

**WALLACE HESSLER LEAL TURCIO**

**ESTRATÉGIAS DE CONTROLE  
PARA SISTEMA DE  
CONDICIONAMENTO DE AR EM  
AERONAVES DE PASSAGEIROS**

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. Alberto Hernandez Neto

**São Paulo**  
**2003**

Aos meus pais José e Maria José  
e aos meus irmãos Karina e Alex,  
pelo amor e incentivo constantes

## AGRADECIMENTOS

Ao amigo e orientador Prof. Dr. Alberto Hernandez Neto pela orientação, dedicação e incentivo contínuos.

Aos amigos Oswaldo e Guilherme pelas orientações, discussões, incentivos, e momentos de descontrações.

Ao amigo Marcelo pela parceria durante o curso das disciplinas.

Aos amigos Landi e Márcio, pela paciência, compreensão e apoio.

Ao meu irmão pelas discussões inteligentes, mágicas e repletas de poesia e por sempre me ensinar a ser uma pessoa melhor.

À minha irmã pelo exemplo de competência e perseverança.

Aos meus pais por minha educação e formação e por sempre acreditarem e incentivarem esse projeto.

À minha família, em especial, às minhas tias Vanir e Maria e ao meu primo Evandro pelo apoio tão importante dado no início de minha vida acadêmica.

À Escola Politécnica e seus professores pela minha formação.

À EMBRAER Empresa Brasileira de Aeronáutica S.A. por permitir a realização desse projeto.

## RESUMO

Durante um vôo de cruzeiro, as condições de condicionamento de ar em uma cabine de aeronave de passageiros diferem das encontradas em uma edificação comercial. A umidade relativa, a temperatura radiante média e a densidade do ar de cabine são mais baixas. A umidade relativa está entre 15 e 20 %, a temperatura radiante média é mais baixa do que a temperatura do ar de cabine e a densidade do ar é menor do que  $1,18 \text{ kg/m}^3$ . Esses três fatores afetam o equilíbrio térmico entre os ocupantes e o meio que os envolve, acarretando uma preferência por temperaturas do ar de cabine diferentes daquelas preferidas por ocupantes de ambientes prediais.

Neste trabalho, duas metodologias de controle do sistema de ar condicionado foram utilizadas. Na primeira, o sistema de ar condicionado é controlado por meio do índice voto médio estimado (“Predicted Mean Vote” - PMV) de modo que o efeitos da temperatura do ar da cabine, da umidade relativa e da temperatura radiante média fossem considerados. Na segunda, o controle baseia-se na temperatura de cabine como parâmetro de realimentação. O projeto dos controladores foi realizado utilizando-se técnicas de controle clássico, também foram utilizados pré-compensadores para melhorar a performance de controle. Os controladores e pré-compensadores obtidos pelas duas metodologias foram utilizados na simulação das plantas linear e não linear.

Nas simulações foi considerado um vôo composto pelo seguinte perfil: taxiamento de 5 minutos, decolagem e subida do nível do mar até 10668 m (35000 pés) realizados em 20 minutos, vôo de cruzeiro de 1 hora e 30 minutos, descida e pouso realizados em 20 minutos e taxiamento de 5 minutos.

Os resultados obtidos mostraram que a consideração dos efeitos de baixa umidade relativa, temperatura radiante média e densidade de ar na determinação do PMV e a realimentação deste sinal no sistema de controle permite melhorar as condições de conforto térmico, mantendo as condições ambientais da cabine de modo que os passageiros estejam próximos da neutralidade térmica, mesmo com sistema de controle atuando apenas na temperatura de cabine.

## ABSTRACT

During cruise flight, aircraft cabin environmental conditions are different from that found in a building. The relative humidity, mean radiant temperature and air density are lower than that found in a building environment. The relative humidity is around 15 to 20 %, the mean radiant temperature is lower than air temperature and the air density is lower than  $1,18 \text{ kg/m}^3$ . The combination of these three factors requires different air temperature settings, compared to the ones usually applied in building environments.

In this research, a comparison of two environmental control systems was considered. The first one was based on controlling the air conditioning system using the predicted mean vote (PMV) index as feedback signal, where the effects of air temperature, relative humidity, and mean radiant temperature were considered. The second used the cabin temperature as a feedback signal to the system. The controller design was made using classic control techniques, pre-compensators were used in order to obtain a better performance. The controllers and pre-compensators obtained by both methodologies were used in the simulation of a linear and a non-linear plants.

For the simulation, a mock flight composed of a 5 minute taxi, 20 minute climb from sea level to 35000 ft, a cruise flight of one hour and 30 minutes, a 20 minute descent and a 5 minute taxi to the gate was considered.

The results showed that the consideration of the effects of low relative humidity, low mean radiant temperature and low air density in the calculation of the PMV index and using this signal as feedback to the control system guarantee better thermal comfort conditions, close to thermal neutrality, in spite of the control system is actuating only in cabin temperature.

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
1.1	BASE DE DADOS EXPERIMENTAIS .....	2
1.2	CONDIÇÕES AMBIENTAIS EM UMA CABINE DE PASSAGEIROS .....	3
1.3	SISTEMA DE CONTROLE AMBIENTAL DE UMA AERONAVE DE PASSAGEIROS	4
1.3.1	<i>Sistema Pneumático</i> .....	5
1.3.2	<i>Sistema de condicionamento de ar</i> .....	7
1.3.3	<i>Sistema de Distribuição de Ar</i> .....	9
1.3.4	<i>Sistema de Controle de Temperatura</i> .....	10
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>12</b>
2.1	CONDIÇÕES AMBIENTAIS E SISTEMAS DE CONDICIONAMENTO DE CABINES DE AERONAVES .....	12
2.2	MODELAGEM MATEMÁTICA .....	27
2.3	CONTROLE DO VOTO MÉDIO ESTIMADO (PMV) .....	29
<b>3</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>40</b>
3.1	CONFORTO TÉRMICO .....	40
3.1.1	<i>Avaliação de um Ambiente Térmico</i> .....	44
3.1.2	<i>Desconforto Térmico Local</i> .....	56
3.1.2.1	Assimetria de radiação .....	56
3.1.2.2	Correntes de ar .....	57
3.1.2.3	Diferença vertical de temperatura .....	58
3.1.2.4	Pisos “Frios” e “Quentes” .....	59
3.1.3	<i>Avaliação de Conforto Térmico em uma Cabine de Aeronave</i> .....	59
3.1.3.1	Efeito da diminuição da umidade relativa .....	61
3.1.3.2	Efeito da diminuição da temperatura radiante média .....	62
3.1.3.3	Efeito da diminuição da densidade do ar da cabine .....	63
3.1.3.4	Efeito combinado: baixa umidade relativa, baixa temperatura radiante média e baixa densidade .....	64

<b>4</b>	<b>MODELAGEM MATEMÁTICA .....</b>	<b>65</b>
4.1	MODELAGEM DA CABINE .....	65
4.2	MODELAGEM DA ESTRUTURA DA CABINE.....	68
4.2.1	<i>Temperatura da superfície externa durante operação em solo .....</i>	<i>70</i>
4.2.2	<i>Temperatura da superfície externa durante operação em vôo .....</i>	<i>71</i>
4.3	MODELAGEM DOS ASSENTOS .....	72
4.4	MODELAGEM DA RECIRCULAÇÃO DE AR .....	72
4.4.1	<i>Balanço de energia e definição da temperatura de insuflamento na cabine .....</i>	<i>72</i>
4.4.2	<i>Balanço de massa e definição da umidade absoluta do fluxo insuflado na cabine .....</i>	<i>75</i>
4.5	MODELAGEM DO BALANÇO DE MASSA PARA AVALIAÇÃO DA UMIDADE ABSOLUTA NA CABINE .....	76
4.6	MODELO DE CONFORTO TÉRMICO .....	81
4.7	MODELO DO SISTEMA DE CONDICIONAMENTO DE AR .....	82
4.7.1	<i>Modelo da Válvula de Duas Vias.....</i>	<i>82</i>
4.7.2	<i>Modelo do sistema ar condicionado (trocadores de calor e turbina) .....</i>	<i>83</i>
4.8	DIAGRAMA DE BLOCOS E FUNÇÕES DE TRANSFERÊNCIA .....	84
4.9	MODELO NÃO LINEAR .....	84
<b>5</b>	<b>VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DO MODELO DE CABINE .....</b>	<b>88</b>
<b>6</b>	<b>APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....</b>	<b>92</b>
6.1	AVALIAÇÃO PARA VESTIMENTAS EQUIVALENTES A 0,6 CLO .....	93
6.2	AVALIAÇÃO PARA VESTIMENTAS EQUIVALENTE A 0,75 CLO .....	96
6.3	AVALIAÇÃO PARA VESTIMENTAS EQUIVALENTES A 0,85 CLO .....	97
6.4	AVALIAÇÃO PARA VESTIMENTAS EQUIVALENTES A 1,0 CLO .....	98
6.5	AVALIAÇÃO DA ALTERAÇÃO DA TEMPERATURA DE REFERÊNCIA PARA COMPENSAR A MAIOR PERDA DE CALOR POR EVAPORAÇÃO E RADIAÇÃO. 100	

<b>7</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>102</b>
<b>8</b>	<b>COMENTÁRIOS FINAIS .....</b>	<b>103</b>
<b>9</b>	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	<b>104</b>

**Apêndice I - Avaliação da inércia térmica da fuselagem**

**Apêndice II - Projeto do controlador**

**Apêndice III - Programa de simulação – Matlab - Simulação do voo**

**Apêndice IV - Programa de simulação – Matlab - Validação do modelo de cabine**

**Apêndice V - Programa de simulação – Simulink**

**(Modelo linear - Diagrama de blocos e funções de transferência)**

**Apêndice VI - Programa de simulação - Simulink**

**(Modelo não linear – Simulação controlando a temperatura de cabine e o PMV)**

**Apêndice VII - Programa de simulação – Simulink**

**(Modelo não linear – Validação do modelo de cabine)**



## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Diagrama esquemático do sistema pneumático (“bleed”).	6
Figura 1.2	Diagrama esquemático do sistema de ar condicionado (“pack”).	8
Figura 1.3	Diagrama esquemático de distribuição de ar.	9
Figura 1.4	Diagrama esquemático do sistema de controle.	10
Figura 1.5	Diagrama esquemático do sistema de controle simplificado.	11
Figura 2.1	Perfis de concentração de CO <sub>2</sub> , umidade relativa e temperatura do ar ao longo do voo 6/27 (Airbus 320).	16
Figura 2.2	Perfis de concentração de CO <sub>2</sub> , umidade relativa e temperatura do ar ao longo do voo 6/30B (DC-9).	18
Figura 2.3	Perfis de concentração de CO <sub>2</sub> , umidade relativa e temperatura do ar ao longo do voo 7/10 (Boeing 767).	19
Figura 2.4	Perfis de concentração de CO <sub>2</sub> , umidade relativa e temperatura do ar ao longo do voo 7/23 (Airbus 340).	20
Figura 2.5	Perfil de PMV para dia ensolarado.	30
Figura 2.6	Perfil de temperatura ambiente para dia ensolarado.	31
Figura 2.7	Perfil de PMV para dia nublado.	32
Figura 2.8	Perfil de temperatura ambiente para dia nublado.	32
Figura 2.9	Resposta do controlador fuzzy para sinais de referência fixos.	34
Figura 2.10	Resposta do controlador fuzzy considerando a preferência dos usuários.	34
Figura 2.11	PMV para três estratégias de controle durante o inverno.	35
Figura 2.12	PMV para três estratégias de controle durante o verão.	36
Figura 2.13	Temperatura para um período de 20 períodos de acionamento.	37
Figura 2.14	PMV para um período de 20 períodos de acionamento.	37
Figura 2.15	Temperatura para um período de 50 períodos de acionamento.	38
Figura 2.16	PMV para um período de 50 períodos de acionamento.	38
Figura 3.1	Modelo cilíndrico da interação térmica: corpo humano - meio envolvente.	42

