido pelo assento apresenta-se também como um fator relevante no desconforto dos passageiros (Stancato *et al.*, 2006).

Assim como na aeronave, o ambiente térmico no interior de um automóvel é bastante complexo e não homogêneo. Nestes veículos podem ocorrer elevados gradientes de temperatura nas superfícies internas, com níveis de velocidade do ar e temperatura radiante em condições altamente transientes (Guan *et al.*, 2003). Características similares de grande transição de condições térmicas podem ser vistas também em aeronaves.

Para propiciar conforto térmico aos ocupantes em diferentes posições nestes ambientes térmicos complexos e com condições de contorno com grandes variações, há a necessidade de se permitir ajustes nos sistemas de climatização de fatores relacionados ao insuflamento de ar (temperatura e vazão) e nas condições de contorno prevendo, por exemplo, resfriamento ou aquecimento dos assentos.

As opções para controle local do ambiente ou microclima têm sido amplamente estudadas e já aplicadas na indústria automotiva, e não se apresentam somente como soluções alternativas ao ar condicionado convencional, quando não é possível controlar todo o espaço considerado como nas aeronaves ou automóveis, mas também como tecnologia avançada para prover um ambiente aceitável para cada passageiro. Estudos realizados por Williams e Shitzer (1974), Melikov *et al.* (1994), Bauman *et al.* (1998), Zhang (2003) e Knudsen e Melikov (2005) demonstraram que resfriamento e aquecimento localizados podem melhorar a aceitabilidade do ambiente térmico pelas pessoas (Zhang *et al.*, 2007).

Lustbader (2005) apresenta os assentos como meios adequados para controlar termicamente o ambiente em função da grande área de contato e proximidade com o passageiro. Em geral o assento age como um isolante térmico apenas, aumentando a temperatura da pele e reduzindo o resfriamento do corpo por evaporação do suor. Assim, o controle térmico do assento pode ser uma boa alternativa ao ar condicionado convencional, reduzindo o consumo de energia enquanto melhora o conforto térmico.

Em condições iniciais de temperaturas elevadas ou baixas, como as observadas em automóveis ou aeronaves que iniciam a operação após um longo período de exposição estática ao sol ou à neve, os sistemas de resfriamento e aquecimento de assentos reduzem consideravelmente o tempo necessário para que o conforto térmico dos passageiros seja atingido (Karimi *et al.*, 2003).

## **1.1 MOTIVAÇÃO**

Em trabalho realizado por Quehl (2001) com passageiros de aeronaves, foram identificados os fatores mais relevantes para que o conforto durante o voo possa ser

atingido: ruído baixo e agradável, pouca vibração, ausência de correntes de ar ou turbulências, características sonoras específicas (e.g., baixa frequência, tonal), assentos confortáveis, espaço suficiente para as pernas e para movimentação geral, bom serviço de bordo e “clima” agradável (temperatura, qualidade do ar).

Dos fatores listados acima, alguns estão diretamente relacionados à temperatura ambiente e ao conforto dos assentos, observando-se a oportunidade de desenvolvimento de uma solução de climatização para os assentos aplicável a aeronaves e otimização das soluções já implementadas nos veículos automotivos, que possa tornar o transporte aéreo e a locomoção terrestre mais agradáveis, levando em conta suas condições de contorno características.

A revisão dos estudos realizados em assentos climatizados em veículos automotivos, embora com bom início de utilização na indústria automobilística, demonstra também a disponibilidade de poucos estudos que avaliem conjuntamente a troca de calor (essencialmente por condução) e a distribuição de pressão na interface passageiro-assento, que é fator crítico na análise da troca de calor através de superfícies contíguas. Observa-se também a não disponibilidade de modelos que suportem o projeto dos assentos que levem o passageiro ao conforto térmico, considerando as características específicas do ambiente dos veículos e suas limitações.

Assim, a lacuna evidenciada nos estudos relativos à influência de assentos climatizados no conforto térmico, notadamente em aeronaves, apresenta a oportunidade do desenvolvimento de modelo experimental que suporte o projeto de assentos visando tornar o transporte em veículos automotivos mais agradável e trazendo também um potencial diferencial de mercado em relação aos demais fabricantes que ainda não disponibilizam este tipo de solução para os clientes.

## **1.2 OBJETIVOS**

No presente trabalho foi realizado estudo experimental da troca de calor entre o passageiro e o banco de veículos objetivando análise dos parâmetros que exercem maior influência nesta troca de calor.

Para se atingir os objetivos propostos no trabalho, foram realizadas as seguintes etapas:

- a. Análise de bibliografia e modelos de troca de calor em bancos climatizados disponíveis na literatura;

- b. Construção de manequim térmico para a avaliação da troca de calor e distribuição de pressão entre o passageiro e o banco;
- c. Realização de medições da distribuição de pressão e de troca de calor em assento climatizado com manequim térmico em ambiente homogêneo.

### **1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO**

O presente trabalho está organizado na seguinte estrutura:

- No capítulo 2 são apresentados aspectos relacionados à quantificação do conforto térmico e do desconforto local, as peculiaridades do ambiente térmico da cabine dos veículos e a forma de avaliação do conforto e desconforto térmicos;
- No capítulo 3 é apresentada a revisão da literatura relacionada ao aquecimento e resfriamento de bancos automotivos, desenvolvidos com o objetivo de melhorar a satisfação dos passageiros em relação ao conforto térmico em veículos. Ênfase especial é dada às soluções comumente encontradas nos produtos comercialmente disponíveis;
- No capítulo 4 são apresentadas as fases de desenvolvimento do manequim para a realização das avaliações experimentais;
- No capítulo 5 é descrito o método experimental: medições com os passageiros e definição de controle do manequim;
- No capítulo 6 é apresentada uma referência para avaliação da Resistência Térmica Global de assentos.
- No capítulo 7 são apresentados os resultados do estudo experimental da troca de calor entre o passageiro e o banco (assento e encosto), bem como a análise e comparação dos resultados. A análise de incertezas é apresentada no Anexo A.
- No capítulo 8 são apresentadas as conclusões e algumas sugestões para a continuidade do trabalho.
- No capítulo 9 é apresentada a relação do material bibliográfico de referência.



## **2 CONFORTO TÉRMICO EM VEÍCULOS E SUA AVALIAÇÃO**

Neste capítulo são apresentados aspectos relacionados à quantificação do conforto térmico e do desconforto local, as peculiaridades do ambiente térmico da cabine de veículos e a forma de avaliação do conforto e desconforto térmicos.

### **2.1 QUANTIFICAÇÃO DO CONFORTO TÉRMICO**

Segundo Quehl (2001), no cenário altamente competitivo dos negócios dos meios de transporte, o atendimento das necessidades subjetivas dos usuários tem grande importância para a sobrevivência financeira desta indústria. Por esta razão, cada vez mais o projeto e o desenvolvimento das aeronaves e automóveis têm sido direcionados com base nas necessidades e desejos dos clientes. Portanto, o atendimento dos padrões de conforto requeridos pelos usuários tem se tornado tão importante quanto o cumprimento dos seus requisitos em relação à eficiência e segurança.

A definição dos padrões de conforto remete à quantificação de respostas subjetivas dos passageiros, diretamente relacionados a aspectos físicos quantificáveis da interação entre o usuário e o produto em questão. Buscando identificar fatores da relação entre estes aspectos físicos e as respostas subjetivas do usuário, Reed et al (1994) propõem a especificação de características de um produto confortável por meio da avaliação de variáveis que reduzam ou eliminem fatores que causem desconforto e que não suscitem sentimentos de bem-estar. Assim, referem-se ao conforto como a ausência de desconforto, de modo que um aumento do conforto implica na diminuição de estímulos que levem ao desconforto.

Seguindo o raciocínio de Reed et al (1994), o conforto térmico ocorre quando, dentre outros aspectos, os esforços fisiológicos para que a temperatura do corpo seja regulada são minimizados (ASHRAE 55, 2004), ou seja, sem ações adicionais, o corpo como um todo permanece em equilíbrio térmico com o ambiente. A variação da temperatura da pele e a produção de suor são exemplos de parâmetros que indicam estes esforços fisiológicos e que podem ser diretamente correlacionados com o índice de insatisfação do usuário quanto exposto a determinadas condições de contorno (Fanger, 1972).

## 2.2 CONFORTO TÉRMICO

Fanger (1972) propôs a análise do conforto térmico baseada no balanço de energia do corpo com o meio ambiente. Em atividade sedentária o metabolismo do corpo humano dissipa cerca de 100 W de calor ao ambiente por condução, convecção, radiação e evaporação. O sistema termorregulador tomará as ações para que, independente das condições de vestimenta e do ambiente, a mesma quantidade de calor seja dissipada ao ambiente, que pode variar de 100 W para atividades sedentárias a 1000 W para trabalhos pesados.

Dadas as condições da atividade da pessoa, da vestimenta e do ambiente, o ocupante do ambiente em questão se sentirá tanto mais confortável quanto menor for a necessidade de ações adicionais do sistema termorregulador, como por exemplo aumento de produção de suor para maior remoção de calor por evaporação ou calafrios para aumentar o calor gerado nos músculos, para que o balanço térmico seja atingido, ou seja a neutralidade térmica seja alcançada.

Em condições de neutralidade térmica em atividade sedentária sem atuação do sistema termorregulador a temperatura do núcleo do corpo humano foi de aproximadamente 37°C e a temperatura da pele foi de 34,1 °C (Fanger, 1972). Fora desta condição o organismo atuará para manter a temperatura no núcleo do corpo, tanto no caso das perdas de calor serem maiores do que a produção interna de energia quanto para reduzir o aumento de temperatura provocado pela menor troca de calor com o ambiente.

### 2.2.1 CONDIÇÕES DE CONFORTO DE FANGER

A partir do balanço térmico do corpo humano, Fanger (1972) mostra que o conforto térmico depende de:

- parâmetros pessoais: taxa de metabolismo, função do nível de atividade física da pessoa, (MET)<sup>1</sup>, e o tipo de vestimenta (CLO)<sup>2</sup>,
- parâmetros ambientais: a temperatura do ar,  $T_a$ , a temperatura média radiante,  $\bar{T}_r$ , a velocidade do ar,  $V_a$ , e a umidade relativa do ar,  $\phi$ .

Por meio de medições dos parâmetros de conforto térmico e de ensaios realizados com estudantes norte-americanos, Fanger (1972) concebeu um modelo de conforto térmico

<sup>1</sup> 1 MET = 58,2 W/m<sup>2</sup> (dissipação térmica de pessoa sentada, relaxada, sedentária)

<sup>2</sup> 1 clo = 0,155 °C.m<sup>2</sup> /W (vestimenta típica de inverno, pesada)

baseado no voto médio estimado (PMV, *Predicted Mean Vote*), que varia de muito frio (-3) a muito quente (+3). Além disto, Fanger (1972) estabeleceu uma relação entre o PMV e o percentual de pessoas insatisfeitas PPD, *Predicted Percentage of Dissatisfied*, apresentada na Tabela 2.1.

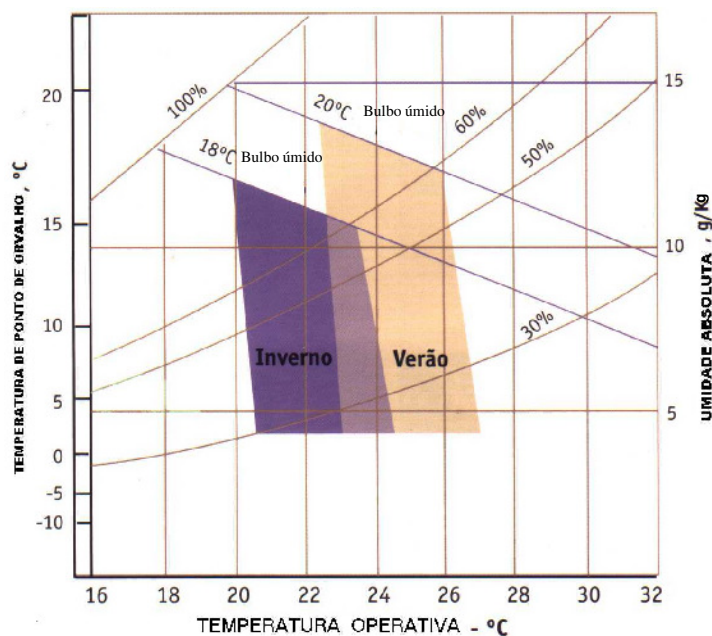
**Tabela 2.1. Escala de sensação térmica**

PMV	-3	-2	-1	0	1	2	3
	muito frio	frio	leve sensação de frio	neutro	leve sensação de calor	quente	muito quente
PPD	100%	78%	26%	5%	26%	78%	100%

Pode-se observar na Tabela 2.1 que, mesmo na condição de neutralidade térmica (PMV igual a zero), existem 5% de insatisfeitos. O trabalho de Fanger (1972) é a base da norma ISO 7730 (2005) de conforto térmico.

A ASHRAE 55 (2004) também apresenta gráficos para a determinação das condições de conforto térmico em ambientes condicionados. As cartas de conforto da ASHRAE, cujo exemplo é apresentado na

Figura 2.1, por meio de uma carta psicrométrica com a zona de conforto representada pela área hachurada.



**Figura 2.1. Diagrama psicrométrico com a indicação da zona de conforto segundo a norma ASHRAE 55 (2004).**

Verifica-se na Figura 2.1 que os resultados são apresentados em função da temperatura operativa,  $T_o$ <sup>3</sup>, que é uma função da temperatura média radiante,  $\bar{T}_r$ , e da temperatura do ar,  $T_a$ , dado pela equação<sup>4</sup> 2.1:

$$T_o = a \cdot T_a + (1 - a) \cdot \bar{T}_r \quad 2.1$$

onde a constante  $a$  varia de acordo com a velocidade do ar ( $V_a$ ), como apresentado na Tabela 2.2:

**Tabela 2.2. Valores da constante  $a$  em função da velocidade do ar.**

$V_a$ (m/s)	0 – 0,2	0,2 – 0,6	0,6 – 1,0
$a$	0,5	0,6	0,7

### 2.3 DESCONFORTO TÉRMICO LOCAL

O método de Fanger (1972) determina condições de conforto térmico para o corpo como um todo. Assim, uma pessoa pode estar em neutralidade térmica ( $PMV = 0$ ), mas pode não estar confortável se existirem variações em partes do corpo. Portanto, o conforto também requer que não haja desconforto local (quente ou frio) para qualquer parte do corpo.

Este desconforto local pode ser causado por:

- Assimetria de radiação;
- Correntes de ar (*draft ou draugh*);
- Diferença de temperatura entre os pés e o piso;
- Diferença de temperatura do ar vertical entre os pés e a cabeça.

Nas normas ASHRAE 55:2004 e ISO 7730:2005 são previstos limites máximos para cada uma das causas de desconforto acima. A exemplo do trabalho de Fanger (1972), os limites de desconforto local foram obtidos em ensaios realizados em câmaras climatizadas para condições de trocas de calor em edificações, isto é, para ambientes que podem ser considerados homogêneos<sup>5</sup> ou próximos de homogêneos.

<sup>3</sup>  $T_o$  = temperatura operativa (°C): a temperatura de um meio imaginário (envolvendo ar e superfícies) com o qual a pessoa troca a mesma quantidade de calor por convecção e radiação que aquela trocada com o meio real.

<sup>4</sup> ASHRAE 55 (2004) e ISO 7730 (2005)

<sup>5</sup> Diz-se que um ambiente é homogêneo se a variação máxima dos parâmetros do ambiente diferem de 5% das medidas feitas em relação à média (ISO 7726, 1998).

### 2.3.1 AVALIAÇÃO DE DESCONFORTO TÉRMICO LOCAL

Para ambientes não homogêneos, onde diferentes partes do corpo experimentam diferentes condições térmicas, o conceito mais amplamente utilizado (Nilsson, 2004) é o de temperatura equivalente (teq), definida como sendo a temperatura uniforme de um ambiente imaginário com velocidade do ar igual a zero, no qual a pessoa troca a mesma quantidade de calor sensível, por radiação e convecção, que no ambiente real (ASHRAE 62.1, 2004).

A aplicação do conceito de temperatura equivalente é particularmente útil no espaço confinado de compartimentos de passageiros de veículos, devido à interação complexa dos fluxos de calor por radiação e convecção, radiação solar direta, grandes assimetrias de temperatura e velocidade do ar, mesmo em condições de regime permanente. O uso dos índices PMV (ISO 7730:2005) ou das cartas da ASHRAE (ASHRAE 55:2004) nestas condições não é apropriado (Madsen et al, 1986; Gameiro da Silva, 2002; Guan et al., 2003; Nilsson, 2004).

A norma ISO 14505-2:2004 trata da determinação de temperaturas equivalentes,  $T_{eq}$ , na avaliação de conforto térmico em automóveis. Nesta norma são previstas três possibilidades de determinação de temperaturas equivalentes, utilizando manequim térmico, com sensores em diferentes segmentos ou zonas (Figura 2.2), manequim com sensores aquecidos (Figura 2.3), arranjo com sensores de conforto (Figura 2.4).

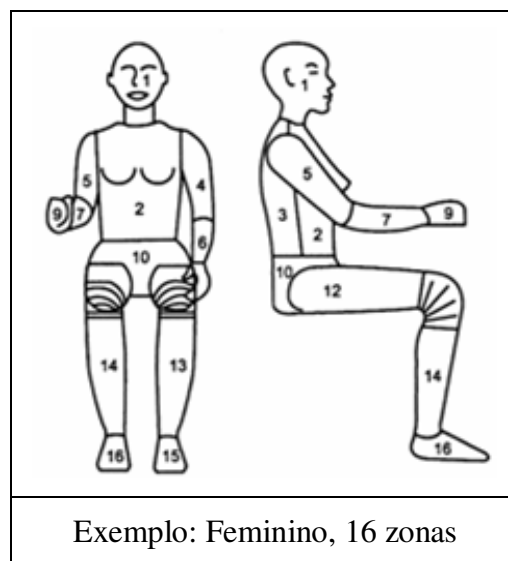


Figura 2.2. Manequins térmicos (ISO 14505-2, 2004)

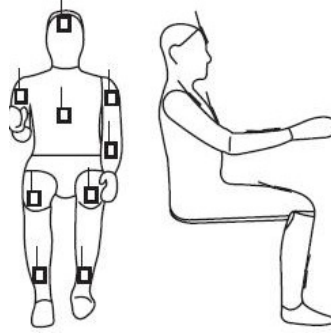


Figura 2.3. Manequins com sensores aquecidos (ISO 14505-2, 2004)



Figura 2.4. Arranjo com sensores de conforto (ISO 14505-2, 2004).

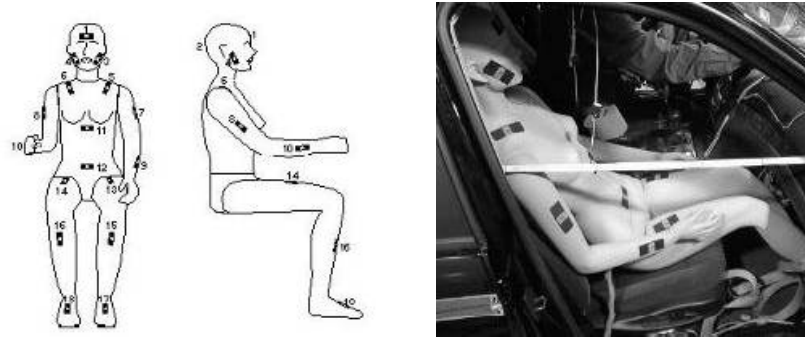
### 2.3.2 AVALIAÇÃO DE DESCONFORTO TÉRMICO LOCAL UTILIZANDO MANEQUINS

A utilização de manequins tem aumentado a precisão dos resultados quando são avaliados simultaneamente os efeitos da temperatura do ar local, trocas de calor por radiação do corpo, velocidades do ar e a radiação solar em um veículo, principalmente pelas alterações provocadas no ambiente da cabine pela presença do manequim; que é bastante similar ao corpo humano.

#### 2.3.2.1 Manequins Térmicos

Segundo Gameiro da Silva (2002), o manequim térmico seria o único instrumento capaz de avaliar simultaneamente os efeitos da temperatura do ar local, velocidades do ar, trocas de calor por radiação e radiação solar em um veículo.

Nilsson (2004) apresenta um estudo detalhado da utilização de manequins térmicos; que devem ter algumas características para serem usados na avaliação de conforto térmico no interior de veículos. O manequim deve ter o tamanho e o formato de um corpo humano, ser capaz de ser colocado na posição sentada, ser capaz de ser vestido e permitir a divisão do corpo em partes ou zonas, para a determinação da influência dos parâmetros físicos relevantes ao conforto térmico ao longo de todo o corpo (Figura 2.5).



**Figura 2.5. Manequim térmico com 16 segmentos instalado em cabine de automóvel.**

Algumas melhorias construtivas dos manequins térmicos feitas ao longo dos anos buscam aproximá-los cada vez mais da forma e condições fisiológicas do corpo humano. Como concluído por Nilsson (2004), o desempenho dos manequins térmicos pode ser avaliado com base na verificação das seguintes características:

- Simulação da troca de calor do corpo humano, global e localmente;
- Medições de troca de calor que possam ser realizadas de forma rápida, precisa e reproduzível;
- Que disponibilize informações para comparação com modelos de predição.

### 2.3.2.2 Manequins com Sensores Aquecidos

Outra forma de se avaliar condições de conforto térmico é com a utilização de manequins com sensores aquecidos. Neste caso o manequim não é aquecido como no caso do manequim térmico. Em vez de se fazer a avaliação das trocas de calor em diversos segmentos do corpo aquecido, sensores aquecidos são colocados nestes segmentos do corpo (16 ou 32 segmentos). Embora a utilização de manequins aquecidos seja mais adequada, por reproduzir mais fielmente as trocas de calor do corpo humano, a utilização de manequins com sensores aquecidos, prevista na norma ISO 14505-2, é uma boa ferramenta para a realização de estudos comparativos de condições de conforto térmico em veículos.

Esta técnica e o manequim apresentado na Figura 2.3 foram utilizados nos trabalhos desenvolvidos por Gomes (2005) e Gimenez (2006), na avaliação de condições de conforto térmico em diferentes veículos dotados de sistema de climatização, e por Lima (2006), na avaliação experimental da influência do revestimento de assentos automotivos no conforto térmico.

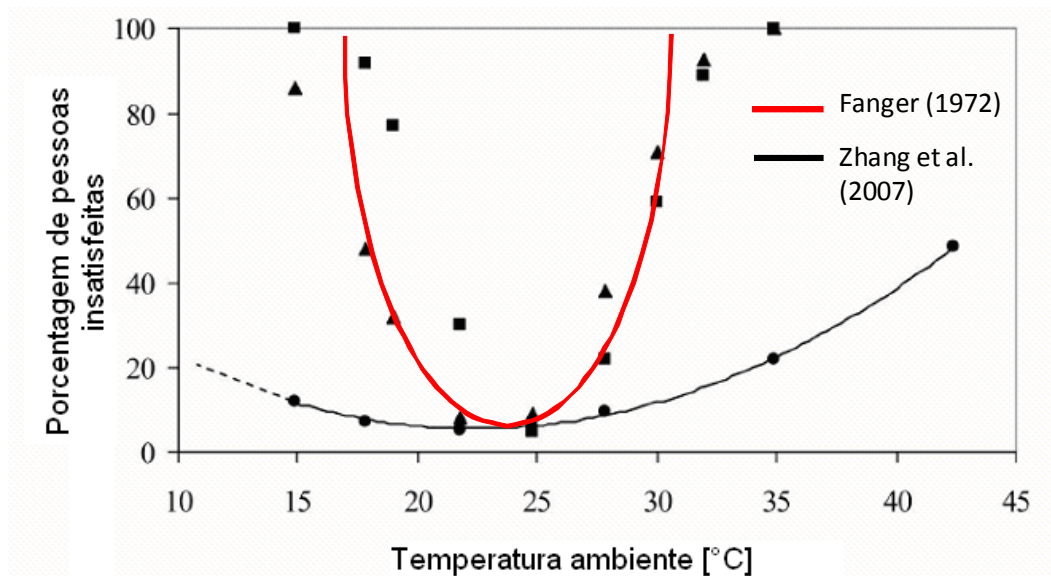
### 3 BANCOS AUTOMOTIVOS CLIMATIZADOS

Neste capítulo é apresentada a revisão da literatura relacionada ao aquecimento e resfriamento de bancos automotivos, desenvolvidos com o objetivo de melhorar a satisfação dos passageiros em relação ao conforto térmico em veículos. Ênfase especial é dada às soluções comumente encontradas nos produtos comercialmente disponíveis.

#### 3.1 INFLUÊNCIA DA CLIMATIZAÇÃO DE BANCOS NA ACEITABILIDADE DO AMBIENTE TÉRMICO

Conforme mencionado no Capítulo 1 do presente trabalho, estudos mostram que o resfriamento ou aquecimento localizado pode melhorar a aceitabilidade do ambiente térmico pelas pessoas (Zhang et al, 2007; Lutsbader, 2005).

Zhang et al (2007) demonstram que bancos climatizados podem melhorar a aceitabilidade do ambiente de cabine pelo passageiro. Este efeito pode ser observado na Figura 3.1, onde a curva obtida por Zhang et al. (2007) apresenta situações nas quais foi utilizado sistema de controle de fluxo de calor e temperatura dos bancos. Os demais pontos do gráfico da Figura 3.1 indicam situações convencionais, sem utilização do sistema de controle, e a curva com o percentual de pessoas insatisfeitas preconizada por Fanger (1972).



**Figura 3.1. Aceitabilidade do ambiente pelas pessoas quando utilizados bancos climatizados (Zhang et al, 2007).**

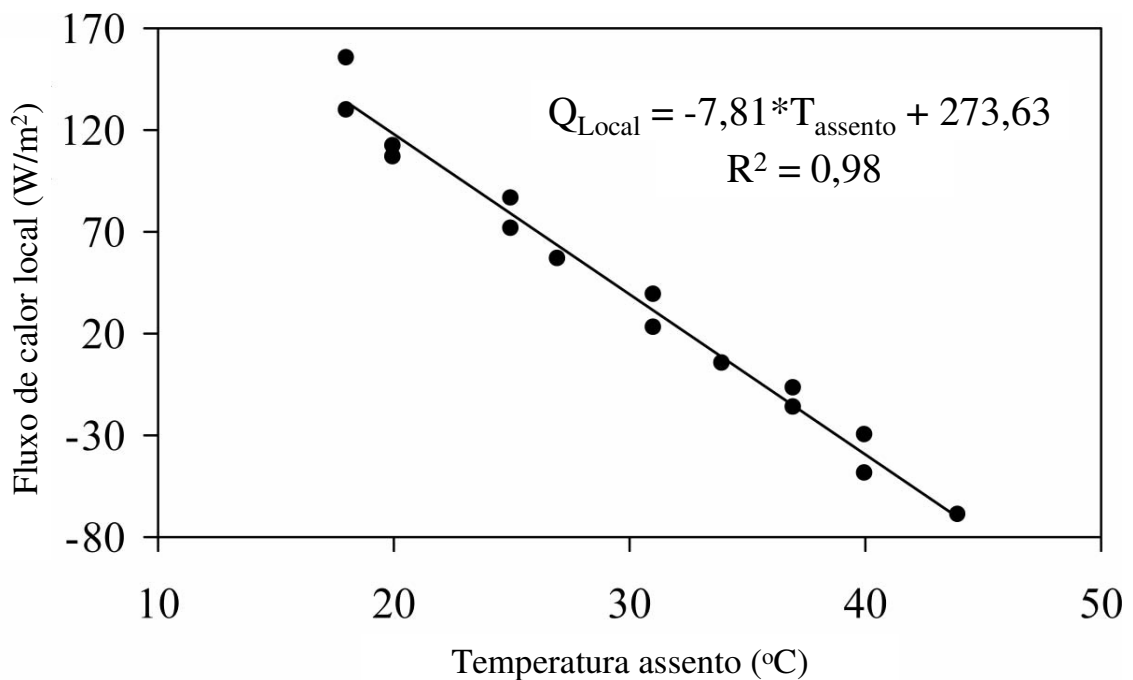
Da análise da Figura 3.1, verifica-se, por exemplo, que na temperatura do ar de cabine de 15 °C mais de 80% das pessoas estariam insatisfeitas sem a utilização do controle de fluxo



de calor e temperatura dos bancos, enquanto menos de 20 % das pessoas estavam insatisfeitas quando o sistema foi utilizado.

Dos resultados obtidos por Zhang et al. (2007), verifica-se ainda que 90% dos ocupantes de veículos com esse sistema de climatização estariam satisfeitos com o ambiente térmico para a faixa de temperaturas ambientes de 15,6°C a 28,8°C. Para efeito de comparação, de acordo com o método PMV/PPD de Fanger (1972), para um percentual de 90% de aceitabilidade térmica de um ambiente, sem climatização do banco, a faixa de temperaturas ambientes seria bem mais estreita, de 21,5°C a 26,7°C.

Adicionalmente, Zhang et al (2007) analisaram a relação entre a temperatura do banco e o fluxo de calor local e obtiveram a relação apresentada na Figura 3.2, onde os pontos representam os resultados das avaliações experimentais. A reta e a equação apresentadas na Figura 3.2 foram obtidas a partir da regressão linear dos pontos experimentais.



**Figura 3.2. Fluxo de calor local função da temperatura do assento (Zhang et al, 2007).**

Lustbader (2005), por sua vez, analisou condições de aceitabilidade do ambiente em condições transientes. No seu estudo, Lustbader (2005) apresenta os bancos como meios adequados para controlar termicamente o ambiente em função da grande área de contato e proximidade com o passageiro. A Figura 3.3 e a Figura 3.4 apresentam a temperatura de interface do passageiro-banco em função do tempo, estando a temperatura inicial do banco acima de 40°C, com a ventilação do assento ora ligada ora desligada, variando-se também

a capacidade de resfriamento do ar condicionado. Pode-se observar que quando o sistema de ventilação do assento permanece ligado, a aceitabilidade do ambiente pelos passageiros é antecipada em aproximadamente 9 min em condição de redução da capacidade de resfriamento do ar condicionado (liga/desliga), o que adicionalmente contribui na redução do consumo de combustível.

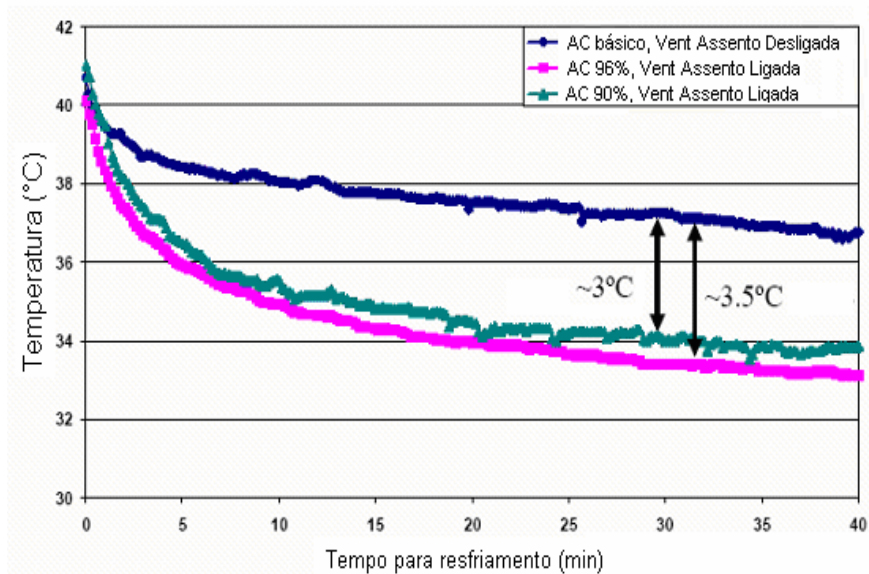


Figura 3.3. Temperatura de interface passageiro/assento em condições de regime transiente (Lutsbader, 2005).

