

MODELAGEM, SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE CONDIÇÕES AMBIENTAIS DE CABINE EM AUTOMÓVEL CLIMATIZADO: ESTUDO EM VEÍCULO COM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO COM CONTROLES INDIVIDUAIS DE TEMPERATURA

Fábio Glaser

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

glaser.fabio@googlemail.com

Resumo. No presente trabalho foi realizada a modelagem, simulação e análise de condições ambientais de cabine em veículo automotivo climatizado equipado com um sistema de climatização com controles individuais de temperatura. Inicialmente foi feita a modelagem matemática do ambiente térmico em um automóvel climatizado, com controle de temperatura individual, considerando três zonas em seu interior: zona do motorista, zona do passageiro e zona do banco traseiro. Nessa etapa, todos os fatores que contribuem substancialmente para as trocas de calor do veículo com o ambiente externo foram determinados e calculados. A partir do modelo matemático, foram realizadas duas séries de simulações. A primeira, visando a validação deste modelo, e a segunda, objetivando descobrir como as temperaturas no interior do veículo se comportam, quando este está exposto a variadas condições ambientais e configurações no equipamento de condicionamento de ar e de ventilação. Em seguida foi feita a análise das condições ambientais de cabine em cada uma das zonas. Ao final, foi possível concluir, sob quais condições automóveis com sistemas de climatização, com controle de temperatura individual para duas ou três zonas, apresentam desempenho melhor para os seus ocupantes, quando comparados com veículos dotados de sistemas de climatização sem controle por zona.

Palavras chave: ar condicionado, automóveis, conforto veicular, modelagem, simulação.

1. Introdução

Motivado pela possibilidade de sistemas de ar condicionado com controle de temperatura individual poderem não prover o conforto térmico prometido, o objetivo do presente trabalho é comparar as condições ambientais de cabine de um veículo equipado com um sistema de ar condicionado com ajuste de temperatura individual, com o mesmo veículo equipado com um sistema de ar condicionado sem ajuste de temperatura individual. Desta forma será possível concluir se um sistema de condicionamento de ar personalizado é efetivamente capaz de prover maior conforto térmico para os ocupantes do veículo.

Para se alcançar tal objetivo sem realizar medições, é necessário que se tenha em mãos um modelo matemático confiável e flexível, para que seja possível comparar os dois sistemas de condicionamento de ar em diversas condições ambientais.

Sendo assim, este trabalho foi dividido em três etapas distintas: modelagem matemática das trocas de calor às quais o interior do veículo automotivo está submetido, simulação do modelo e análise das condições ambientais de cabine no automóvel.

2. Modelagem Matemática

Esta seção contempla a definição das condições de contorno, a adoção de hipóteses simplificadoras, o cálculo de cada uma das parcelas que cooperam substancialmente na troca de calor do interior do veículo com o seu ambiente circunvizinho, assim como o desenvolvimento de um modelo matemático específico para a troca de calor entre as zonas internas do veículo.

2.1. Condições de Contorno e Parâmetros

As condições de contorno e parâmetros adotados neste trabalho foram determinadas arbitrariamente, e são:

- Marca e modelo do veículo: Corsa Hatch de cor preta (absortividade térmica, $\alpha = 0,9$), 2002, da General Motors;
- Velocidade do veículo: Constante, igual a 100 km/h;
- Sistema de ar condicionado: Ligado em modo de renovação de ar.
- Presença de ocupantes: Não foi considerada em nenhuma simulação.

2.2. Hipóteses Simplificadoras

Com o objetivo de simplificar os cálculos para a obtenção do modelo matemática, sem comprometer a qualidade dos resultados a serem obtidos, decidiu-se adotar as seguintes hipóteses no desenvolvimento deste trabalho:

- Com exceção do calor retirado pelo ar condicionado, as formas de trocas de calor consideradas no modelo, foram:
 - Entre as superfícies externas do veículo, o compartimento do motor e o ar circunvizinho ao carro, por convecção;
 - Entre as superfícies externas e internas do veículo, por condução;

- Entre as superfícies internas do veículo e o ar, por convecção;
- Entre o interior do veículo e o sol, por radiação solar direta;
- Por infiltração de ar pelas frestas das portas e vidros do veículo;
- Entre cada uma das zonas, por condução.
- O modelo geométrico da cabine do veículo foi simplificado a um conjunto de superfícies planas, conforme aponta a (Fig. 1);
- O modelo 3D foi dividido em três zonas físicas, conforme mostra a (Fig. 2), e em cada uma das zonas a temperatura é considerada uniforme e igual em todos os pontos;
- Sempre que for necessário utilizar alguma constante relativa ao ar, como viscosidade ou condutividade térmica, adotou-se o valor referente ao ar a 300 K;