Figura 3.2	PPD em função do PMV .....	53
Figura 3.3	Porcentagem de insatisfeitos em função da diferença vertical de temperatura. ....	58
Figura 3.4	Efeito da diminuição da umidade relativa. ....	61
Figura 3.5	Efeito da diminuição da temperatura radiante média. ....	62
Figura 3.6	Efeito da redução da pressão de cabine. ....	63
Figura 3.7	Efeito combinado: baixa umidade relativa, baixa temperatura radiante média e baixa densidade .....	64
Figura 4.1	Cabine de comando e de passageiros.....	65
Figura 4.2	Modelo Térmico da Cabine. ....	66
Figura 4.3	Volume de controle para a estrutura da cabine.....	69
Figura 4.4	Recirculação de Ar. ....	73
Figura 4.5	Balanço de massa: ar e vapor d'água.....	77
Figura 5.1	Pontos de medição de temperatura durante o teste.....	89
Figura 5.2	Temperatura de cabine medida e simulada.....	90
Figura 5.3	Temperatura da estrutura da cabine e mobília (valores simulados)	90
Figura 6.1	Temperatura de cabine - isolamento 0,6 clo.....	93
Figura 6.2	Voto médio estimado (PMV) - isolamento 0,6 clo.....	93
Figura 6.3	Temperaturas internas – isolamento 0,6 clo .....	94
Figura 6.4	Temperatura da mobília (assentos) – isolamento 0,6 clo .....	95
Figura 6.5	Umidade relativa na cabine – isolamento 0,6 clo .....	95
Figura 6.6	Temperatura de cabine - isolamento 0,75 clo.....	96
Figura 6.7	Voto médio estimado (PMV) - isolamento 0,75 clo.....	96
Figura 6.8	Temperatura de cabine - isolamento 0,85 clo.....	97
Figura 6.9	Voto médio estimado (PMV) - isolamento 0,85 clo.....	98
Figura 6.10	Temperatura de cabine - isolamento 1,0 clo.....	99
Figura 6.11	Voto médio estimado (PMV) - isolamento 1,0 clo.....	99
Figura 6.12	Temperatura de cabine - isolamento 0,6 clo.....	100
Figura 6.13	Voto médio estimado (PMV) - isolamento 0,6 clo.....	101

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Temperatura de cabine antes do vôo .....	13
Tabela 2.2	Temperatura de cabine durante o do vôo .....	14
Tabela 2.3	Parâmetros ambientais avaliados em vôos da aeronave Airbus 320 .....	15
Tabela 2.4	Parâmetros ambientais avaliados em vôo da aeronave DC-9 .....	17
Tabela 2.5	Parâmetros ambientais avaliados em vôos da aeronave Boeing 767 .....	19
Tabela 2.6	Parâmetros ambientais avaliados em vôo da aeronave Airbus 340	20
Tabela 2.7	PMV para vestimenta de 0,5 clo (Airbus 320).....	21
Tabela 2.8	PMV para vestimenta de 1,0 clo (Airbus 320).....	22
Tabela 3.1	Índices de sensação térmica .....	45
Tabela 3.2	Constante para cálculo da temperatura operativa.....	54
Tabela 3.3	Voto médio estimado - PMV (ISO 7730, 1994) (MET=1,0) e umidade relativa do ar de 50%.....	55
Tabela 3.4	Vestimentas típicas.....	60
Tabela 4.1	Quantidade de água na saída do separador de água .....	76
Tabela 4.2	Geração de vapor d'água por passageiro.....	78

## **LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS**

APU	Auxiliary Power Unit
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigeration and Airconditioning Engineers
HEPA	High Efficiency Particulate Air
IAT	Índice de Atividade Térmica
ISO	International Organization for Standardization
PD	Persons Dissatisfied
PMV	Predicted Mean Vote
PPD	Percentage of Persons Dissatisfied
SAE	Society of Automotive Engineers
SD	Standard Deviation

## 1 INTRODUÇÃO

Este trabalho é composto por uma introdução e pelos capítulos de revisão bibliográfica, fundamentação teórica, modelagem matemática, verificação e validação do modelo, apresentação e discussão dos resultados, conclusão, bibliografia e apêndices I a VII.

A introdução apresenta a estrutura do trabalho explicando os assuntos tratados em cada capítulo bem como a metodologia de trabalho e também introduz o tema de pesquisa tratado.

Na revisão bibliográfica são analisados trabalhos sobre condições ambientais e sistemas de condicionamento de ar para cabines de aeronaves apresentando resultados de pesquisas para verificação dos fatores de insatisfação dos passageiros e comissários de bordo. São apresentados valores típicos para parâmetros que caracterizam as condições ambientais de uma cabine de aeronave e também valores medidos em vários vôos comerciais para vários modelos de aeronaves. Neste capítulo são discutidos também os resultados obtidos por outros trabalhos através da utilização do voto médio estimado ("Predicted Mean Vote" - PMV) como parâmetro de realimentação do sistema de controle ambiental. Por fim, são analisados dois trabalhos sobre modelagem de cabine de aeronaves.

No capítulo de fundamentação teórica é exposto o conceito de conforto térmico, onde é feita uma breve avaliação do sistema termoregulador humano e é descrito o balanço térmico do corpo humano e as equações de conforto. Uma breve apresentação do conceito de desconforto térmico local é feita e finalmente são discutidos e apresentados dados de análise da influência da diminuição da umidade relativa, temperatura radiante média e densidade do ar.

No capítulo de modelagem matemática são apresentados os modelos linear e não linear da cabine, fuselagem, mobília, recirculação e modelo do balanço de massa de vapor. São apresentadas planilhas resumindo as características das plantas linear e não linear bem como os digramas de blocos de ambas.

No capítulo de validação do modelo é descrito o modelo não linear utilizado, que é semelhante ao usado nas simulações em vôo, sendo realizadas algumas modificações na metodologia de cálculo da temperatura superficial externa. Neste capítulo também é realizada uma comparação entre a curva da temperatura de cabine medida durante um ensaio de desenvolvimento realizado em uma aeronave protótipo e a obtida por simulação.

No capítulo de apresentação e discussão dos resultados é apresentado o perfil do vôo simulado e são simulados vôos considerando valores de isolamento térmico da vestimenta dos passageiros entre 0,6 e 1,0 clo.

No capítulo de conclusão são discutidos os resultados obtidos. Pode-se ressaltar que a consideração dos efeitos de baixa umidade relativa, temperatura radiante média e densidade de ar na determinação do voto médio estimado (“Predicted Mean Vote” – PMV) e a realimentação deste sinal no sistema de controle permite melhorar as condições de conforto térmico, mesmo com sistema de controle atuando apenas na temperatura de cabine. É discutida também a influência da vestimenta dos passageiros nos resultados.

No apêndice I é apresentada uma avaliação da inércia térmica da fuselagem da aeronave enquanto no apêndice II é feita uma breve discussão sobre o projeto dos controladores. No apêndice II são mostradas as respostas a um degrau para as plantas lineares e os resultados obtidos utilizando os controladores e pré-compensadores projetados para plantas lineares quando controlando plantas não lineares antes e após os ajustes realizados para adequá-los à plantas não lineares. Nos apêndices III a VII são apresentados os programas utilizados na validação do modelo da cabine e na simulação dos modelos do sistema de controle, de condicionamento de ar e da cabine.

## **1.1 Base de dados experimentais**

Para efeito de comparação e validação dos modelos, foram levantadas informações de uma aeronave de passageiros para vôos de curta duração, tais como: perfil de vôo, número de passageiros, carga térmica, volume de cabine e capacidade das máquinas de ar condicionado. Para este trabalho o objeto de estudo foi uma aeronave fabricada pela

Embraer Empresa Brasileira de Aeronáutica S.A. Deve-se ressaltar que este modelo empresta apenas as características principais, uma vez que, sem prejudicar a qualidade do trabalho, são adotadas diversas simplificações para atingir-se um modelo passível de simulação e com resultados satisfatórios quando comparados com os dados experimentais.

A adoção de uma aeronave para vôos de curta duração baseia-se inicialmente na disponibilidade de informações para definir o problema e na característica dinâmica da operação da mesma favorecendo e justificando uma avaliação em regime transitório do sistema de controle, de condicionamento de ar e da cabine de passageiros.

## **1.2 Condições ambientais em uma cabine de passageiros**

Durante um vôo de cruzeiro, as condições ambientais de uma cabine de aeronave de passageiros diferem daquelas de um ambiente predial. A umidade relativa, a temperatura radiante média e a densidade do ar de cabine são mais baixas do que naqueles ambientes.

No início de um vôo, ainda com aeronave em baixa altitude, as condições ambientais de uma cabine de aeronave são próximas daquelas encontradas em um ambiente predial. Durante vôos de cruzeiro, a umidade relativa está entre 15 e 20 %, a temperatura radiante média é mais baixa do que a temperatura do ar de cabine e a densidade do ar é menor do que  $1,18 \text{ kg/m}^3$ .

Umidades relativas mais baixas levam a uma maior evaporação e perda de calor, contribuindo para que temperaturas mais elevadas sejam desejadas para que se atinja o equilíbrio térmico. Temperaturas radiante média baixas apresentam como consequência o aumento da perda de calor por radiação entre o corpo humano e o meio também contribuindo para que temperaturas mais elevadas sejam desejadas. Temperaturas radiante média mais elevadas causam o efeito contrário. Densidades do ar mais baixas têm como consequência uma redução do calor trocado por convecção.

O efeito desses três fatores acarreta a preferência por temperaturas do ar de cabine diferentes daquelas preferidas por ocupantes de ambientes prediais. É considerado que

as vestimentas, a atividade desenvolvida e a velocidade do ar nos dois casos sejam iguais.

Existem outros fatores que diferem os dois tipos de ambientes, por exemplo, o fato de cabines de aeronaves serem ambientes confinados e com elevada ocupação, mas esses fatores não são analisados nesse trabalho.

Em uma aeronave para vôos regionais, o ambiente a ser condicionado é composto de um cockpit (cabine de comando) e a cabine de passageiros.

### **1.3 Sistema de Controle Ambiental de uma Aeronave de Passageiros**

O sistema de controle ambiental de uma aeronave de passageiros é composto pelo sistema pneumático (“bleed”) pelas máquinas de ar condicionado (“packs”) pelo sistema de distribuição de ar e pelo sistema de controle de temperatura. O sistema de controle ambiental tem interfaces com os sistemas de anti-gelo, de pressurização de cabine e de oxigênio. Neste trabalho esses três sistemas não serão estudados, apenas brevemente apresentados.

O sistema de anti-gelo, em condições de vôo que possibilitariam a formação de gelo na fuselagem da aeronave, em especial, nas asas e superfícies de controle, atua impedindo a formação do gelo utilizando ar em altas temperaturas sangrado do sistema pneumático. As condições de formação de gelo são aquelas em que o ambiente contém umidade e a temperatura ambiente é baixa. A formação de gelo além de aumentar o arrasto e aumentar o consumo de combustível implica em sérios riscos de acidentes uma vez que possibilita o travamento das superfícies de controle e a perda de controle da aeronave.