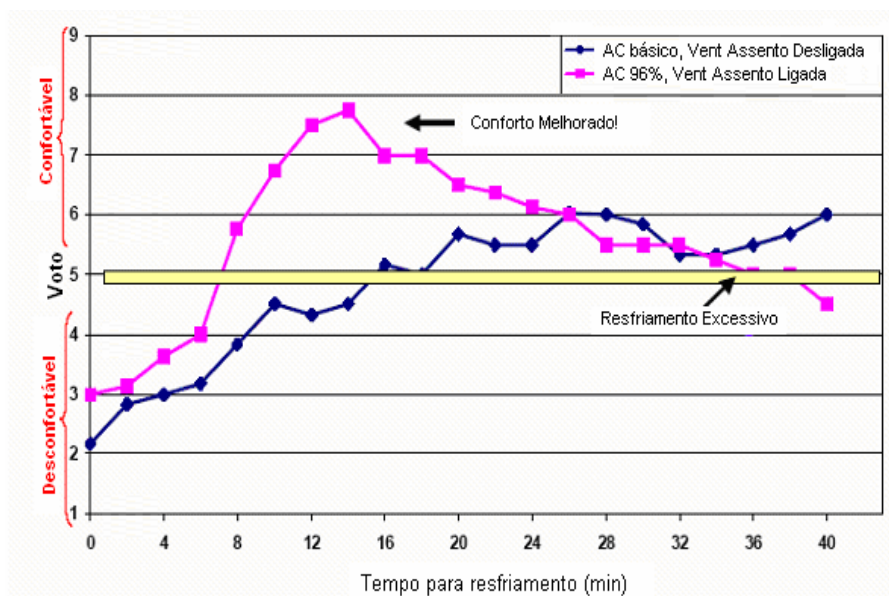


Figura 3.4. Temperatura de interface e voto de aceitabilidade da temperatura de interface com o assento em condições de regime transiente (Lutsbader, 2005).

É importante ressaltar que em condições iniciais de temperaturas elevadas ou baixas, como as observadas em automóveis ou aeronaves, que iniciam a operação após um longo período de exposição estática ao sol ou à neve, os sistemas de resfriamento e aquecimento de bancos reduzem consideravelmente o tempo necessário para que o conforto térmico dos passageiros seja atingido (Karimi et al., 2003).

### **3.2 INFLUÊNCIA DO AQUECIMENTO DE BANCOS AUTOMOTIVOS NO CONFORTO TÉRMICO**

O primeiro trabalho relacionado ao aquecimento de bancos automotivos, realizado por Burch et al (1991), objetivou a melhoria das condições de conforto térmico sob condições severas de inverno. Esses autores instalaram almofadas com aquecimento elétrico de baixa potência no assento e no encosto para reduzir o tempo necessário para atingir condições de conforto térmico durante o período de aquecimento da cabine (*warm up*).

Mais tarde, Brooks e Parsons (1999) investigaram o desempenho de bancos aquecidos em ambientes frios e concluíram que o nível de desconforto pode ser reduzido, tornando aceitáveis temperaturas de cabine até próximo de 5°C.

Zhang (2003) verificou que a troca de calor através das costas e pélvis tem grande influência na resposta de conforto das pessoas. Os resultados dos experimentos realizados demonstram que o aquecimento da pélvis é mais eficaz para aumentar o conforto do que o aquecimento da cabeça ou das mãos. Esta conclusão sugere que o aquecimento dos assentos em veículos é um excelente meio para melhorar o conforto dos passageiros quando a temperatura ambiente é baixa. Knudsen e Melikov (2005), assim como Watanabe et al. (2005), confirmaram as observações de Zhang (2003) e também concluíram que o aquecimento local das costas tem grande importância para o conforto total dos passageiros. Os resultados das referências citadas convergem para a conclusão de que o controle do calor dissipado nos bancos deve ser contínuo.

Um exemplo de campo de temperaturas em banco aquecido com resistências elétricas, fotografado por meio do uso de câmera termográfica infra-vermelha, é apresentada na Figura 3.5.

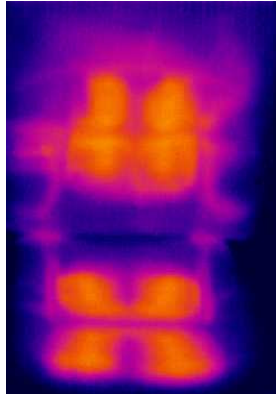


Figura 3.5. Campo de temperaturas no banco aquecido - W.E.T.<sup>6</sup>

### 3.3 INFLUÊNCIA DO RESFRIAMENTO DE BANCOS AUTOMOTIVOS NO CONFORTO TÉRMICO

O primeiro trabalho relacionado com o resfriamento de bancos automotivos foi o de Madsen (1994), que estudou a influência de bancos ventilados utilizando um ventilador que soprava o ar através do banco, na parte inferior e superior, em direção à pessoa sentada, conforme mostrado na Figura 3.6.

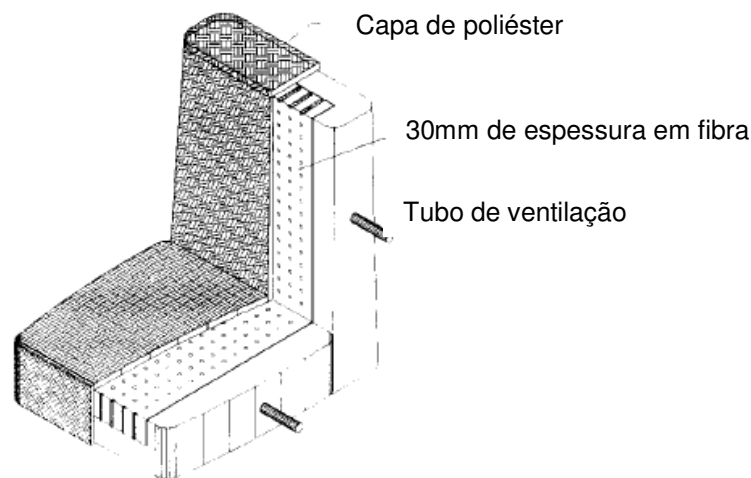


Figura 3.6. Banco automotivo ventilado (Madsen, 1994)

O sistema permitia o controle de fluxo de ar insuflado pelo banco, através da espuma e revestimento, permeáveis à passagem do ar. Nos ensaios foram testados dois tipos de revestimentos, um feito de lã e o outro feito de fibra de poliéster.

A eficiência do sistema de ventilação foi testada com um manequim térmico de 35 kg dotado de medidores de fluxo de calor e de sensores de temperatura na região lateral das costas, na altura dos ombros e nas coxas esquerda e direita; que são as partes que tocam o

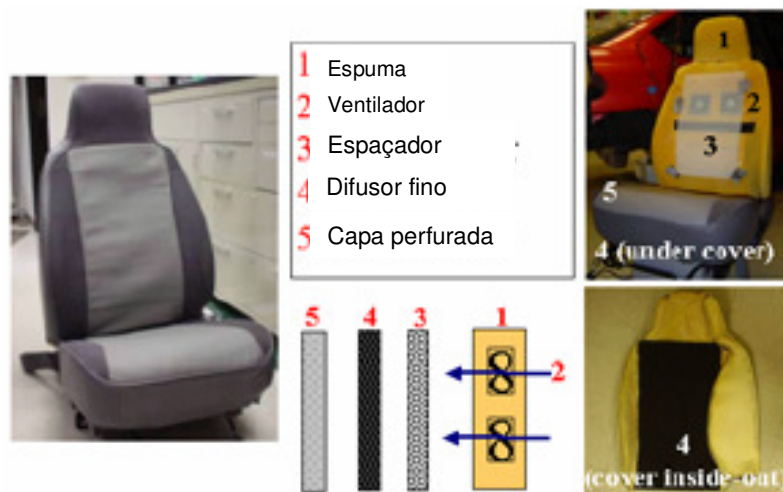
<sup>6</sup> W.E.T Automotive Systems. Indústria fabricante de sistemas para automóveis.

banco quando o manequim está sentado. O manequim utilizado tinha 16 seções e possibilidade de controle independente em cada seção. Além disso, o manequim térmico era equipado com duas glândulas de suor, uma nas costas abaixo do ombro e a outra na coxa que está em contato com a parte do assento do veículo.

Uma comparação entre os resultados dos bancos em lã e em poliéster, mostra que o banco em poliéster apresenta um resfriamento maior do que o banco em lã. Concluiu-se também que a perda de calor nas coxas é menor do que nas costas; o que pode ser devido a problemas de contato do manequim com o banco.

Os resultados obtidos mostram que esse tipo de banco poderia ser uma solução efetiva e de baixo custo para a indústria automotiva, com a diminuição do desconforto do usuário após o carro estar estacionado e exposto ao sol. E, no inverno o sistema poderia diminuir o tempo de desconforto do ocupante se fosse utilizado, adicionalmente, um sistema de aquecimento elétrico no encosto e na base do banco (Madsen, 1994).

Lutsbader (2005) utilizou uma combinação de testes experimentais e modelagem para estimar o impacto da utilização de bancos automotivos ventilados no conforto térmico e na economia de energia. Segundo o autor, a melhora nas condições de conforto resultou em redução de 4% na necessidade de resfriamento do sistema de ar condicionado e uma economia de 0,3 a 0,5% no consumo total de combustível do veículo quando o sistema está ligado. O autor enfatiza que, embora esta economia seja pequena para um usuário individualmente, torna-se significativo em um nível nacional. Para a realização dos ensaios, Lutsbader (2005) modificou um banco automotivo existente e instalou sistema de ventilação, conforme mostrado na Figura 3.7.



capa de dentro para fora

**Figura 3.7. Esquema do banco ventilado (Lutsbader, 2005).**

O banco do veículo foi equipado com sensores para a medição da temperatura de contato do banco com o ocupante. A sensação térmica e a sensação de conforto em algumas partes do corpo do ocupante, como a cabeça, o peito, as costas, as pernas, os braços e os pés, foram avaliadas.

Os resultados apresentados por Lutsbader (2005) mostram que a utilização de bancos ventilados permite se chegar a uma diminuição da temperatura de contato do banco com o ocupante em aproximadamente  $3,5^{\circ}\text{C} \pm 0,9^{\circ}\text{C}$  e que a sensação de conforto no encosto do banco nesse caso apresentou uma queda de temperatura em torno de  $4^{\circ}\text{C}$ .

Tanto no trabalho de Madsen (1994) quanto no de Lutsbader (2005) não foi utilizado resfriamento adicional no banco. Nestes trabalhos o banco utilizado era apenas ventilado, através do qual apenas ar da cabine era recirculado.

### **3.4 MÉTODOS E MODELOS DE PREDIÇÃO DE CONFORTO TÉRMICO EM BANCOS CLIMATIZADOS**

Pessoas podem detectar variações na perda de calor local nas diversas partes do corpo. Este fato faz com que seja adequado desenvolver métodos e modelos para uma análise local e não apenas a global como proposta por Fanger (1972) para ambientes não homogêneos.

Nos trabalhos citados a seguir os autores, por meio de modelos matemáticos e avaliações experimentais, disponibilizam ferramentas de predição de conforto térmico em assentos que possam ser utilizadas no desenvolvimento de sistemas de climatização de assentos de veículos.

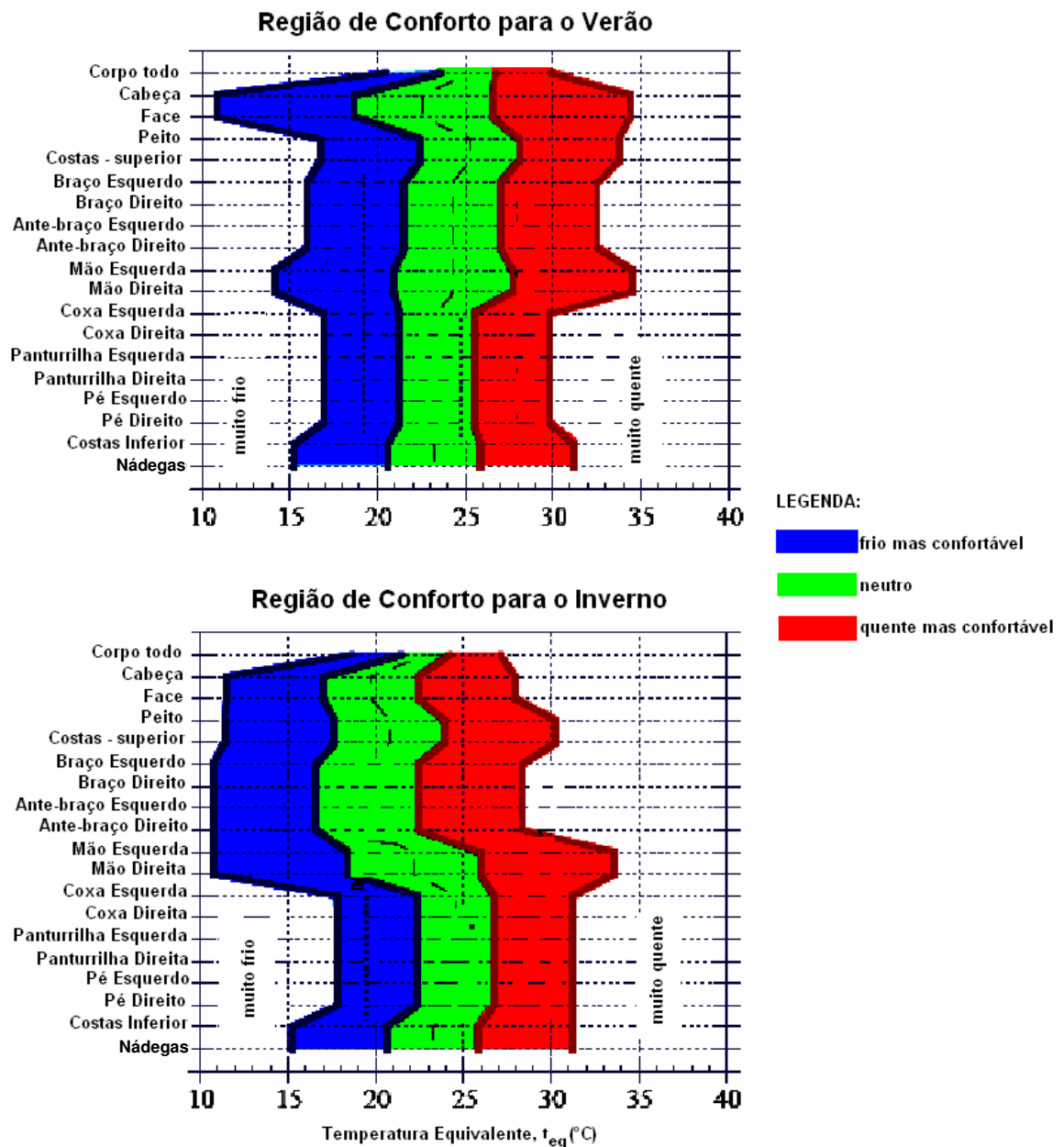
Nilsson (2004) apresenta uma metodologia de investigações com o objetivo de avaliar os diferentes efeitos das variações térmicas sobre as pessoas em diferentes partes do corpo. Os resultados de temperaturas equivalentes são apresentados em diagramas de sensação térmica (Figura 3.8). Pode-se observar da análise da Figura 3.8 que a temperatura equivalente ótima para as nádegas, onde o conforto foi maximizado, está entre  $21^{\circ}\text{C}$  e  $26^{\circ}\text{C}$ , tanto para o verão quanto para o inverno.

Através de análise experimental com manequim térmico, Wyon *et al* (1989) propuseram limites máximos e mínimos de temperatura para conforto para cada segmento do corpo, incluindo as regiões em contato com o banco. Este modelo, porém, aplica-se apenas para condições específicas sob as quais foi investigado.

Um modelo térmico da interação entre o passageiro de um automóvel, o ar da cabine e o banco climatizado foi desenvolvido por Karimi *et al.* (2003) para prever a resposta

transiente do passageiro em um ambiente térmico altamente não uniforme em relação a níveis de conforto local e global. Avaliações experimentais apresentaram boa comparação com o modelo matemático.

Zhang (2003) propôs uma regra para o conforto térmico com assentos climatizados, porém não provê informações suficientes para verificação do efeito exclusivo dos assentos, pois não foram realizadas avaliações do corpo considerando os vários segmentos.



**Figura 3.8. Diagramas de sensação térmica para as diversas partes do corpo para o verão e para o inverno (Nilsson, 2004).**

Zhang et al. (2007) obtiveram 1056 pontos experimentais com pessoas em bancos climatizados testados em ambiente homogêneo simulando condições de verão e inverno.

Foram medidos fluxos de calor e temperaturas de superfícies dos bancos e ajustada uma curva do fluxo de calor ótimo para os bancos, em função da temperatura ambiente, com base nas respostas de maior aceitabilidade das pessoas. Como conclusão identificou-se que a relação estabelecida (Equação 3.1), pode ser utilizada para o controle do fluxo de calor nos bancos, com base apenas na temperatura ambiente, e que ajustes em cada banco podem ser oferecidos para adequação às preferências individuais.

$$Q_{\text{banco}} = 5,19 * T_{\text{sala}} - 119,29 \quad 3.1$$

Esta equação é apresentada graficamente na Figura 3.9.

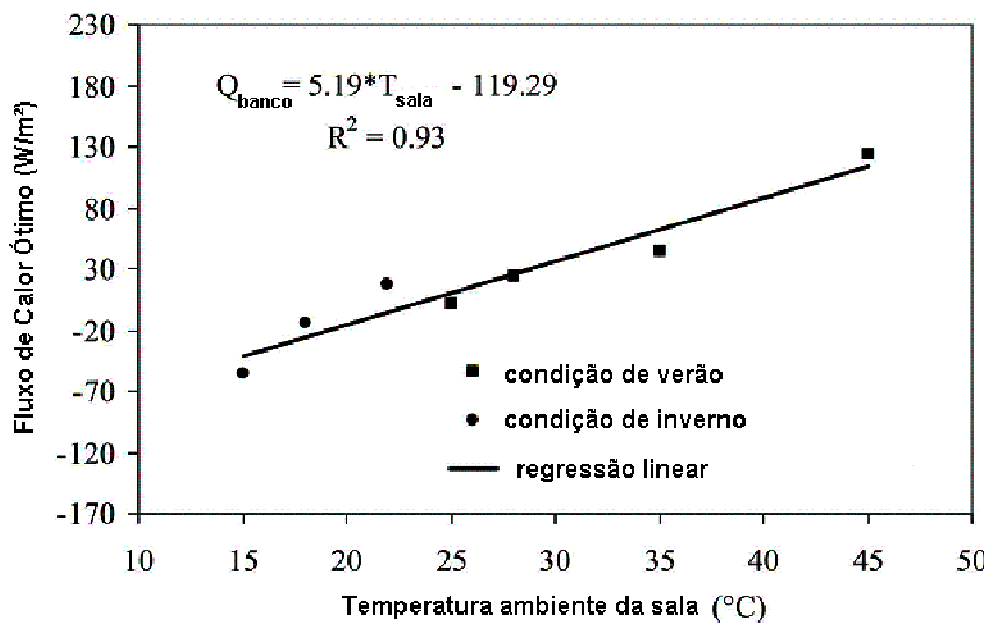


Figura 3.9. Fluxo de calor ótimo (positivo para o banco) da temperatura ambiente da sala,  $T_{\text{sala}}$  (adaptado de Zhang et al, 2007).

### 3.5 ANÁLISE DOS PARÂMETROS FÍSICOS – TROCA DE CALOR ENTRE O PASSAGEIRO E O BANCO

Nos sistemas de condicionamento de ar e climatização de ambientes, dois meios de remoção ou adição de calor são utilizados: troca de calor sensível e troca de calor latente.

Na troca de calor entre o passageiro e o banco estes dois meios de troca de calor podem reduzir ou aumentar a temperatura de interface entre os mesmos. A seguir são analisados os estudos em relação aos principais parâmetros que influenciam na troca de calor entre o passageiro e o banco.



### 3.5.1 PERMEABILIDADE À UMIDADE

Madsen (1994) avaliou a eficiência de um sistema de ventilação para bancos utilizando um manequim térmico implementado com medidores de fluxo de calor nas costas e regiões inferiores das coxas, ou seja, nas áreas de contato direto com o banco. O manequim, aquecido através de resistências elétricas providenciava boa distribuição de fluxo de calor e foi dividido em 16 seções com sistema de controle independente em cada uma delas. Este sistema foi projetado para simular a regulação da temperatura da pele humana em conforto térmico seguindo relação da temperatura da pele com o calor sensível perdido. Adicionalmente, para avaliação do efeito da ventilação sobre a perda de calor latente, o manequim térmico foi equipado com tubos capilares para injeção de água na interface do manequim com o banco.

Bartels (2003) fez a avaliação de conforto térmico em bancos utilizando um equipamento para teste de conforto de assento, apresentado na Figura 3.10.

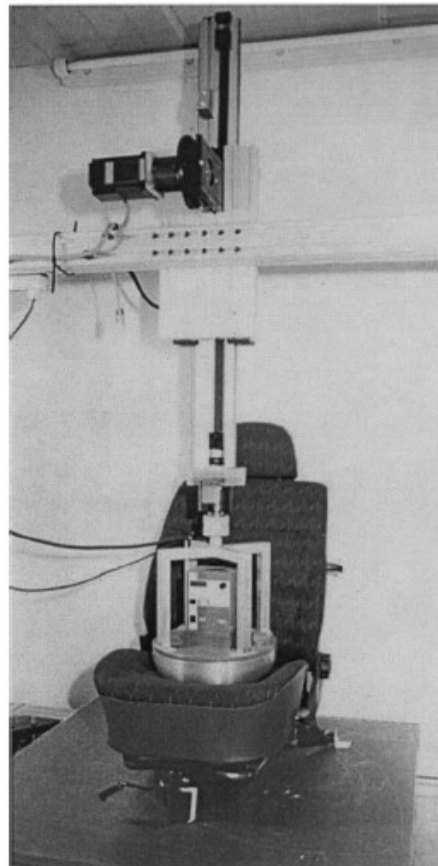
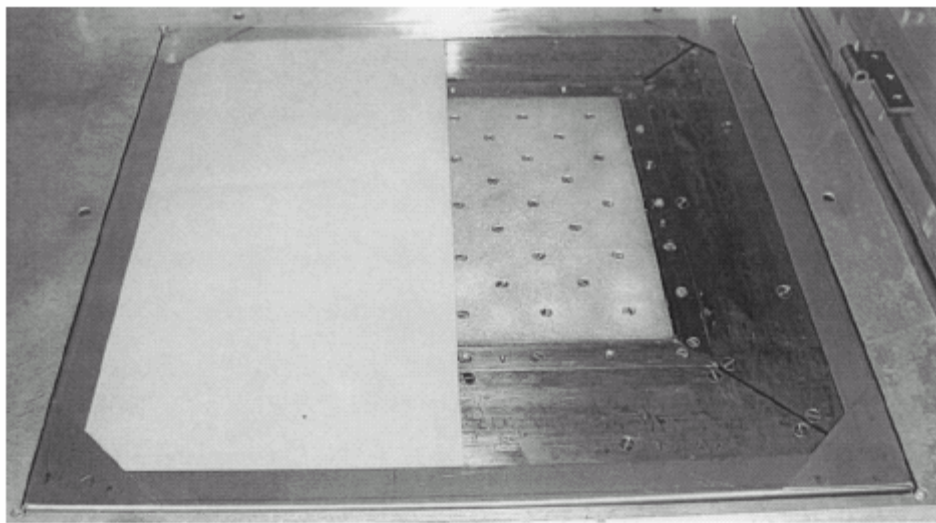


Figura 3.10. Equipamento para teste de conforto de assentos (Bartels, 2003)

A geometria da interface com o assento desse equipamento é dada por uma forma simétrica rotacional de 75 kg, que não reproduz porém a distribuição de pressão de uma pessoa com este peso e forma. Esse equipamento incorpora resistências elétricas e medidores de fluxo de calor que permitem o cálculo da resistência térmica dos bancos. Além disso, foi utilizada também uma placa de metal com poros através dos quais água pode ser dissipada para uma superfície, simulando a evaporação na pele do passageiro, apresentada na Figura 3.11, através da qual foi possível avaliar a capacidade de absorção e difusão de umidade de diferentes materiais



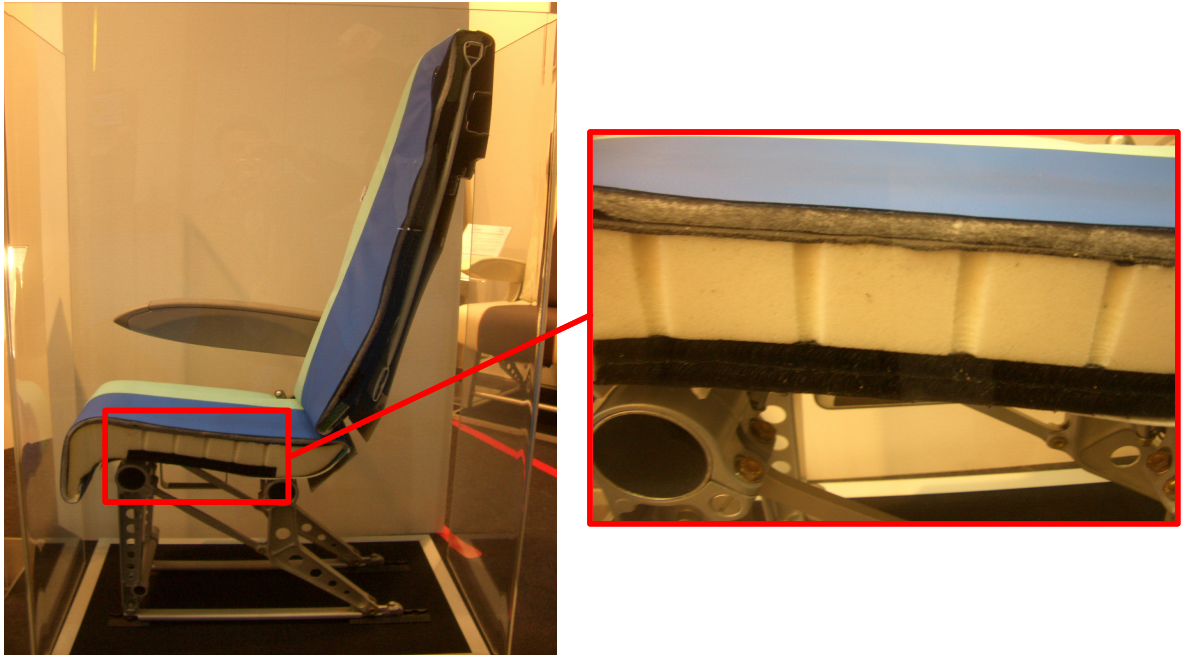
**Figura 3.11. Unidade de medida do modelo de pele utilizada por Bartels, 2003.**

A capacidade do conjunto do banco em absorver a umidade gerada pelo corpo humano é um fator de grande importância nesta análise. Como avaliado por Fanger (1970) a geração de umidade na evaporação de água através da pele, troca de calor latente, representa um dos maiores fatores de remoção de calor do corpo humano. Assim como a roupa, o banco representa uma grande resistência à eliminação deste vapor d'água e a eficiência desta troca na interface do passageiro com o banco depende diretamente da capacidade hidrofílica dos materiais do banco.

Snyckerski e Wasiak (2002) analisaram experimentalmente a penetração da umidade gerada pelos passageiros no revestimento e espuma do banco, e concluíram que a troca de calor é tanto melhor quanto maior a profundidade em que a umidade é transportada da interface do passageiro com o banco.

### 3.5.2 AERAÇÃO

Outra propriedade do conjunto do banco refere-se à resistência a passagem do fluxo de ar através do mesmo, e é exemplificada na Figura 3.12; onde os furos na espuma são canais por onde o fluxo de ar pode ser induzido seja pela variação da pressão na própria espuma em decorrência das vibrações do veículo, seja por ventilação forçada através da instalação de um ventilador aspirando ou insuflando ar através do assento.



**Figura 3.12. Exemplo de solução para melhorar aeração da interface passageiro-assento.**

### 3.5.3 PROPRIEDADES TERMOFÍSICAS

A condutividade e a capacitância térmica do material do banco também têm grande influência. A capacidade de conduzir o calor através do material do banco poderá facilitar a troca de calor do passageiro ou para o passageiro. Como indicado pela Lei da Condutividade de Fourier, a espessura da espuma também poderá representar um maior ou menor isolamento térmico.

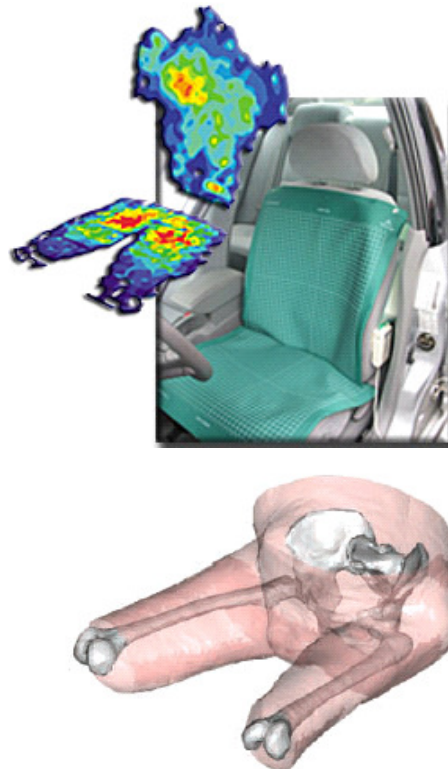
A capacitância térmica do material poderá manter a temperatura de interface com o banco menor quanto maior a quantidade de calor que deve ser absorvida para elevar sua temperatura, ou seja, característica adequada quando o banco for utilizado com maior frequência em condições de alta temperatura e exposição ao sol.

Snycerski e Wasiak (2002) analisaram estas propriedades e citam por exemplo os materiais PCM (*Phase change material*) já utilizados comercialmente que referem-se a microcápsulas de alta capacitância térmica, podendo armazenar até 100 kJ/m<sup>2</sup>.

### 3.5.4 DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO

A condução de calor através de qualquer interface entre materiais depende de sua capacidade de plastificação e aumento da área de contato entre estes materiais. Esta plastificação dependerá também da pressão a que a interface é submetida.

A distribuição de pressão na interface do passageiro com o banco (Figura 3.13) é, portanto, fator crítico na condução de calor.



**Figura 3.13. Distribuição de pressão no banco – fisiologia pélvis<sup>7</sup>.**

A Figura 3.13 apresenta a malha de sensores de pressão colocada sobre o assento que gera os resultados gráficos na mesma imagem com diferenças de cores; sendo as regiões vermelhas as de maior pressão e as azuis de menor pressão. A imagem dos ossos da pélvis demonstra que a maior pressão se dá sobre os ossos da bacia que suportam o peso do tronco do ser humano chamados de tuberosidades isquiáticas.

<sup>7</sup> Ilustração de malha da marca Tekscan – *Pressure Mapping and Force Measurements* – Especificação técnica do equipamento.

Portanto, a capacidade do material do banco em distribuir melhor a pressão do peso do corpo sobre o banco aumentará a área de contato com o corpo, reduzindo os picos de pressão, representados em vermelho no gráfico da Figura 3.13, homogeneizando assim a troca de calor nas coxas e quadril.