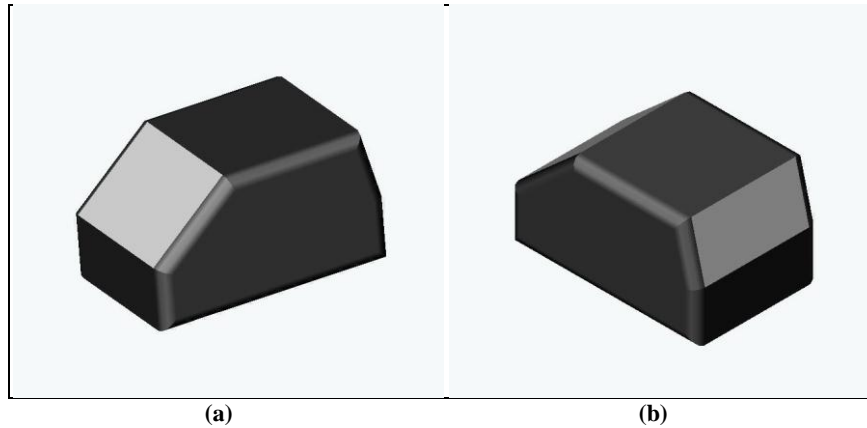


Figura 1 – Vista 3D (a) frontal/ lateral e (b) traseira/lateral do modelo geométrico adotado.

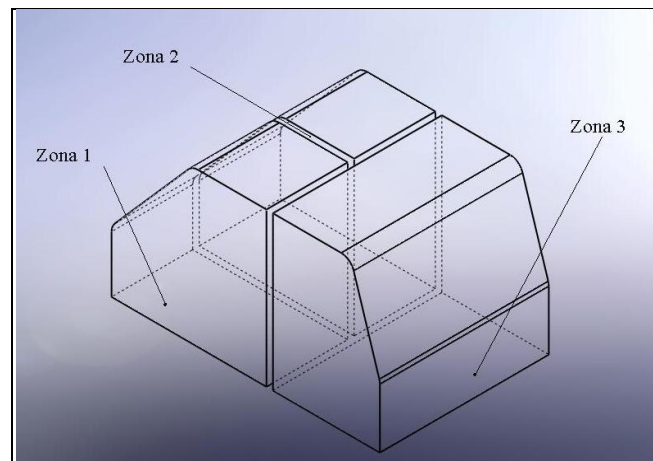


Figura 2 - Modelo 3D com divisão em "zonas" térmicas.

2.3. Trocas de Calor

Nesta seção, foram obtidas por meio de cálculos, relações empíricas e resultados experimentais, cada uma das parcelas que contribuem substancialmente na troca de calor com o meio circunvizinho ao interior do veículo. A (Fig. 3) apresenta, de modo didático, cada uma destas parcelas.

Assim, a equação geral das trocas de calor para cada uma das zonas foi obtida:

$$\dot{Q}_{zi} = \dot{Q}_{convzi} + \dot{Q}_{radzi} + \dot{Q}_{infzi} + \dot{Q}_{zji} - \dot{Q}_{zik} - \dot{Q}_{arzi} \quad (1)$$

onde, \dot{Q}_{zi} é o fluxo de calor total na zona i , \dot{Q}_{convzi} é o fluxo de calor devido à condução e à convecção na zona i , \dot{Q}_{radzi} é o fluxo de calor devido à radiação na zona i , \dot{Q}_{infzi} é o fluxo de calor devido à infiltração na zona i , \dot{Q}_{zji} e \dot{Q}_{zik} são as trocas de calor da zona i com as outras duas zonas (j e k) e \dot{Q}_{arzi} é o fluxo de calor devido ao ar condicionado, todos em W .

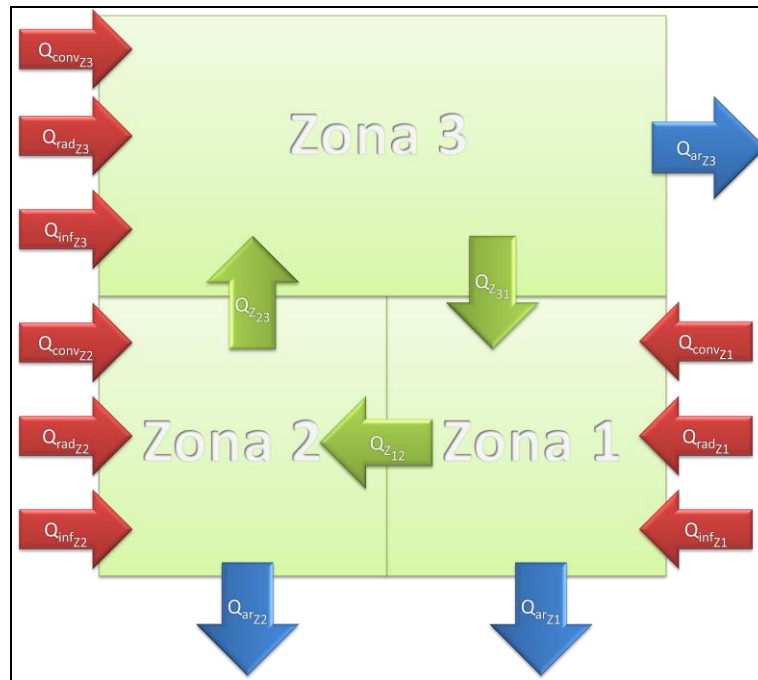


Figura 3 - Diagrama de fluxos de calor no modelo.