O sistema de pressurização de cabine, por meio da avaliação da pressão interna da cabine e controlando a abertura das válvulas que regulam a vazão de ar na saída da cabine, regula a pressão interna da cabine de acordo com a altitude da aeronave garantindo condições confortáveis para os passageiros.

O sistema de oxigênio é um sistema de emergência que atua em caso de depressurização da cabine fornecendo oxigênio aos passageiros e tripulantes.



### 1.3.1 Sistema Pneumático

O sistema pneumático é responsável pela sangria de ar dos motores e pelo pré-condicionamento, regulação de temperatura e de pressão. O ar é sangrado dos motores ou por meio da porta de alta pressão ou da porta de baixa pressão. Nas condições de vôo em que a pressão e a temperatura do ar da porta de baixa pressão são suficientes para alimentar as máquinas de ar condicionado e o sistema de anti-gelo, o ar é extraído desta porta minimizando o consumo de energia. Essas condições são tipicamente atingidas quando os motores estão em rotação elevada. Nas condições de vôo em que estas condições não são atingidas, um sinal é enviado pelo sensor de pressão à válvula de sangria do estágio de alta pressão que é aberta e o ar é sangrado da porta de alta pressão.

Na seqüência o ar sangrado terá sua temperatura controlada pelo pré-resfriador (“precooler”), passando pela válvula de corte e sendo fornecido ao sistema de anti-gelo das asas e estabilizadores, para as máquinas de ar condicionado e para o sistema de geração de vácuo para as válvulas reguladoras de pressão de cabine.

O sistema pneumático possui interface ainda com a unidade de potência auxiliar (“auxiliary power unit” – APU) que durante operação em solo pode alimentar o sistema pneumático permitindo a partida dos motores e alimentação das máquinas de ar condicionado se desejado.

O sistema pneumático possui ainda uma conexão para partida dos motores utilizando uma unidade auxiliar de solo.

Uma característica do sistema pneumático é permitir a alimentação cruzada entre os motores e as máquinas de ar condicionado, por exemplo, na falha de um dos motores, um único motor pode alimentar as duas máquinas e mesmo o ar sangrado de um dos motores pode ser utilizado para dar partida no segundo motor em solo ou em vôo.

A Fig. 1.1 apresenta um diagrama esquemático do sistema pneumático. Deve-se ressaltar que está sendo representada a parte responsável pela sangria de ar do motor esquerdo e alimentação da máquina de ar condicionado instalada no lado esquerdo da aeronave.

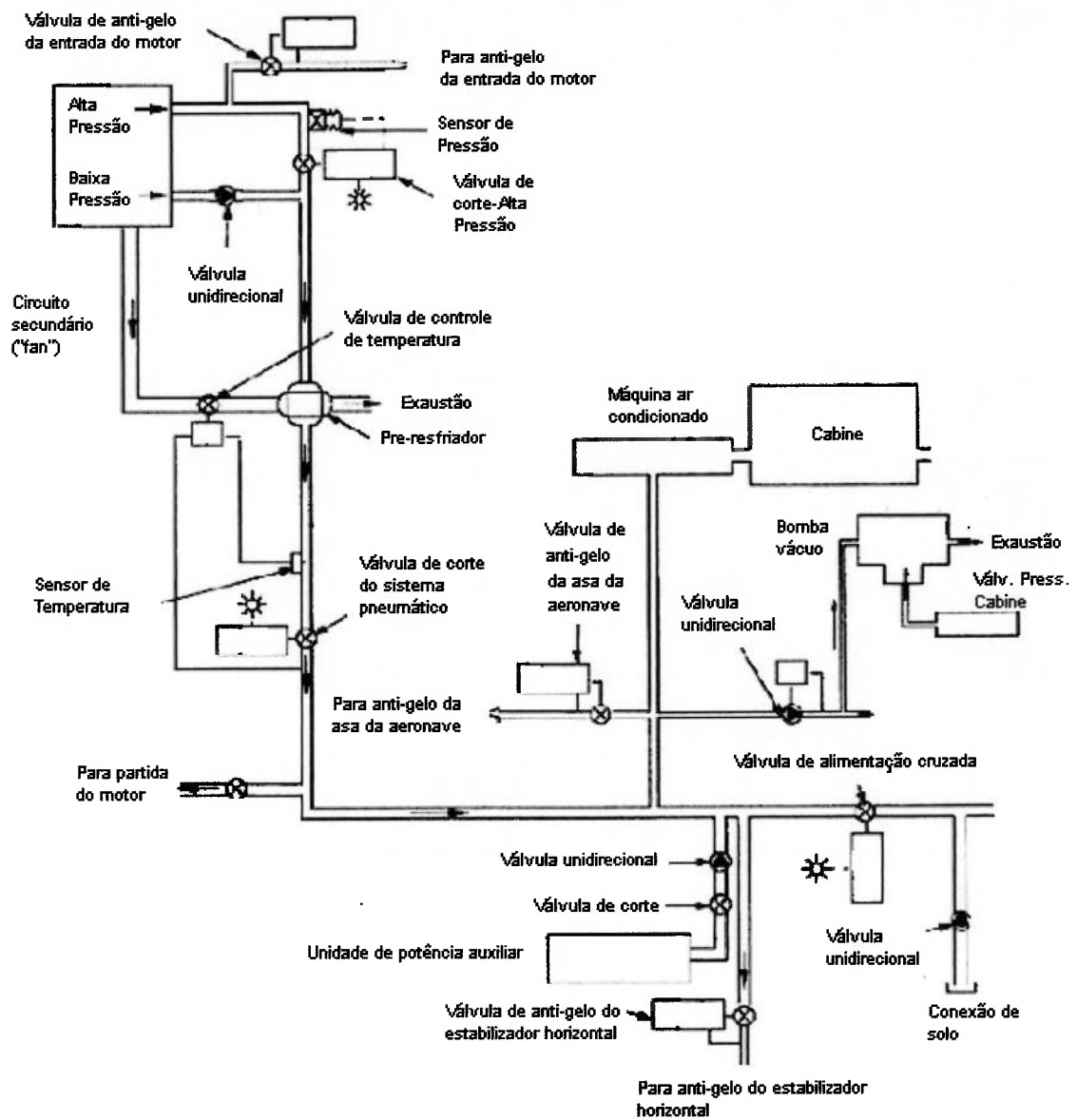


Figura 1.1 Diagrama esquemático do sistema pneumático ("bleed").

### 1.3.2 Sistema de condicionamento de ar

Uma aeronave de passageiros para vôos regionais possui geralmente 2 sistemas de condicionamento de ar, um dedicado ao condicionamento da cabine de passageiros e o outro ao condicionamento da cabine de comando e de passageiros. São sistemas de ciclo a ar compostos por uma válvula de duas vias que equilibra a vazão pelo lado “quente” e “frio”, por um trocador de calor primário, um compressor, um trocador de calor secundário, um ventilador, um condensador, um separador de água, uma turbina e um misturador.

Antes de entrar no sistema de ar condicionado, o ar sangrado dos motores e pré-condicionado pelo sistema pneumático passa na seqüência por uma válvula reguladora de pressão (“pack valve”). Parte do ar é direcionado pela máquina e parte é insuflada na saída da máquina, no misturador, onde ocorre a mistura do ar da saída da máquina, do ar desviado e do ar recirculado da cabine. O ar que segue pelo sistema passa inicialmente pelo trocador de calor primário onde troca calor com o ar captado do ambiente. Posteriormente o ar segue pelo compressor tendo a pressão e a temperatura aumentadas. Na seqüência troca calor novamente com o ar do ambiente no trocador de calor secundário e passa pelo condensador onde troca calor com o ar a baixa temperatura da saída da turbina do sistema de ar condicionado, onde parte da água é condensada e posteriormente retirada no separador de água, o ar é então expandido na turbina e misturado com o ar de alta temperatura desviado do sistema e com o ar recirculado e é insuflado na cabine. Para operações em solo, o ar ambiente é captado utilizando-se um ventilador, para operações em vôo, o ventilador é auxiliado o ar é captado devido a à velocidade do vôo. O trabalho gerado pela turbina da máquina de ar condicionado é utilizado no compressor e ventilador.

Em caso de falha do sistema de ar condicionado, existe o sistema de ventilação de emergência, que utiliza ar de impacto.

Para operação em solo existe ainda uma conexão de ventilação auxiliar que permite que a cabine seja condicionada mesmo com os motores, sistema pneumático e sistema de ar condicionado desligados, utilizando as facilidades do aeroporto.

A Fig. 1.2 apresenta um diagrama esquemático de um sistema de ar condicionado.

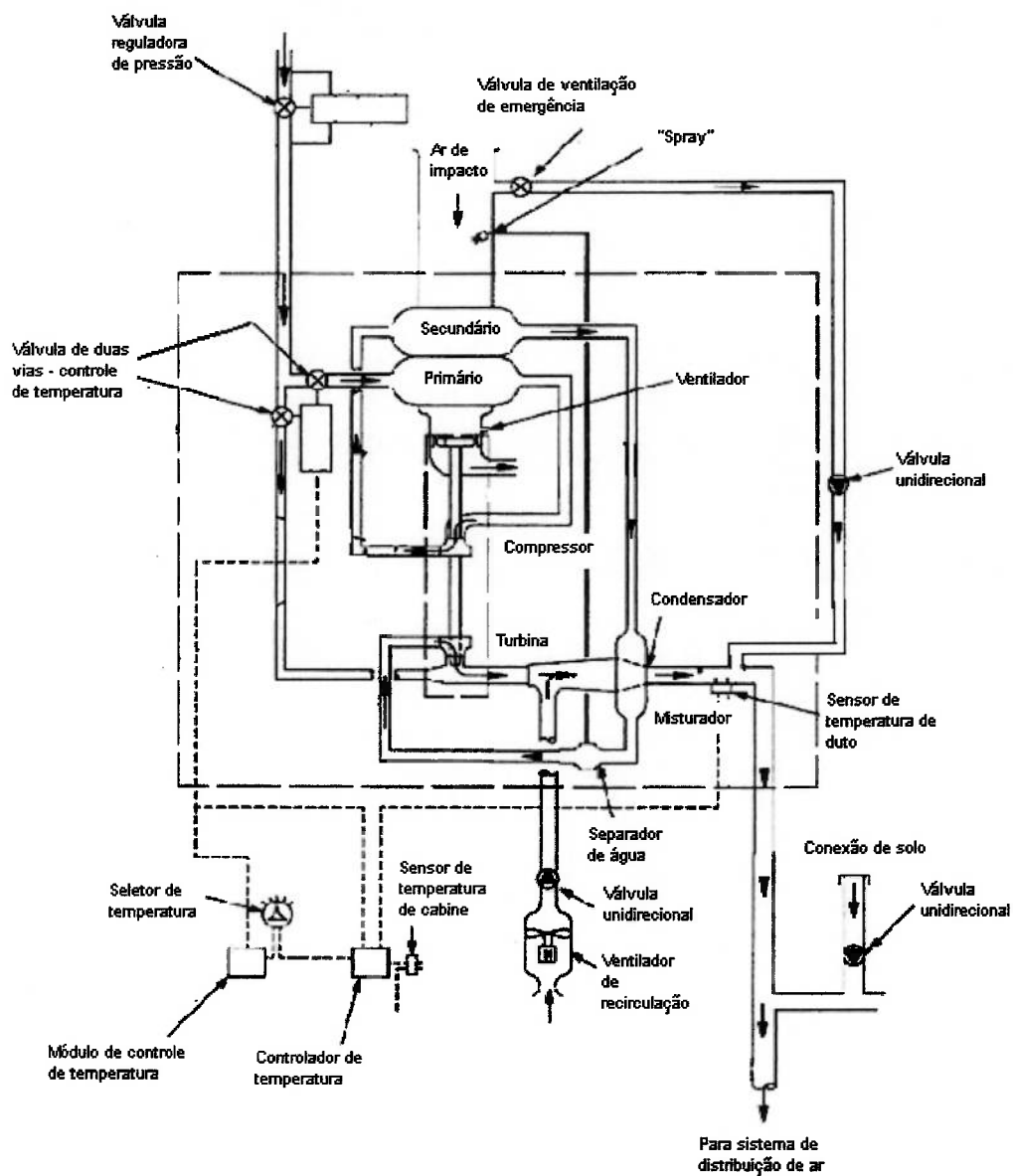


Figura 1.2 Diagrama esquemático do sistema de ar condicionado ("pack").