Segundo Conine et al (1994) a partir de testes realizados com pessoas com necessidades especiais, a pressão máxima na interface com o banco que reduziria o desconforto em assento de cadeira de rodas e até mesmo evitando a formação de escaras é de 60mmHg, quando a permanência é longa em uma mesma posição. Bar (1998) correlaciona a percepção de desconforto em assentos com a pressão capilar sanguínea, que ao nível do coração é em torno de 32 mmHg e conclui que o excesso de pressão externa sobre a pele pode comprometer a irrigação de sangue através dos vasos capilares na região.

Para determinação da malha de resistência térmica do banco nas áreas de contato do passageiro com o banco, Karimi et al (2004) utilizaram uma malha de sensores para medição da distribuição de pressão na interface passageiro – banco, e os resultados desta avaliação são apresentados na Figura 3.14.

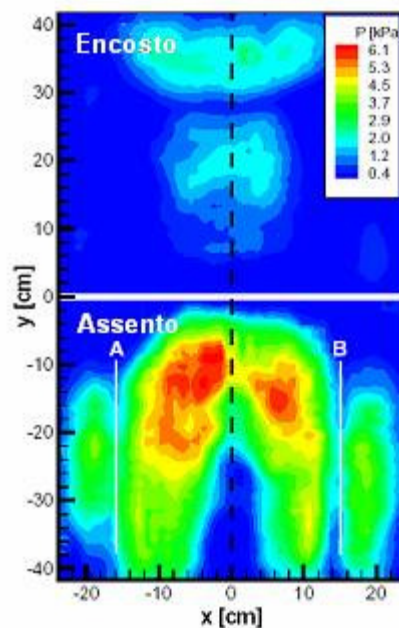


Figura 3.14. Distribuição média de pressão na superfície do banco (Karimi et al, 2004).

### 3.5.5 MATERIAL DE ACABAMENTO

Bartels (2003) estudou a influência dos diferentes materiais de acabamento dos bancos no conforto térmico dos passageiros. Os resultados demonstraram que bancos revestidos em tecido transportam melhor o suor do que aqueles fabricados em couro.

### 3.5.6 VESTIMENTA DO PASSAGEIRO

Zhang et al (2007) identificaram que a roupa é um dos parâmetros de grande importância nos efeitos locais do fluxo de calor assim como na aceitabilidade térmica global. Como parte integrante da interface entre o passageiro e o banco, a roupa representa uma resistência térmica adicional à troca de calor tanto sensível, em função do seu coeficiente de condução de calor característico dado em W/m.K, quanto latente, em função da sua capacidade de conduzir água evaporada na pele para o assento. Conseqüentemente este parâmetro poderá influenciar na aceitabilidade do conforto térmico local do passageiro nas suas interfaces com o banco.

## 3.6 TECNOLOGIAS DE CLIMATIZAÇÃO DE BANCOS EM APLICAÇÃO NA INDÚSTRIA

### 3.6.1 BANCOS SIMPLEMENTE VENTILADOS

Atualmente, sistema similar ao apresentado por Madsen (1994) é utilizado pela empresa W.E.T. *Automotive System* (Figura 3.15), com a diferença de trabalhar com exaustão no banco, que faz com que o ar seja aspirado pelo banco, ao invés de insuflação.

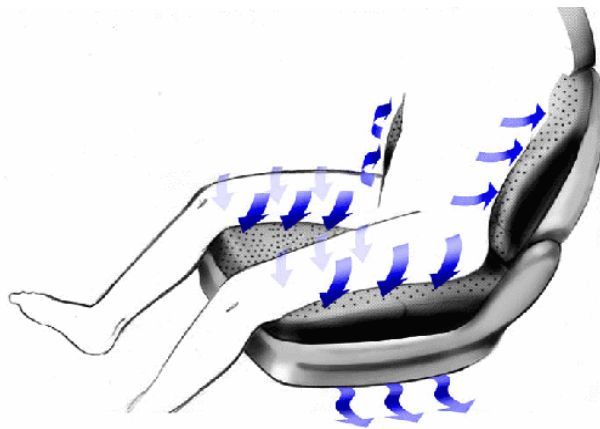
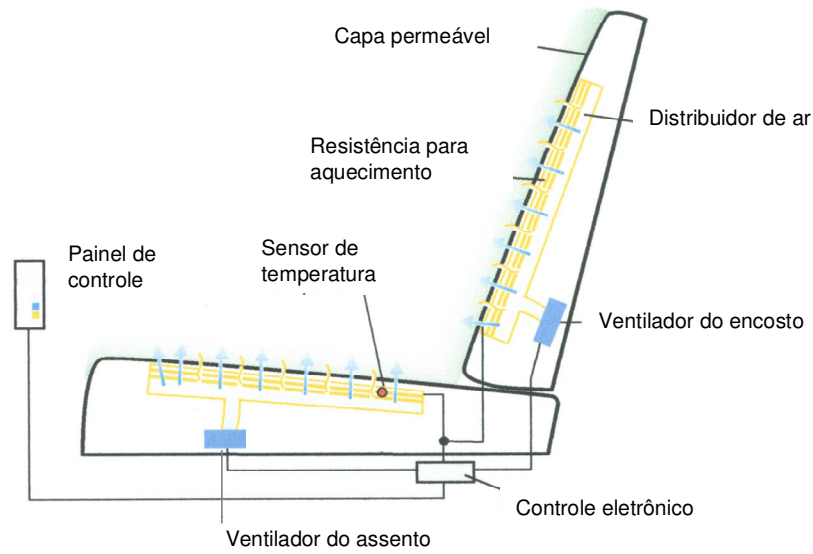


Figura 3.15. Banco ventilado, com pressão negativa (W.E.T.<sup>8</sup>)

### 3.6.2 BANCOS SIMPLEMENTE VENTILADOS COM SISTEMA DE AQUECIMENTO

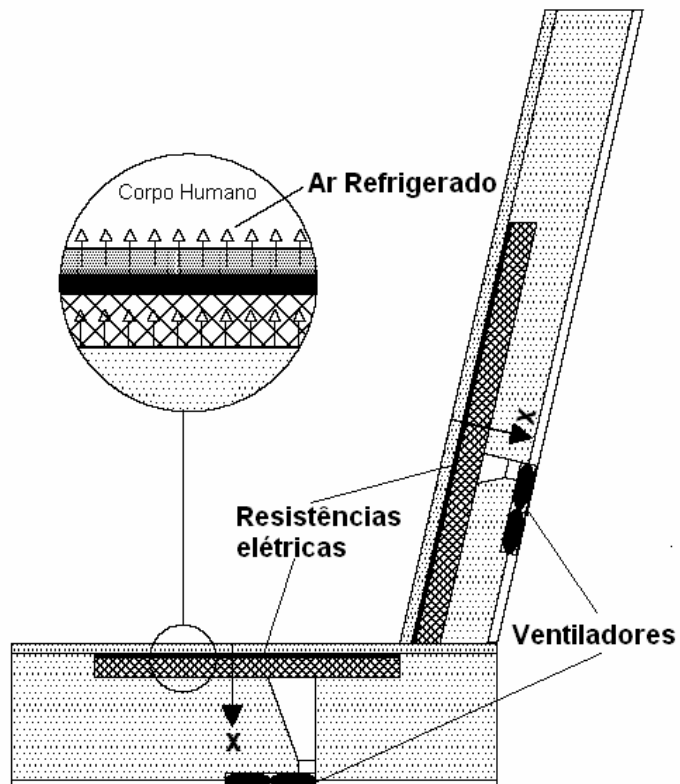
Uma outra possibilidade em bancos simplesmente ventilados é a integração de dispositivos de aquecimento. A Figura 3.16 ilustra um esquema de banco com os ventiladores e resistências elétricas para aquecimento.

<sup>8</sup> W.E.T Automotive Systems. Indústria fabricante de sistemas para automóveis.



**Figura 3.16. Sistemas de resfriamento e aquecimento integrados (CSM<sup>9</sup>)**

Esta solução foi similarmente utilizada por Karimi et al (2003), como apresentado na Figura 3.17.



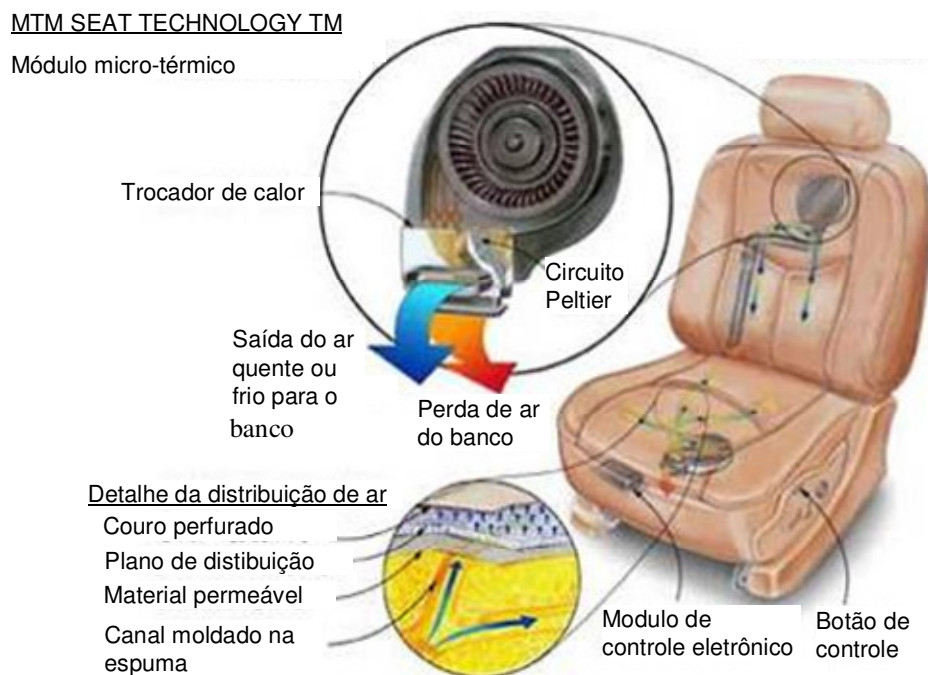
**Figura 3.17. Banco climatizado – resfriamento e aquecimento – Karimi et al. (2003).**

<sup>9</sup> CSM Worldwide. Empresa de prospecção de tecnologias para o mercado automobilístico.

### 3.6.3 BANCOS VENTILADOS COM RESFRIAMENTO (OU AQUECIMENTO) POR EFEITO PELTIER

Desenvolvido pela empresa americana Amerigon (Figura 3.18), o resfriamento ou aquecimento do banco é realizado através de fluxo de ar forçado por furos presentes no couro que reveste o banco cuja temperatura é controlada por meio de circuito termoelétrico de efeito Peltier. O sistema desenvolvido possui a capacidade de variação da velocidade do ventilador e controle eletrônico da temperatura acionados pelo passageiro através do painel do automóvel.

O sistema que utiliza o efeito Peltier pode atuar como aquecedor ou refrigerador de acordo com a necessidade do passageiro. O ventilador permanece ligado e ora faz circular ar quente ora frio pelo banco para que a temperatura de superfície pretendida seja atingida.



**Figura 3.18. Banco ventilado com resfriamento (ou aquecimento) por efeito Peltier.**



## 4 APARATO EXPERIMENTAL

Neste capítulo são apresentadas as fases de desenvolvimento do manequim térmico e da instrumentação, que foram utilizados para análise da troca de calor entre o passageiro e o banco de veículos, apresentado no Capítulo 6.

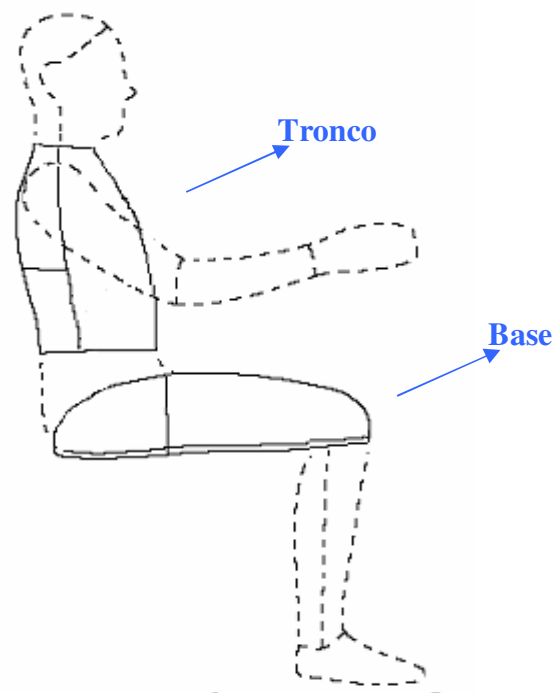
Com a utilização do manequim térmico e instrumentação desenvolvidos é possível reproduzir a distribuição de pressão e troca de calor da interface entre o passageiro e o banco, o que permite simular a variação na troca de calor ao longo da região de contato entre os mesmos. A análise dos parâmetros que influenciam na troca de calor direcionará futuramente o projeto de sistemas de climatização de bancos de veículos a fim de melhorar o conforto térmico dos passageiros, permitindo uma melhor personalização do seu micro-clima.

### 4.1 O MANEQUIM TÉRMICO

Os assentos para os passageiros de aeronaves são em geral desenvolvidos para atender ao perfil que englobe de 5% a 95% da população (percentil 5% a 95%). A forma do manequim térmico utilizado neste estudo foi moldada a partir de um passageiro modelo do sexo masculino com características (altura e peso) próximas a 1,90 m e 100 kg respectivamente, o que representa o percentil 95% (Tilley, 2005). Assim, a referência utilizada para o dimensionamento atende, sem restrições dimensionais, a 95% da população.

Como no presente estudo o foco é a interface entre o passageiro e o assento, o manequim é composto de duas partes distintas apenas: tronco e quadril. O tronco representa as costas do passageiro e sua interface com o encosto do banco e a base representa os glúteos e coxas do passageiro e sua interface com o assento do banco, como representado na Figura 4.1. Assim, não é necessário que as demais áreas do corpo humano, tais como pernas, braços e cabeça, apresentadas em linhas não contínuas nesta figura, sejam reproduzidas.

As formas do manequim (base e tronco) foram definidas realizando-se moldagem do passageiro modelo, sentado no banco utilizado no estudo, em resina acrílica e malha de fibra de vidro, dispostos entre duas superfícies antiaderentes (película de polietileno), conforme apresentado na Figura 4.2.



**Figura 4.1. Representação das partes do manequim térmico.**



**Figura 4.2. Moldagem da forma do manequim**

Ainda durante a moldagem, demarcou-se a área de contato efetivo do modelo com o assento e encosto, conforme pode ser visto na Figura 4.3.



**Figura 4.3. Demarcação da área de contato no assento e no encosto (base e tronco)**

A Figura 4.4 mostra o molde da base (assento) após acabamento com massa acrílica.



**Figura 4.4 – Molde da base (assento) do manequim**

#### **4.1.1 CONSTRUÇÃO DO MANEQUIM TÉRMICO**

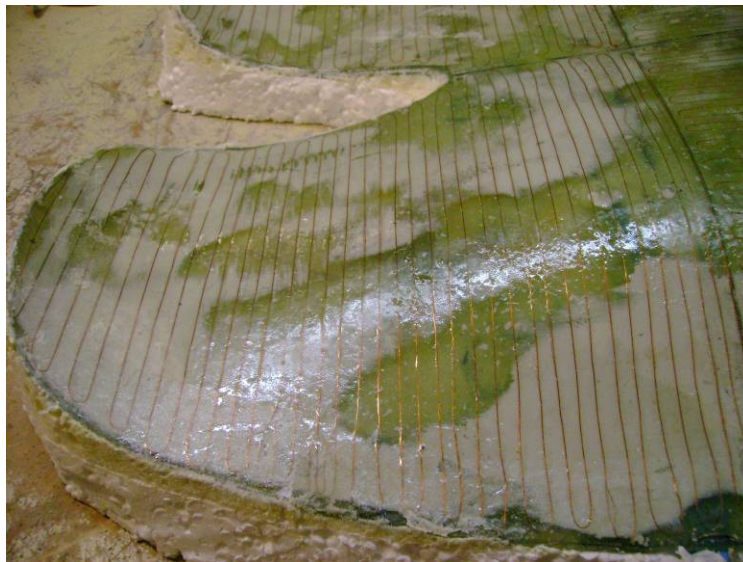
A partir do molde fabricou-se, igualmente com malha de fibra de vidro e resina acrílica, a estrutura da base (assento) e do tronco (encosto) do manequim. A Figura 4.5 mostra a moldagem da estrutura da base do manequim.



**Figura 4.5. Moldagem da estrutura da base do manequim**

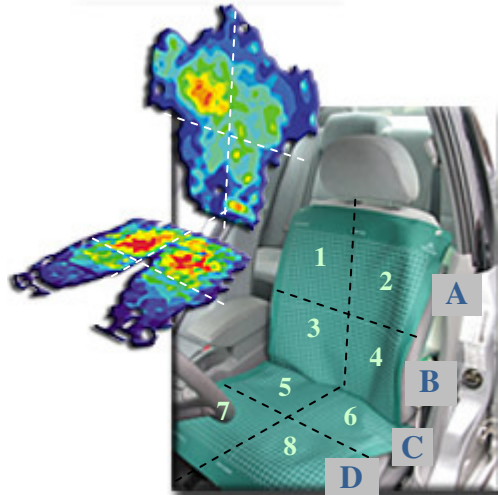
A estrutura foi recortada seguindo a demarcação de contato (linha vermelha na Figura 4.3). Sobre a estrutura foi aplicada a resistência de aquecimento em fio de cobre duplo (AWG 32), igualmente espaçado, conforme apresentado na Figura 4.6. A espessura da estrutura em fibra ficou em torno de 6 mm.

As resistências elétricas inseridas na base e no encosto do manequim podem dissipar até  $120 \text{ W/m}^2$  para o banco de forma que a resistência térmica do banco (assento e encosto separadamente) possa ser medida em diferentes condições de dissipação, descontadas as perdas de calor para o ambiente e para o próprio manequim.



**Figura 4.6. Resistências de aquecimento**

Na Figura 4.7 pode-se ver a separação das áreas conforme pré-definido no projeto.



**Figura 4.7. Áreas de controle das resistências elétricas**

A face posterior da estrutura foi isolada com uma camada de poliuretano expandido e EPS com espessura aproximada de 100 mm. A Figura 4.8 mostra o assento e o encosto com o processo de construção concluído.



**Figura 4.8. Assento e encosto com o processo de construção concluído**

Sobre a parte superior do isolamento foi colada uma chapa de alumínio (Figura 4.9) com 3 mm de espessura para o acabamento do manequim e para distribuição das forças que foram aplicadas utilizando pesos de chumbo.

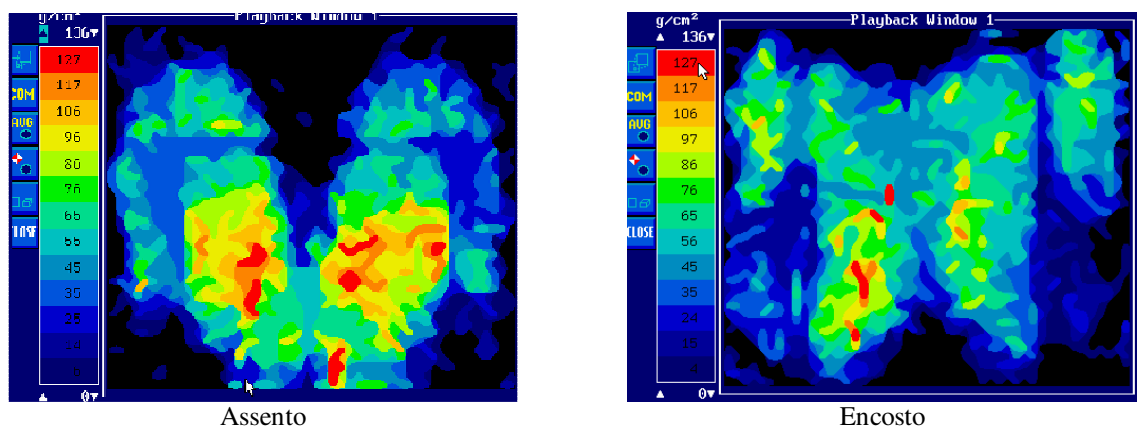


**Figura 4.9. Detalhe da chapa de alumínio sobre o isolamento térmico do base (assento) do manequim térmico**

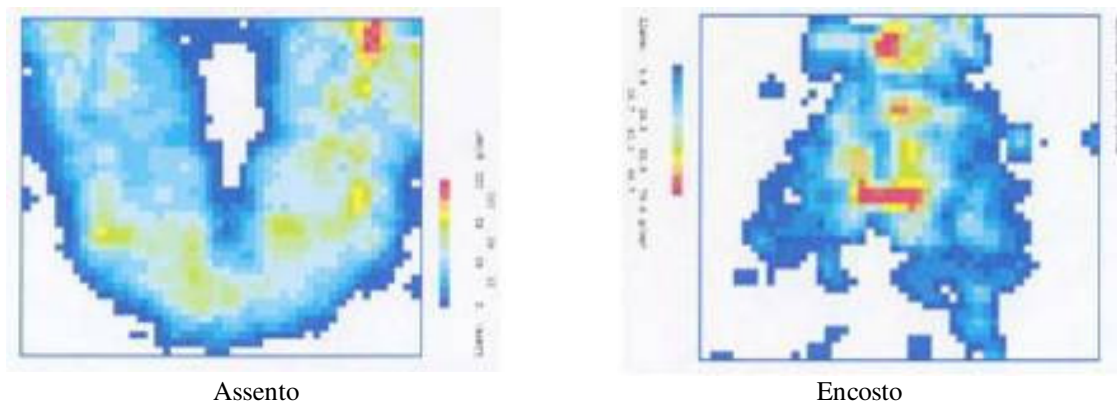
#### 4.1.2 DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO NO MANEQUIM TÉRMICO

No item anterior foi detalhado o procedimento de construção do manequim térmico (assento e encosto). A distribuição de pressão final foi ajustada a partir da colocação de pesos de chumbo sobre a placa de alumínio, cuja distribuição foi definida durante os procedimentos experimentais, descritos no Capítulo 5, e cujos resultados são apresentados no item 7.2.1.

A título de exemplificação, na Figura 4.10 e na Figura 4.11 pode-se observar a diferença da distribuição de pressão medida com uma pessoa sentada e com um manequim SAEJ826 (manequim utilizado para avaliações ergonômicas de bancos automotivos).



**Figura 4.10. Mapeamento de Pressão: Pessoa Real**



**Figura 4.11. Mapeamento de Pressão: Manequim SAE J826**

Nessas figuras pode-se observar que, a falta de representatividade da distribuição de massa do manequim em relação à pessoa, não permite que a distribuição de pressão seja equivalente.

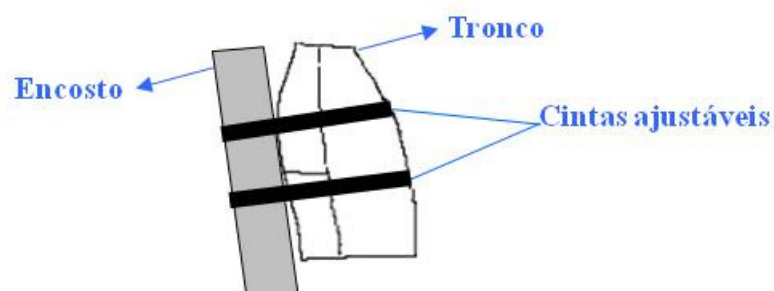
Considerando que a pressão na interface da pessoa com o banco é um dos parâmetros de grande relevância na troca de calor entre eles, as partes do manequim térmico aqui descritas permitem o ajuste da distribuição de pressão na sua interface com o banco (assento e encosto), como descrito a seguir.

#### 4.1.3 BASE (ASSENTO)

Para que a distribuição de pressão no assento possa ser ajustada e reproduzir a distribuição de pressão da pessoa modelo, massas localizadas (pesos de chumbo) foram colocadas sobre a base do manequim térmico.

#### 4.1.4 TRONCO (ENCOSTO)

O ajuste de distribuição de pressão para o tronco é feito por meio de cintas, em número de 2, que pressionarão o tronco contra o encosto do banco. Estas cintas foram passadas por trás do encosto e apertadas individualmente pra que a distribuição de pressão possa ser ajustada, como ilustrado na Figura 4.12.



**Figura 4.12. Ajuste da distribuição de pressão através de cintas no tronco (encosto)**

#### **4.1.5 SISTEMAS ELÉTRICOS**

As medições de fluxo de calor e temperatura foram feitas diretamente na interface entre o passageiro e o banco, conforme divisões das regiões do manequim (conforme Figura 4.7), cujas leituras são utilizadas como re-alimentação do software de controle e conseqüente ajuste no aquecimento das resistências elétricas através da variação de tensão em sua alimentação.

### **4.2 DETALHES DA INSTRUMENTAÇÃO**

#### **4.2.1 INSTRUMENTAÇÃO PARA MEDIÇÕES TÉRMICAS**

Separada do manequim foi desenvolvida e fabricada uma instrumentação que permite a medição da troca de calor e distribuição de temperatura na interface do passageiro com o banco, no total de 8 sensores de fluxo de calor e 15 sensores de temperatura. Estes sensores foram utilizados tanto para medições com os passageiros quanto para medições realizadas com o manequim térmico. As características dos sensores são listadas abaixo:

- Flexibilidade para adaptação dimensional em relação à conformação da espuma e dos músculos e tecidos da pessoa;
- Calibração. Os sensores utilizados nas medições foram calibrados de acordo com procedimento apresentado no Anexo A;
- Baixa resistência térmica dos sensores. Devido ao posicionamento dos sensores ser exatamente onde o fenômeno em análise estar ocorrendo, estes foram desenvolvidos com baixa resistência térmica afim de não adicionar erros nas medições e diferenças na troca de calor.

Devido à simetria da troca de calor, a instrumentação foi utilizada também de acordo com as regiões apresentadas na Figura 4.7, sendo que para o encosto as áreas de controle são A (regiões 1 e 2) e B (regiões 3 e 4) e para o assento as áreas C (regiões 5 e 6) e D (regiões 7 e 8).

#### **4.2.2 SENSORES DE TEMPERATURA**

Os sensores de temperatura são do tipo termistores (ou termoresistores), com diâmetro de 1,3 mm, resistência de 30 KOhm à temperatura ambiente<sup>10</sup> calibrados de acordo com procedimento apresentado no item A.1.

---

<sup>10</sup> Fornecidos e calibrados pela empresa Climax – Tecnologia e Inovação.



### 4.2.3 TRANSDUTOR DE FLUXO DE CALOR

O princípio de funcionamento do transdutor de fluxo de calor<sup>11</sup>, Figura 4.13, chamado "a gradiente tangencial" consiste em desviar as linhas de fluxo de calor, de modo a gerar um gradiente de temperatura em um plano tangencial ao plano de medição, como demonstrado na Figura 4.14. Tal gradiente é medido por termopares planares a eletrodos depositados (realizados a partir de técnicas de fotogravura), ligados em série. Cada um dos termopares converte a diferença de temperatura em força eletromotriz, a qual pode ser medida e registrada durante a realização de um experimento. A vista aberta do transdutor de fluxo de calor é apresentada na Figura 4.15



Figura 4.13. Transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial.

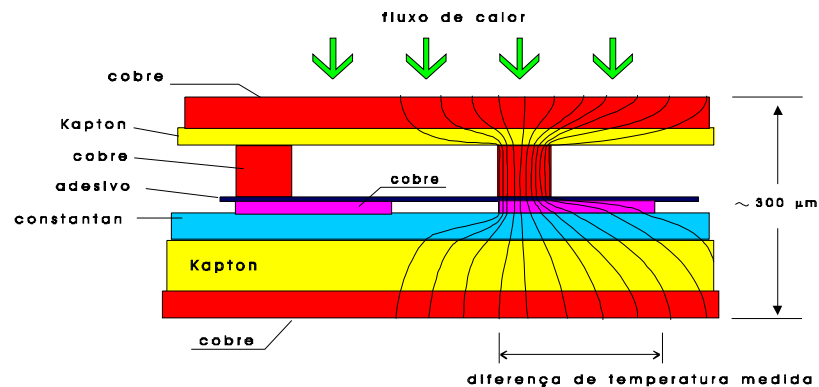
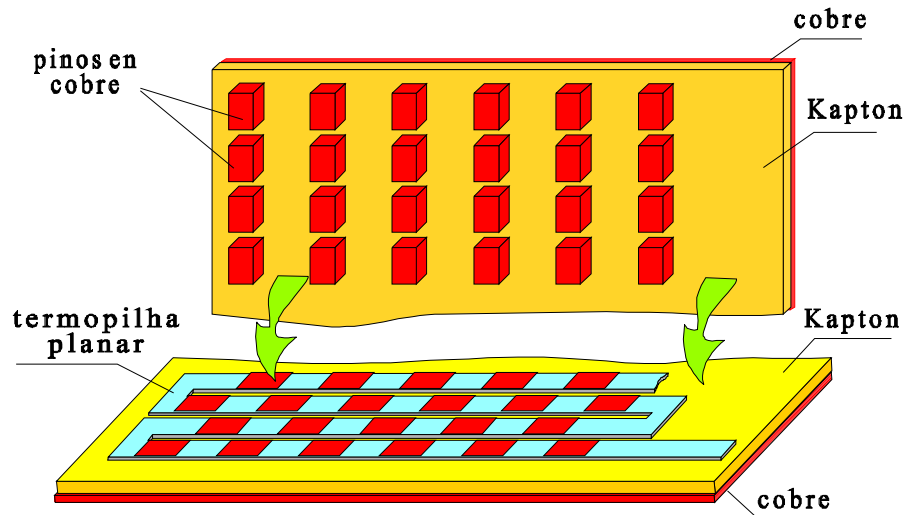


Figura 4.14. Corte transversal do transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial.

<sup>11</sup> Fornecidos e calibrados pela empresa Climax – Tecnologia e Inovação.



**Figura 4.15. Vista aberta do transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial**

Os transdutores são calibrados individualmente pelo método por fluxímetro auxiliar, apresentado no item A.2.

#### 4.2.4 INSTRUMENTAÇÃO PARA MEDIÇÕES DE DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO

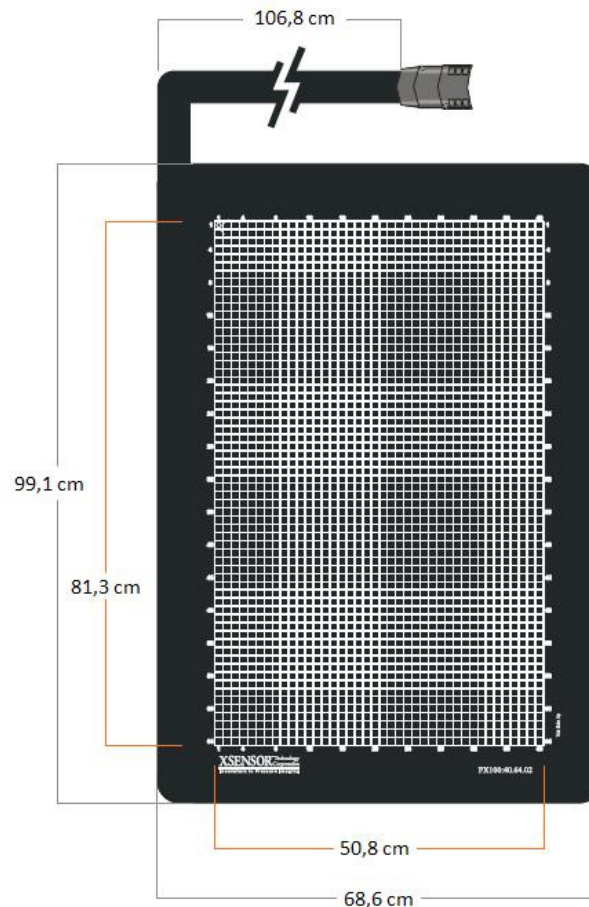
As medições de distribuição de pressão foram realizadas, com a pessoa selecionada como modelo, por meio de malhas de sensores de pressão<sup>12</sup>, cujas características são apresentadas na Figura 4.16 e Tabela 4.1. Duas malhas de mesmas características foram utilizadas, uma para o encosto e outra para o assento.