2.3.1. Radiação

Considerando-se a radiação difusa do céu como componente da radiação direta incidente, o fluxo de calor por radiação é dado por:

$$\dot{Q}_{rad} = A_V * \tau_D * I_D * \cos(\emptyset) \quad (2)$$

onde A_V é área envidraçada (m^2), τ_D é transmissividade dos vidros (adimensional), I_D é a incidência solar direta, em W/m^2 , e \emptyset , o ângulo que o vidro faz com o teto do veículo, em graus.

Supondo que o sol esteja incidindo verticalmente sobre o veículo, pôde-se desprezar a parcela da radiação sobre os vidros laterais, visto que formam um ângulo aproximadamente reto com o teto do veículo. Conhecendo as dimensões e as características do veículo, obtivemos:

$$\dot{Q}_{rad_{z1}} = \dot{Q}_{rad_{z2}} = 0,24 * I_D \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{rad_{z3}} = 0,12 * I_D \quad (4)$$

2.3.2. Infiltração

De acordo com Stancato (1992), para um automóvel com o sistema de ventilação ligado em modo de renovação de ar, a diferença de pressão entre o interior e o exterior do veículo é desprezível. Sendo assim, podemos considerar:

$$\dot{Q}_{inf} = 0 W \quad (5)$$

2.3.3 Convecção

Inicialmente, foi encontrado o coeficiente de película do ar externo ao veículo, h_e , em $W/(m^2K)$. A determinação desta variável depende de relações empíricas encontradas na literatura, que, por sua vez, dependem do número de Reynolds do escoamento em cada uma das superfícies e também do número de Prandtl.

Estes adimensionais, entretanto, além de depender das características do escoamento, dependem também de duas características do ar: a viscosidade cinemática e difusividade térmica. Segundo apresentado em Incropera (2003), para ar a 300K, temos:

$$\nu = 1,684 * 10^{-5} \frac{m^2}{s} \quad (6)$$

$$\alpha = 22,5 * 10^{-6} \frac{m^2}{s} \quad (7)$$

Assim:

$$Re_L = \frac{vL}{\nu} = \frac{\frac{100}{3,6}}{1,684 \cdot 10^{-5}} L = 1,748 * 10^6 * L \quad (8)$$

$$Pr = \frac{v}{\alpha} = \frac{1,684 \cdot 10^{-5}}{22,5 \cdot 10^{-6}} = 0,748 \quad (9)$$

A (Tabela 1) apresenta os números de Reynolds¹ do escoamento em cada uma das superfícies.

Tabela 1 - Números de Reynolds do escoamento em cada superfície.

Superfície	Comprimento L [m]	Re _L [10 ⁶]
Teto	1,40	2,31
Vidro Traseiro	0,50	0,82
Traseira	0,80	1,32
Assoalho	2,20	3,63
Painel Frontal	0,75	1,24
Para-Brisas	0,75	1,24
Vidros Laterais	1,50	2,47
Portas	2,00	3,30

Para estes valores, pôde-se determinar os valores de h_e por meio da correlação² (Incropera, 2003):

$$\overline{Nu}_L = \frac{\bar{h}L}{k} = (0,037(Re_L)^{0,8} - 871)Pr^{\frac{1}{3}} \quad (10)$$

Considerando que as propriedades do ar permanecem constantes, mesmo com alterações sensíveis em sua temperatura, obtivemos, para uma temperatura de 300 K (Tab. 2):

Tabela 2 - Coeficientes de película para k=0,02624 W/(m°C).

Superfície	Re _L [10 ⁶]	h _e [W/(m ² K)]
Teto	2,31	62,8
Vidro Traseiro	0,82	53,8
Traseira	1,32	60,8
Assoalho	3,63	61,5
Painel Frontal	1,24	60,2
Para-Brisas	1,24	60,2
Vidros Laterais	2,47	62,7
Portas	3,30	61,9

Feito isto, pôde-se associar uma resistência térmica a cada superfície do carro. Supondo que a superfície tenha *j* camadas e que entre duas camadas em contato há apenas troca de calor por condução, tem-se:

$$R_t = \frac{1}{h_i} + \sum \frac{e_j}{k_j} \quad (11)$$

onde *R_t* é a resistência térmica total de cada superfície, em (m²K)/W, *h_i* é o coeficiente de película do ar interno do veículo, em W/(m²K), *e_j* é a espessura de cada camada, em m, e *k_j* é condutividade térmica de cada camada, em W/(mK).

¹ Todas as vezes em que for necessário admitir um comprimento característico, adotar-se-á o vento soprando na direção paralela ao sentido “frente-traseira” do veículo.