### 1.3.3 Sistema de Distribuição de Ar

O ar já condicionado pelo sistema de ar condicionado é direcionado para o sistema de distribuição de ar. Um dos sistemas fornece ar apenas para a cabine de passageiros enquanto o outro fornece ar tanto para a cabine de comando quanto para a cabine de passageiros.

O ar é insuflado pela parte superior e exaurido pela parte inferior da seção da cabine e o balanceamento é projetado para que todo ar insuflado em uma seção seja exaurido na mesma seção e não ocorra escoamento longitudinal na cabine.

Cada passageiro tem também uma saída de ar individual com vazão e direção regulável.

O ar exaurido da cabine escoo longitudinalmente sob o piso da cabine e é descarregado para o ambiente através das válvulas reguladoras de pressão de cabine, localizadas na parte traseira da aeronave.

Os ventiladores de recirculação estão instalados sob o piso da cabine e recirculam 50 % do ar.

A Fig. 1.3 apresenta um diagrama esquemático da distribuição de ar em uma cabine de aeronave de passageiros.

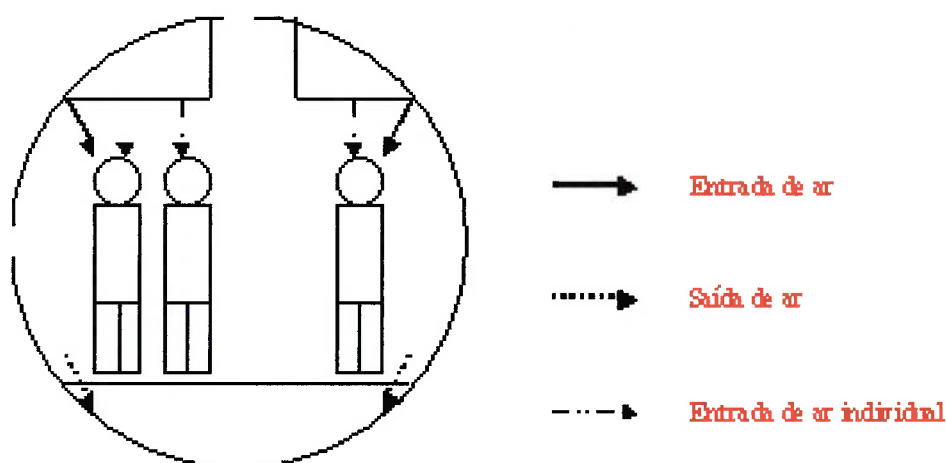


Figura 1.3 Diagrama esquemático de distribuição de ar.

### 1.3.4 Sistema de Controle de Temperatura

Cada sistema de ar condicionado possui um controlador independente. Um sistema é controlado pelos sinais dos sensores de temperatura da cabine de comando e do ar insuflado (temperatura de duto) e o outro é controlado pelos sinais dos sensores de temperatura da cabine de passageiros e do ar insuflado.

A Fig. 1.4 apresenta um diagrama esquemático representando os controladores, os sistemas de ar condicionado e os ambientes a serem condicionados.

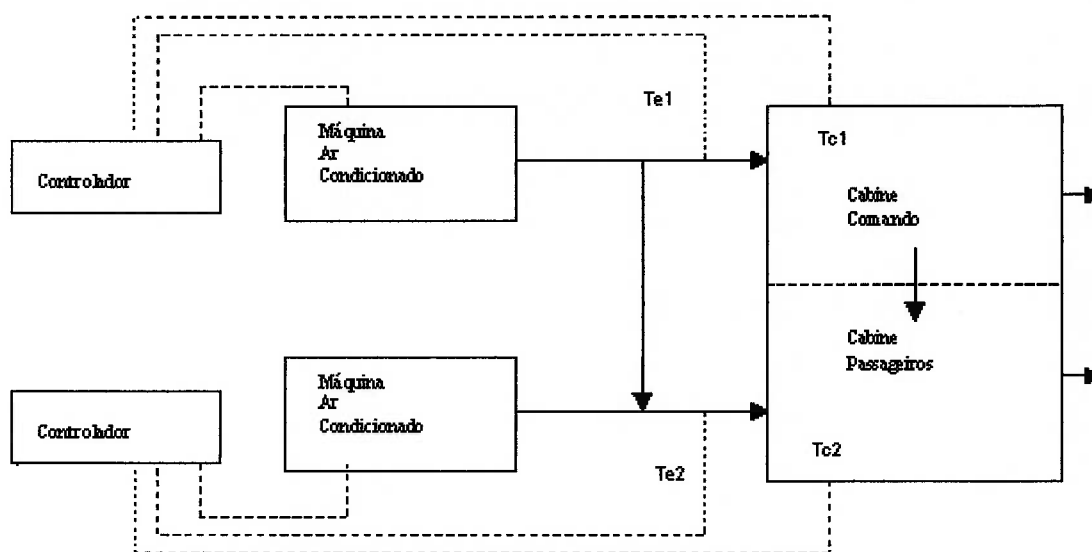


Figura 1.4 Diagrama esquemático do sistema de controle.

Onde:

- $T_{c1}$ : Temperatura do ar na cabine de comando
- $T_{e1}$ : Temperatura do ar insuflado na cabine de comando
- $T_{c2}$ : Temperatura do ar na cabine de passageiros
- $T_{e2}$ : Temperatura do ar insuflado na cabine de passageiros

A proposta deste trabalho é verificar a contribuição no controle do sistema de ar condicionado da utilização do índice PMV como parâmetro de realimentação.

Simulações serão realizadas nas quais a atuação será sobre a temperatura de cabine que modificará o índice de conforto térmico.

Como o objeto de análise deste trabalho é o efeito do PMV no controle do sistema de ar condicionado, será adotado um sistema simplificado para a aeronave. O estudo do sistema real com dois ambientes e sistemas individuais de condicionamento apenas aumentaria a complexidade do estudo e desviaria o foco da pesquisa que se propôs a realizar. Desta forma será desprezada a influência que o sistema de condicionamento da cabine de comando exerce sobre o sistema da cabine de passageiros, assumindo-se a operação destes sistemas como sendo independentes. A modelagem dos dois ambientes e seus sistemas ficará então para avaliação em futuros trabalhos. Sendo assim será adotado um único volume composto da cabine de passageiros e uma única máquina de ar condicionado. O diagrama apresentado na Fig. 1.5 ilustra o objeto de estudo deste trabalho.

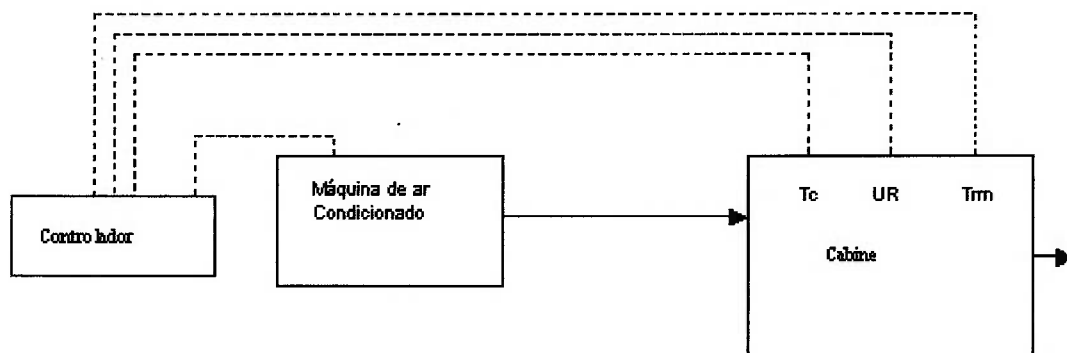


Figura 1.5 Diagrama esquemático do sistema de controle simplificado.

Onde:

- Tc: Temperatura do ar na cabine de passageiros
- Trm: Temperatura média radiante na cabine de passageiros
- UR: Umidade relativa na cabine de passageiros

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Os artigos selecionados para este trabalho abordam as condições ambientais em uma cabine de aeronave, a modelagem matemática destas cabines, a descrição de sistemas de controle ambiental de aeronaves e a utilização do índice PMV no controle de sistemas de condicionamento de ar.

Entre os artigos que descrevem as condições ambientais em uma cabine, um apresenta uma pesquisa de opinião sobre os parâmetros de insatisfação de passageiros e comissários de bordo, outro apresenta valores de temperatura, umidade relativa e concentração de CO<sub>2</sub> medidos em cabines de diversas aeronaves durante vôos comerciais. Outros dois artigos fornecem uma descrição das características ambientais de cabines de aeronaves fabricadas pela Airbus e Boeing.

Além disso, é apresentado também um artigo que descreve brevemente o sistema de controle ambiental de uma aeronave fabricada pela Boeing.

Com relação à modelagem de cabine, dois artigos são analisados, um apresenta a modelagem para uma cabine de aeronave militar e outro para uma cabine de aeronave civil.

Os artigos relacionados com a utilização do PMV como sinal de realimentação no controle de sistemas de controle ambiental apresentam análises utilizando técnicas de controle clássico, por lógica fuzzy, lógica fuzzy adaptada por redes neurais e por algoritmos genéticos. Esses artigos são voltados sempre para ambientes prediais, uma vez que não foram encontrados trabalhos nesta linha para sistemas de ar condicionado de aeronaves.

### 2.1 Condições ambientais e sistemas de condicionamento de cabines de aeronaves

Pierce et al. (1999) tratam da qualidade do ar em cabine de aeronaves, apresentando um trabalho do comitê técnico 9.3 (“Transportation Air Conditioning”) da ASHRAE cujo propósito é embasar o desenvolvimento da norma ASHRAE 161P (“Air Quality Within Commercial Aircraft”). O trabalho consistiu na realização de uma revisão bibliográfica, preparação de um questionário, preparação de um protocolo de



medição e medição da qualidade do ar em 8 vôos comerciais em uma aeronave Boeing 777.

Apesar do trabalho estar voltado para qualidade do ar, o artigo é bastante interessante por apresentar o resultado de pesquisas com passageiros e comissários de bordo incluindo outros fatores de descontentamento (ruído, acabamento, largura do assento, acesso ao assento e espaço para as pernas).