**Tabela 4.1. Características da malha de distribuição de pressão.**

Dimensões Gerais			Dimensões das Regiões Sensitivas						N° total de sensores
Comprimento Total	Largura Total	Comprimento Conector	Largura Malha	Altura Malha	Colunas		Linhas		
(cm)	(cm)	(cm)	(cm)	(cm)	(cm)	Qtidade	(cm)	Qtidade.	Qtidade.
99,1	68,6	106,8	50,8	81,3	1,27	40	1,27	64	2560

Os sensores são revestidos com material flexível para maior durabilidade da malha e para não interferir na forma final da deformação do passageiro e banco. A espessura total da região sensitiva quando comprimida é de 0,81 mm.

<sup>12</sup> Malha de sensores de pressão modelo X3 PX100:40.64.02 fornecida e calibrada pela empresa XSensor Technology Corporation.



**Figura 4.16. Malha de medida de distribuição de pressão em bancos.**

### 4.3 CONTROLE DO MANEQUIM TÉRMICO

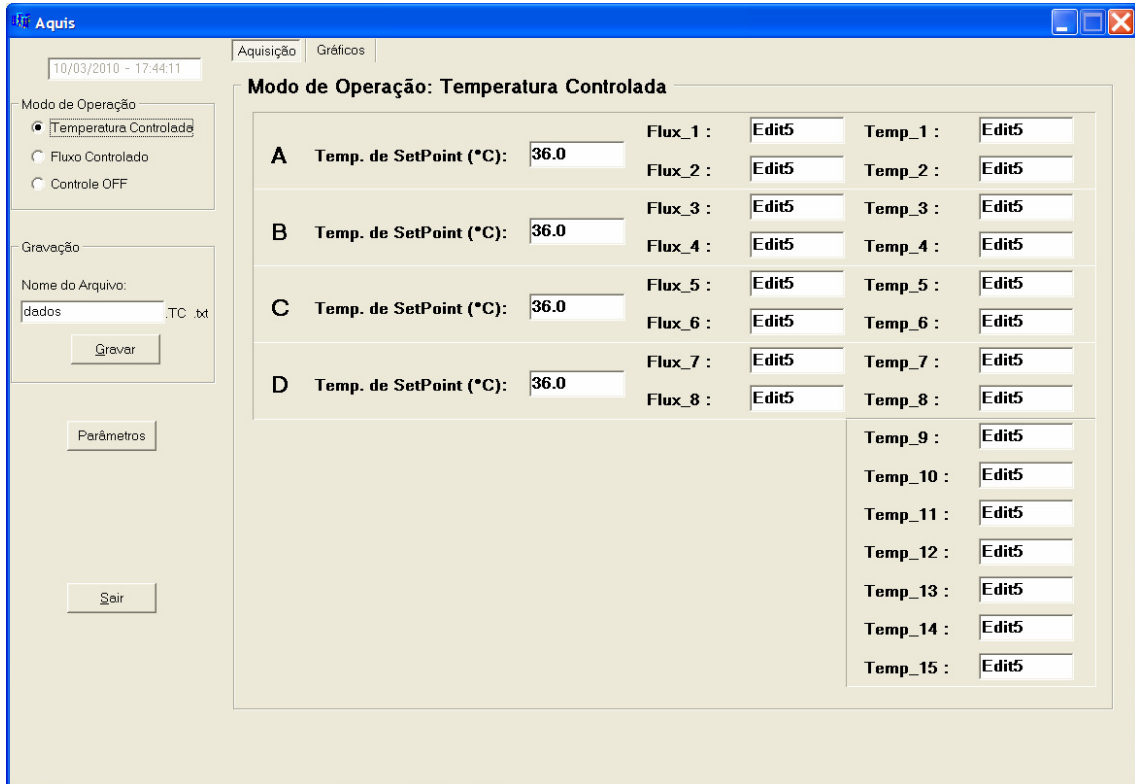
Conforme explicitado no item 4.1.1, o manequim é dividido em 4 regiões de controle e 08 áreas: 04 no assento e 04 no encosto. Como o sistema é simétrico, as partes são controladas a partir da média das medições dos sensores instalados no lado esquerdo e direito da respectiva área, como representado na Figura 4.7, a região A, é controlada pela média dos sensores da posição 1 e 2, B, dos sensores 3 e 4, C dos sensores 5 e 6 e D dos sensores 7 e 8.

O software de controle permite a operação de duas maneiras distintas:

- modo temperatura constante (regulável de 25 a 40 °C);
- modo potência constante (regulável de 30 a 120 W/m<sup>2</sup>, em intervalos de 1 W/m<sup>2</sup>).

O módulo eletrônico de controle atua nas resistências aquecedoras, utilizando um algoritmo do tipo PID (Proporcional Integrativa Derivativa) para possibilitar um controle adequado das grandezas.

O software de aquisição roda em sistema Windows (interface gráfica apresentada na Figura 4.17) onde pode ser selecionado o modo de funcionamento (Temperatura Controlada, Fluxo Controlado ou Controle OFF), e visualizado os valores de cada região.



**Figura 4.17. Interface gráfica do software de aquisição de dados**

Os dados podem ser registrados no disco rígido do microcomputador em intervalo definido pelo usuário, sendo que os valores registrados são as médias do período.

Os dados são registrados em formato "txt", separados por "ponto e vírgula", da seguinte forma:

*"Data; Tempo; Var\_1; Var\_2; Var\_3 .... Tar\_1; Tar\_2 ....."*

No modo Temperatura Controlada, temperaturas diferentes podem ser estabelecidas para cada área de divisão do manequim térmico, e no modo fluxo controlado, o mesmo pode ser feito para o fluxo de calor. No modo controle OFF as leituras de todos os sensores são registradas porém o aquecimento das resistências elétricas permanecem desligados assim como o módulo de controle da caixa que contem as placas e controladores eletrônicos.

O *software* conta ainda com opção de ajustes dos parâmetros do controle PID.

## 5 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Neste capítulo é apresentado o procedimento experimental, que contempla quatro etapas: posicionamento da instrumentação no banco, medições com o passageiro modelo, calibração do manequim térmico e avaliações da troca de calor entre o passageiro e o banco utilizando o manequim térmico instrumentado. Para a realização dessas etapas, inicialmente foi necessário preparar o banco para a realização do trabalho experimental, cuja descrição e preparação são apresentadas a seguir.

### 5.1 DESCRIÇÃO E PREPARAÇÃO DO BANCO

Para a realização dos testes foi selecionado um banco de utilização usual na aviação regional, ilustrado na Figura 5.1. O banco, confeccionado em estrutura metálica de alumínio com espumas de poliuretano e capas em couro, foi desenvolvido para atender à faixa da população do percentil 5% ao percentil 95% , como definido por Tilley (2005).



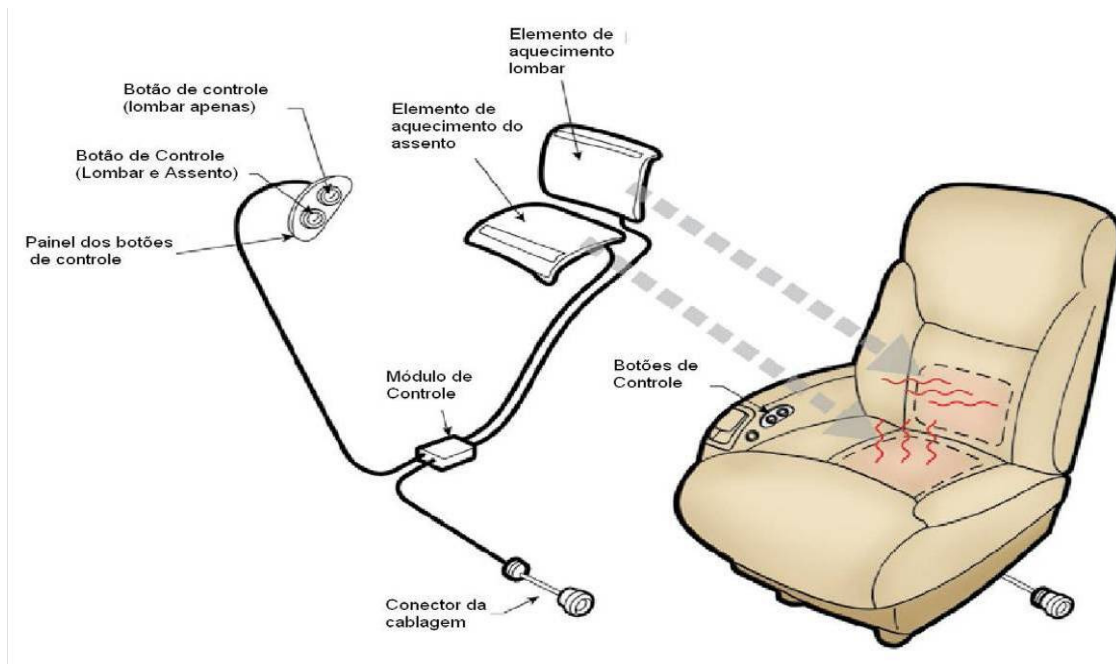
**Figura 5.1. Banco selecionado para a realização dos testes.**

Ao longo do desenvolvimento do trabalho este banco foi dotado de sistema de aquecimento com resistências elétricas inseridas no assento e no encosto, ilustrado na Figura 5.2.

O sistema de aquecimento<sup>13</sup> do banco consiste de dois elementos de aquecimento, compostos por resistências elétricas envolvidas em material condutivo para transmissão do calor para o material de acabamento do assento e do encosto e, conseqüentemente, ao passageiro.

---

<sup>13</sup> Fornecido pela empresa Emteq, *Systems Elements Seat Heating Products*.



**Figura 5.2. Sistema de aquecimento implantado no banco.**

O calor dissipado pelas resistências é controlado por meio de um módulo de controle que adicionalmente monitora eventuais falhas no sistema como, por exemplo, excesso de corrente elétrica ou sobre-aquecimento dos elementos de aquecimento, e o desliga automaticamente caso alguma destas falhas seja identificada.

Os elementos de aquecimento podem ser regulados pelo passageiro para a faixa de temperatura que melhor lhe agrada em três níveis diferentes por meio do painel dos botões de controle. A faixa de temperatura de cada nível (baixo, médio ou alto) é definida pelos valores a seguir:

- Baixo: 36,1°C a 37,7°C;
- Médio: 37,7°C a 40,0°C e;
- Alto: 40°C a 42.8°C.

O controle do sistema é realizado com base no monitoramento da temperatura na superfície dos aquecedores, feito por meio de um termostato. O controlador então ajusta o tempo em que os aquecedores permanecerão ligados e desligados para que a temperatura medida pelo termostato seja mantida dentro da faixa programada.

Adicionalmente, os elementos de aquecimento lombar (encosto) e do assento podem ser acionados separadamente.

Assim que o nível de temperatura e o elemento de aquecimento forem selecionados pelo passageiro, o módulo de controle distribuirá a corrente elétrica para que a temperatura escolhida seja atingida e a manterá por uma hora quando, por motivos de segurança, desligará automaticamente.

## **5.2 DETALHAMENTO DO PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL**

Conforme destacado no início do capítulo, a avaliação experimental contemplou quatro etapas distintas: posicionamento da instrumentação, medições com o passageiro modelo, calibração do manequim térmico e avaliações do assento com o manequim térmico.

Nas medições com o passageiro modelo foi utilizada instrumentação específica, descrita no Capítulo 4, para avaliação das características de troca de calor entre o passageiro e o banco por meio da temperatura da pele, temperatura de interface e fluxo de calor. Os testes foram realizados considerando-se diferentes condições ambientais, com e sem a ativação do sistema de aquecimento do banco. Foi analisada também a distribuição de pressão na interface do passageiro com o banco, tanto no assento quanto no encosto. As medições foram utilizadas, posteriormente, para o cálculo da resistência térmica global e para a avaliação da dissipação do calor liberado pelas pessoas na interface com o banco.

A calibração do manequim térmico foi feita com base nos resultados da avaliação térmica com o passageiro, cujos resultados foram utilizados na definição do controle térmico do manequim tais como: potência dissipada pela resistência elétrica do manequim e controle da temperatura da interface do passageiro com o banco para cada condição avaliada. Os resultados das medições de distribuição de pressão com o passageiro foram utilizados para a modelagem da forma e definição da distribuição de massa da base do manequim. Observados alguns resultados das avaliações com o passageiro e análises iniciais com a base do manequim, optou-se por não realizar neste trabalho os testes com o tronco do manequim, em função da dificuldade e conseqüentes erros no ajuste tanto da forma quanto da distribuição de pressão através das cintas. Observou-se ainda que as avaliações de troca de calor realizadas no assento poderiam ser comparadas com pressões que variavam entre aproximadamente 20 mmHg e 100 mmHg, abrangendo assim valores de pressão que caracterizam a faixa de pressões de conforto dos passageiros, citadas no item 3.5.4.

O manequim calibrado por meio do processo acima descrito foi utilizado então para a avaliação da temperatura, fluxo de calor e resistência térmica global do assento e também

para a análise da influência da distribuição de pressão na troca de calor, quando submetido a diferentes condições de exposição.

### **5.3 POSICIONAMENTO DA INSTRUMENTAÇÃO E DO PASSAGEIRO MODELO**

Para a definição do posicionamento da malha de distribuição de pressão no assento e dos sensores utilizados nas avaliações térmicas, os experimentos foram iniciados com a medição da distribuição de pressão do passageiro modelo, de acordo com os passos detalhados a seguir:

P.I.1. A malha de distribuição de pressão foi posicionada sobre o banco, como apresentado na Figura 5.3.

P.I.2. Para que medições subseqüentes de pressão pudessem reproduzir a localização das malhas no assento e no encosto e minimizar os erros de posicionamento durante a comparação das medidas, foram instalados 2 pontos de referência no encosto e 2 no assento os quais foram utilizados no reposicionamento da malha (ver análise de erros no item A.4). Estes pontos foram pressionados no momento das medições para que estas posições ficassem registradas nas medições de pressão, como pode ser observado na Figura 5.4.

P.I.3. Os sensores utilizados nas avaliações térmicas foram então posicionados no banco, com base nas medições de distribuição de pressão do passageiro modelo, como se pode observar na Figura 5.5 e na Figura 5.6.



**Figura 5.3. Posicionamento das malhas de pressão sobre o banco.**



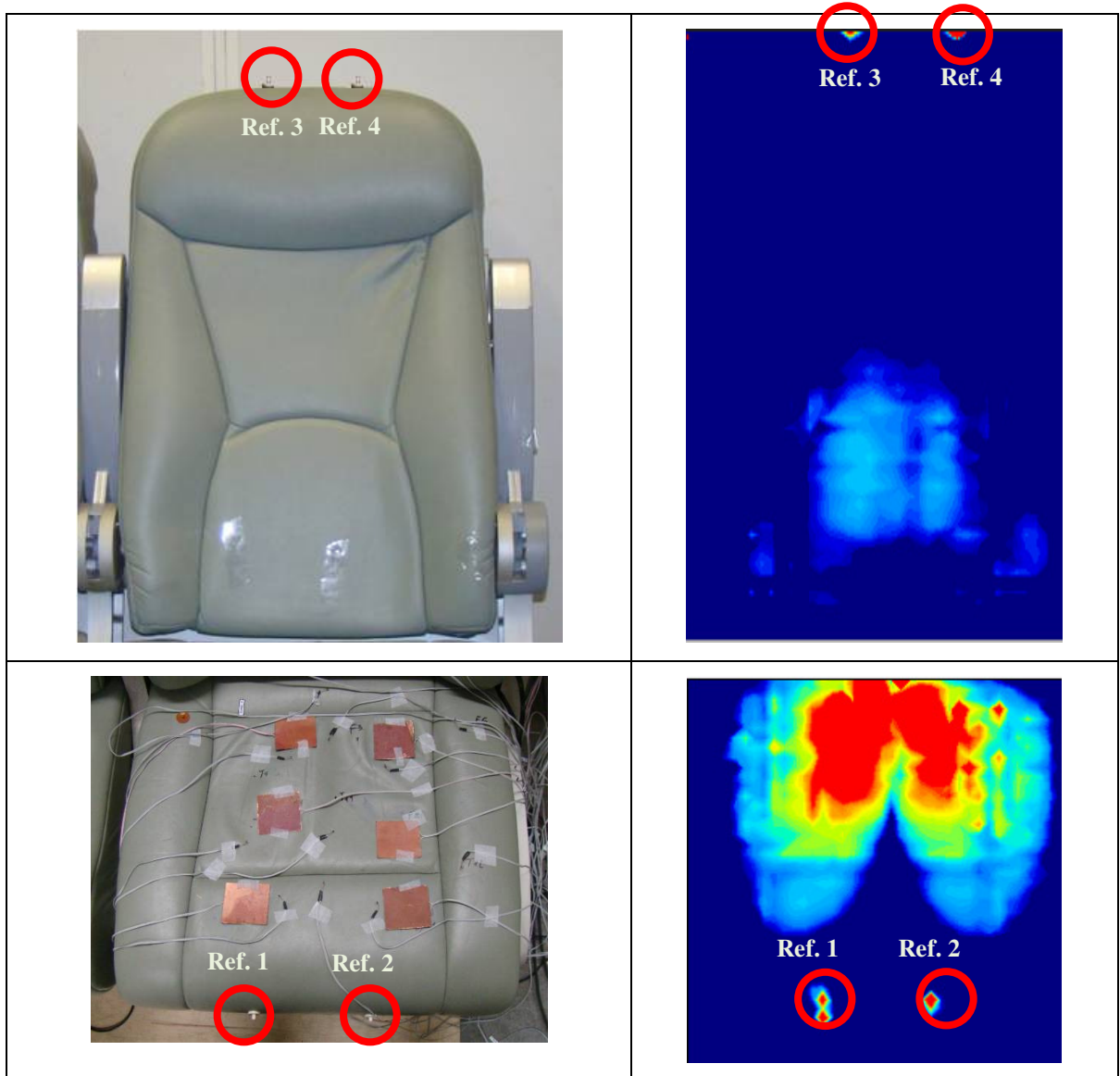


Figura 5.4. Posicionamento dos pontos de referência no assento e seu registros nas medições de pressão.

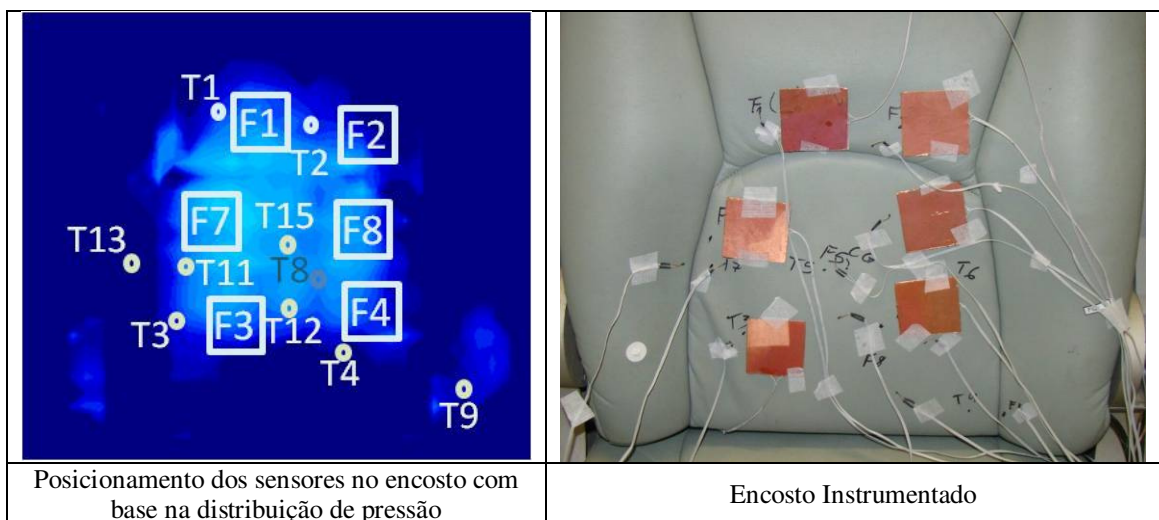
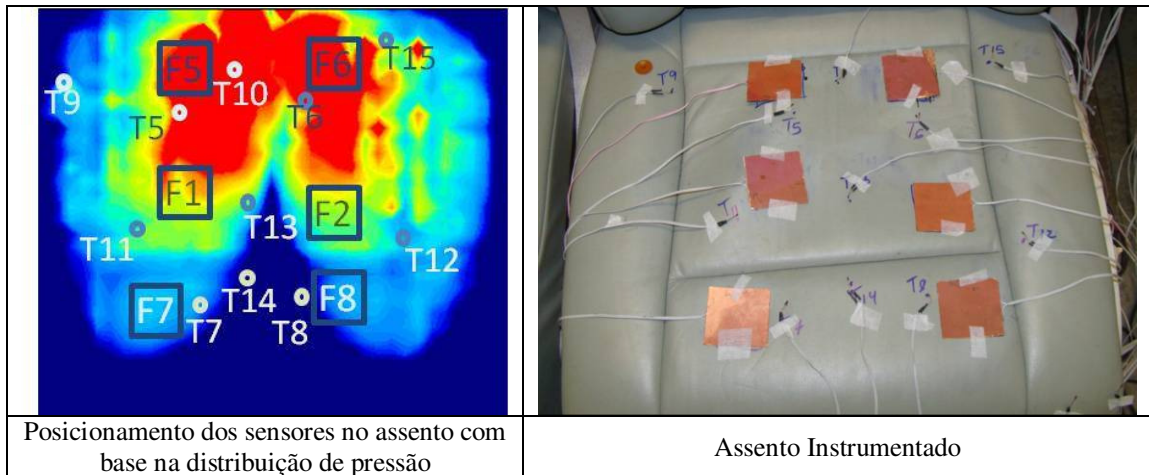


Figura 5.5. Posicionamento dos sensores térmicos no encosto



**Figura 5.6. Posicionamento dos sensores térmicos no assento**

Estas referências para o posicionamento da malha e dos sensores térmicos foram utilizadas em todas as avaliações realizadas, com o passageiro modelo e com o manequim térmico.

#### 5.4 MEDIÇÕES COM O PASSAGEIRO MODELO

O passageiro modelo utilizado como referência na construção do manequim térmico, cujo perfil é representativo do percentil 95%, tanto em altura quanto em massa, foi também a referência para as avaliações experimentais descritas a seguir.

##### 5.4.1 CONDIÇÕES INICIAIS

Os procedimentos e regulagens listados abaixo foram realizados na preparação dos testes:

C.I.1. As avaliações nas condições iniciais foram realizadas em sala com ambiente controlado em relação à temperatura, 24°C. A umidade relativa na sala variou entre 40% e 60% durante todos os testes, variação cuja influência nos resultados é desprezível;

C.I.2. O passageiro usou a mesma calça Jeans comumente utilizada e camiseta de algodão, durante todos os ensaios, cujo isolamento térmico,  $I_r$ , total é estimado em 0,6 clo, conforme preconizado na norma ISO 14505-2 (2005), de análise de condições de conforto térmico em veículos;

C.I.3. As avaliações foram realizadas nas condições de metabolismo característico de passageiros em veículos. Isto é, após a estabilização das condições durante a viagem, correspondendo a uma pessoa sentada, relaxada, sedentária, dissipando  $58,2 \text{ W/m}^2$  (1 Met), conforme apresentado na ISO 7730 (2005) e ASHRAE 55 (2004).

### 5.4.2 MEDIÇÕES DE DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO

As medições de distribuição de pressão foram realizadas com o passageiro modelo selecionado em condições estáticas, que foram posteriormente utilizadas na calibração da forma e distribuição de pesos na base do manequim.

#### Procedimento nos ensaios:

- D.P.1. O banco apresentado no item 5.1 foi posicionado dentro de uma câmara de climatização (Figura 5.7), cuja distribuição de temperatura foi monitorada e permaneceu com variação máxima de 1°C ao longo dos ensaios, e cuja velocidade do ar foi mantida menor ou igual a 0,3 m/s;
- D.P.2. O passageiro modelo sentou-se no banco e definiu seu posicionamento de conforto, chamado posição de referência, que foi registrado e reproduzido em todos os ensaios através de marcação do posicionamento dos pés (ver Figura 5.8) e envelope de madeira fixado no banco que controlava a posição do passageiro no assento assim como o ângulo das pernas (ver Figura 5.9);
- D.P.3. A partir do posicionamento definido para a malha de sensores de pressão descrito no item 5.3, o posicionamento do passageiro no banco foi correlacionado com o posicionamento das malhas através dos pontos de referência, apresentados na Figura 5.4;



Figura 5.7. Posicionamento do banco em câmara de climatização.



**Figura 5.8. Registro do posicionamento dos pés do passageiro no piso.**

D.P.1. Foram realizadas duas medições de distribuição de pressão do passageiro em dias diferentes conforme posição de referência para avaliação do erro da medição de pressão devido a deslocamento das malhas, sensores, passageiro ou manequim (análise de erro apresentada no Anexo A). A leitura e gravação dos dados da malha de distribuição de pressão foram registradas, cada uma, por 10 minutos e os dados utilizados na análise referem-se à última medição deste ciclo. Percebeu-se que as flutuações após a estabilização das medidas dos sensores de pressão da malha são insignificantes quando comparadas com os erros dos sensores ou do posicionamento. Na Figura 5.10 é apresentada a interface gráfica do software de gravação e análise dos dados das malhas de pressão.



**Figura 5.9. Envelope de madeira para controlar posicionamento do passageiro no banco.**

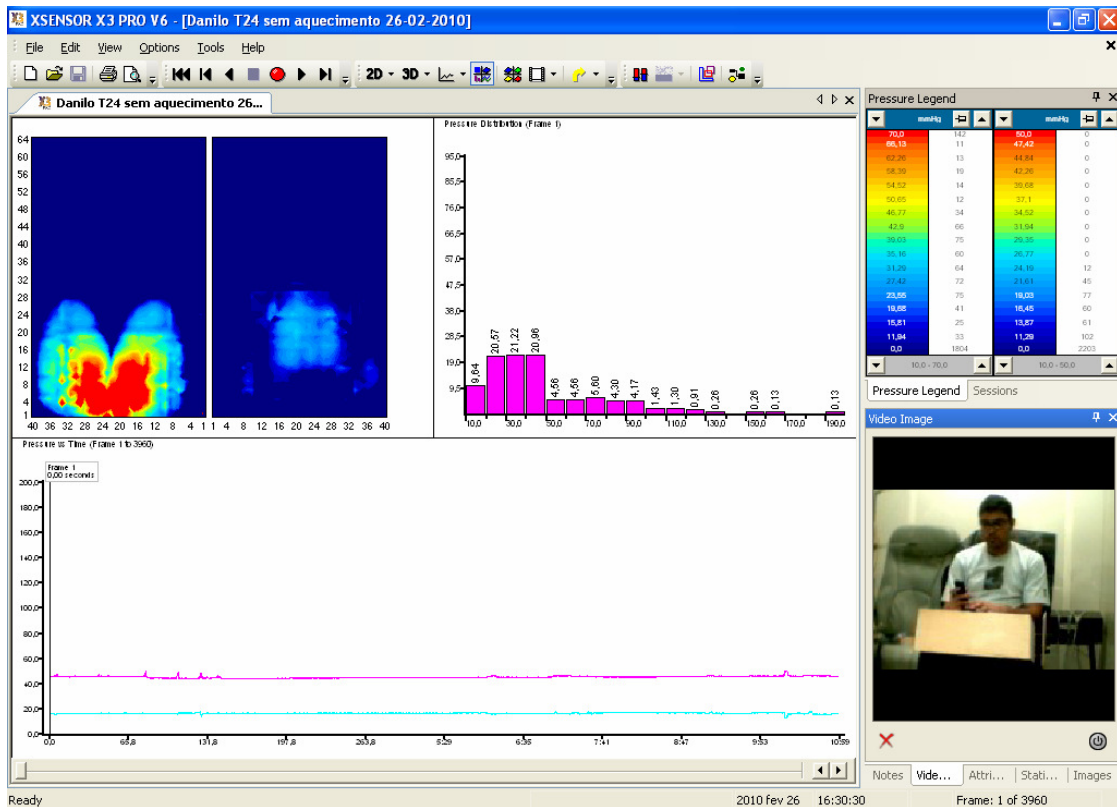


Figura 5.10. Interface gráfica do software da malha de sensores de pressão.

### 5.4.3 MEDIÇÕES DE TROCA DE CALOR

Após as medições de distribuição de pressão no assento, foram realizadas as medições de troca de calor entre o passageiro e o banco com e sem acionamento do sistema de aquecimento, variando-se também as condições de temperatura do ambiente da cabine de testes.

Na Tabela 5.1 é apresentada a matriz das condições para as quais os testes foram realizados, incluindo as informações de regulagem tanto do sistema de aquecimento do banco quanto das condições de temperatura ambiente.

Vale ressaltar que nestas medições foram avaliadas apenas as trocas de calor sensível entre o passageiro e o banco. As trocas de calor latente não foram medidas ou avaliadas. Em condições próximas à neutralidade térmica, este procedimento é adequado, afastando-se à medida que ocorra desconforto por calor, com produção de suor.

**Tabela 5.1. Matriz das condições para medições de troca de calor.**

<b>Condição</b>	<b>Nível de aquecimento do banco</b>	<b>Temperatura ambiente</b>	<b>Comentário</b>
<b>1</b>	Desligado	24°C	Condição de referência: foi utilizada na calibração térmica do manequim
<b>2</b>	Ligado*	24°C	Condição de comparação para observação do comportamento do sistema termorregulador e desempenho do sistema.
<b>3</b>	Desligado	30°C	Condição representativa de dia de verão
<b>4</b>	Ligado	18°C	Condição representativa de dia de inverno
<b>5</b>	Desligado	18°C	Condição representativa de dia de inverno

\* O nível de aquecimento do banco utilizado no presente trabalho corresponde ao nível médio de aquecimento, como apresentado no item 5.1 deste trabalho.

O procedimento a seguir foi executado separadamente para cada uma das condições apresentadas na Tabela 5.1:

T.C.1. A câmara climatizada foi regulada à temperatura ambiente e o sistema de aquecimento do banco foi configurado na condição do teste em questão;

T.C.2. O passageiro modelo foi posicionado então na posição de referência definida nos ensaios de distribuição de pressão;

T.C.3. As medições dos sensores de fluxo de calor e temperatura foram continuamente monitoradas e gravadas para identificação da condição de regime permanente (definida no item 5.6), quando o teste foi encerrado e a nova condição regulada, repetindo-se estes passos para as demais condições apresentadas na Tabela 5.1.

## **5.5 CALIBRAÇÃO DO MANEQUIM**

O manequim térmico, fabricado seguindo a descrição apresentada no Capítulo 4, foi calibrado, a partir dos resultados das medições realizadas com o passageiro modelo, em duas etapas distintas: calibração da distribuição de pressão e calibração do controle de temperatura. Como os testes foram realizados apenas com a base do manequim, os procedimentos seguintes não foram realizados para o tronco, interface do manequim com o encosto.