² Correlação válida para escoamentos turbulentos e Pr > 0,7.

No cálculo da resistência térmica de cada superfície, utilizou-se a abordagem e os valores numéricos utilizados por Santos (2005).

O teto é composto de:

- uma chapa de aço com 1 mm de espessura;
- uma camada de ar de 30 mm; e
- um forro de material de fibras prensadas de 4 mm de espessura.

As portas são compostas de:

- uma chapa de aço com 1 mm de espessura;
- uma camada de ar de 150 mm; e
- um painel de acabamento de polipropileno com 3 mm de espessura.

A traseira é composta de:

- uma chapa de aço com 1 mm de espessura;
- uma camada de ar de 60 mm; e
- um acabamento interno de polipropileno de 3 mm de espessura.

O assoalho é composto de:

- uma chapa de aço de 2 mm de espessura; e
- um acabamento interno de carpete com 10 mm de espessura.

O painel frontal contém:

- um isolante externo com 6 mm de espessura;
- uma chapa de aço de 1 mm de espessura; e
- um acabamento interno de carpete com 10 mm de espessura.

Considerando que o ar dentro do veículo permanecesse quase parado (convecção natural), adotou-se $h_i = 8 \frac{W}{m^2K}$. Assim, finalmente foi possível determinar o valor das resistências associadas a cada superfície, conforme a (Tabela 3).

Tabela 3 - Espessuras e condutividades térmicas de cada componente, e resistência térmica total de cada superfície.

Superfície	e_1 [m]	e_2 [m]	e_3 [m]	k_1 [W/(mK)]	k_2 [W/(mK)]	k_3 [W/(mK)]	R_t [(m ² K)/W]
Teto	0,001	0,030	0,004	59,900	0,028	0,053	1,27
Vidro Traseiro	0,006	-	-	1,400	-	-	0,13
Traseira	0,001	0,060	0,003	59,900	0,028	0,230	2,28
Assoalho	0,001	0,010	-	59,900	0,053	-	0,31
Painel Frontal	0,006	0,001	0,010	0,053	59,900	0,053	0,43
Para-Brisas	0,006	-	-	0,250	-	-	0,15
Vidros Laterais	0,006	-	-	1,400	-	-	0,13
Portas	0,001	0,150	0,003	59,900	0,028	0,230	5,50

As temperaturas dessas superfícies, com exceção do motor (painel frontal), dependem da radiação solar, logo:

$$T_{sup} = T_{ext} + \frac{\alpha * I_D}{h_e} \quad (12)$$

onde T_{sup} , é a temperatura externa da superfície, K, T_{ext} , é a temperatura do ar externo ao veículo, em K, e α é a absorvidade térmica da superfície, adimensional – que vale 0,9 nas superfícies opacas – e, segundo Incropera (2003), pode ser desprezado nos vidros.

Pela analogia entre sistemas elétricos e térmicos, pôde-se dizer que o fluxo de calor em cada superfície do carro é:

$$\dot{Q} = \frac{A_S * \Delta T}{R_t} \quad (13)$$

onde A_S é a área de cada superfície, em m², e R_t é a resistência térmica, em (m²K)/W. E, para cada superfície:

$$\Delta T = T_{sup} - T_Z \quad (14)$$

Substituindo os valores obtidos finalmente obtivemos a equação geral para o fluxo de calor por convecção em cada uma das zonas. Para as zonas 1 e 2:

$$\dot{Q}_{conv Zi} = 9,46 * T_{ext} + 1,46 * T_{motor} + 0,050 * I_D - 10,92 * T_{Zi} \quad (15)$$

E para a zona 3:

$$\dot{Q}_{conv Z3} = 14,72 * T_{ext} + 0,106 * I_D - 14,72 * T_{Z3} \quad (16)$$

2.3.4. Entre as zonas

Como não há uma barreira física delimitando as zonas, não foi possível determinar, analiticamente, o fluxo de calor entre elas. Assim, foi necessário adotar uma solução empírica para este problema. Para desenvolver esta solução, supôs-se, entretanto, que existe uma barreira física entre as zonas. Assim, entre as zonas 1 e 2, o fluxo de calor é dado por:

$$\dot{Q}_{Z12} = A_{Z12} \frac{T_{Z1} - T_{Z2}}{R_{Z12}} \quad (17)$$

Conhecendo, por meio das dimensões e geometria do modelo 3D, o valor de A_{Z12} ($0,52m^2$), e supondo uma diferença de temperaturas entre as zonas de $10^\circ C$, pôde-se determinar o valor da resistência R_{Z12} , supondo, arbitrariamente, que este sistema leve 10 segundos para chegar ao equilíbrio.