Segundo o artigo, as pesquisas mostraram que 24,3 % dos passageiros sentiram frio durante os vôos. Nos ensaios realizados a temperatura de cabine esteve entre 17,8 e 26,1°C e a temperatura média de cabine foi de 23°C. No solo, durante o embarque, a temperatura de cabine esteve entre 19,5 e 30°C. A medição da temperatura em vários pontos mostrou que diferenças entre os valores medidos e aquele selecionado no painel de controle variou de 1,6 a 3,2°C. A umidade relativa esteve entre 8,8 e 27,8 % para um valor médio de 14 %.

As maiores fontes de descontentamento por parte dos passageiros foram: espaço disponível para a acomodação das pernas, espaço para malas sob o assento, recepção, suporte para as costas e suporte para a cabeça.

As maiores fontes de reclamação por parte dos comissários e comissárias de bordo foram: umidade relativa do ar, suporte para as costas, espaço para a acomodação das pernas, conforto do assento e espaço para a bagagem sob o assento.

As Tabs. 2.1 e 2.2 apresentam o resultado dos questionários para o item temperatura de cabine.

Tabela 2.1 Temperatura de cabine antes do vôo

	Quente (%)	Aceitável (%)	Frio (%)
Passageiros	6,0	75,5	18,5
Comissários (as)	11,5	76,9	11,5

Tabela 2.2 Temperatura de cabine durante o do vôo

	Quente (%)	Aceitável (%)	Frio (%)
Passageiros	2,0	73,7	24,3
Comissários (as)	11,1	81,5	7,4

Para o item movimento do ar, acima de 80 % dos passageiros aprovaram os níveis de velocidade adotados tanto durante o vôo quanto no embarque. Já para os comissários e comissárias de bordo, o índice de aprovação foi maior do que 80% em solo e 66,7 % durante o vôo.

Haghighat et al. (1999) apresentam os dados de medição de conforto térmico e qualidade do ar em 43 vôos comerciais. As medições foram realizadas continuamente do embarque ao desembarque dos passageiros. Foram monitorados temperatura, umidade relativa e concentração dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) na 1<sup>a</sup> classe da cabine de passageiros. As medições apresentadas foram realizadas no verão de 1996 utilizando 43 vôos comerciais em aeronaves como Airbus 320, DC9, Boeing 767 e Airbus 340, sendo utilizado um medidor portátil.

Neste trabalho comenta-se sobre reclamações mais comuns por parte de passageiros e tripulação, ou seja: náuseas, irritação das mucosas, dores de cabeça, fadiga e adoecimento.

A apresentação dos resultados é um pouco falha pois informa a altitude de cruzeiro, capacidade e número de passageiros porém deixa de informar o número de passageiros na 1<sup>a</sup> classe, de forma que, mesmo com ocupação moderada da cabine, a 1<sup>a</sup> classe poderia estar pouco ocupada e isto afetaria os resultados. Este aspecto, por exemplo, poderia explicar leituras de baixa umidade mesmo com ocupação moderada da cabine. Deve-se ressaltar que, na 1<sup>a</sup> classe da cabine de passageiros, a ocupação é menor por volume e a ventilação é maior e, portanto, a tendência é que a umidade relativa seja menor do que na classe econômica. A mesma condição é encontrada na cabine de

comando onde há pouca ocupação e ventilação elevada, aspectos não são discutidos no trabalho.

A Tab. 2.3 apresenta os valores obtidos para os vôos realizados em aeronaves Airbus 320 e a Fig. 2.1 apresenta os valores observados ao longo do vôo 6/27.

Tabela 2.3 Parâmetros ambientais avaliados em vôos da aeronave Airbus 320

Número Vôo	Altitude (m)	Ocupação (Max. 137)	Temp (°C)	Temp. Média (°C)	Umidade Relativa Mínima. (%)	CO <sub>2</sub> (ppm)	CO <sub>2</sub> Médio (ppm)
6/27	11900		23-24	23,8	5,4	742-1368	835,7
6/28	11300	32	21-23	22	3,3	293-664	386,0
6/28A	11600		21-23	21,9	3,7	449-1016	538,5
7/1	11900	86	21-24	23,4	1,8	390-938	455,0
7/2	11300	90	21-22	20,9	4,9	351-997	434,6
7/3	11900	65	21-22	21,4	6,2	469-781	565,2
7/3A	11300	62	20-23	22,2	5,2	449-840	532,5
7/5	10700	137	20-22	21,6	13,1	566-1172	753,3
7/5A	11900	49	19-23	22,0	2,6	430-723	478,3
7/6	11300	50	20-23	21,0	2,7	390-958	451,3
7/25		60	20-22	21,2	5,8	606-1114	758,0
7/25A		4	10-22	20,2	4,4	312-625	408,0
8/2	8500	130	22-24	22,9	18,5	781-1446	1091,2
8/2A	8500	128	20-24	21,7	18,2	781-1231	975,9
8/2B	8200	57	21-25	22,8	15,3	625-1271	821,0
8/2C	11300	137	22-24	22,6	7,6	684-1622	913,6
8/4	10700	103	20-24	22,8	2,5	508-1329	598,2
8/4A	11300	105	20-26	22,8	2,4	508-2013	773,7
8/5			21-23	22,0	2,3	371-957	446,0
8/8	10700	101	21-23	21,8	4,3	547-1075	527,8
8/9	9450	98	21-24	22,2	2,2	781-1290	1003,8
8/10	11300	63				488-1035	562,0

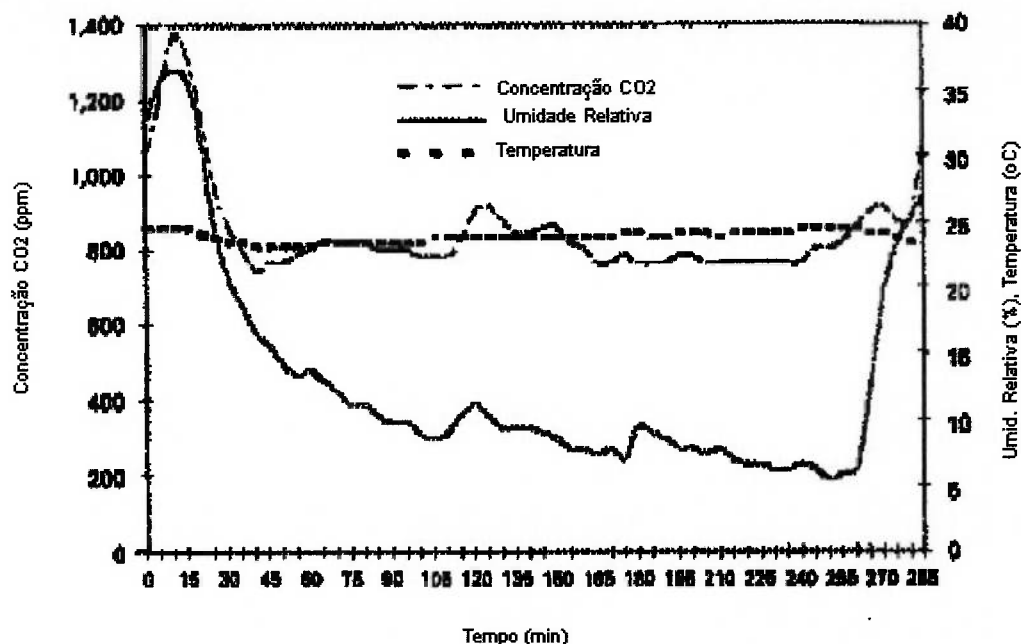


Figura 2.1 Perfis de concentração de CO<sub>2</sub>, umidade relativa e temperatura do ar ao longo do voo 6/27 (Airbus 320).

Em relação aos valores medidos de temperatura do ar de cabine, pode-se ressaltar que apresentam pequena variação em relação à sua média.

Considerando as medições de umidade relativa, observa-se um aumento no início do voo, uma redução para valores muito baixos durante o voo e no final do mesmo um aumento para valores próximos de 27%. Os aumentos no início e final do voo podem ter sido causados pela diminuição da ventilação durante a decolagem e pouso, condições nas quais, geralmente, a quantidade de ar disponibilizada para o sistema de ar condicionado é diminuída priorizando a performance dos motores. No artigo não é informado se houve apenas recirculação de ar nestas fases e também não são discutidas as prováveis causas destas variações. Os baixos valores de umidade medidos podem também ser justificados pelo fato das medições terem sido realizadas na 1ª classe, devido à baixa ocupação e elevada ventilação.

Os valores observados para a concentração de CO<sub>2</sub> mostram um aumento no início do voo e pequenas variações no decorrer do voo.

A Tab. 2.4 apresenta os resultados obtidos para vôos realizados em aeronaves DC-9.

Tabela 2.4 Parâmetros ambientais avaliados em vôo da aeronave DC-9

Número Vôo	Altitude (m)	Ocupação (Max. 92)	Temp (°C)	Temp. Média (°C)	Umidade Relativa Mínima. (%)	CO <sub>2</sub> (ppm)	CO <sub>2</sub> Médio (ppm)
6/28	10700	84	20-24	20,9	11,1	605-1211	785
6/29	7900	26	20-24	21,5	23,0	309-703	497
6/30	9750	60	20-22	20,8	10,9	430-1407	790
6/30A	9750		20-24	22,1	8,6	547-1250	847
6/30B	10050	92	21-24	22,8	6,9	567-1446	732
7/6	10700	75	21-24	22,4	7,1	567-996	706
7/6A	10050	60	20-26	22,0	7,3	371-1172	573
7/30	9450	52	22-23	22,7	17,0	625-1055	840
7/30A	10050	60	22-25	22,8	10,8	508-1113	741
7/30B	8500	49	21-22	21,5	9,8	430-645	512
8/1	9450	65	20-21	20,3	19,4	567-1290	751
8/1A	9350	75	21-21	21,0	12,5	723-1309	877
8/1B	10050	66	21-23	22,1	12,0	625-1387	746
8/1C	8200	44	23-24	22,9	15,5		
8/9	10700	65	23-27	23,8	12,3	645-1368	850

Sabendo que durante vôos de cruzeiro em altitude elevada, devido a umidade relativa externa extremamente a baixa, os níveis de umidade de cabine são mantidos pelo vapor d'água gerado pelos passageiros e que a recirculação de ar ajuda na manutenção de níveis maiores uma vez que o ar de renovação é muito seco, é interessante notar que os valores de umidade relativa medidos no DC-9 foram maiores do que aqueles medidos no Airbus 320 que possui sistema de recirculação de ar enquanto o DC-9 não possui. Outra curiosidade é o fato de que no vôo 6/29 com 26 passageiros obteve-se umidade relativa mínima de 23 % enquanto que no vôo 6/28 com

84 passageiros a menor umidade medida foi de 11,1 %. Vale notar que no vôo 6/29 a altitude de vôo foi de 7900 m enquanto que no vôo 6/28 foi de 10700 m (35100 pés), porém a 7900 m (25900 pés), a umidade ambiente já é muito baixa. Novamente essa diferença pode ser explicada por uma característica do local de medição ou menor ocupação da 1ª classe. Na Fig. 2.2 são apresentados os dados obtidos ao longo do vôo da aeronave DC-9.