### **5.5.1 CALIBRAÇÃO DA DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO**

A seguir são detalhados os passos da calibração da distribuição de pressão do manequim:

- C.P.1. A malha de sensores de pressão foi reposicionada sobre o banco em avaliação seguindo a posição de referência;
- C.P.2. A câmara de climatização foi regulada para a condição de referência, a mesma utilizada durante as medições com o passageiro padrão;
- C.P.3. O manequim térmico foi posicionado sobre o banco, com a base no assento, e ajustado conforme posição de referência definida com o passageiro modelo na etapa D.P.2;
- C.P.4. As medições com a malha de sensores foram então iniciadas e os resultados das medições de pressão com o passageiro, obtidas na etapa D.P.1, foram utilizados como referência, numérica e do mapeamento visual (por meio de gráfico colorido), para definição do posicionamento das massas sobre a base do manequim;
- C.P.5. A partir desta análise inicial observou-se a necessidade de correção da forma da base do manequim e portanto iniciou-se uma nova etapa de aplicação de resina plástica e acabamento através de lixamento como pode ser observado na Figura 5.11;
- C.P.6. Alterações na forma e distribuição das massas sobre o manequim foram realizadas iterativamente até a definição final, apresentadas na Figura 5.12 e Figura 5.13. A distribuição de pressão do manequim sem a realização dos ajustes citados é comparada com a distribuição de pressão final na Figura 5.15;

C.P.7. A posição da base do manequim, a distribuição de massas na base foram devidamente registradas a fim de que o manequim pudesse ser reposicionado após a remoção da malha de sensores de pressão.

Adicionalmente, como detalhado no item R.T.4, após registro da condição de calibração, descrita até o passo anterior, foram registradas também outras duas configurações de distribuição de pressão, conforme passos a seguir:

C.P.8. Redução dos pesos distribuídos na base do manequim para configuração reduzida de massas;

C.P.9. Registrar configuração reduzida de massas e distribuição de pressão medida através da malha de sensores de pressão;

C.P.10. Aumentar os pesos distribuídos na base do manequim;

C.P.11. Registrar configuração aumentada de massas e distribuição de pressão medida através da malha de sensores de pressão.



**Figura 5.11. Aplicação de resina plástica para ajuste da forma da base do manequim.**





Figura 5.12. Forma final da base do manequim.



Figura 5.13. Distribuição final de massas sobre a base do manequim.

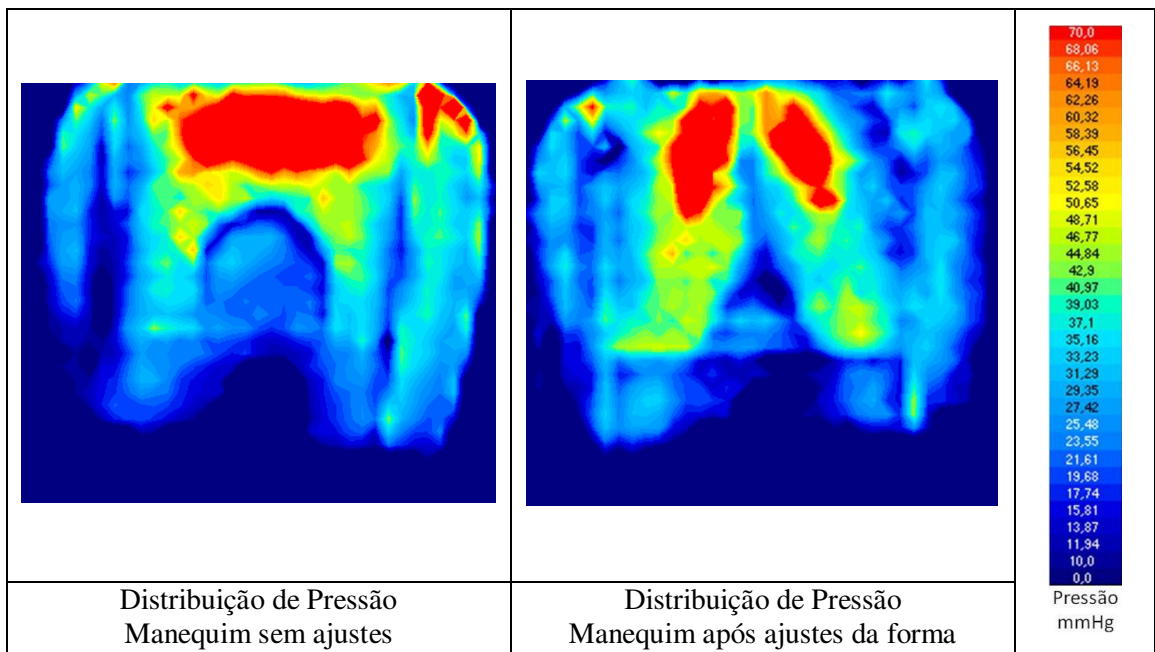


Figura 5.14. Comparação da distribuição de pressão do manequim: antes e após ajustes da forma

### **5.5.2 CALIBRAÇÃO DO CONTROLE DE TEMPERATURA**

Os passos a seguir foram executados a fim de que o manequim passe a representar termicamente o passageiro modelo. Foi definida neste passo a potência térmica a ser dissipada nas resistências elétricas do manequim para que a superfície de pele medida com o passageiro seja reproduzida ou a temperatura de pele para que o fluxo fosse representativo do passageiro.

As Condições 1 e 5 da Tabela 5.1, foram utilizadas para esta calibração:

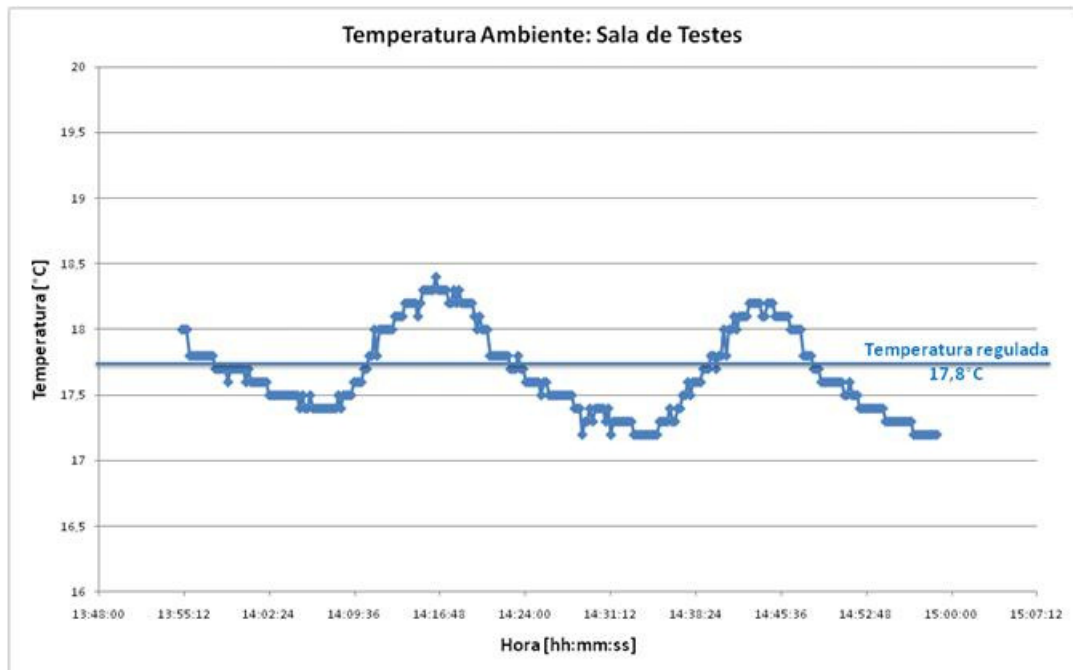
- C.T.1. Os sensores de temperatura e fluxo de calor utilizados na etapa T.C.3 foram distribuídos na superfície do manequim no mesmo posicionamento utilizado nas medições com o passageiro;
- C.T.2. O manequim foi então reposicionado no banco, conforme a posição de referência.

A calibração térmica do manequim foi executada por meio dos seguintes passos:

- C.T.3. A câmara de climatização foi regulada para a condição de teste, a mesma utilizada durante as medições com o passageiro padrão;
- C.T.4. As resistências elétricas do manequim foram então ligadas e reguladas até que a temperatura de superfície do manequim atingisse a temperatura que foi medida na interface do passageiro com o banco na etapa T.C.3 ou em outros casos a temperatura de interface foi definida e então foi medido o fluxo de calor registrado nas avaliações com o passageiro;
- C.T.5. Todos os dados de temperatura, troca de calor e potência dissipada pelas resistências elétricas do manequim foram armazenadas.

### **5.6 DETERMINAÇÃO DO REGIME PERMANENTE**

Os dados experimentais foram obtidos a um taxa de aproximadamente 0,08 Hz (1 medição armazenada de cada parâmetro a cada 13 segundos). Durante todos os experimentos a temperatura ambiente da sala de testes foi mantida com variações de no máximo +/- 1°C, medido com um dos sensores disponíveis no sistema de aquisição de dados. Pode-se observar o gráfico da temperatura da sala na Figura 5.15.

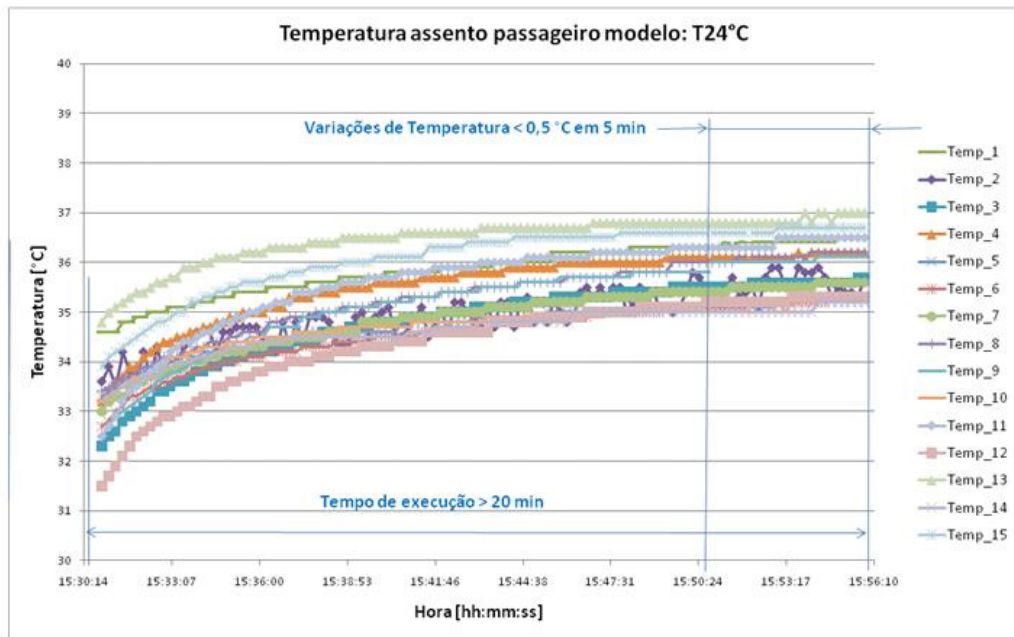


**Figura 5.15. Variação da temperatura da sala onde os experimentos foram realizados.**

Portanto pra efeito da análise de incertezas nos cálculos de Resistência Térmica Global, apresentada no Anexo A, a incerteza considerada para a temperatura ambiente,  $\delta T_{amb}$  sala foi de 1°C.

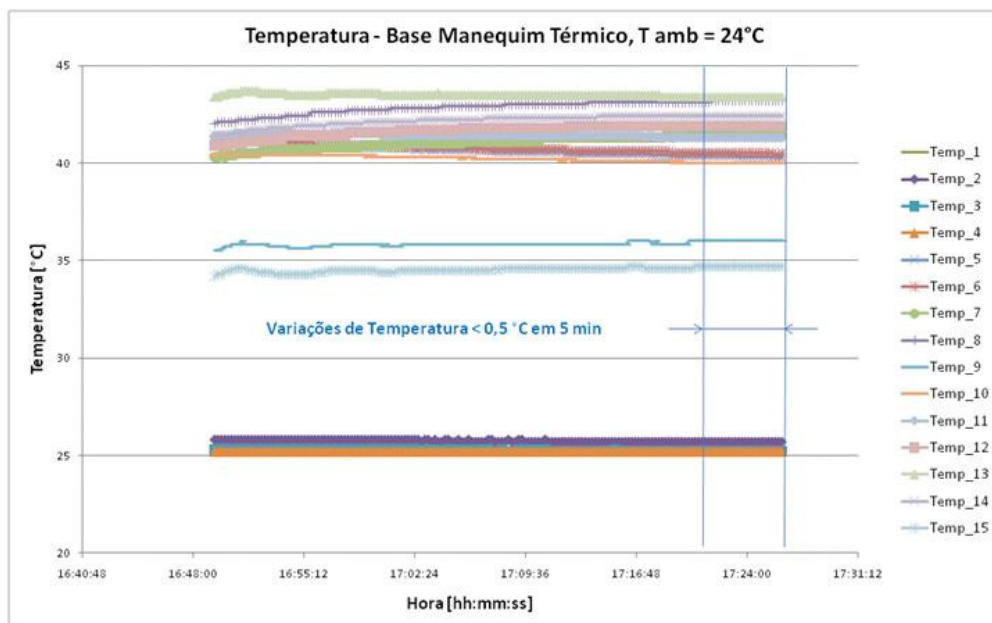
Os critérios para definição do regime permanente para cada etapa da avaliação experimental, ora com o passageiro modelo ora com o manequim térmico, foram definidos separadamente.

Durante as avaliações experimentais com o passageiro modelo dois critérios foram definidos para identificação de regime permanente: variação de temperatura na interface do passageiro modelo com o assento fosse menor que 0,5°C em 5 minutos, e permanência mínima de 20 minutos para que as condições de metabolismo do passageiro se adequassem a condição representativa de uma pessoa sentada, relaxada, sedentária (1 Met, como definido nas normas ISO 7730 (2005) e ASHRAE 55 (2004)). Estes dois critérios são apresentados na Figura 5.16.



**Figura 5.16. Temperatura da interface passageiro–assento com o tempo. Critérios para regime permanente.**

Para o manequim térmico, adicionalmente ao critério de estabilização da temperatura, o fluxo de calor também foi acompanhado. Porém, em função das características de controle do sistema de aquecimento do manequim citados no item 4.3, para que o regime permanente fosse atingido em alguns casos foi necessária a alteração de parâmetros do controle PID (Proporcional, Integrativo e Derivativo) para que então as temperaturas de interface do passageiro com o banco pudessem ser homogêneas nas condições de contorno em estudo, como pode ser observado na Figura 5.17 e na Figura 5.18.



**Figura 5.17. Regime Permanente – Temperatura Manequim Térmico.**

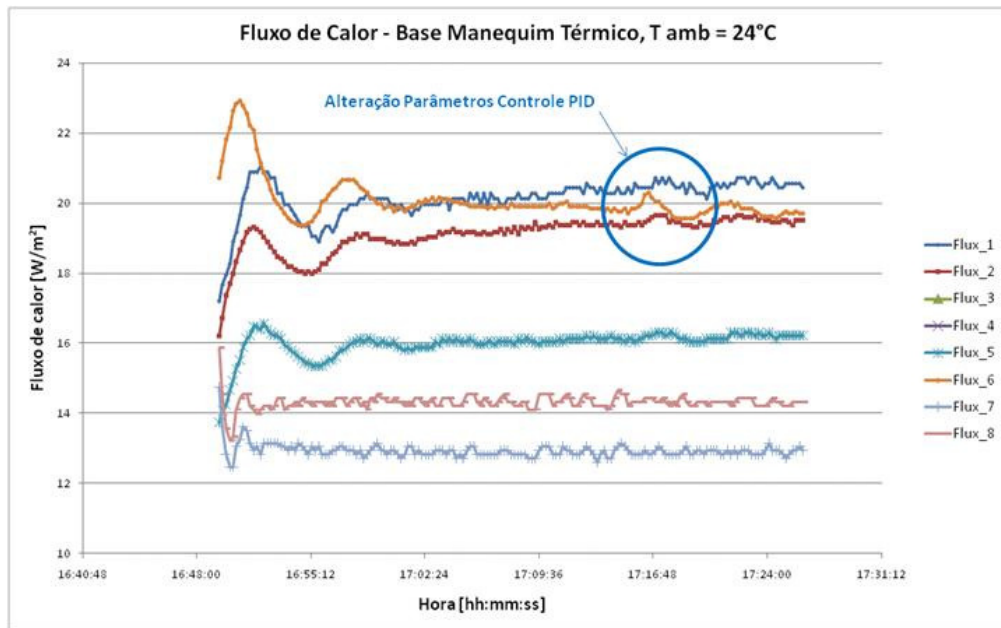


Figura 5.18. Regime Permanente – Fluxo de Calor Manequim Térmico.

## 5.7 DETERMINAÇÃO DA RESISTÊNCIA TÉRMICA GLOBAL DO ASSENTO

O cálculo da resistência térmica global do assento ( $R_a''$  em K.m<sup>2</sup>/W) foi feito por meio da Equação 5.1 (utilizada por Bartels, 2003):

$$R_a'' = \frac{(T_i - T_{amb})}{Q_i''} \quad 5.1$$

onde  $T_i$  em °C representa a temperatura média de interface do passageiro com o assento,  $T_{amb}$  em °C a temperatura ambiente e  $Q_i''$  o fluxo de calor transferido em regime permanente em W/m<sup>2</sup> através da interface do passageiro com o banco.

De acordo com o conceito de resistência térmica apresentado por Bejan e Kraus (2003), esta analogia com a lei de Ohm que governa o fluxo de corrente elétrica através da resistência, leva em consideração as seguintes condições: regime permanente, fluxo unidimensional e propriedades constantes.

O procedimento de testes apresentado a seguir foi considerado como o método de determinação da resistência térmica dos assentos, avaliada conforme procedimento adotado por Bartels (2003), para diferentes condições de metabolismo dos passageiros. A resistência térmica dos assentos foi então avaliada em três diferentes condições: na condição de referência, na condição representativa de dia de inverno e na condição representativa de dia de verão.

Adicionalmente o efeito da variação da distribuição de pressão na troca de calor foi avaliado. Com base na condição de referência da Tabela 5.1 a distribuição de pressão do manequim, calibrada conforme instruções do item 5.5.1, foi alterada para um valor maior e em seguida para um valor menor, quando a avaliação da resistência térmica também foi avaliada e comparada com as medidas de referência.

Como apresentado por Fanger (1972), quando sentadas, as pessoas poderão ter o metabolismo variando de 0,6 a 1,4 Met, atividade basal até direção de automóvel, respectivamente. Assim as características térmicas da interface do assento com o passageiro sofrerão alterações em função da variação da condição de dissipação de calor pelo passageiro através da pele. As medições de resistência térmica do assento foram então realizadas simulando também diferentes metabolismos.

## 5.8 TESTES REALIZADOS COM O MANEQUIM TÉRMICO

O manequim térmico foi testado em condições que permitissem a comparação com os resultados dos testes realizados com o passageiro modelo, estabelecidas na Tabela 5.1 para efeito de calibração, e em condições adicionais que permitissem a avaliação de parâmetros que influenciam a troca de calor com o banco, como apresentado na Tabela 5.2. Matriz das condições para medições com a base do manequim térmico.

Casos de acionamento do aquecimento do banco não foram avaliados com o manequim térmico.

**Tabela 5.2. Matriz das condições para medições com a base do manequim térmico.**

<b>Temperatura ambiente</b>	<b>Condições de Calibração</b>	<b>Condições adicionais</b>
18°C	Calibração à Temperatura Constante	Simulação MET = 1,4
24°C	Calibração à Temperatura Constante	Simulação massa reduzida Simulação massa aumentada
	Calibração à Fluxo Constante	Simulação de MET=1,4
30°C	Calibração à Temperatura Constante	N.A.

### **5.8.1 RESISTÊNCIA TÉRMICA DO ASSENTO NA CONDIÇÃO DE REFERÊNCIA**

Os passos a seguir foram realizados para determinação da resistência térmica do assento na condição de referência:

- R.T.1. A câmara de climatização foi regulada para a condição de referência, a mesma utilizada durante as medições com o passageiro;
- R.T.2. As resistências do manequim foram ligadas e o controle foi regulado conforme condição em análise;
- R.T.3. Após estabilização das temperaturas e fluxos de calor os dados foram armazenados para posterior análise e cálculo da resistência térmica do assento nesta condição;
- R.T.4. Quando possível as demais condições de temperatura ambiente ou controle do manequim eram alterados e a condição seguinte já era testada.

## 6 MÉTODO DE ANÁLISE DOS RESULTADOS

Neste capítulo é apresentado o método de análise dos resultados da troca de calor entre o passageiro e o banco de veículos através de uma referência para avaliação da Resistência Térmica Global de assentos, que poderão posteriormente auxiliar na análise dos parâmetros que exercem maior influência nesta troca de calor.

### 6.1 REFERÊNCIA PARA ANÁLISE DOS RESULTADOS

A metodologia experimental apresentada no Capítulo 5, permitirá que a resistência térmica do banco seja medida nas diversas condições de utilização pelos passageiros. Porém para que esta informação seja útil do ponto de vista da otimização do projeto do banco e do seu sistema de climatização, a análise destes dados deverá ser relacionada às condições que atenderão os requisitos de conforto térmico do passageiro.

No presente trabalho porém, a resposta subjetiva do passageiro modelo em relação ao conforto térmico do assento não foi avaliada durante o procedimento experimental, então foram utilizadas referências disponíveis na literatura pesquisada, citadas abaixo.

Como apresentado no item 2.3, Nilsson (2004) demonstra a partir de avaliações subjetivas com pessoas que a faixa de temperatura equivalente nas nádegas para a qual o conforto térmico dos passageiros é maximizado está entre 21°C e 26°C, tanto para o verão quanto para o inverno. Assim, para que o projeto do assento e do sistema de climatização possa ser otimizado, os resultados da temperatura do banco devem ser avaliados em conjunto com a resistência térmica. Caso a temperatura do banco fique fora da faixa considerada como confortável, alterações no banco deverão ser realizadas para que a resistência térmica varie e conseqüentemente a temperatura da superfície se torne adequada.

#### 6.1.1 FLUXO DE CALOR ÓTIMO

Por meio de avaliações experimentais de conforto com 24 indivíduos, Zhang et al (2007) utilizaram bancos com controle da temperatura de superfície para analisar os efeitos de diversos parâmetros na aceitabilidade térmica do assento, tais como:

- Temperatura ambiente da sala;
- Temperatura do assento;
- Roupas utilizadas pelo passageiro;



- Temperatura de pré-condicionamento dos passageiros.

A partir de 1056 pontos experimentais, Zhang et al (2007) identificaram a equação 3.1, como a equação ótima de fluxo de calor entre a superfície de contato com corpo e o banco, i.e. o fluxo de calor que maximiza a aceitabilidade térmica do assento, dada em função da temperatura ambiente da sala.

A partir da equação ótima de fluxo de calor em função da temperatura ambiente de Zhang et al (2007), apresentada na Figura 3.9, torna-se possível analisar qual a quantidade de calor que necessitaria ser removida ou adicionada à interface passageiro banco para conseqüente otimização do conforto térmico na temperatura ambiente em questão.

## **6.2 ANÁLISE DOS RESULTADOS**

A resistência térmica global do banco, como proposta por Bartels (2003) na equação 5.1, aqui tratada como Resistência Térmica do banco compõe-se da soma de diversas resistências térmicas, relativas às formas de troca de calor envolvidas na interação passageiro-banco, basicamente representadas pela condução e convecção. No presente trabalho a calibração do manequim térmico é realizada com base neste conceito de Resistência Térmica do banco, que também é utilizada para comparação com as medições realizadas com o passageiro modelo.

Como apresentado no item 3.5 deste trabalho, excetuando-se os parâmetros associados à perda de calor latente para o assento ligados à troca de calor por transporte de massa não analisados aqui, os demais parâmetros estão associados à composição da Resistência Térmica total do assento e podem ser tratados separadamente.

Os procedimentos experimentais realizados tanto com o passageiro modelo quanto com o manequim térmico descritos no Capítulo 5 permitiram a análise da influência de diferentes parâmetros sobre a Resistência Térmica do assento, a saber:

- Temperatura ambiente da sala;
- Distribuição de pressão (variação da massa sobre o assento);
- Metabolismo;
- Utilização ou não do sistema de aquecimento.

## 7 RESULTADOS

Neste capítulo são apresentados os resultados do estudo experimental da troca de calor entre o passageiro e o banco (assento e encosto), bem como a análise e comparação dos resultados. A análise de incertezas é apresentada no Anexo A.

Os resultados a seguir são detalhados por condição testada, conforme Tabela 5.1, incluindo as informações de temperatura, fluxo de calor e do cálculo de resistência térmica, estes últimos apresentados ilustrativamente sobre a imagem da distribuição de pressão. Onde aplicável, a distribuição de pressão também é apresentada. Vale ressaltar que fluxo de calor positivo indica calor sendo cedido pelo passageiro para o banco.

### 7.1 RESULTADOS DOS TESTES COM PASSAGEIRO MODELO

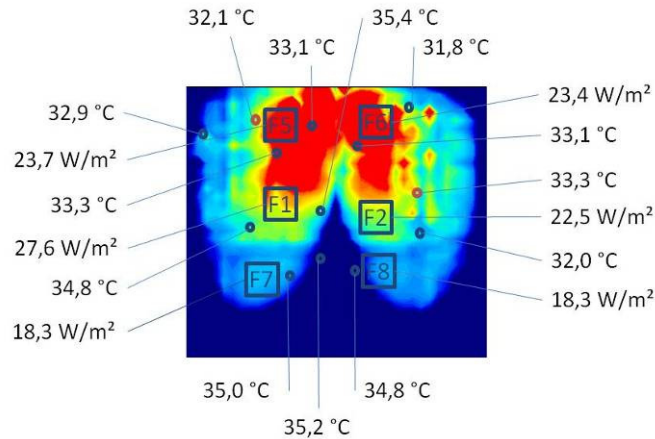
Para todas as avaliações realizadas com o passageiro modelo, a distribuição de pressão no assento é detalhada no Anexo A, na Figura A.4 e na Tabela 7.4. Para o encosto a distribuição de pressão é apresentada na Tabela 7.1.

**Tabela 7.1. Distribuição de Pressão Encosto Passageiro Modelo**

Sensor posicionado no assento	Coordenadas malha		Pressão [mmHg]
	coluna	linha	
F1	22	39	19,83
T1	18	38	15,79
F2	29	41	15,14
T2	25	40	18,11
F8	29	45	16,73
T8	25	49	21,54
T15	23	47	21,93
F7	18	46	23,83
T11	16	48	19,25
T13	12	48	0,00
F3	19	54	11,39
T3	15	53	13,38
T12	23	51	20,54
F4	29	51	15,84
T4	27	54	7,04
T14	27	57	0,00
T9	35	58	7,39

### 7.1.1 AVALIAÇÕES COM PASSAGEIRO MODELO À TEMPERATURA AMBIENTE IGUAL A 17 °C

Os dados medidos para o assento em sala com temperatura ambiente de 17 °C são apresentados na Figura 7.1.

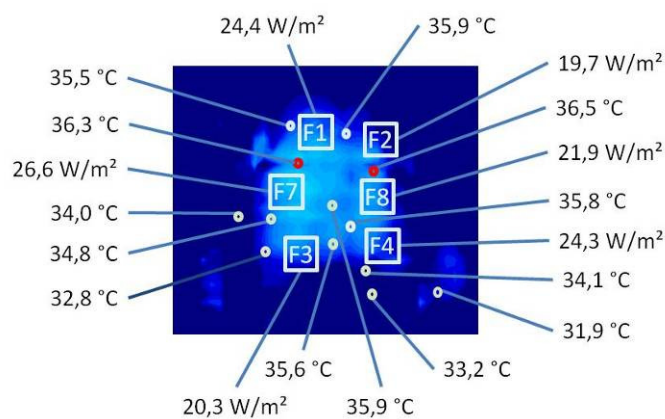


**Figura 7.1. Avaliações térmicas, assento, passageiro modelo, Ta=17°C**

A resistência térmica calculada a partir destes dados medidos com o passageiro, utilizando-se a equação 5.1, e erro calculado através da equação A.2, resulta em:

$$R_a'' = 0,75 \pm 0,05 \text{ K.m}^2/\text{W}.$$

Os dados medidos para o encosto na condição de referência são apresentados na Figura 7.2.



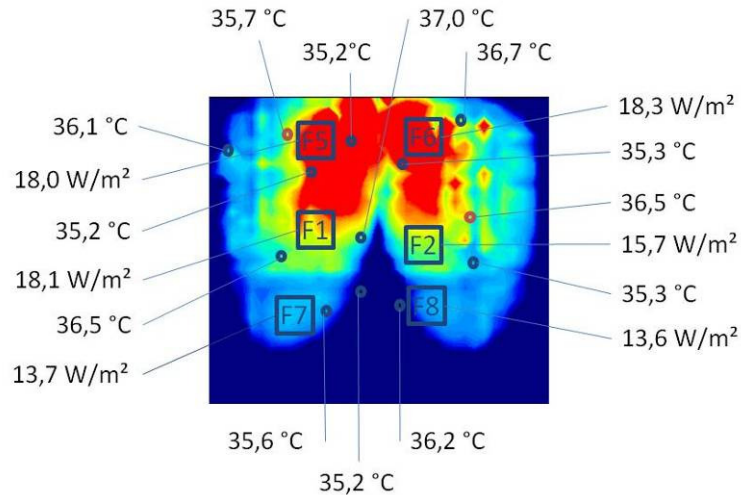
**Figura 7.2. Avaliações térmicas, encosto, passageiro modelo, Ta=17°C**

A resistência térmica calculada a partir destes dados medidos com o passageiro, utilizando-se a equação 5.1, e erro calculado através da equação A.2, resulta em:

$$R_a'' = 0,77 \pm 0,05 \text{ K.m}^2/\text{W}.$$

### 7.1.2 AVALIAÇÕES COM PASSAGEIRO MODELO: TEMPERATURA AMBIENTE IGUAL A 24 °C

Os dados medidos para o assento na condição de referência são apresentados na Figura 7.3.

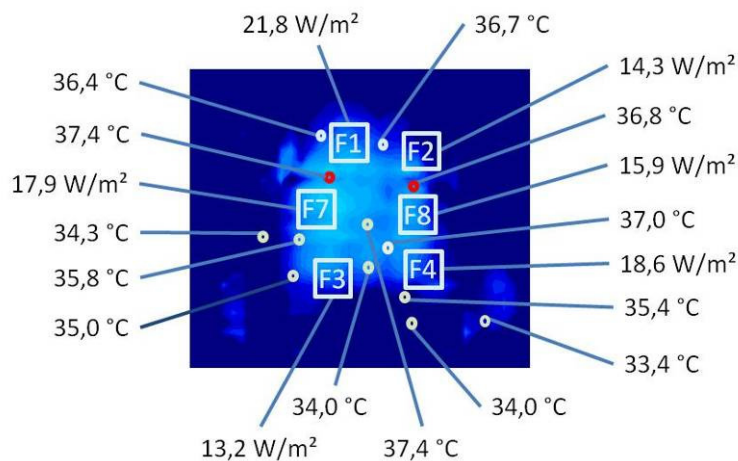


**Figura 7.3. Avaliações térmicas, assento, passageiro modelo, Ta=24 °C**

A resistência térmica calculada a partir destes dados medidos com o passageiro, utilizando-se a equação 5.1, e erro calculado através da equação A.2, resulta em:

$$R_a'' = 0,73 \pm 0,07 \text{ K.m}^2/\text{W}.$$

Os dados medidos para o encosto na condição de referência são apresentados na Figura 7.4.