Assim, determinou-se, por tentativa e erro, o valor de R_{Z12} .

$$R_{Z12} = 0,002 \frac{W}{m^2K} \quad (18)$$

Foram obtidos então, para os fluxos de calor entre as zonas, as seguintes relações:

$$\dot{Q}_{Z12} = A_{Z12} \frac{T_{Z1} - T_{Z2}}{R_{Z12}} = \frac{0,52}{0,002} (T_{Z1} - T_{Z2}) = 260(T_{Z1} - T_{Z2}) \quad (19)$$

$$\dot{Q}_{Z23} = A_{Z23} \frac{T_{Z2} - T_{Z3}}{R_{Z32}} = \frac{0,86}{0,002} (T_{Z2} - T_{Z3}) = 430(T_{Z2} - T_{Z3}) \quad (20)$$

$$\dot{Q}_{Z31} = A_{Z31} \frac{T_{Z3} - T_{Z1}}{R_{Z31}} = \frac{0,86}{0,002} (T_{Z3} - T_{Z1}) = 430(T_{Z3} - T_{Z1}) \quad (21)$$

2.3.5. Ar-condicionado

Supondo que o ar condicionado funcione em modo de renovação, a mesma vazão de ar que é insuflada pelo sistema de ventilação, também deve ser retirada do veículo, para que não haja aumento de pressão em seu interior. Sendo assim, foi considerado que cada uma das zonas tem seu próprio sistema de renovação de ar. Portanto:

$$\dot{Q}_{ar Zi} = \dot{m}_{ar Zi} * c_p * (T_{Zi} - T_{arc Zi}) \quad (22)$$

2.3.6. Soma das Parcelas Calculadas

Encontradas todas as parcelas das trocas térmicas consideradas, somaram-se as para a obtenção da equação que rege o modelo matemático. Conhecendo os valores de $V_{ar Zi}$, adotando $\rho_{ar} = 1,1614 \frac{kg}{m^3}$ e $c_v = 715,94 \frac{J}{kgK}$, e substituindo as equações Eq. (3), Eq. (4), Eq. (5), Eq. (15), Eq. (16), Eq. (19), Eq. (20), Eq. (21), e Eq. (22) na Eq. (1), finalmente obtivemos a forma final das equações que regem o modelo matemático:

$$\dot{T}_{Z1} = \frac{1}{1,1614 * 0,85 * 1000} \{ 9,46 * T_{ext} + 1,46 * T_{motor} + 0,290 * I_D - (700,92 + \dot{m}_{ar Z1} * 1000) T_{Z1} + 260 * T_{Z2} + 430 * T_{Z3} + \dot{m}_{ar Z1} * 1000 * T_{arc Z1} \} \quad (27)$$

$$\dot{T}_{Z2} = \frac{1}{1,1614 * 0,85 * 715,94} \{ 9,46 * T_{ext} + 1,46 * T_{motor} + 0,290 * I_D + 260 * T_{Z1} - (700,92 + \dot{m}_{ar Z2} * 1000) T_{Z2} + 430 * T_{Z3} + \dot{m}_{ar Z2} * 1000 * T_{arc Z2} \} \quad (28)$$

$$\dot{T}_{Z3} = \frac{1}{1,1614 * 0,85 * 715,94} \{ 14,72 * T_{ext} + 0,226 * I_D + 430 * T_{Z1} + 430 * T_{Z2} - (874,72 + \dot{m}_{ar Z3} * 1000) T_{Z3} + \dot{m}_{ar Z3} * 1000 * T_{arc Z3} \} \quad (29)$$

4. Simulações Preliminares

4.1. Introdução

Nesta seção, o objetivo foi realizar uma série de simulações visando validar o modelo matemático desenvolvido. Para que tal validação pudesse ser feita, foi necessário avaliar as respostas do sistema inicialmente para excitações de

baixa complexidade, para as quais se conheça de antemão a natureza da resposta esperada. Nesta seção, os resultados obtidos foram comparados também com resultados registrados na literatura.

Devido à limitação de espaço neste artigo técnico, não foi possível apresentar todas as respostas obtidas durante o desenvolvimento deste trabalho. Sendo assim, encontram-se aqui apenas os resultados mais significativos.

4.2. Ar condicionado e ventilação desligados

Aqui, o sistema foi simulado com as seguintes condições de contorno:

- Ar condicionado e ventilação desligados ($\dot{m}_{ar_{z1}} = \dot{m}_{ar_{z2}} = \dot{m}_{ar_{z3}} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- $T_{motor} = 80^\circ\text{C}$;
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{z1} = T_{z2} = T_{z3} = 23^\circ\text{C}$;
- $I_D = 1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$;
- $T_{ext} = 28^\circ\text{C}$;

O modelo apontou uma temperatura de estabilização de 54°C (em todas as zonas), que foi atingida em cerca de 5 minutos.

4.3. Comparação com outros resultados

Em seu trabalho, Gomes (2005), realizou seis medições diferentes, comparando os resultados obtidos com o uso de manequins em três automóveis expostos a duas condições ambientais cada um. Neste trabalho, os resultados obtidos pelo modelo matemático foram comparados aos resultados de Gomes (2005) para entradas semelhantes. Novamente, devido ao limite espacial aqui, esta seção não será aprofundada.