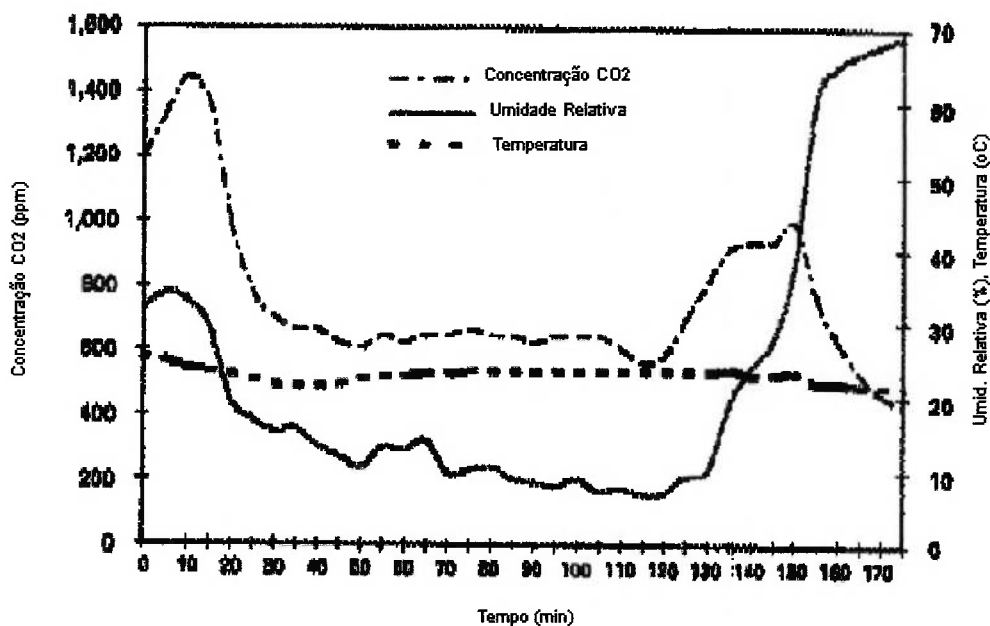


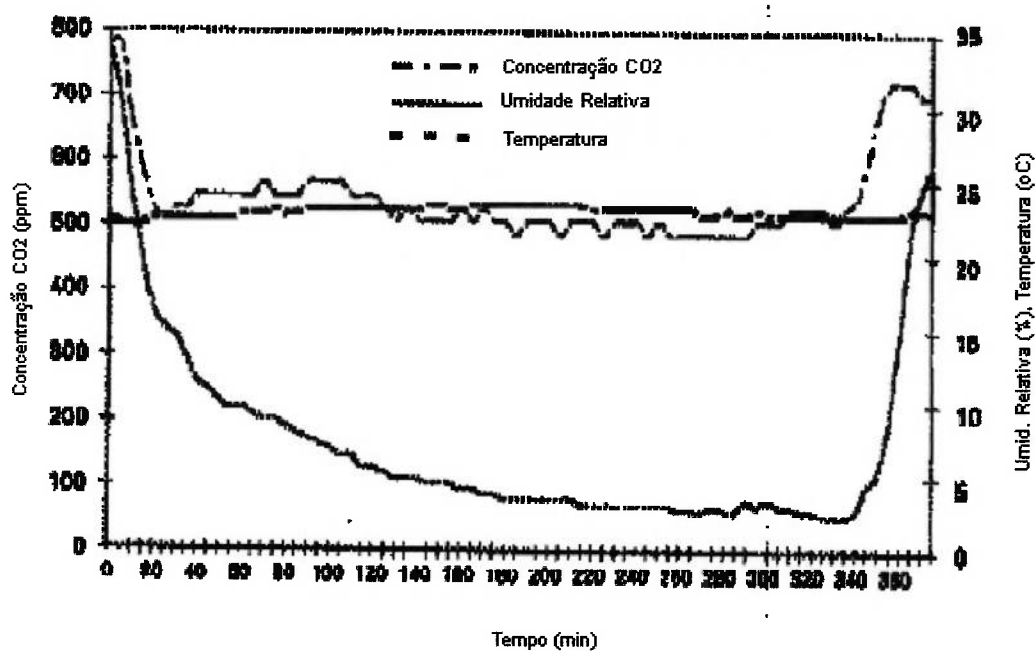
Figura 2.2 Perfis de concentração de CO<sub>2</sub>, umidade relativa e temperatura do ar ao longo do vôo 6/30B (DC-9).

Como no Airbus 320, a temperatura é uma variável mais comportada enquanto que a umidade relativa e a concentração de CO<sub>2</sub> aumentam no início e final do vôo. No início a umidade varia de 30 para 35 % e durante o vôo cai para 6,9 % e durante o pouso sobe para 69 %.

A Tab. 2.5 apresenta os dados obtidos durante os vôos realizados em aeronaves Boeing 767. A Fig. 2.3 apresenta os dados obtidos ao longo do vôo 7/10 da aeronave Boeing 767.

Tabela 2.5 Parâmetros ambientais avaliados em vôos da aeronave Boeing 767

Número Voo	Altitude (m)	Ocupação	Temp (°C)	Temp. Média (°C)	Umidade Relativa Mínima. (%)	CO <sub>2</sub> (ppm)	CO <sub>2</sub> Médio. (ppm)
7/10	12200	187/203	22-23	22,9	2,33	488-782	536
7/18	11900	185/203	22-24	22,8	4,51	684-1348	773
7/22	10700	85/195	22-24	23,0	7,63	430-820	602
7/22A	11900	70/195	22-25	23,2	2,3	430-977	565
7/23	10700	35/195	22-27	23,4	1,8	469-801	565

Figura 2.3 Perfis de concentração de CO<sub>2</sub>, umidade relativa e temperatura do ar ao longo do voo 7/10 (Boeing 767).

De maneira semelhante às demais aeronaves, a temperatura é uma variável comportada enquanto a umidade relativa e a concentração de CO<sub>2</sub> tem uma grande variação. Vale ressaltar que para um voo com 187 passageiros, considerando uma capacidade máxima de 203, valores de umidade relativa de 2,3 % não são razoáveis mostrando que as leituras podem não terem sido realizadas em local adequado.

A Tab. 2.6 apresenta os dados obtidos durante um voo realizado em uma aeronave Airbus 340. A Fig. 2.4 apresenta os dados obtidos ao longo do voo.

Tabela 2.6 Parâmetros ambientais avaliados em voo da aeronave Airbus 340

Número Voo	Altitude (m)	Ocupação	Temp (°C)	Temp. Média (°C)	Umidade Relativa Mínima (%)	CO <sub>2</sub> (ppm)	CO <sub>2</sub> Médio (ppm)
7/23	11900	177/284	19-24	21	3,3	469-1114	726

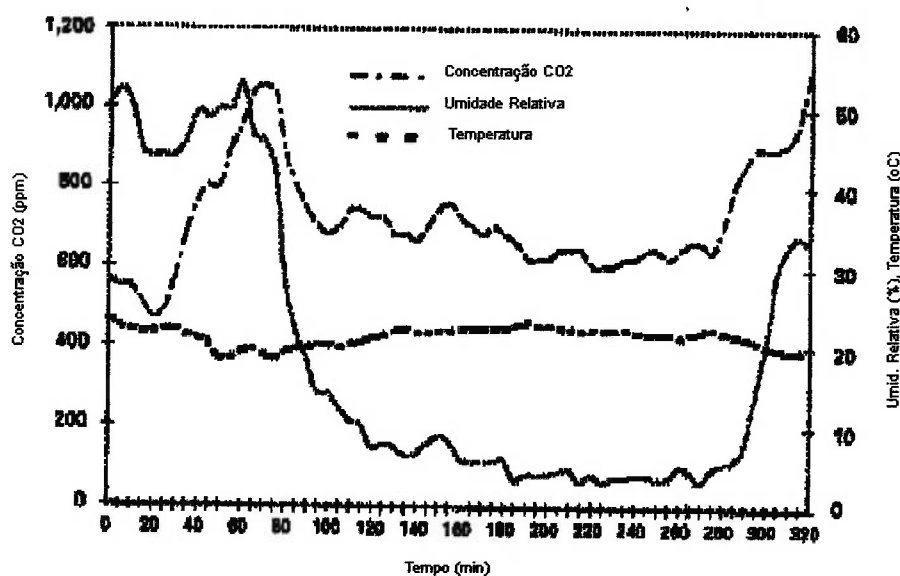


Figura 2.4 Perfis de concentração de CO<sub>2</sub>, umidade relativa e temperatura do ar ao longo do voo 7/23 (Airbus 340).



Como para as demais aeronaves, ocorre um comportamento estável da temperatura enquanto que a umidade relativa e a concentração de CO<sub>2</sub> apresentam grandes variações.

Na análise de conforto térmico apresentada é adotado um nível de metabolismo de 1,2 met e são considerados dois valores de isolamento da vestimenta, 0,5 e 1,0 clo. A análise também é feita para velocidades de ar de 0,1 m/s e 0,15 m/s. A Tab. 2.7 apresenta os valores do índice voto médio estimado (PMV) obtidos para o Airbus 320 considerando um isolamento de vestimenta de 0,5 clo. São apresentados também os valores para o índice PPD (“percentage of dissatisfied persons”), que representa a porcentagem de pessoas insatisfeitas com os parâmetros ambientais que caracterizam o ambiente. Os valores apresentados entre parêntesis são relativos a uma velocidade de ar de 0,15 m/s.

Tabela 2.7 PMV para vestimenta de 0,5 clo (Airbus 320)

Número Vôo	Temp. Média (°C)	Um. Relativa Mínima (%)	PMV	PPD (%)
6/27	23,8	5,4	-1,19 (-1,40)	35 (46)
6/28	22	3,3	-1,84 (-2,07)	69 (80)
6/28A	21,9	3,7	-1,87 (-2,10)	71 (81)
7/1	23,4	1,8	-1,35 (-1,57)	43 (55)
7/2	20,9	4,9	-2,23 (-2,46)	86 (92)
7/3	21,4	6,2	-2,04 (-2,27)	79 (87)
7/3A	22,2	5,2	-1,75 (-1,98)	64 (76)
7/5	21,6	13,1	-1,92 (-2,15)	73 (83)
7/5A	22,0	2,6	-1,84 (-2,07)	69 (80)
7/6	21,0	2,7	-2,21 (-2,43)	85 (92)
7/25	21,2	5,8	-2,11 (-2,34)	82 (89)
7/25A	20,2	4,4	-2,49 (-2,71)	93 (97)
8/2	22,9	18,5	-1,40 (-1,63)	45 (58)
8/2A	21,7	18,2	-1,85 (-2,08)	69 (80)
8/2B	22,8	15,3	-1,46 (-1,69)	49 (61)
8/2C	22,6	7,6	-1,59 (-1,82)	56 (68)
8/4	22,8	2,5	-1,55 (-1,79)	54 (66)
8/4A	22,8	2,4	-1,55 (-1,79)	54 (66)
8/5	22,0	2,3	-1,85(-2,08)	69 (80)
8/8	21,8	4,3	-1,91 (-2,14)	72 (83)
8/9	22,2	2,2	-1,77 (-2,01)	66 (77)

Aparentemente o PMV é calculado considerando a temperatura média do ar de cabine e a umidade relativa mínima, o que leva a avaliações do PMV pouco consistentes

pois o instante em que estes parâmetros foram avaliados não necessariamente foi o mesmo. Se estas avaliações fossem realizadas simultaneamente, o PMV seria calculado com maior precisão, permitindo, por exemplo, que aumentos da temperatura do ar compensassem a redução da umidade relativa. Os resultados da avaliação de conforto térmico mostram que para uma vestimenta com isolamento térmico equivalente a 0,5 clo foram obtidos valores de PMV entre -1,19 e -2,49 que representam sensação de leve frio a frio considerando a norma ISO 7730. Estes valores de PMV, segundo a mesma norma, correspondem uma faixa 35 a 93 % de insatisfeitos. A Tab. 2.8 apresenta o índice de conforto (PMV) obtidos para o Airbus 320 considerando um isolamento de vestimenta de 1,0 clo. São apresentados também os valores para o índice PPD. Os valores apresentados entre parêntesis são relativos a uma velocidade de ar de 0,15 m/s.