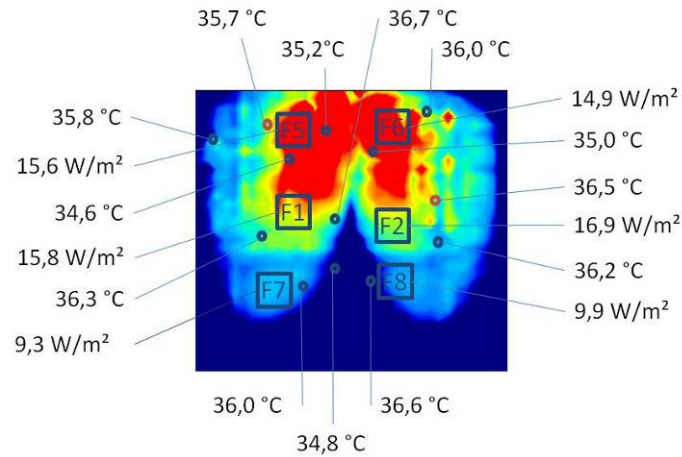
**Figura 7.4. Avaliações térmicas, encosto, passageiro modelo, Ta=24 °C**

A resistência térmica calculada a partir destes dados medidos com o passageiro, utilizando-se a equação 5.1, e erro calculado através da equação A.2, resulta em:

$$R_a'' = 0,67 \pm 0,06 \text{ K.m}^2/\text{W}.$$

### 7.1.3 AVALIAÇÕES COM PASSAGEIRO MODELO À TEMPERATURA AMBIENTE IGUAL A 29 °C

Os dados medidos para o assento em sala com temperatura ambiente de 29 °C são apresentados na Figura 7.5.

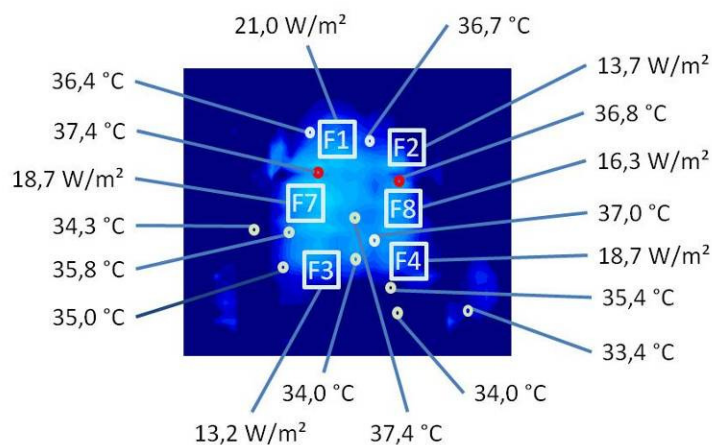


**Figura 7.5. Avaliações térmicas, assento, passageiro modelo, Ta=29 °C**

A resistência térmica calculada a partir destes dados medidos com o passageiro, utilizando-se a equação 5.1, e erro calculado através da equação A.2, resulta em:

$$R_a'' = 0,49 \pm 0,08 \text{ K.m}^2/\text{W}.$$

Os dados medidos para o encosto na condição de referência são apresentados na Figura 7.6.



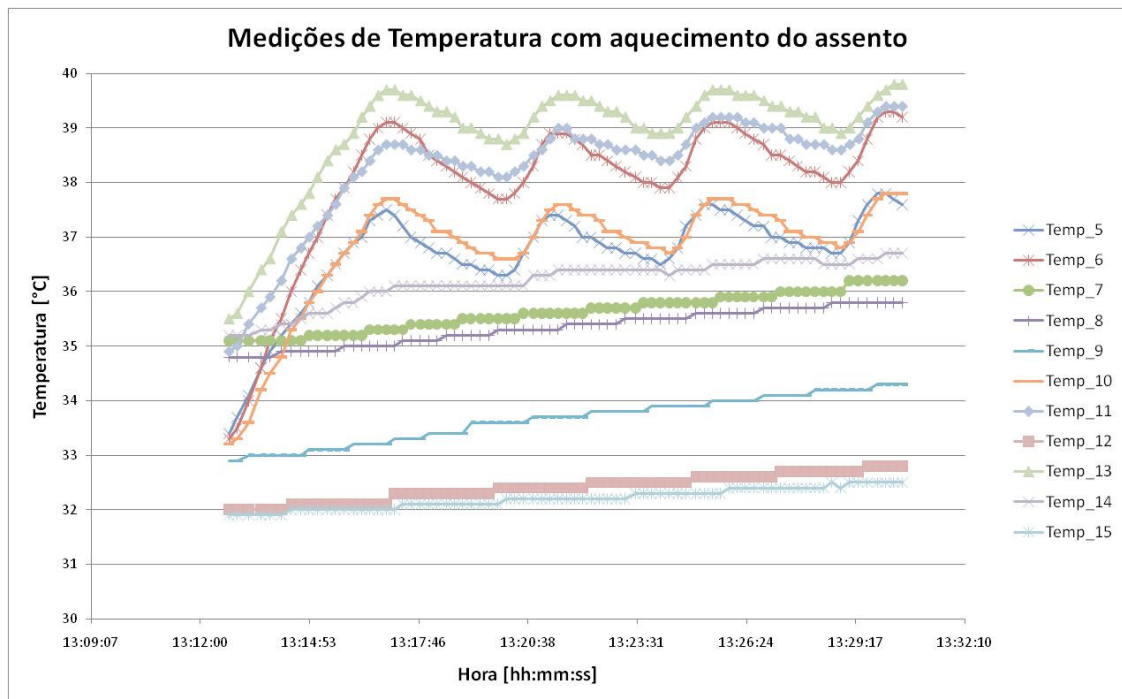
**Figura 7.6. Avaliações térmicas, encosto, passageiro modelo, Ta=29 °C**

A resistência térmica calculada a partir destes dados medidos com o passageiro, utilizando-se a equação 5.1, e erro calculado através da equação A.2 resulta em:

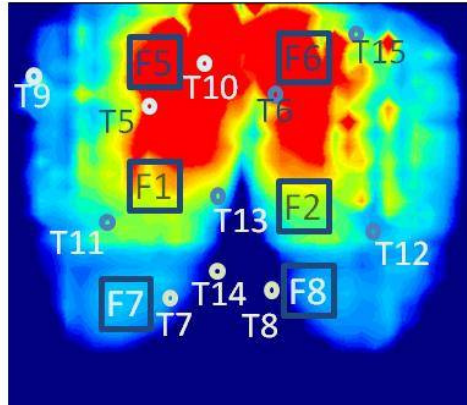
$$R_a'' = 0,57 \pm 0,10 \text{ K.m}^2/\text{W}.$$

#### 7.1.4 AVALIAÇÕES COM PASSAGEIRO MODELO COM ACIONAMENTO DO AQUECIMENTO

Para as condições de temperatura ambiente igual a 17°C e 24°C, os aquecedores instalados no banco foram acionados em nível médio. O sistema de controle dos aquecedores utiliza lógica PID que, no nível selecionado, procura manter a temperatura da superfície entre 37,7°C e 40,0°C, como apresentado no item 5.1. A operação desta lógica pode ser observada nas Figura 7.7 e Figura 7.9 por meio das medições de temperatura realizadas no assento. Para posicionamento dos sensores de temperatura e medidores de fluxo de calor no assento, ver Figura 7.8, e para o posicionamento dos sensores no encosto, ver Figura 7.10. Destas curvas observa-se que os aquecedores instalados sob o acabamento em couro cobrem apenas parte da área central do assento, ou seja, os sensores instalados fora da região de aquecimento sofrem menor influência da dissipação de calor pelos aquecedores. Verifica-se na Figura 7.7 que os sensores de temperatura não influenciados são: Temp\_7, Temp\_8, Temp\_9, Temp\_12, Temp\_14 e Temp\_15, e na Figura 7.9 que os sensores de fluxo de calor não influenciados são: .Flux\_7 e Flux\_8.

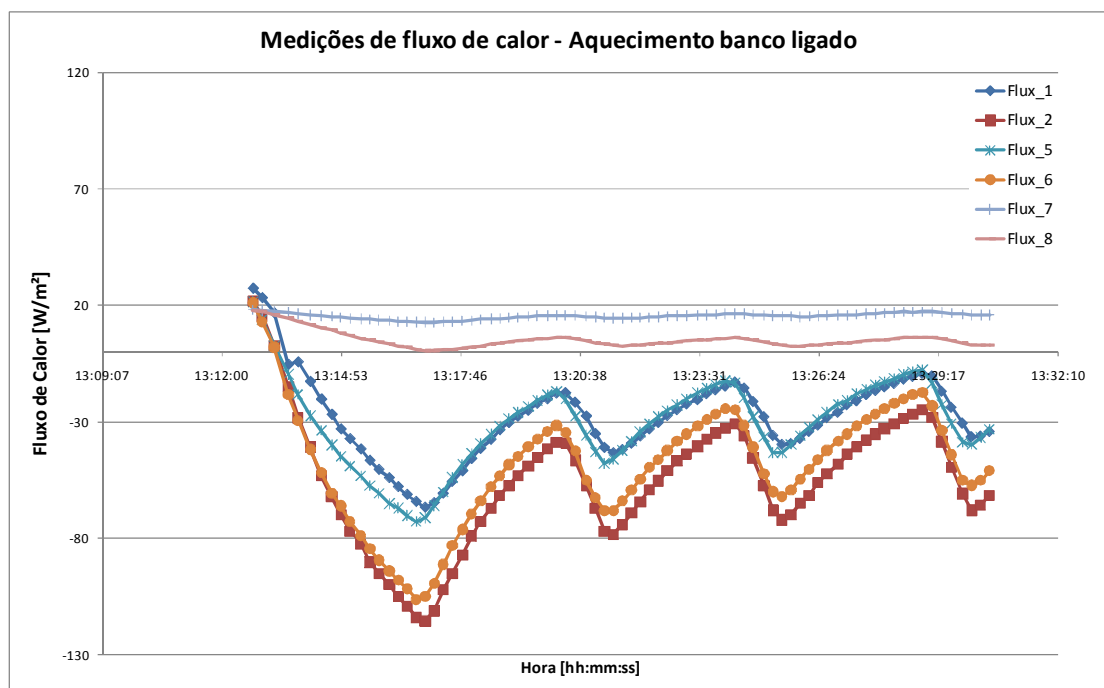


**Figura 7.7. Variação da temperatura no assento, sistema de aquecimento ativado**



**Figura 7.8. Posicionamento dos sensores no assento**

Devido às variações observadas no fluxo de calor e temperatura, função da ativação e desativação do sistema de aquecimento, a análise dos dados é feita com base na média do último ciclo de oscilação observadas nos gráficos da Figura 7.7 e Figura 7.9. Os resultados destas avaliações são apresentados na Tabela 7.2 para o assento e para o encosto, onde os valores negativos de fluxo de calor representam que calor está sendo fornecido do banco para o passageiro.



**Figura 7.9. Variação do fluxo de calor no assento, sistema de aquecimento ativado**

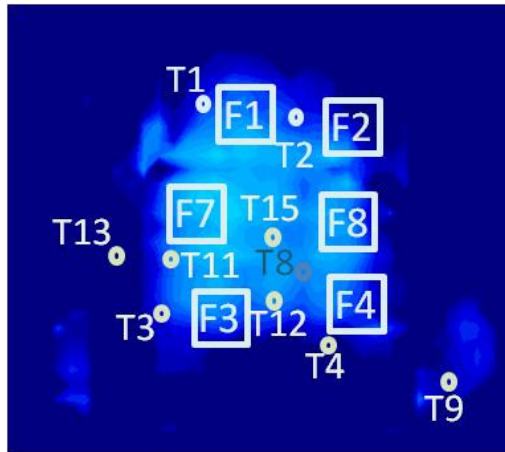


Figura 7.10. Posicionamento dos sensores no encosto.

Tabela 7.2. Resultados da avaliação com passageiro modelo com acionamento do aquecimento do banco.

Passageiro Modelo				
Temperatura Ambiente	Ta=17,0°C	Ta=17,0°C	Ta=24,1°C	Ta=24,1°C
Local	Assento	Encosto	Assento	Encosto
Aquecimento	Ativado	Ativado	Ativado	Ativado
F1 [W/m <sup>2</sup> ]	-23,8	-18,4	-18,1	-17,5
F2 [W/m <sup>2</sup> ]	-49,6	-14,8	-28,1	-19,5
F5 [W/m <sup>2</sup> ]	-30,9	-17,5	-16,3	-15,0
F6 [W/m <sup>2</sup> ]	-44,2	-28,3	-18,9	-30,0
F7 [W/m <sup>2</sup> ]	16,6	-14,4	10,6	-15,2
F8 [W/m <sup>2</sup> ]	4,7	-22,1	8,2	-20,2
T5 [°C]	37,6	36,9	37,6	36,6
T6 [°C]	38,8	38,9	38,7	37,7
T7 [°C]	36,2	38,5	36,5	38,3
T8 [°C]	35,8	38,7	37,2	38,3
T9 [°C]	34,2	32,1	36,9	34,2
T10 [°C]	37,4	38,2	37,9	38,0
T11 [°C]	39,1	37,7	39,8	37,4
T12 [°C]	32,8	38,1	36,2	34,4
T13 [°C]	39,4	35,3	39,2	35,3
T14 [°C]	36,6	34,0	35,9	34,6
T15 [°C]	32,5	38,7	37,1	38,2

### 7.1.5 AVALIAÇÃO COM OUTRO PASSAGEIRO MODELO À TEMPERATURA AMBIENTE IGUAL A 24 °C

Para efeito de comparação, foi realizada uma avaliação com outro passageiro modelo, com percentil igual a 50%, à temperatura da sala igual a 24 °C. Os resultados desta avaliação são apresentados na Tabela 7.3, incluindo uma comparação com os dados do passageiro modelo inicial.



**Tabela 7.3. Comparação entre resultados das avaliações térmicas do outro passageiro modelo com o passageiro modelo para o assento.**

Temperatura Ambiente	Ta=17°C	Ta=24,1°C	Ta=24,1°C	Ta=29,0°C
Passageiro	Modelo	Modelo	Outro	Modelo
F1 [W/m <sup>2</sup> ]	27,6	18,1	20,3	15,8
F2 [W/m <sup>2</sup> ]	22,5	15,67	16,9	16,9
F5 [W/m <sup>2</sup> ]	23,7	18,03	16,6	15,6
F6 [W/m <sup>2</sup> ]	23,5	18,26	17,5	14,9
F7 [W/m <sup>2</sup> ]	18,3	13,5	16,1	9,3
F8 [W/m <sup>2</sup> ]	18,3	13,6	12,5	9,9
T5 [°C]	33,3	35,2	33,7	34,6
T6 [°C]	33,1	35,3	34,4	35,0
T7 [°C]	35,0	35,6	34,6	36,0
T8 [°C]	34,8	36,2	36,1	36,6
T9 [°C]	32,9	36,1	34,9	35,8
T10 [°C]	33,1	35,2	33,7	35,2
T11 [°C]	34,8	36,5	34,9	36,3
T12 [°C]	32,0	35,3	34,3	36,2
T13 [°C]	35,4	37	35,2	36,7
T14 [°C]	35,2	35,2	33,2	34,8
T15 [°C]	31,8	36,7	33,4	36,0
Resistência Térmica [K.m <sup>2</sup> /W]	0,75	0,73	0,62	0,49
Erro Resistência Térmica [K.m <sup>2</sup> /W]	0,05	0,07	0,06	0,08

A resistência térmica calculada a partir dos dados medidos do outro passageiro modelo, utilizando-se a equação 5.1, e erro calculado através da equação A.2 resulta em:

$$R_a'' = 0,62 \pm 0,06 \text{ K.m}^2/\text{W}.$$

A avaliação da distribuição de pressão com o outro passageiro modelo é apresentada na Figura 7.11 comparativamente com a medição do passageiro modelo. A comparação das médias da distribuição é apresentada na Tabela 7.4.

## 7.2 RESULTADOS DOS TESTES COM O MANEQUIM INSTRUMENTADO

Os resultados obtidos com os testes realizados com o manequim instrumentado são apresentados da mesma forma, porém os mesmos foram realizados apenas com a base, que representa a interface do passageiro com o assento do banco apenas, como mencionado no Capítulo 5.

### 7.2.1 MEDIÇÕES DE DISTRIBUIÇÃO DE PRESSÃO DO MANEQUIM INSTRUMENTADO

Após procedimentos de ajuste da geometria e definição de distribuição de massas sobre o manequim instrumentado, descritos no Capítulo 5, a distribuição de pressão final do manequim é apresentada na Figura 7.11. A Tabela 7.5 apresenta estas diferenças

numericamente para médias gerais das avaliações com o passageiro modelo e com o manequim instrumentado.

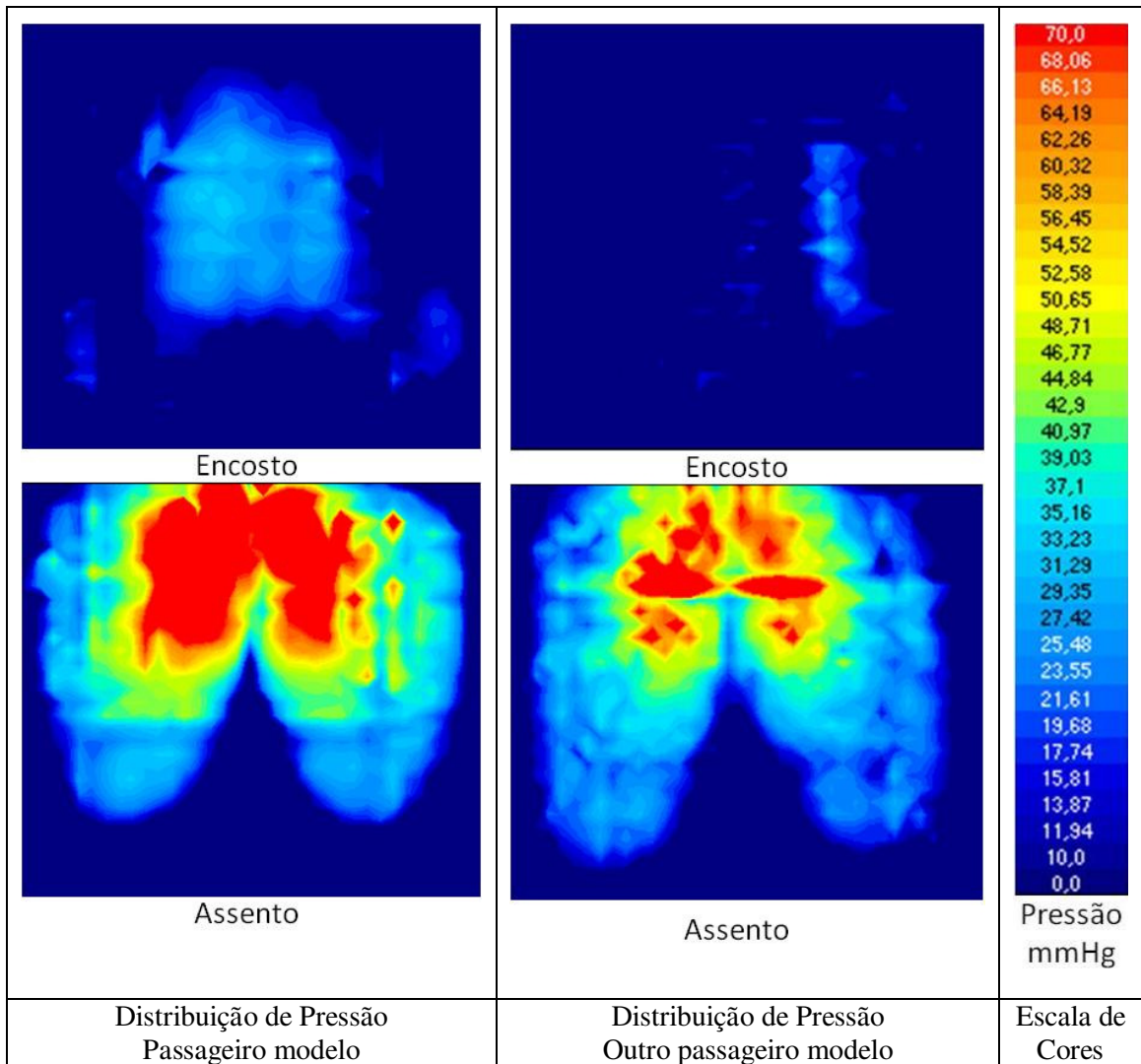
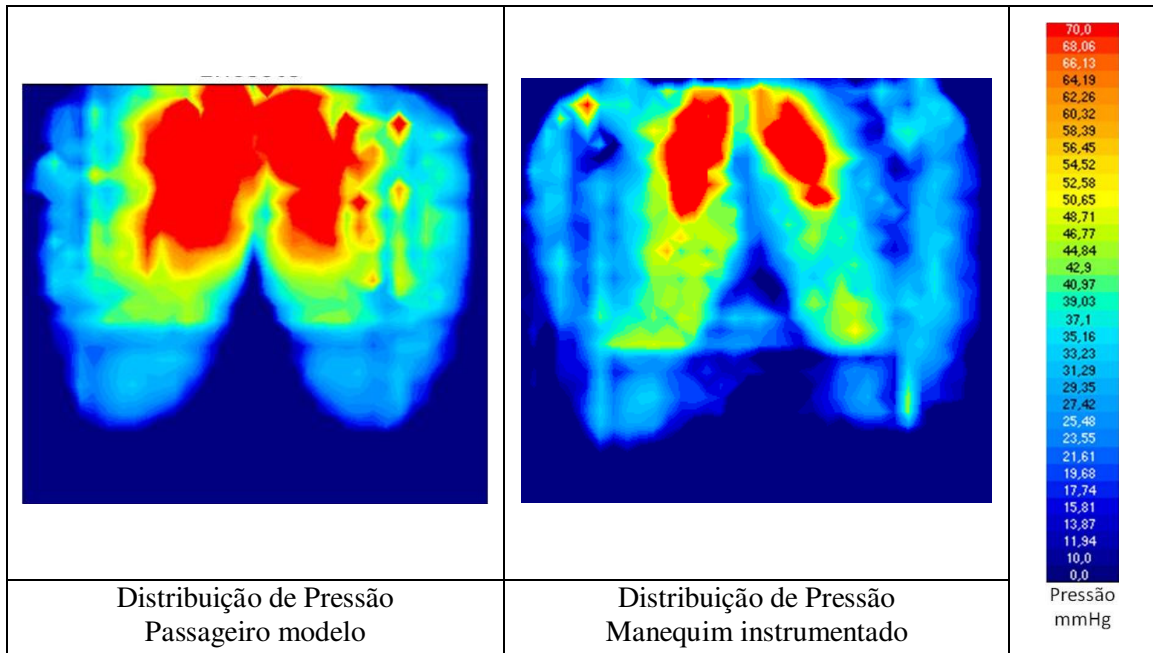


Figura 7.11. Comparação entre distribuições de pressão

Tabela 7.4. Comparação entre as médias de distribuição de pressão dos passageiros.

Software malha de sensores de pressão	Passageiro modelo	Passageiro adicional
Total de massas [kg]	100,0	72,0
Média de pressão [mmHg]	45,3	34,5
Pico de pressão [mmHg]	220,0	200,9
Área de contato [cm <sup>2</sup> ]	1246,8	1387,1



**Figura 7.12. Comparação da distribuição de pressão da base do manequim instrumentado com passageiro modelo**

**Tabela 7.5. Comparação numérica entre distribuição de pressão do passageiro modelo e o manequim instrumentado**

Software malha de sensores de pressão	Passageiro Modelo	Manequim Instrumentado	Diferença
	Pressão [mmHg]	Pressão [mmHg]	%
Média de pressão [mmHg]	45,24	35,50	-22%
Pico de pressão [mmHg]	220	220	0%
Área de contato [cm <sup>2</sup> ]	1246,8	1412,9	13%

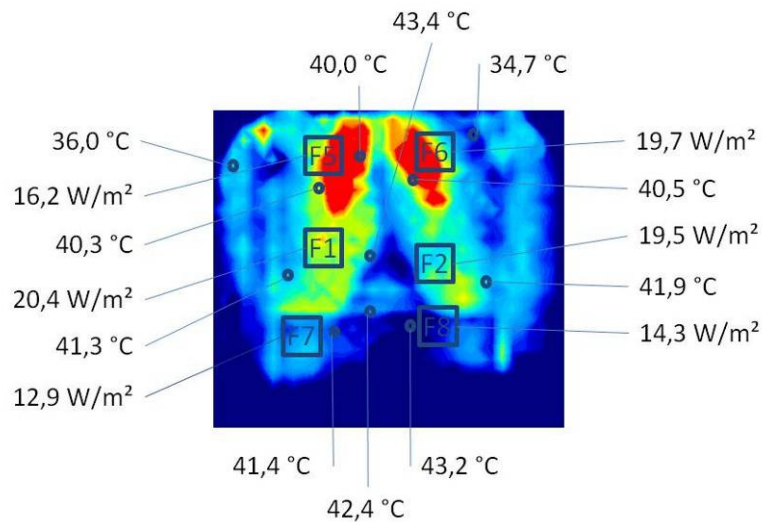
A distribuição de pressão apresentada na Figura 7.12 e Tabela 7.6 foi mantida durante as avaliações térmicas realizadas com o manequim instrumentado para efeito de comparação com as medições realizadas com o passageiro modelo, com exceção das avaliações da influência da variação da distribuição de pressão na troca de calor com o assento. Nestes casos de variação da distribuição de pressão, ora foram acrescentadas massas sobre o manequim, ora removidas, como apresentado no Capítulo 5. A diferença numérica entre estas configurações de massas é apresentada na Tabela 7.6.

**Tabela 7.6. Comparação entre as variações de distribuição de pressão do manequim térmico**

Distribuição de Pressão	Manequim Instrumentado		
	Referência	Aumentada	Reduzida
Total de massas [kg]	<b>53,6</b>	<b>72,3</b>	<b>18,4</b>
Média de pressão [mmHg]	35,5	37,7	22,3
Pico de pressão [mmHg]	220,0	220,0	75,6
Área de contato [cm <sup>2</sup> ]	1412,9	1508,1	716,1

### 7.2.2 AVALIAÇÕES TÉRMICAS COM O MANEQUIM INSTRUMENTADO

Os dados medidos para o assento com o manequim instrumentado em sala com temperatura ambiente controlada em 24 °C são apresentados na Figura 7.13.



**Figura 7.13. Avaliações térmicas, assento, manequim, Ta=24 °C**

A resistência térmica calculada a partir destes dados medidos com o manequim, utilizando-se a equação 5.1, e erro calculado através da equação A.2 resulta em:

$$R_a'' = 0,89 \pm 0,27 \text{ K.m}^2/\text{W}.$$

Os demais dados medidos para as demais condições de teste, como planejadas para o manequim, são resumidos na Tabela 7.8.

Tabela 7.7. Resultados das medições com a base do manequim térmico.

Temperatura Ambiente	Ta = 25,1°C	Ta = 23,7°C	Ta = 24,9°C	Ta = 24,7°C	23,4°C	Ta=29°C	Ta=28,9°C	Ta=17,8°C	Ta=18,5°C	
Configuração de massas	Referência	Referência	Aumentada	Reduzida	Referência	Referência	Referência	Referência	Referência	
Controle Manequim	Região C	FC = 18,0 W/m <sup>2</sup>	FC = 25,2 W/m <sup>2</sup>	FC = 13,0 W/m <sup>2</sup>	FC = 13,0 W/m <sup>2</sup>	TC=35,2°C	FC = 9,3 W/m <sup>2</sup>	FC = 15,5 W/m <sup>2</sup>	FC = 23,1 W/m <sup>2</sup>	TC=33,2 °C
	Região D	FC = 13,6 W/m <sup>2</sup>	FC = 19,0 W/m <sup>2</sup>	FC = 6,8 W/m <sup>2</sup>	FC = 6,8 W/m <sup>2</sup>	TC=35,9°C	FC = 5,4 W/m <sup>2</sup>	FC = 9,0 W/m <sup>2</sup>	FC = 18,9 W/m <sup>2</sup>	TC=35,0 °C
F1 [W/m <sup>2</sup> ]	20,4	29,7	15,5	14,6	15,3	12,4	18,3	27,0	17,7	
F2 [W/m <sup>2</sup> ]	19,5	27,3	12,7	13,0	14,3	10,7	16,0	26,5	19,9	
F5 [W/m <sup>2</sup> ]	16,2	23,9	12,0	11,7	11,6	9,4	14,3	21,9	13,2	
F6 [W/m <sup>2</sup> ]	19,7	26,5	13,9	14,2	14,8	12,3	16,7	24,2	16,8	
F7 [W/m <sup>2</sup> ]	12,9	18,2	6,9	7,3	7,1	5,7	8,6	17,6	13,6	
F8 [W/m <sup>2</sup> ]	14,3	20,0	6,8	6,3	6,5	4,9	9,1	20,1	15,2	
T5 [°C]	40,3	40,7	34,2	34,8	34,1	38,2	39,2	33,8	31,8	
T6 [°C]	40,5	41,7	34,8	35,3	34,9	38,5	39,7	34,8	32,4	
T7 [°C]	41,4	42,2	33,0	34,0	34,1	37,5	39,2	36,6	34,2	
T8 [°C]	43,2	44,4	34,5	35,8	36,4	39,1	40,9	39,1	36,4	
T9 [°C]	36,0	38,4	32,1	32,6	30,8	35,0	36,5	31,6	27,5	
T10 [°C]	40,0	40,9	34,3	34,7	33,8	38,0	39,1	33,8	31,5	
T11 [°C]	41,3	42,0	34,5	35,4	34,9	38,6	39,9	35,7	33,1	
T12 [°C]	41,9	43,5	34,4	35,4	35,6	38,5	40,4	37,9	35,2	
T13 [°C]	43,4	44,5	36,4	37,5	36,8	40,1	42,0	38,4	35,0	
T14 [°C]	42,4	43,1	34,0	35,0	35,0	38,2	40,1	37,6	35,2	
T15 [°C]	34,7	37,8	32,0	32,4	30,4	34,5	36,0	31,2	26,9	
Resistência Térmica [°C.m <sup>2</sup> /W]	0,89	0,74	0,81	0,90	0,94	0,96	0,76	0,77	0,88	
Erro Resistência Térmica [°C.m <sup>2</sup> /W]	0,07	0,05	0,09	0,10	0,09	0,11	0,08	0,05	0,07	

### 7.3 ANÁLISE E COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS

Os resultados das medições são apresentados nesta seção, com respectivas análises e comentários. Nestes gráficos as incertezas das medições, discutidas no Anexo A, são apresentadas sob a forma de barras de erro.

Os testes com o manequim térmico instrumentado foram realizados apenas com a base do manequim na interface com o assento, por tratar-se da área na qual a variação de pressão permitiria tanto a análise da troca de calor com pressões baixas quanto altas e também por permitir melhor ajuste e controle da distribuição de pressão.

#### 7.3.1 ANÁLISE DAS MEDIÇÕES COM O PASSAGEIRO MODELO

A análise dos resultados das avaliações com o passageiro modelo é apresentada a seguir, tendo como objetivos: comparação com dados da literatura; comparação entre aspectos ergonômicos e térmicos do banco e; definição das referências para a calibração do manequim térmico.