4.4. Conclusões Preliminares

Com base nos resultados obtidos e posterior análise, pôde-se afirmar que o modelo matemático desenvolvido apresentou resultados plausíveis, tanto qualitativamente, quanto quantitativamente. Sendo assim, concluiu-se que o processo de desenvolvimento e aprimoramento das hipóteses e das equações matemáticas não precisa ser revisto.

Foi, portanto, possível, deste ponto em diante, desenvolver simulações mais complexas e ricas, e, desta forma, finalmente poder avaliar qualitativamente, em que condições um automóvel equipado com um sistema de ar condicionado com zonas térmicas se torna vantajoso, quando comparado com um automóvel sem este equipamento.

5. Simulações Conclusivas

5.1. Metodologia

Assim como no capítulo anterior, as simulações foram divididas em três diferentes condições ambientais externas básicas:

- Dia típico de verão ($T_{ext} = 28^\circ\text{C}$ e $\bar{I}_D = 900 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$);
- Dia encoberto ($T_{ext} = 20^\circ\text{C}$ e $\bar{I}_D = 500 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$);
- Noite fria ($T_{ext} = 12^\circ\text{C}$ e $\bar{I}_D = 25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$);

Além disso, cada uma destas condições foi simulada com oito cenários diferentes:

- Cenário I: Ar condicionado e ventilação desligados (considerado o cenário padrão, ou cenário referência para os outros cenários);
- Cenário II: Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 (simulando um veículo sem ar condicionado, e sem ventilação na zona 3, como é o caso da maior parte dos automóveis populares);
- Cenário III: idêntico ao anterior, mas com ventilação ligada também na zona 3 (servindo de comparação com a Cenário II, para posterior avaliação da diferença que uma ventilação na zona 3 eventualmente possa fazer);
- Cenário IV: Ar condicionado e ventilação ligados nas zonas 1 e 2 (simulando um veículo equipado com ar condicionado comum);
- Cenário V: idêntico ao anterior, mas com ar condicionado e ventilação também ligados na zona 3 (servindo de comparação com a Cenário IV, para posterior avaliação da diferença que o condicionamento do ar na zona 3 eventualmente possa fazer);
- Cenário VI: ar condicionado e ventilação ligados apenas na zona 1;
- Cenário VII: idêntico ao anterior, com a adição de ventilação ligada na zona 2;

- Cenário VIII: idêntico à Cenário VI, com a adição de ventilação ligada na zona 3;

Entretanto, para que os resultados das simulações fossem ainda mais complexos, supôs-se, que as variáveis T_{ext} , I_D e T_{motor} variem ao longo do tempo. Desta maneira foi possível avaliar a velocidade de resposta do sistema de maneira mais acurada.

É importante observar que, segundo apresentado em Gomes (2005), as melhores temperaturas do ar para quem está dirigindo um automóvel vestido “normalmente” se situam entre 18,5 e 21,5 °C, sendo assim, sempre que as simulações visaram o conforto térmico, temperaturas nesta faixa foram objetivadas.

Devido à limitação de espaço neste artigo técnico, não foi possível, assim como na seção anterior, apresentar todas as respostas obtidas durante o desenvolvimento deste trabalho. Sendo assim, encontram-se aqui apenas os resultados mais significativos.

5.2. Dia Típico de Verão - Cenário VI

- Ventilação ligada na zona 1 ($\dot{m}_{arZ1} = 0,105 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada nas zonas 2 e 3 ($\dot{m}_{arZ2} = \dot{m}_{arZ3} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado na zona 1 ($T_{arcZ1} = 8,5 \text{ } ^\circ\text{C}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{Z1} = T_{Z2} = T_{Z3} = 23^\circ\text{C}$;

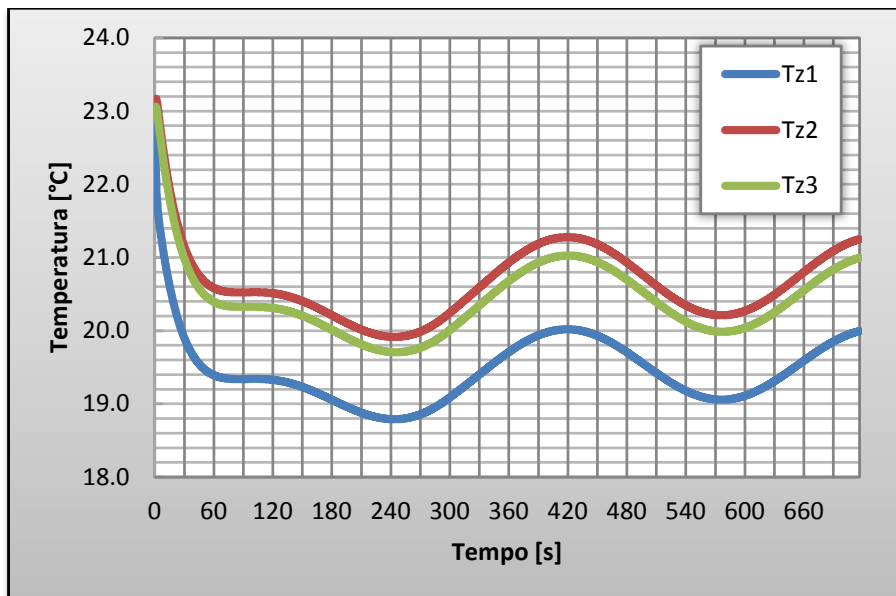


Figura 5 – Resultado da simulação em um dia típico de verão no Cenário VI.