Tabela 2.8 PMV para vestimenta de 1,0 clo (Airbus 320)

Número Voo	Temp. Média (°C)	Umidade Relativa Mínima (%)	PMV	PPD (%)
6/27	23,8	5,4	-0,21 (-0,31)	6 (7)
6/28	22	3,3	-0,68 (-0,80)	15 (18)
6/28A	21,9	3,7	-0,69 (-0,82)	15 (19)
7/1	23,4	1,8	-0,33 (-0,44)	7 (9)
7/2	20,9	4,9	-0,94 (-1,07)	24 (29)
7/3	21,4	6,2	-0,81 (-0,94)	19 (23)
7/3A	22,2	5,2	-0,61 (-0,73)	13 (16)
7/5	21,6	13,1	-0,71 (-0,84)	16 (20)
7/5A	22,0	2,6	-0,68 (-0,80)	15 (18)
7/6	21,0	2,7	-1,11 (-1,26)	31 (38)
7/25	21,2	5,8	-0,86 (-0,99)	20 (26)
7/25A	20,2	4,4	-1,12 (-1,26)	31 (38)
8/2	22,9	18,5	-0,33 (-0,45)	7 (9)
8/2A	21,7	18,2	-0,65 (-0,78)	14 (18)
8/2B	22,8	15,3	-0,39 (-0,50)	8 (10)
8/2C	22,6	7,6	-0,49 (-0,61)	10 (13)
8/4	22,8	2,5	-0,48 (-0,61)	10 (13)
8/4A	22,8	2,4	-0,48 (-0,61)	10 (13)
8/5	22,0	2,3	-0,68(-0,81)	15 (19)
8/8	21,8	4,3	-0,72 (-0,85)	16 (20)
8/9	22,2	2,2	-0,63 (-0,75)	13 (17)

Os resultados da análise de conforto para vestimentas com isolamento equivalente a 1,0 clo apresentaram valores de PMV entre -0,21 e -1,12, que correspondem a uma faixa de 6 a 31 % de insatisfeitos.

Por fim, na conclusão, é informado que o conforto térmico observado nas análises não foi aceitável e que, sendo a norma ASHRAE 55-92 válida para pressões ambientes de 1 bar, devem haver limitações para utilizar a mesma para cabines de aeronaves e que os requisitos estabelecidos por esta devem ser reexaminados antes de serem aplicados para cabines de aeronaves.

Embora neste trabalho sejam apresentadas informações valiosas sobre características de cabines de aeronaves, por falta de familiaridade com sistemas ambientais e cabines de aeronaves, os autores deixam de explorar a qualidade do ar na classe econômica, de discutir inconsistências nos dados medidos e de avaliar as limitações de uma análise realizada para a primeira classe.

Carlile (1996) analisa as condições de conforto nas cabines das aeronaves da Airbus abordando os seguintes aspectos: pressão de cabine, fluxo de ar (renovação de ar), recirculação de ar, umidade relativa, temperatura de cabine e qualidade do ar. Neste trabalho é informado que um sistema de ventilação de aeronave de passageiro utiliza vazões 80 vezes maior do que o requisito fisiológico de uma pessoa, que é de 0,0007 m<sup>3</sup>/min (0,24 pés cúbicos por minuto). O objetivo da utilização de vazões elevadas é garantir a eliminação do CO<sub>2</sub> e homogeneização da temperatura de cabine. O órgão homologador de aeronaves exige a utilização de vazões de 0,28 m<sup>3</sup>/min (10 pés cúbicos por minuto) por tripulante e 0,14 m<sup>3</sup>/min (5 pés cúbicos por minuto) por passageiro.

A questão da dinâmica da cabine também é abordada através da análise dos efeitos da mudança no valor de referência ("set point") da temperatura de cabine. Verifica-se que o tempo para a estabilização é próximo de 20 minutos, sendo 10 minutos relativos à estabilização da temperatura do ar da cabine e 10 minutos para a estabilização da temperatura da móvel e acabamento interno.

Três modos de operação do sistema de controle ambiental são apresentados. Os modos de baixa e elevada ventilação correspondem respectivamente a menos e mais 20

% da capacidade do modo de ventilação normal, que é o terceiro modo de operação. Conforme o manual operacional, o modo de ventilação reduzida é opcional para vôos com baixa ocupação permitindo economia de combustível sem violar os requisitos ventilação e o modo de ventilação elevada poderia ser utilizado em caso de falha de uma das duas máquinas ou em dias quentes e úmidos.

Quanto a possibilidade de que a recirculação de ar em cabines de aeronaves está relacionada com problemas de qualidade do ar e conforto, o artigo atesta que o sistema de ar condicionado é responsável pelo consumo de 3 a 4 % do consumo total de combustível e que as aeronaves fabricadas pela Airbus trabalham com 0,34 m<sup>3</sup>/min (12 pés cúbicos por minuto) de ar renovado e 0,23 m<sup>3</sup>/min (8 pés cúbicos por minuto) de ar recirculado, argumentando que a recirculação auxilia na manutenção de umidades relativas maiores e na homogeneização da temperatura de cabine, minimizando o potencial de ocorrência de microclimas. A qualidade do ar na cabine, segundo o artigo, é garantida pela utilização de filtros HEPA 99,95 %. A elevada ventilação de cabine garante uma renovação de ar de 30 vezes por hora ou 18 vezes considerando apenas o ar de renovação.

Em função da ocupação da aeronave, segundo este trabalho, a umidade na cabine pode variar de 2 %, para vôos com baixa ocupação, até 20 %, com o vôo todo ocupado.

Mesmo em ambientes externos com temperaturas de -60 oC, nas aeronaves de 300 passageiros, o sistema de ar condicionado estará refrigerando a cabine e não aquecendo-a, considerando que a carga térmica será maior do que 25000 W e em função das diferentes ocupações entre as classes da aeronave, alguns compartimentos estarão sendo refrigerados enquanto outros poderão estar sendo aquecidos. A capacidade do sistema de ar condicionado é determinada pelo tempo especificado pelos operadores para que a temperatura de cabine seja reduzida após a aeronave ter sido exposta ao sol por períodos prolongados (“pull down”).

Hunt-Space (1994) em seu artigo sobre as condições ambientais em uma cabine de aeronave de passageiros apresenta uma avaliação da Boeing quanto às percepções do mercado sobre a geração de contaminantes na cabine, espalhamento de doenças, baixo

nível de oxigênio e alta concentração de CO<sub>2</sub> devido à recirculação de ar. No sentido de rebater essas percepções equivocadas, segundo o artigo, são apresentados fatos como valores medidos de concentração de contaminantes, elevada eficiência de filtragem nas linhas de recirculação, baixo consumo de oxigênio por passageiro (0,015 pés cúbicos por minuto) comparado com o grande volume fornecido (4,19 pés cúbicos por minuto) e as elevadas taxas de renovação de ar (10 a 15 por hora).

Apesar de ser voltado para aspectos relacionados com qualidade do ar em cabines de aeronaves, o artigo apresenta informações valiosas sobre elementos de estresse predominantes no passado como vibração e ruído, turbulência, altitude de cabine, variação de pressão, controle de temperatura e correntes de ar (“drafts”) e sobre elementos de estresse do presente como duração do voo, altitude de cabine, fusorário e baixa umidade relativa. Um dos novos elementos de estresse, a baixa umidade relativa é causada pela freqüente renovação de ar e devido à baixíssima umidade do ar externo em vôos em altitude elevada e em media está entre 15 e 20 %.

Hunt-Space (1995) descreve um sistema de condicionamento de uma aeronave transoceânica, no caso o Boeing 767, e também uma descrição dos processos a que o ar é submetido desde a sangria do motor até ser descarregado na atmosfera, contemplando também as várias fases do voo.

Da mesma forma que o artigo anterior, o objetivo deste é defender a qualidade do ar em cabine de aeronaves de passageiros informando como, mesmo em condições externas extremamente hostis, o sistema de controle ambiental garante a sobrevivência, segurança e conforto dos passageiros.

No artigo é informado que 50% do ar insuflado na cabine é recirculado e que durante o taxamento com um ambiente externo a 15 °C e uma pressão de 101300 Pa (14,7 lb/pol<sup>2</sup>), com os motores em baixa rotação, ar é sangrado dos motores a uma pressão de 220517 Pa (32 lb/pol<sup>2</sup>) e a uma temperatura de 165,5 °C (330 °F). Os motores são do tipo “turbofan”, compostos por 15 estágios de compressão, uma câmara de combustão e 6 estágios de turbina e apenas 20 % do fluxo ocorre pelo circuito primário (parte motora da unidade) e o restante pelo circuito secundário (parte que garante a

propulsão). O sistema pneumático (“bleed”) é composto por válvulas, por um pré-resfriador e que fornece ar na temperatura e pressão necessária para as máquinas de ar condicionado, pressurização do sistema de água potável, sistema de anti-gelo e pressurização de tanques hidráulicos.

No momento da decolagem, com os motores em alta rotação a sangria é feita na porta de baixa pressão do motor uma vez que a utilização da porta de alta pressão requereria a dissipação de 50 % dessa energia. Durante vôos a 11887,2 m (39000 pés) de altitude, com temperaturas externas de  $-56,7\text{ }^{\circ}\text{C}$  e pressão externa é de 19984,4 Pa (2,9 lb/pol<sup>2</sup>), a porta de baixa pressão é utilizada como fonte pneumática e o ar é sangrado a uma temperatura de  $204^{\circ}\text{C}$  e pressão de 206734,7 Pa (30 lb/pol<sup>2</sup>). Do sistema pneumático o ar flui para os conversores de ozônio, onde este é catalizado para  $\text{O}_2$  e segue para as máquinas de ar condicionado (“packs”). No Boeing 767, por cada máquina de ar condicionado circulam  $0,14\text{ m}^3/\text{min}$  (5 pés cúbicos por minuto) por passageiro, como são duas máquinas,  $0,28\text{ m}^3/\text{min}$  (10 pés cúbicos por minuto) de ar de renovação são insuflados na cabine por passageiro. Com a recirculação, outros  $0,28\text{ m}^3/\text{min}$  (10 pés cúbicos por minuto) por passageiro são filtrados e insuflados novamente na cabine garantindo 25 trocas por hora. Considerando somente o ar de renovação, isto representaria 12,5 trocas totais (renovação total). Essa elevada taxa de renovação é necessária para evitar a ocorrência de áreas de estagnação, manter a qualidade do ar e dissipar odores.

O sistema automático de controle de temperatura de cabine monitora parâmetros de vôo, temperatura selecionada, temperatura de cabine e temperatura na caixa de mistura (ar renovado e circulado), ou seja, temperatura de insuflamento. Durante o vôo os pilotos verificam periodicamente as temperaturas dos compartimentos (diferentes classes).

Na saída das máquinas de ar condicionado, o ar está a  $15,6\text{ }^{\circ}\text{C}$  e a 81315,6 Pa (11,8 lb/pol<sup>2</sup>) e umidade relativa é menor do que 5 % e será misturado com ar recirculado e filtrado por filtros HEPA. Para garantir o controle de temperatura por zonas, ar a temperatura elevada sangrado do sistema pneumático é adicionado nos dutos de distribuição de ar.