##### 7.3.1.1 Análise dos dados e definição de parâmetros de controle para testes com o manequim térmico

Os dados colhidos com o passageiro modelo organizados de acordo com a entrada do programa computacional de controle do manequim térmico, apresentado no item 4.3, são apresentados na Tabela 7.8.

**Tabela 7.8. Parâmetros de controle para ensaios com manequim térmico.**

REGIÕES CONTROLE MANEQUIM	Ta=17°C	Ta=17°C	Ta=24,1°C	Ta=24,1°C	Ta=29,0°C	Ta=29,0°C
	Fluxo [W/m <sup>2</sup> ]	Temperatura [°C]	Fluxo [W/m <sup>2</sup> ]	Temperatura [°C]	Fluxo [W/m <sup>2</sup> ]	Temperatura [°C]
A	22,0	35,7	17,3	36,6	11,2	28,2
B	22,3	33,5	16,0	35,2	11,2	36,5
C	25,1	33,2	18,1	35,3	15,3	39,5
D	23,6	34,9	13,6	35,9	9,6	40,1

Os dados da Tabela 7.8 são apresentados sob a forma gráfica na Figura 7.14, onde se pode observar que as tendências de variação para a temperatura média de controle da região ou fluxo de calor médio são as mesmas, a não ser para temperatura ambiente de 29°C, quando o efeito da produção de suor, evidenciado principalmente nas costas (regiões de controle A e B), influenciou nos parâmetros.

Sendo assim, como o manequim térmico não reproduz o efeito da produção de suor, os testes realizados a 29°C terão apenas o objetivo de avaliação da Resistência Térmica do assento nesta condição e não para comparação direta com o passageiro modelo.

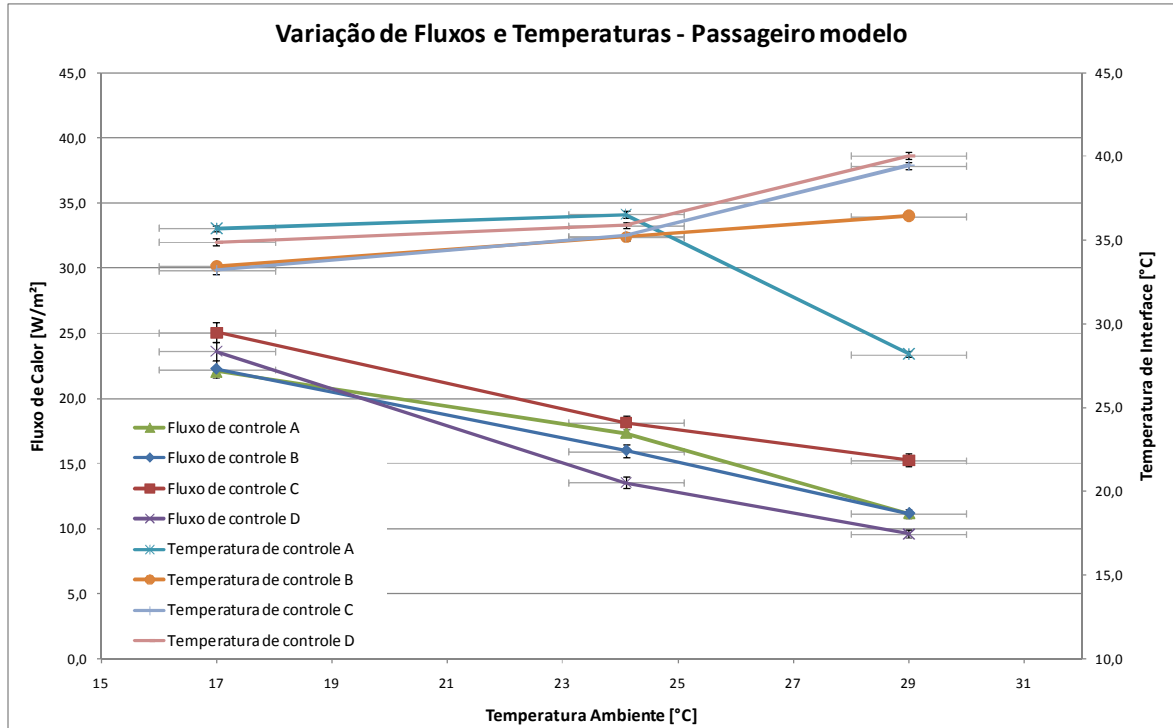


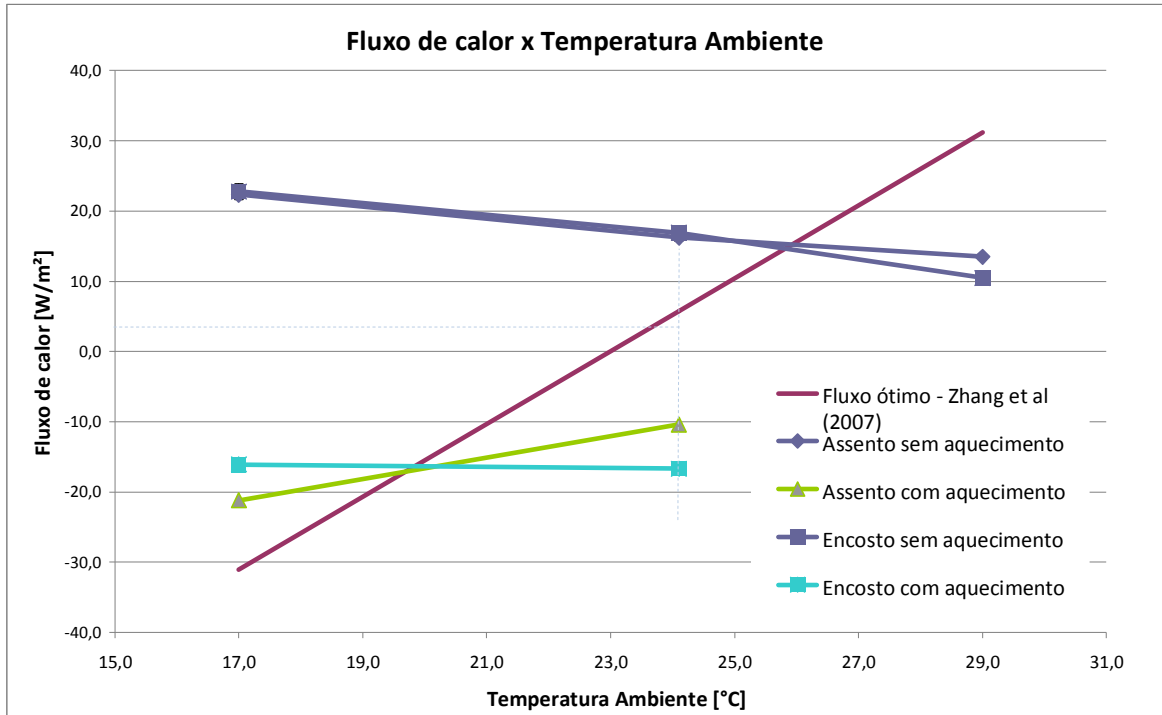
Figura 7.14. Parâmetros de controle para ensaios com manequim térmico.

### 7.3.1.2 Relação entre fluxo de calor e temperatura ambiente

Como apresentado no item 3.4, Zhang et al (2007) identificaram uma relação entre o fluxo de calor ótimo transmitido na interface dos passageiros com o banco, função da temperatura ambiente, que resultaria em maiores índices de satisfação térmica dos passageiros.

Na Figura 7.15 os dados de fluxo de calor médio avaliados com o passageiro modelo são comparados com a equação 3.1 de Zhang et al (2007) para o assento e encosto, com e sem o acionamento do sistema de aquecimento.

Observa-se neste gráfico que para as avaliações realizadas sem aquecimento no banco utilizado nos testes, com o aumento da temperatura ambiente há uma redução do fluxo de calor médio dissipado pelas costas, glúteos e coxas, sob a forma de calor sensível (como mencionado no item 5.4.3, neste estudo a troca de calor latente não foi medida). Esta redução é esperada, conforme demonstra Fanger (1972) na análise do balanço global de energia do corpo com o ambiente até que o sistema termorregulador inicie a produção de suor a fim de evitar que a temperatura interna do corpo suba. Este mesmo efeito também pode ser observado nos segmentos do corpo.



**Figura 7.15. Comparação fluxo de calor medidos com fluxo de calor ótimo (Zhang et al, 2007)**

Quando as curvas de fluxo de calor do passageiro para o assento, sem acionamento do aquecimento, são comparadas com a curva de fluxo de calor ótima, nota-se que sem o aquecimento ou outro tipo de sistema de climatização do banco, apenas à temperatura de aproximadamente de 26 °C é que o fluxo de calor para o banco estaria adequado (ponto onde as curvas se cruzam) e para as demais regiões fora deste ponto de cruzamento seria necessária a utilização de um sistema ativo de remoção ou adição de calor para que a resposta da curva do assento se aproximasse da curva de fluxo ótimo.

Pode-se observar ainda que a 29°C o calor trocado com o banco é de 10,5 W/m<sup>2</sup> para o encosto e 13,5W/m<sup>2</sup> para o assento, valores estes menores do que o ótimo, que é de 31,2 W/m<sup>2</sup>. Nesta condição, porém, percebeu-se a produção de suor pelo passageiro, ou seja, o passageiro já se encontrava fora da condição de conforto. Neste caso, um sistema ativo poderia ser dimensionado para fazer a remoção de calor de acordo com a curva de fluxo ótima, evitando a ocorrência de suor.

Para as medições realizadas com a ativação do sistema de aquecimento, a 17°C e 24°C, o fornecimento de calor para o passageiro se aproxima da curva de fluxo ótimo de Zhang et al (2007), porém pode-se observar a oportunidade de otimização deste sistema, a fim de que a potência de aquecimento não ultrapasse o valor necessário. Isto fica evidente quando,



por exemplo, observamos que para temperatura ambiente de 24°C, o balanço da troca de calor entre o passageiro e o banco necessário seria de aproximadamente 7 W/m<sup>2</sup>, enquanto a resistência continuaria fornecendo 16,7 W/m<sup>2</sup> de calor. A esta mesma temperatura ambiente, enquanto o aquecimento estava desativado percebe-se que o balanço do fluxo de calor era positivo em aproximadamente 17 W/m<sup>2</sup>, ou seja, um excesso de 10 W/m<sup>2</sup> que poderia ser removido através de um sistema de ventilação ou resfriamento do assento.

### **7.3.1.3 Fluxo de calor versus Pressão**

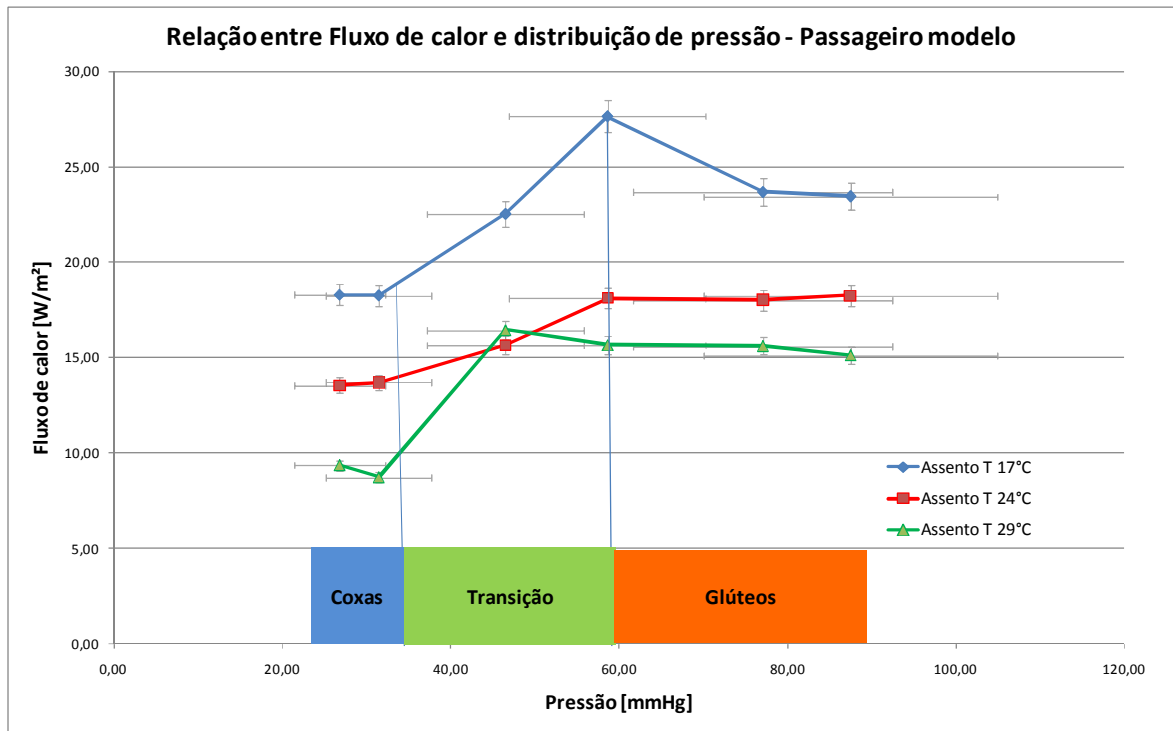
Na Figura 7.16 são apresentados os resultados de fluxo de calor local medidos sem acionamento dos aquecedores comparados com a pressão local medida. Inicialmente observa-se que os níveis de fluxo de calor do passageiro para o banco, tanto no encosto como no assento, aumentam com a redução da temperatura ambiente, como já apresentado no item anterior.

Adicionalmente, pode-se observar que as curvas de fluxo de calor em função da pressão têm formas parecidas para cada temperatura ambiente, ou seja, com a redução da temperatura ambiente há um deslocamento desta forma para níveis de fluxo maiores. Para o assento, nas três condições de temperatura ambiente, o fluxo de calor mantém-se em um nível constante até a pressão de 31,5 mmHg aproximadamente e para níveis de pressão superiores a 31,5 mmHg até aproximadamente 60 mmHg há um aumento de fluxo de calor até um novo patamar de troca de calor cujo valor permanece novamente constante. Estes dois pontos de transição são próximos aos citados em Bar (1998) e Conine et al (1994) apresentados no item 3.5.4, e tem relação com a restrição ao fluxo de sangue na região do corpo submetida à pressão externa.

Bar (1998) considera que pressões de interface com o assento acima de 32 mmHg começam a causar desconforto ergonômico, pois o fluxo de sangue nos vasos capilares começa a ser interrompido e Conine et al (1994) demonstram que para pressões acima de 60 mmHg, em função da interrupção de fluxo sanguíneo nas regiões dos glúteos ou pernas podem chegar à necrose, causando escaras.

Analisando os resultados apresentados na Figura 7.16 com a pressão externa nos vasos sanguíneos imposta pela reação do assento sobre o passageiro, restrições ao fluxo de sangue nos vasos capilares causadas por pressão externa podem impactar na variação da corrente sanguínea na região prejudicando assim a remoção do calor gerado pelo metabolismo nesta região e conseqüentemente elevando o fluxo de calor ali dissipado. Em

níveis de pressão maiores aproximando-se de 60 mmHg, que equivale também ao início da faixa de pressão diastólica ou mínima, o fluxo de sangue é interrompido e o fluxo de calor estabiliza-se.



**Figura 7.16. Relação entre fluxo de calor e pressão - assento.**

Para o encosto, com níveis de pressão mais baixos, a forma das curvas para diferentes temperaturas ambientes também se repete como pode ser observado na Figura 7.17, porém efeitos adicionais podem estar envolvidos na troca de calor tais como: variação da pressão hidrostática na pressão sanguínea; aumento do fator de troca de calor por convecção, dado que uma menor quantidade de ar foi removida do interior da espuma durante a compressão e maior variação dos movimentos das costas pelo passageiro, como apresentado no item A.4 do Anexo A.

#### **7.3.1.4 Resistência Térmica Global**

Os resultados dos cálculos da Resistência Térmica Global realizados de acordo com o procedimento descrito no Capítulo 5, utilizando-se a equação 5.1, são apresentados na Figura 7.18. Levando-se em conta a incerteza calculada no Anexo A, representada por barras verticais em cada ponto de medição, pode-se notar que os pontos medidos à 17°C e

24°C podem ser considerados como a mesma medida, confirmando assim as condições da analogia da Resistência Térmica com a Lei de Ohm (item 5.1).

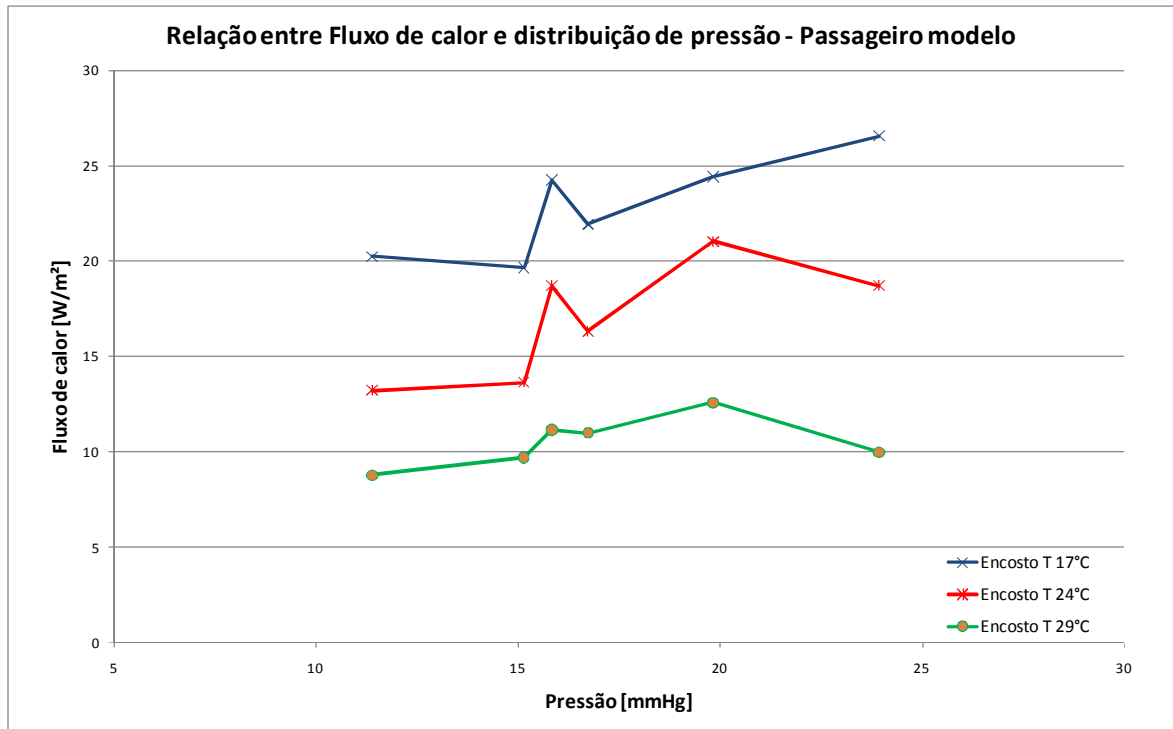


Figura 7.17. Relação entre fluxo de calor e pressão - encosto.

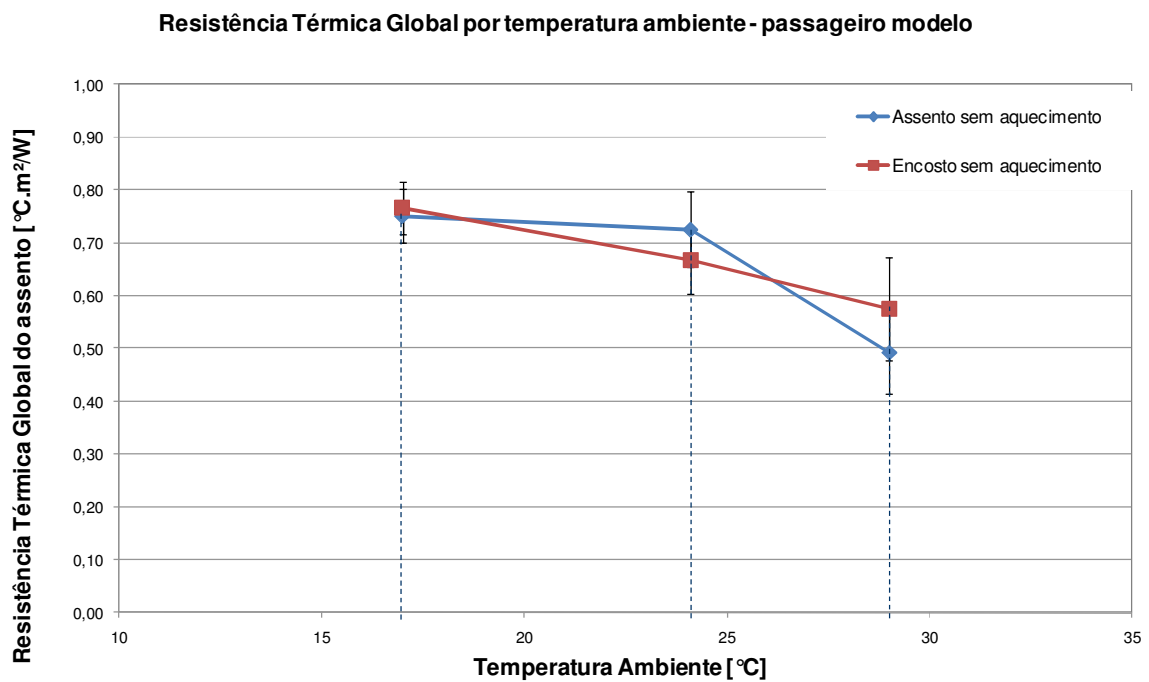


Figura 7.18. Análise da Resistência Térmica Global do Assento.

Porém, pode-se observar a tendência de redução destes valores com o aumento da temperatura ambiente, redução esta que ultrapassou as barras de erro das demais medidas para os pontos de medição a 29°C. Neste caso o efeito do suor já mencionado no item 7.3.1.1 alterou as condições de troca de calor reduzindo a temperatura da superfície da interface assim como a troca de calor sensível. Adicionalmente, alguns fatores não discutidos aqui podem contribuir para este efeito tais como: variações na resistência térmica de contato tanto na superfície do assento quanto na roupa do passageiro; variações de posicionamento acima dos erros consideradas no cálculo de incerteza; e variações nas propriedades da espuma em função da temperatura.

## **7.3.2 ANÁLISE DAS MEDIÇÕES COM O MANEQUIM TÉRMICO**

### **7.3.2.1 Calibração do manequim – Distribuição de pressão**

A comparação dos gráficos entre as medições da distribuição de pressão do manequim térmico com a medida com o passageiro modelo é apresentada no item 7.2.1 e numericamente na Tabela 7.9.

Nesta tabela pode-se observar que as diferenças médias foram de 22% e que as diferenças máximas locais chegaram à ordem de 100% para os pontos onde sensores de fluxo de calor ou temperatura estavam instalados.

Como apresentado no Capítulo 5, o manequim térmico foi moldado pelo próprio passageiro modelo sentado sobre o banco em estudo porém, alguns fatores impediram que o molde obtido com esta operação fosse representativo da forma final tanto do banco quanto da anatomia do passageiro alterada pelas pressões no contato. Dentre estes fatores, destacam-se:

- aumento da rigidez global do assento durante o processo de moldagem do passageiro modelo em função da resina e os filmes plásticos utilizados sob a resina para proteção do assento (ver Figura 4.3 e Figura 4.4) e sobre a resina para proteção do passageiro;
- a postura do passageiro no assento foi diferente durante a moldagem em comparação com a postura fixada para as avaliações de distribuição de pressão e térmicas;
- a altura do assento em relação ao piso era diferente no momento da moldagem quando comparada com a altura utilizada durante os testes e;

- as roupas utilizadas pelo passageiro modelo eram diferentes no momento da moldagem em relação às utilizadas nos testes.

**Tabela 7.9. Comparação da distribuição de pressão entre passageiro modelo e manequim para as posições dos sensores.**

Sensor posicionado no assento	Coordenadas da malha de pressão		Passageiro Modelo	Manequim Instrumentado	Diferença
	coluna	linha	Pressão [mmHg]	Pressão [mmHg]	%
F1	15	14	58,62	48,15	<b>-18%</b>
F2	27	16	46,51	38,92	<b>-16%</b>
F5	15	4	77,05	64,80	<b>-16%</b>
F6	26	4	87,45	40,40	<b>-54%</b>
F7	13	24	31,49	29,81	<b>-5%</b>
F8	27	22	26,84	24,94	<b>-7%</b>
T5	15	8	86,72	126,49	<b>46%</b>
T6	25	7	83,34	98,34	<b>18%</b>
T7	16	23	29,80	18,30	<b>-39%</b>
T8	25	22	10,28	15,00	<b>46%</b>
T9	6	6	15,00	28,56	<b>90%</b>
T10	19	5	108,51	56,28	<b>-48%</b>
T11	12	17	41,79	38,45	<b>-8%</b>
T12	32	18	33,77	31,27	<b>-7%</b>
T13	20	15	44,61	20,37	<b>-54%</b>
T14	20	21	7,41	19,09	<b>158%</b>
T15	31	3	38,78	28,05	<b>-28%</b>
<b>Média de pressão [mmHg]</b>			45,24	35,50	<b>-22%</b>
<b>Pico de pressão [mmHg]</b>			220	220	<b>0%</b>
<b>Área de contato [cm<sup>2</sup>]</b>			1246,8	1412,9	<b>13%</b>

Comparando-se a diferença de pressão média apresentada na Tabela 7.8, 22%, com o erro estimado das medições e posicionamento da malha, 16%, percebe-se que os ajustes realizados permitiram melhorar a forma inicial.

Como apresentado no Capítulo 5 várias iterações de ajustes da forma foram realizados através de modelagem com massa plástica e então concluiu-se que apenas por meio de uma nova modelagem do passageiro no banco evitando a ocorrência dos fatores citados acima,

seria possível minimizar ainda mais as diferenças de distribuição de pressão entre o passageiro e o manequim.

### 7.3.2.2 Calibração do manequim térmico – Resistência Térmica Global

Como apresentado no Capítulo 5, tendo como referência os testes realizados com o passageiro modelo, a calibração do manequim foi realizada ora com base na temperatura ora no fluxo de calor de cada condição, conforme opções disponíveis no sistema de controle do manequim (ver item 4.3). Como anteriormente referido foram realizados apenas os testes com a base do manequim, ou seja, somente o assento foi analisado.

Os resultados desta calibração são apresentados na Tabela 7.10, Tabela 7.12 e Tabela 7.12, para Temperaturas ambiente próximas a 17°C, 24°C e 28°C, respectivamente.

Seguindo a definição e lógica do controle das áreas de aquecimento do manequim apresentadas na Figura 4.7, as referências TC e FC representam a média dos sensores T5 e T6, e F5 e F6 respectivamente, da mesma maneira TD e FD, a média dos sensores T7 e T8 e F7 e F8. O cálculo das resistências térmicas apresentadas nas Tabela 7.10 a Tabela 7.12 foi feito em relação às médias de todos os sensores instalados no assento, para o passageiro e para o manequim, apresentados ao longo do item 7.1 para o passageiro modelo e na Tabela 7.8 para o manequim.

Durante os ensaios buscou-se manter a temperatura ambiente estabilizada com variações máximas de 1°C, como apresentado no Anexo A, portanto a Temperatura Ambiente ( $T_a$ ) apresentada em cada tabela é a temperatura colhida no mesmo instante em que as demais medições foram realizadas.

**Tabela 7.10. Comparação resultados testes com manequim e passageiro:  $T_a \sim 18^\circ\text{C}$ .**

Passageiro modelo $T_a = 17,0^\circ\text{C}$			Manequim Térmico $T_a = 18,5^\circ\text{C}$	
Regiões	Fluxo [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]		Regiões	Fluxo [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
C	23,6	CONTROLE: TC = 33,2°C TD=35,0°C	C	16,8
D	18,3		D	13,9
Regiões	Temperatura [ $^\circ\text{C}$ ]		Regiões	Temperatura [ $^\circ\text{C}$ ]
C	33,2		C	33,2
D	34,9		D	35,0
$R_a^-$ [ $\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ ]	0,75		$R_a^-$ [ $\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ ]	0,89
$\partial R_a^-$ [ $\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ ]	0,05		$\partial R_a^-$ [ $\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ ]	0,07
<b>A</b>			<b>B</b>	

A calibração realizada para o manequim a 18°C, foi baseada na temperatura constante de interface do passageiro com o banco, Tabela 7.10 A. Os resultados do teste com o

manequim controlado a partir destas temperaturas demonstram que o controle do manequim atingiu adequadamente o valor estabelecido de temperatura de interface porém os fluxos de calor medidos ficaram abaixo dos fluxos do passageiro, tanto da Região C quanto da Região D. Esta redução no fluxo de calor medido acarretou na elevação do cálculo da Resistência Térmica Global,  $R_a''$ , cujo erro do manequim calibrado, definido por  $\varepsilon R_a''$ , em relação à Resistência Térmica Global do passageiro foi de aproximadamente 19%.

Como mencionado no item 7.3.1.4 o erro apresentado pode ter origem na diferenças de distribuição de pressão, apresentadas no item 7.3.2.1, mas também em outros fatores, cujos estudos posteriores são recomendados, tais como: variações no contato dos sensores de fluxo de calor com as superfícies tanto do assento quanto na roupa do passageiro, variação das propriedades da espuma quando comprimida dentre outros.

Para os testes realizados à temperatura ambiente de 24°C, duas condições de calibração foram realizadas. Inicialmente utilizando-se as temperaturas da Tabela 7.11 A como parâmetro de controle, tendo como resultados os dados apresentados na Tabela 7.11 B e em seguida utilizando-se os fluxos de calor, cujos resultados são apresentados na Tabela 7.11 C.

**Tabela 7.11. Comparação resultados testes com manequim e passageiro:  $T_a \sim 24^\circ\text{C}$ .**

Passageiro modelo $T_a = 24,1^\circ\text{C}$		Manequim Térmico $T_a = 23,4^\circ\text{C}$		Manequim Térmico $T_a = 25,1^\circ\text{C}$	
Regiões	Fluxo [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]	Regiões	Fluxo [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]	Regiões	Fluxo [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
C	18,1	C	13,7	C	18,0
D	13,6	D	10,0	D	13,6
Regiões	Temperatura [ $^\circ\text{C}$ ]	Regiões	Temperatura [ $^\circ\text{C}$ ]	Regiões	Temperatura [ $^\circ\text{C}$ ]
C	35,3	C	35,0	C	40,4
D	35,9	D	36,2	D	42,3
$R_a''$ [ $\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ ]	0,73	$R_a''$ [ $\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ ]	0,87	$R_a''$ [ $\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ ]	0,89
$\varepsilon R_a''$ [ $\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ ]	0,07	$\varepsilon R_a''$ [ $\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ ]	0,08	$\varepsilon R_a''$ [ $\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$ ]	0,07

CONTROLE: TC = 35,3°C  
 TD = 35,9°C

CONTROLE: FC = 18,0 W/m<sup>2</sup>  
 FD = 13,6 W/m<sup>2</sup>

A
B
C

Assim como ocorreu nos testes realizados à temperatura ambiente igual a 17°C, a 24°C pode-se observar as diferenças em relação ao fluxo de calor e conseqüentemente propagadas para os resultados da Resistência Térmica Global. Neste caso o erro no cálculo final da Resistência Térmica Global,  $\varepsilon R_a''$ , foi de 21%.

Tabela 7.12. Comparação resultados testes com manequim e passageiro: Ta ~28°C.