5.3. Dia Típico de Verão - Cenário VII

- Ventilação ligada nas zonas 1 e 2 ($\dot{m}_{arZ1} = \dot{m}_{arZ2} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 3 ($\dot{m}_{arZ3} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado na zona 1 ($T_{arcZ1} = 8,5 \text{ } ^\circ\text{C}$);
- Renovação de ar ligado na zona 2 ($T_{arcZ2} = T_{ext}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{Z1} = T_{Z2} = T_{Z3} = 23^\circ\text{C}$;

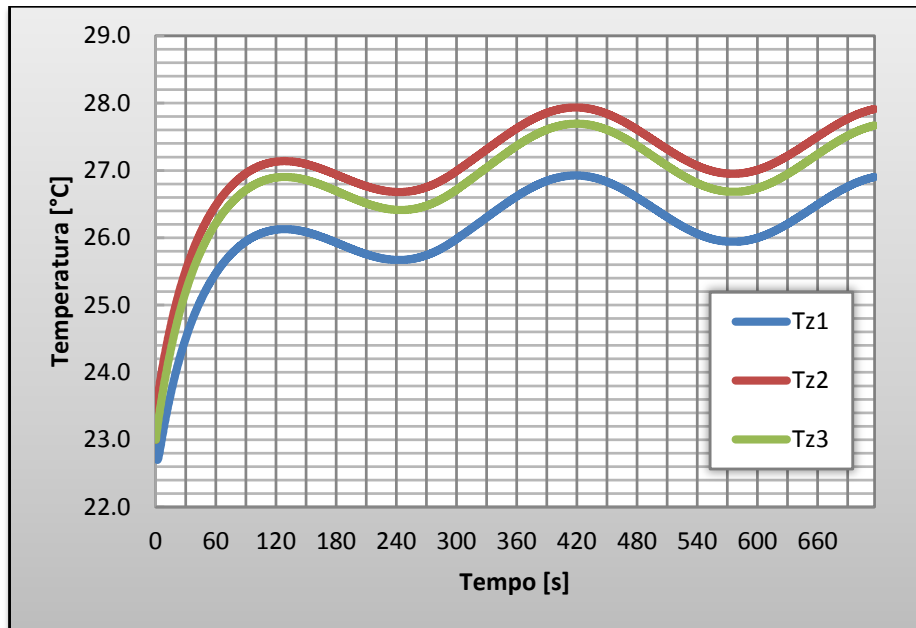


Figura 6 – Resultado da simulação em um dia típico de verão no Cenário VII.

5.4. Dia Típico de Verão - Cenário VIII

- Ventilação ligada nas zonas 1 e 3 ($\dot{m}_{arZ1} = \dot{m}_{arZ3} = 0,0525 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Ventilação desligada na zona 2 ($\dot{m}_{arZ2} = 0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$);
- Sistema de ar condicionado ligado na zona 1 ($T_{arcZ1} = 8,5 \text{ } ^\circ\text{C}$);
- Renovação de ar ligado na zona 3 ($T_{arcZ3} = T_{ext}$);
- Intervalo de integração, $dt = 0,25\text{s}$;
- Temperatura inicial das zonas, $T_{Z1} = T_{Z2} = T_{Z3} = 23^\circ\text{C}$;

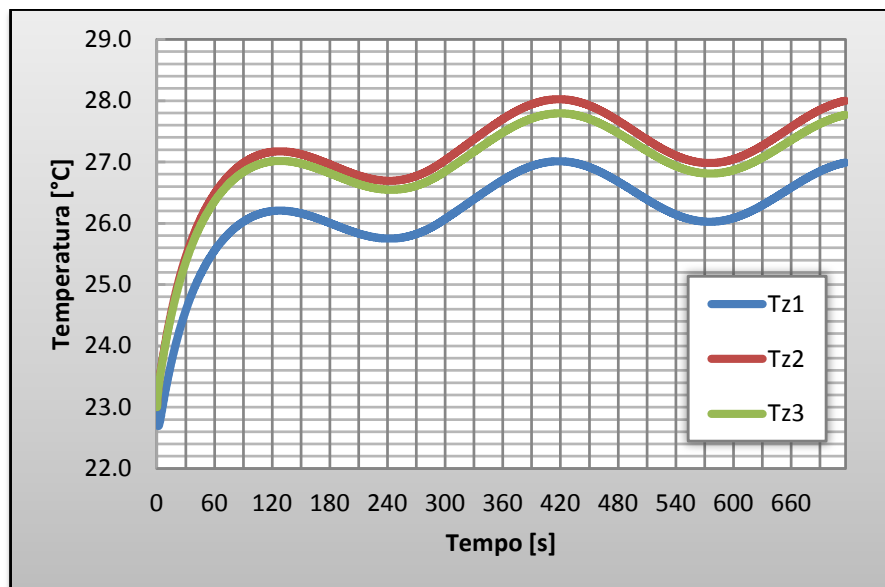


Figura 7 – Resultado da simulação em um dia típico de verão no Cenário VIII.

6. Conclusões

O desenvolvimento do presente trabalho permitiu verificar, inicialmente, que, apesar da adoção de um número razoável de hipóteses simplificadoras, é possível desenvolver um modelo matemático baseado em equações fundamentais e relações empíricas fornecidas pela literatura que apresente resultados satisfatórios.

Em relação aos resultados obtidos, foi possível concluir, que é praticamente nula a diferença que um sistema de distribuição de ar na zona 3 faz, quando apenas ar externo é insuflado para o interior do veículo. Vale ressaltar, contudo,

que a presença de uma saída de ar que é direcionada aos passageiros do banco traseiro, pode causar uma maior sensação de conforto térmico.

Além disso, concluiu-se que, sob as condições simuladas, o insuflamento de ar condicionado com temperaturas diferentes apresenta melhores resultados, especialmente em condições ambientais externas quentes, apesar de se mostrar eficaz também em condições de temperaturas relativamente mais baixas.

Deve-se, entretanto, ressaltar, que o fato de haver controle individual de temperatura de insuflamento de ar no automóvel não significa que o sistema se adapte a configurações extremamente flexíveis, como, por exemplo, uma diferença de 5 °C entre a zona 1 e a zona 2. Os gráficos apontam que, no mais otimista dos cenários, é possível que se alcance diferenças de temperatura de pouco mais de 1 °C entre duas diferentes regiões do veículo, mas não mais do que isso.

Sob esta ótica, pode-se afirmar que a existência de controle de temperatura individual no equipamento de ar condicionado em um automóvel com três zonas, realmente pode prover um conforto térmico superior aos passageiros, comparado ao caso da inexistência deste equipamento no veículo. Contudo, não se pode afirmar definitivamente, se a relação custo-benefício desta tecnologia é suficientemente favorável, cabendo ao comprador do veículo tomar tal decisão.

7. Referências

Incropera, F. P.; Dewitt, D. P., 2003, “Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa”, 5 ed., LTC, Rio de Janeiro, Brasil, 698 p.

Santos, E. O., 2005, “Dimensionamento e avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo” Trabalho de Conclusão de curso – Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva, Escola Politécnica da USP, São Paulo, Brasil, 147p.

Stancato, F., 1992, “Fontes térmicas em cabinas de veículos, sua avaliação e efeitos no ambiente interior” – Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da USP, São Paulo, Brasil, 255p.

Itao, D. C., 2005, “Estudo de um sistema alternativo de ar condicionado automotivo baseado na aplicação de tubos de vórtice utilizando o conceito de regeneração energética” – Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da USP, São Paulo, Brasil, 114p.

Gomes, A. B., 2005, “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, 54p.

<http://phoenix.about.com/od/car/a/summercar.htm>, acessado em 08/06/2009.

http://www.parenthood.com/article-topics/summer_car_safety.html, acessado em 05/10/2009.

Modeling, simulation and analysis of ambient cabin conditions in an acclimatized automobile: study in a vehicle with an air conditioning system with individual temperature control.

Fábio Glaser

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

glaser.fabio@gmail.com

Abstract. *In this work, a thermal model of an acclimatized automotive vehicle has been developed and, later on, simulated and used to evaluate the environmental conditions inside the car equipped with an air conditioning system with individual temperature control. In the beginning, the mathematical modeling of the thermal environment in an acclimatized automobile, equipped with individual temperature control for each of this three zones: the driver's zone, the passenger's zone and the back seat zone, is presented. In this stage, all factors which substantially cooperate in the thermal balance between the vehicle and the exterior environment have been determined and calculated. Based on the mathematical model, two series of simulations were made. The first one, aiming the validation of the model, and the second one, in order to find out how the temperatures in the inside of the vehicle react to different environmental conditions and air conditioning and ventilation setups. After this, the cockpit environmental analysis in each one of the zones was made. In the end, it was to conclude under which circumstances automobiles with air conditioning systems equipped with individual temperature control for two or three zones have a more satisfying performance for its occupants, when compared to vehicles with no individual temperature control in their air conditioning systems.*

Keywords: *air conditioning, automobile, vehicular comfort, modeling, simulation.*