Passageiro modelo Ta = 29,0 °C		CONTROLE: TC = 39,5 °C TD = 40,1 °C	Manequim Térmico Ta = 28,9 °C	
Regiões	Fluxo [W/m <sup>2</sup> ]		Regiões	Fluxo [W/m <sup>2</sup> ]
C	15,3		C	24,3
D	9,6		D	8,9
Regiões	Temperatura [°C]	Regiões	Temperatura [°C]	
C	39,5	C	39,5	
D	40,1	D	40,1	
$R_a''$ [K.m <sup>2</sup> /W]	0,49	$R_a''$ [K.m <sup>2</sup> /W]	0,76	
$\delta R_a''$ [K.m <sup>2</sup> /W]	0,08	$\delta R_a''$ [K.m <sup>2</sup> /W]	0,08	

A

B

À temperatura ambiente igual a 29°C, como o manequim não dispõe de sistema de simulação de suor, dado que nesta condição o passageiro modelo já apresentava gotas de suor na pele, tanto a temperatura quanto o fluxo de calor foram consideravelmente afetados e portanto estes resultados a comparação ou calibração do manequim neste ponto não é possível.

Porém, levando em conta as calibrações anteriormente realizadas nos demais pontos, nota-se que à temperatura ambiente de 29°C, a Resistência Térmica Global avaliada com o manequim térmico é menor que a medida nos outros pontos, de 0,89 K.m<sup>2</sup>/W para 0,76 K.m<sup>2</sup>/W. Alguns fatores já citados podem ter influenciado nesta diferença tais como o contato das superfícies com os sensores e alterações no posicionamento do manequim sobre os sensores. Neste caso porém uma maior investigação das propriedades dos materiais construtivos do banco, assim como a análise da sensibilidade de alteração destas propriedades para diferentes temperaturas, é recomendada.

Portanto, da calibração do manequim térmico obtém como erro de medição da Resistência Térmica Global do banco:

$$\varepsilon R_a'' = 21\%.,$$

A resistência térmica medida para o banco em análise é:

$$R_a'' = 0,88 \pm 0,18 \text{ K.m}^2/\text{W}.$$

### 7.3.2.3 Avaliações adicionais com o manequim térmico

Na Tabela 7.13 são apresentados os resultados das avaliações que simulam o passageiro no banco com metabolismo maior, Met=1,4, e na Tabela 7.15 assim como são apresentados os resultados das avaliações do efeito da variação de massas sobre o manequim.





Tabela 7.15. Avaliações dos impactos da variação de massa nos parâmetros térmicos.

Manequim Térmico massa reduzida Ta = 24,9 °C		CONTROLE: FC = 13,0 W/m <sup>2</sup> FD = 6,8 W/m <sup>2</sup>	Manequim Térmico massa aumentada Ta = 24,7 °C	
Regiões	Fluxo [W/m <sup>2</sup> ]		Regiões	Fluxo [W/m <sup>2</sup> ]
C	13,0		C	13,0
D	6,8		D	6,8
Regiões	Temperatura [°C]		Regiões	Temperatura [°C]
C	34,5		C	35,1
D	33,8		D	34,9
$R_a''$ [K.m <sup>2</sup> /W]	0,81		$R_a''$ [K.m <sup>2</sup> /W]	0,90
$\delta R_a''$ [K.m <sup>2</sup> /W]	0,09		$\delta R_a''$ [K.m <sup>2</sup> /W]	0,10

A

B

Para as condições de variação de massa sobre o manequim, o fluxo de calor de referência para esta temperatura, registrada na Tabela 7.15, foi mantida e apenas massas foram removidas ou acrescentadas nos ensaios. Observa-se que com a redução das massas sobre o manequim a Resistência Térmica Global do assento reduz-se e com o aumento das massas este mesmo valor aumenta. A mesma tendência pode ser observada na Tabela 7.3 na comparação dos resultados a 24°C do outro passageiro modelo, menor massa, com o passageiro modelo, maior massa.

Ou seja, diferente da relação existente na troca de calor por contato da superfície de materiais metálicos onde a resistência térmica de contato reduz com o aumento da pressão na interface, neste caso o aumento da pressão (comparação apresentada na Tabela 7.6) leva ao aumento da resistência térmica global, para as condições testadas neste trabalho.

## 8 CONCLUSÕES

Neste capítulo são apresentadas as conclusões baseadas na análise dos resultados apresentada no Capítulo 7, além de sugestões de trabalhos futuros.

### 8.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Sistemas de climatização de bancos de veículos vêm sendo utilizados como solução de controle de micro-clima, principalmente para aquecimento em países onde há ocorrência de baixas temperaturas. A influência destes sistemas na ampliação do conforto térmico dos passageiros é reconhecida, sejam eles de aquecimento ou remoção de calor. No presente trabalho foram estudadas características da troca de calor, e sua relação com aspectos ergonômicos, de um passageiro com um banco de aeronave, com e sem ativação de sistema de aquecimento. Um manequim térmico de passageiro sentado, sem produção de suor, foi desenvolvido e calibrado térmica e ergonomicamente para análise da troca de calor entre o passageiro e o banco.

### 8.2 CONCLUSÕES

As conclusões gerais deste trabalho são:

- A instrumentação e método experimental utilizados neste estudo permitiram uma boa correlação entre as medições de pressão, fluxo de calor e temperatura na interface do passageiro com o banco;
- Os resultados desta metodologia podem ser utilizados para o projeto otimizado de sistemas de climatização de bancos;
- Os resultados demonstraram que a consideração de troca de calor unidimensional é aplicável dado o atendimento aos critérios para analogia com a Lei de Ohm;
- O manequim térmico desenvolvido é adequado para simulação térmica e ergonômica do passageiro no assento e permite a realização de simulações de variação no peso e metabolismo do passageiro.

Das medições realizadas com o passageiro modelo conclui-se que:

- a ocorrência de suor no passageiro alterou consideravelmente as medições de fluxo de calor e temperatura realizadas a temperatura ambiente de 29°C, porém sem influência significativa nos testes realizados a 18°C e 24°C;

- a comparação das medições de fluxo de calor entre o passageiro e o banco, sem aquecimento, com dados da literatura do fluxo de calor que otimiza o conforto dos passageiros (Zhang et al, 2007), demonstrou que para temperatura ambiente acima de 26 °C o passageiro começa a produzir suor. A mesma comparação realizada com o sistema de aquecimento ativado em nível médio demonstrou que este nível é ideal para temperatura ambiente igual a 20°C, sendo necessários ajustes no nível de aquecimento para temperaturas diferentes desta;
- o fluxo médio de calor do passageiro para o banco é função direta da temperatura ambiente: quanto mais alta a temperatura menor o fluxo de calor até que o sistema termorregulador inicie a produção de suor;
- a análise dos dados locais de fluxo de calor e pressão na interface demonstrou uma relação direta entre estes dois parâmetros. Esta relação é função de aspectos fisiológicos, tais como a pressão sanguínea nos vasos capilares e nas artérias. Observou-se ainda que características da relação entre o fluxo de calor e a pressão no assento, correlacionam-se com critérios de análise de conforto ergonômico em assentos, disponíveis na literatura. O mesmo fato pôde ser observado para a interface das costas do passageiro e o encosto do banco, porém a relação entre os parâmetros e os níveis de pressão possui características diferentes das observadas para o assento.

Da calibração do manequim térmico baseada na comparação com as medições realizadas com o passageiro conclui-se que:

- a incerteza estimada para as avaliações realizadas com o manequim térmico é de 22% em relação à pressão na interface com o assento e de 21% na avaliação da resistência térmica global do assento.

Das avaliações realizadas com o manequim térmico conclui-se que:

- as alterações no fluxo de calor, simulando aumento do nível metabólico do passageiro (MET) tem relação inversamente proporcional com a resistência térmica global do assento, ou seja, para aumentos de MET a resistência térmica diminui;
- as alterações na distribuição de pressão do assento por aumento ou redução de massa tem relação diretamente proporcional com a resistência térmica global do

assento, ou seja, se a massa distribuída no assento diminui a resistência térmica global do assento também diminui.

### **8.3 CONTINUIDADE DO TRABALHO**

Para continuidade e aprimoramento da pesquisa realizada neste trabalho sugerem-se:

- Realização de testes com outros passageiros nas diversas condições aqui apresentadas para checagem da calibração feita com o passageiro modelo e adequabilidade do manequim térmico para representar pessoas de características diferentes;
- Realização dos testes com o tronco do manequim para efeito de comparação com os resultados da base;
- Elaboração de modelo unidimensional de troca de calor em regime permanente do assento através do qual possam ser identificadas oportunidades de alterações de materiais do assento para otimização do fluxo de calor e que auxilie na especificação de sistemas de climatização;
- Estudo da variação das propriedades térmicas dos materiais construtivos do assento e sua sensibilidade em relação a variações de temperatura e pressão;
- Fabricação de um novo manequim térmico observando os cuidados em relação à postura do passageiro, posicionamento do assento e minimização da interferência do material de modelagem na distribuição de pressão do assento para minimização dos erros de calibração.

## 9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ARP 85E, Air Conditioning Systems for Subsonic Airplanes, Society of Automotive Engineers International, AC-9 Environmental Systems Committee, SAE 2002.
- ASHRAE 55, Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers Inc., Atlanta, 2004.
- ASHRAE 62.1, Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers Inc., Atlanta, 2004.
- Bartels, V T, Thermal comfort of aeroplane seats: influence of different seat materials and the use of laboratory test methods. Technical Note, Applied Ergonomics – Elsevier. 15-Maio-2003.
- Bar, C. (1998). Pressure: Why measure it and how. A presentation at the 14th International Seating Symposium. Vancouver, BC.
- Bauman F S, Carter T G, Baughman A V, Arens E A, Field study of the impact of a desktop task/ambient conditioning system in office buildings. ASHRAE Transactions, 104, 1153-1171, 1998.
- Bejan A., D. K. Allan, Heat Transfer Handbook. John Wiley & Sons, 2003.
- Brooks J E, Parsons K C, An Ergonomics Investigation Into Human Thermal Comfort Using An Automobile Seat Heated With Encapsulated Carbonized Fabric. Ergonomics, 42: 661-673, 1999.
- Burch S D, Pearson J T, Ramadhyani S, Experimental Study Of Passenger Thermal Comfort In An Automobile Under Severe Winter Conditions. ASHRAE Trans, 97(1): 239-46, 1991.
- Conine TA, Hershler C, Daeschel D, Peel C, Pearson A. Pressure sore prophylaxis in elderly patients using polyurethane foam or Jay wheelchair cushions. Int J Rehabil Res 1994;17:123-37.
- Fanger P O. Thermal comfort. Danish Technical Press, 1970.
- Fanger, P. O. Thermal Comfort Analysis and Applications in Environmental Engineering, McGraw-Hill, New York, 244 p., 1972.

Gameiro da Silva, M. C. Measurements of Comfort in Vehicles. Meas. Sci. Technol. 13, R41-R60, 2002.

Gimenez, R. Avaliação Comparativa de Condições de Conforto Térmico em Automóveis com ar Condicionado Utilizando Manequim. Trabalho de Conclusão de Curso. Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva. Escola Politécnica da USP, São Paulo, 75 p, 2006.

Gomes, A B.. Avaliação Experimental de Condições de Conforto Térmico em Automóveis de Passeio Utilizando Manequim. Trabalho de Conclusão de Curso. Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva. Escola Politécnica da USP, São Paulo, 54 p, 2005.

Guan, Y.; Hosni, M. H.; Jones, W. J.; Giolda, T. P. Investigation of Human Thermal Comfort under Highly Transient Conditions for Automotive Applications – Part 1: Experimental Design and Human Subject Testing Implementation ASHRAE Trans., 109(2): 885-897, 2003.

Holman, J.P., Experimental Methods for Engineers, Seventh Edition, Southern Methodist University, 2000. McGraw-Hill Mechanical Engineering

ISO 14505-2. Ergonomics of the Thermal Environment – Evaluation of Thermal Environment in Vehicles Part 2: Determination of Equivalent Temperature. International Organization for Standardization, Geneva, 2004.

ISO 7726: 1998 Ergonomics of the thermal environment -- Instruments for measuring physical quantities. International Organization of Standardization, Geneva, 1998.

ISO 7730. Moderate Thermal Environments - Determination of the PMV and PPD Indices and Specification of the Conditions of Thermal Comfort. International Organization for Standardization, Geneva, 2005.

Karimi G, Chan, E C, Culham J R. Thermal Modeling of Driver/Seat Interfaces in Automotive Applications, Society of Automotive Engineers International, 2004-01-2143, 2004.

Karimi G, Chan E C, Culham J R. Experimental Study and Thermal Modeling of an Automobile Driver with a Heated and Ventilated Seat, Society of Automotive Engineers International, 2003-01-2215, 2003.

- Knudsen G L, Melikov A K, Human Response To Individually Controlled Environment. Proceedings Of Indoor Air 2005, Pequim, 4-9 de Setembro, Paper No 1.4-02, 2005.
- Lima J C. Avaliação Experimental da Influência do Revestimento de Assentos Automotivos no Conforto Térmico. Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva. Escola Politécnica da USP, São Paulo, 66 p., 2006.
- Lutsbader, J A. Evaluation of Advanced Automotive Seats to Improve Thermal Comfort and Fuel Economy. Vehicle Thermal Management Systems Conference and Exhibition, Society of Automotive Engineering, Paper 2005-01-2056, Toronto, 2005.
- Madsen, T L. Thermal Effects of Ventilated Car Seats. International Journal of Industrial Ergonomics, 13: 253-58, 1994.
- Madsen, T. L.; Olesen, B. W.; Reid, K. New Methods for Evaluation of the Thermal Environment in Automotive Vehicles, ASHRAE Trans 92 (1): 38-54, 1986.
- Maslow A H, A theory of human motivation, Originally Published in Psychological Review, 50, 370-396, 1943.
- Melikov A K, Arakelian R S, Halkjaer L, Fanger P O, Spot cooling part 1: human responses to cooling with air jets. ASHRAE Transactions, 100, part 2, 476-499, 1994.
- Metzger P, Komfortverstandis bei Kraftfahrern. Diplomarbeit an der Freien Universität Berlin, 1994.
- Nilsson, H. O., Comfort Climate Evaluation with Thermal Manikin Methods and Computer Simulation Models. Master Thesis, Department of Civil and Architectural Engineering, Royal Institute of Technology, Department of Technology and Built Environment, University of Gävle, Sweden, 152 p., 2004.
- Quehl J, Comfort Studies on Aircraft Interior Sound and Vibration. University of Oldenburg, Diss. 4. ISO 7730, 2001.
- Reed M. P., Schneider L.W., Ricci L. L., "Survey of Auto Seat Design Recommendations for Improved Comfort," technical report, University of Michigan Transportation Research Institute, 1994.
- Snyckerski M, Frontczak-Wasiak I, Influence of furniture covering textiles on moisture transport in a car seat upholstery package, AUTEX Research Journal, Vol. 2, N°3, 2002.



Stancato F, Tribess A, Ferreira T A, Cruz D A, Araújo D S, Pustelnik M, Santos L C C. Aircraft thermal comfort evaluation using numerical manikins. SAE 2006-01-2562, 2006.

Tilley, Alvin R. As medidas do homem e da mulher. Henry Dreyfuss Associates, Porto Alegre, Bookman, 2005.

Watanabe S, Melikov A K, Knudsen G L, Evaluation Of Individually Controlled Environment By Means Of A Breathing Thermal Manikin. Proceedings Of The Third International Conference On Human Environment System .ICHES'05, Tokyo, Japan, Paper S-105, 12-15 September, 2005.

Williams B A, SHITZER A, Modular liquid-cooled helmet liner for thermal comfort. Aerospace Medicine ,45, 1030-1036, 1974.

Wyon D P, Larsson S, Forsgren B, Lundgren I, Standard Procedures For Assessing Vehicle Climate With A Thermal Manikin. Society Of Automotive Engineers International, Technical Paper Series, 890049. In: SAE/P-220, Subzero Engineering Conditions Conference Proceedings, Detroit: SAE, and in SAE 1989 Transactions, 98. Journal of Passenger Cars, 46-56. 1989.

Zhang H, Human Thermal Sensation And Comfort In Transient And Non-Uniform Thermal Environments. Phd Thesis. University Of California, Berkeley, 2003.

Zhang Y F, Wyon D P, Fang L, Melikov A K, The influence of heated or cooled seats on the acceptable ambient temperature range. Ergonomics, 50 (4): 586-600, 2007.

## ANEXO A - ANÁLISE DE INCERTEZAS

### A.1. ERRO DAS MEDIÇÕES DE TEMPERATURA

A calibração dos sensores de temperatura<sup>14</sup> foi realizada em banho termostaticado, utilizando como padrão termômetro<sup>15</sup> com curva de calibração levantado com termômetro rastreado, resolução de 0,05°C, incerteza de 0,1°C.

A Figura A.1 a seguir apresenta uma típica curva de calibração, com ajuste de polinomial de quarta ordem.

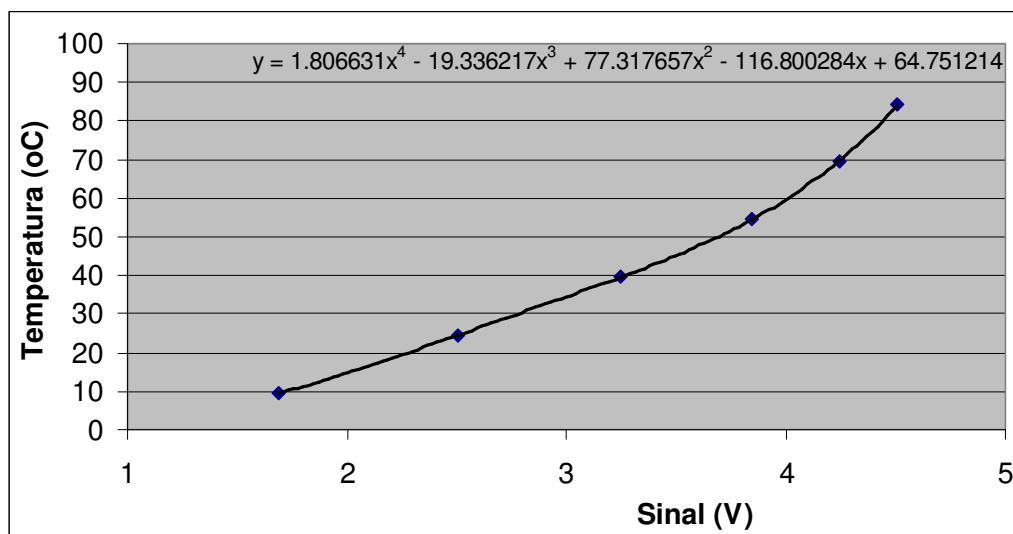


Figura A.1. Curva típica de calibração .

A faixa de medição do sensor é de 0 a 90°C, resolução de 0,1°C, incerteza de 0,2°C, com intervalo de confiança de 95%, portanto  $\delta T_i = 0,2^\circ\text{C}$ .

Porém como apresentado no item 5.6, a temperatura ambiente da sala  $T_{amb}$  onde os testes foram realizados foi controlada com variações  $\pm 1^\circ\text{C}$  durante os testes. Neste caso  $\delta T_{amb}$  foi considerado  $\pm 1^\circ\text{C}$ .

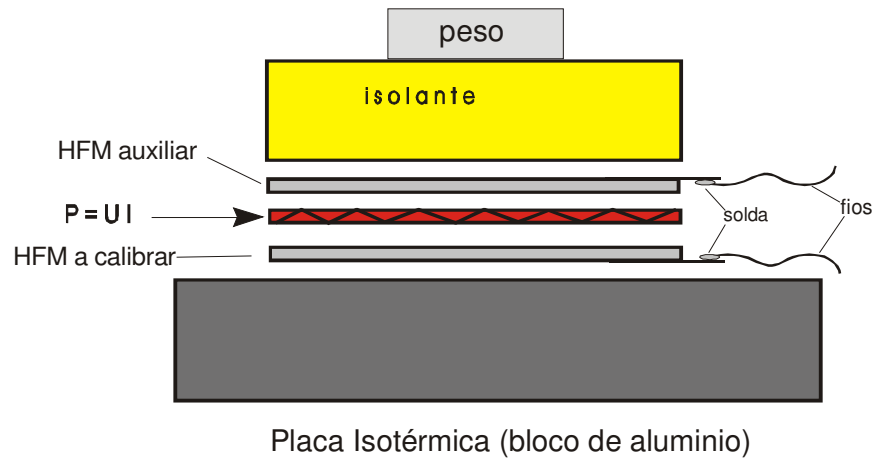
### A.2. ERRO DAS MEDIÇÕES FLUXO DE CALOR

A calibração dos transdutores de calor realizada individualmente<sup>16</sup> através do método por fluxímetro auxiliar, conforme apresentado na Figura A.2 abaixo.

<sup>14</sup> Fornecidos e calibrados pela empresa Climax – Tecnologia e Inovação.

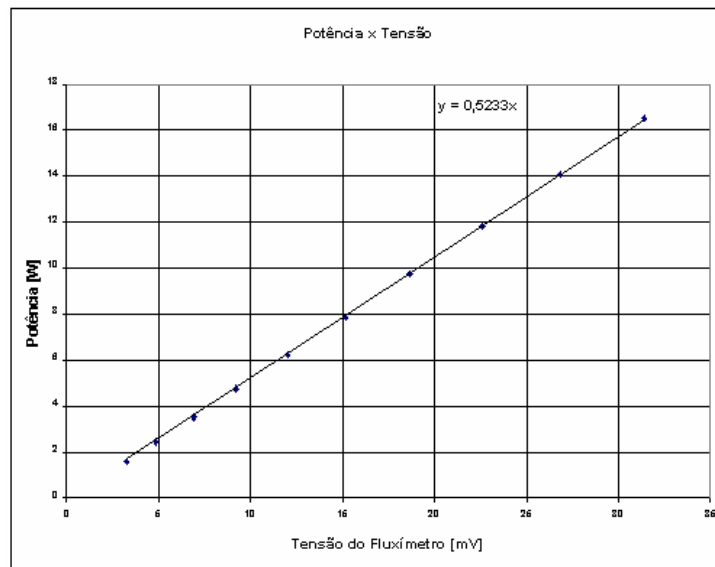
<sup>15</sup> Termômetro de marca Instrutherm.

<sup>16</sup> Transdutores de calor fornecidos e calibrados pela empresa Climax – Tecnologia e Inovação,



**Figura A.2 – Método de calibração dos fluxímetros**

A Figura A.3 a seguir mostra uma curva típica de calibração. Nota-se que a resposta é linear, o que permite a utilização de um polinômio de grau 1, apresentados na Tabela A.1.



**Figura A.3 Curva típica de calibração**

**Tabela A.1. Constantes de calibração dos fluxímetros**

HFM	c (W/m <sup>2</sup> )/microV
1	0.314368
2	0.143157
3	0.146402
4	0.115441
5	0.175692
6	0.13948
7	0.232285
8	0.225727

A incerteza de calibração foi estimada em 3%.

### A.3. CÁLCULO DA INCERTEZA DA RESISTÊNCIA TÉRMICA GLOBAL

Segundo processo de análise de erros, como proposto por Holman (2000), a incerteza de uma grandeza que é função de outras grandezas pode ser definida como a média geométrica ponderada pela derivada parcial da função em relação às variáveis de erro associadas, conforme apresentado na equação A.1 a seguir, já considerando a aplicação da equação 5.1 de definição de resistência térmica global do assento:

$$\delta R_a'' = \sqrt{\left(\frac{\partial R_a''}{\partial T_i} \cdot \delta T_i\right)^2 + \left(\frac{\partial R_a''}{\partial T_{amb}} \cdot \delta T_{amb}\right)^2 + \left(\frac{\partial R_a''}{\partial Q_i} \cdot \delta Q_i\right)^2} \quad \text{A.1}$$

onde o símbolo  $\delta$  representa o erro absoluto da grandeza que o sucede.

A partir do cálculo das derivadas parciais apresentadas e incluindo as incertezas das medidas de temperatura e fluxo de calor apresentados nos itens A.1 e A.2 deste anexo, chegamos à seguinte equação:

$$\delta R_a'' = \sqrt{\frac{1,04}{(Q_i'')^2} + 0,0009 \left(\frac{(T_p - T_{amb})}{(Q_i'')}\right)^2} \quad \text{A.2}$$

Esta, portanto, é a equação utilizada no cálculo da incerteza  $\delta R_a''$   $R_a''$  para cada uma das condições testadas.

### A.4. ERRO DAS MEDIÇÕES DE PRESSÃO

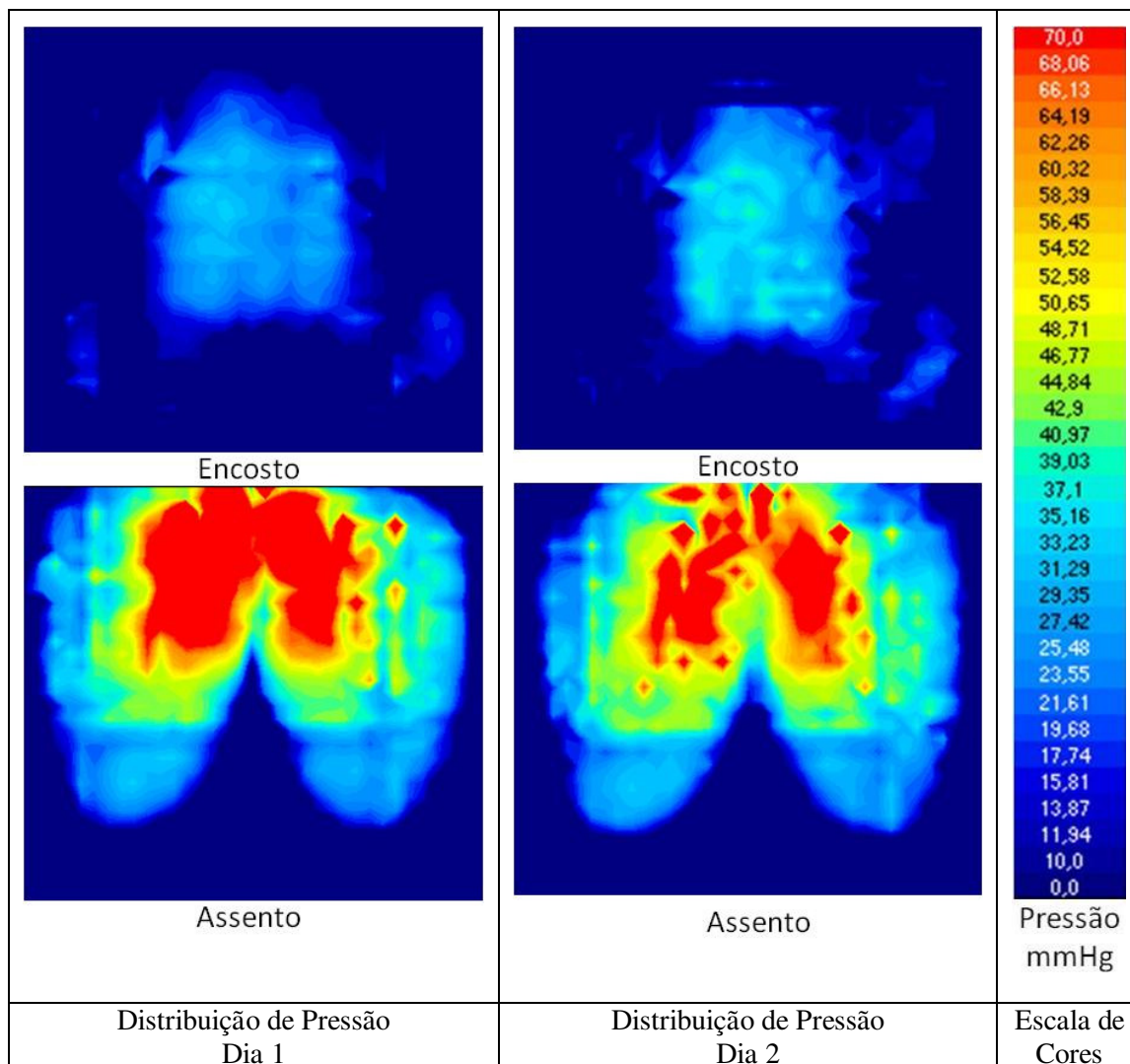
A malha dos sensores de pressão<sup>17</sup> apresenta erro de 10% de sua leitura, conforme informação do fabricante. Porém outros fatores podem influenciar na variação da medição de pressão tais como:

- posicionamento da malha no assento: observou-se que em função da flexibilidade e deformação da malha, o procedimento de posicionamento da malha descrito no capítulo 5 ainda permitiu sua movimentação em volta das coordenadas do sensor em questão, ou seja, da dimensão característica de cada sensor na malha de 1,27cm;
- variações no encosto: observou-se que pequenas variações da pressão do passageiro no encosto alteram a distribuição no assento dado que há variação na distribuição do seu peso corpóreo.

<sup>17</sup> Malha de sensores de pressão fornecida e calibrada pela empresa XSensor Technology Corporation.

Para que uma avaliação completa destes erros pudesse ser realizada, foram feitas duas medições de distribuição de pressão com o passageiro modelo nas mesmas condições de temperatura da sala, posicionamento no assento e vestimentas, conforme procedimentos apresentados no capítulo 5.

Os resultados destas avaliações são apresentados sob a forma gráfica nas imagens da Figura A.4.



**Figura A.4. Comparação entre distribuições de pressão**

# Livros Grátis

( <http://www.livrosgratis.com.br> )

Milhares de Livros para Download:

[Baixar livros de Administração](#)

[Baixar livros de Agronomia](#)

[Baixar livros de Arquitetura](#)

[Baixar livros de Artes](#)

[Baixar livros de Astronomia](#)

[Baixar livros de Biologia Geral](#)

[Baixar livros de Ciência da Computação](#)

[Baixar livros de Ciência da Informação](#)

[Baixar livros de Ciência Política](#)

[Baixar livros de Ciências da Saúde](#)

[Baixar livros de Comunicação](#)

[Baixar livros do Conselho Nacional de Educação - CNE](#)

[Baixar livros de Defesa civil](#)

[Baixar livros de Direito](#)

[Baixar livros de Direitos humanos](#)

[Baixar livros de Economia](#)

[Baixar livros de Economia Doméstica](#)

[Baixar livros de Educação](#)

[Baixar livros de Educação - Trânsito](#)

[Baixar livros de Educação Física](#)

[Baixar livros de Engenharia Aeroespacial](#)

[Baixar livros de Farmácia](#)

[Baixar livros de Filosofia](#)

[Baixar livros de Física](#)

[Baixar livros de Geociências](#)

[Baixar livros de Geografia](#)

[Baixar livros de História](#)

[Baixar livros de Línguas](#)

[Baixar livros de Literatura](#)  
[Baixar livros de Literatura de Cordel](#)  
[Baixar livros de Literatura Infantil](#)  
[Baixar livros de Matemática](#)  
[Baixar livros de Medicina](#)  
[Baixar livros de Medicina Veterinária](#)  
[Baixar livros de Meio Ambiente](#)  
[Baixar livros de Meteorologia](#)  
[Baixar Monografias e TCC](#)  
[Baixar livros Multidisciplinar](#)  
[Baixar livros de Música](#)  
[Baixar livros de Psicologia](#)  
[Baixar livros de Química](#)  
[Baixar livros de Saúde Coletiva](#)  
[Baixar livros de Serviço Social](#)  
[Baixar livros de Sociologia](#)  
[Baixar livros de Teologia](#)  
[Baixar livros de Trabalho](#)  
[Baixar livros de Turismo](#)