O ar insuflado na cabine tem umidade relativa entre 10 e 20 % e temperatura entre 18,3 e 29,4°C. O ar é insuflado a 2,5 m/s (500 pés por minuto), de acordo com o artigo, evitando que os braços, as mãos, as faces, os pescoços e as pernas dos passageiros não sejam expostos a correntes de ar localizadas (“drafts”) e que a velocidade do ar no envelope do passageiro esteja entre 0,10 e 0,35 m/s (entre 20 e 70 pés por minuto). O sistema de distribuição de ar é balanceado de forma que o ar insuflado em um determinado segmento da cabine seja exaurido pelo mesmo segmento, evitando fluxo longitudinal. Na seção traseira da aeronave o ar é exaurido da cabine através das válvulas reguladoras de pressão de cabine que compõem o sistema de pressurização de cabine que, monitorando a altitude da aeronave e a altitude de cabine, controla a abertura destas válvulas mantendo a cabine pressurizada com uma diferença máxima entre pressão de cabine e pressão externa de 59263,9 Pa (8,6 lb/pol<sup>2</sup>). Durante o voo de cruzeiro a 11887,2 m (39000 pés) de altitude, a altitude de cabine é de 2100 m (6900 pés).

No final do artigo é feita uma comparação entre os sistemas de controle ambiental atuais e antigos. Nos antigos, os motores não possuíam circuito secundário e a não utilização da recirculação causando o maior consumo de ar não impactavam muito o consumo dos motores. Já nos motores modernos, com uma relação entre o fluxo pelo circuito primário e secundário de 1 para 5, como o fluxo pelo circuito primário diminuiu, a recirculação é mandatória pois a sangria passou a comprometer o consumo.

## **2.2 Modelagem matemática**

Yuan (1982) realizou a simulação do ambiente de uma cabine de aeronave militar de combate do ponto de vista térmico e encontrou resultados para os modelos de regime permanente e transiente com erros menores do que 6 % quando comparados com resultados experimentais. Este trabalho está dividido em duas partes: a primeira é dedicada à modelagem da cabine e a segunda à utilização deste modelo na análise de condições transientes. Na segunda parte, o modelo de cabine é combinado com o modelo do sistema termoregulador humano.

Yuan (1982) apresenta três metodologias de modelagem de cabine. A primeira considera apenas a capacidade térmica da fuselagem, desprezando a capacidade térmica do ar, e a fuselagem é modelada como uma massa homogênea. A segunda considera apenas a capacidade térmica do ar contido na cabine. A terceira considera tanto a capacidade térmica do ar contido na cabine quanto da fuselagem e trabalha com um balanço de energia para o ar e outro para a fuselagem, modelada termicamente como uma massa homogênea. O modelo adotado no trabalho para análise de condições transientes considera um balanço de energia para a cabine cuja capacidade térmica é determinada experimentalmente, onde são consideradas as influências tanto da massa de ar quanto da massa da fuselagem. Os resultados experimentais mostraram que a influência da capacidade térmica do ar é pequena e que o efeito dominante é o da fuselagem.

Ainda na primeira parte Yuan (1982) apresenta dois cenários: um com o sistema de ar condicionado com baixa capacidade no qual a vazão e a temperatura do ar insuflado permanecem constantes (sistema no limite) e a temperatura da cabine aumenta devido ao aumento da temperatura externa causada pelo aumento de velocidade da aeronave. No segundo cenário é considerado um sistema com capacidade elevada onde a temperatura do ar insuflado e a vazão variam para compensar o aumento da carga térmica de efeito aerodinâmico e a temperatura de cabine permanece constante, sendo que no trabalho foi adotado o primeiro cenário.

Krutov-Shcherbakov (1976) propõem um modelo de cabine de uma aeronave de passageiros considerando as capacidades térmicas do ar, da fuselagem e da mobília da aeronave. Para a modelagem da fuselagem sugerem considerá-la composta por vários elementos longitudinais e modelá-los como uma massa homogênea. A mesma sugestão é feita para a modelagem da mobília. Finalmente, argumentando a respeito da dificuldade de se trabalhar com vários elementos de fuselagem e de mobília, Krutov-Shcherbakov (1976) propõem um modelo que considera toda a fuselagem e mobília como uma massa única. No trabalho, três funções de transferência são apresentadas. Uma geral, representando as influências do ar e da fuselagem na dinâmica da cabine, e outras duas



simplificadas, representando as duas fases que caracterizam a dinâmica da cabine. Na primeira fase (entre o instante inicial e três vezes a constante de tempo da cabine) a dinâmica é governada pela capacidade térmica do ar, sendo a constante de tempo da fuselagem considerada infinita. Na segunda fase (instante maior que três vezes a constante de tempo da cabine) a dinâmica da cabine é governada pela capacidade térmica da fuselagem, sendo a constante de tempo da cabine considerada nula.

### **2.3 Controle do voto médio estimado (PMV)**

Wai L. Tse (2000) propõe a utilização do voto médio estimado (PMV) para controlar o sistema de ar condicionado de um escritório e apresenta a evolução da utilização deste índice no controle de sistemas de ar condicionado. Kaya et al. (1982) apud Wai (2000) sugeriram controlar temperatura, a umidade e a velocidade do ar e que, embora a idéia fosse sustentável, a modelagem matemática utilizada não era realista e não houve uma avaliação sobre o algoritmo de controle, pois na época o controle de PMV não era prático, segundo o artigo. MacArthur (1986) apud Wai (2000) introduziu o conceito de PMV no controle de sistemas de ar condicionado porém a simplicidade matemática tornou impraticável a aplicação. Scheatzle (1991) apud Wai (2000) propôs a utilização de um microprocessador para calcular o PMV do ambiente condicionado e selecionar dispositivos de refrigeração ou aquecimento, não utilizando o PMV como parâmetro de controle, mas como critério para selecionar a ação mais adequada (abrir ou fechar válvulas, ligar ou desligar ventiladores ou abrir e fechar janelas). Como o PMV somente poderia ser “controlado” entre  $-0,1$  e  $0,5$ , a relação entre PMV e a ação de controle não fica muito clara. Scheatzle (1991) apud Wai (2000) não especifica os algoritmos de controle e propõe a utilização de vários sensores que encarecem o sistema, no entanto fornece uma visão favorável à utilização do PMV no controle de sistemas ambientais. Henderson et al. (1992) apud Wai (2000) estudaram o impacto em manter o índice de conforto constante. No estudo três índices de conforto foram utilizados: temperatura efetiva, PMV e PMV modificado aplicando-os em simulações com residências típicas de Miami e Atlanta nos Estados Unidos. Apesar da simplicidade matemática, as conclusões mostraram que, algumas vezes, a utilização do PMV permitiu

a economia de energia. Simmonds (1993) apud Wai (2000) verificou que a utilização do PMV permite a economia de energia e Tanabe e Kimura (1994) apud Wai (2000) verificaram que, para ambientes quentes e úmidos, a movimentação de ar pode ser um dos métodos mais baratos de garantir conforto térmico, mas que para movimentação de ar elevada e umidade elevada, o índice PMV poderia não ser mais recomendado para representar a sensação térmica, mas que até aquele momento não havia melhor índice e que tão logo surgissem novos índices, o algoritmo proposto poderia ser adaptado.

Wai L. Tse (2000) avalia que, devido a avanços da eletrônica, sensores de conforto térmico estão disponibilizados no mercado por poucas centenas de dólares fornecendo informação direta sobre o PMV eliminando a necessidade de sensores caros como os de velocidade do ar e temperatura radiante média e sugere a instalação de um sensor por ambiente condicionado, no centro do ambiente a 1,2 m do piso.

O artigo apresenta perfis de temperatura e valor do PMV para sistemas controlados pelo método tradicional (temperatura do ambiente condicionado) e pelo método proposto (voto médio estimado para o ambiente condicionado) análises realizadas para um dia ensolarado e para um dia nublado.

Com base nas duas metodologias de controle e analisando um dia ensolarado, a Fig. 2.5 apresenta os valores do PMV para o ambiente condicionado.

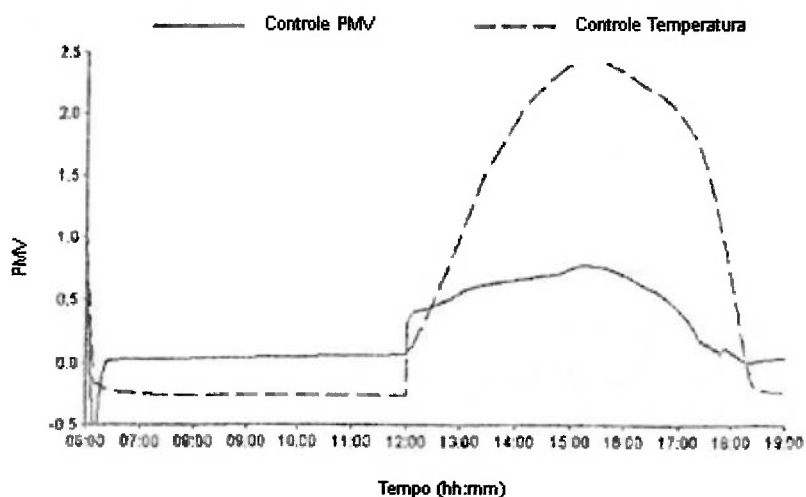


Figura 2.5 Perfil de PMV para dia ensolarado.

Nota-se que o sistema controlado pelo PMV manteve este índice sempre menor do que 0,8, enquanto que o sistema convencional, devido ao aumento da temperatura radiante média (influência de uma janela), permitiu que este índice atingisse um valor de 2,5 (correspondendo a 76,8 % de insatisfeitos).

A Fig. 2.6 apresenta os valores da temperatura do ambiente condicionado para as duas metodologias de controle considerando um dia ensolarado.

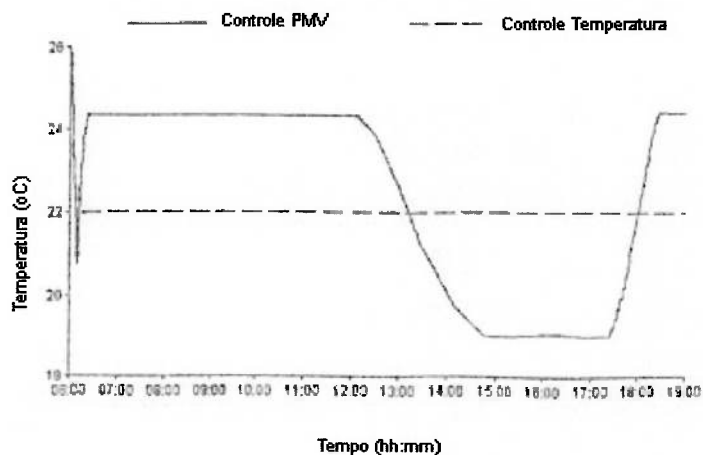


Figura 2.6 Perfil de temperatura ambiente para dia ensolarado.

Observa-se que controlando o voto médio estimado, a temperatura do ambiente condicionado varia para compensar o efeito do aumento da temperatura radiante média enquanto que para o sistema convencional a temperatura é mantida constante.

Considerando um dia nublado, a Fig. 2.7 apresenta os valores do PMV para o ambiente condicionado para as duas metodologias de controle.

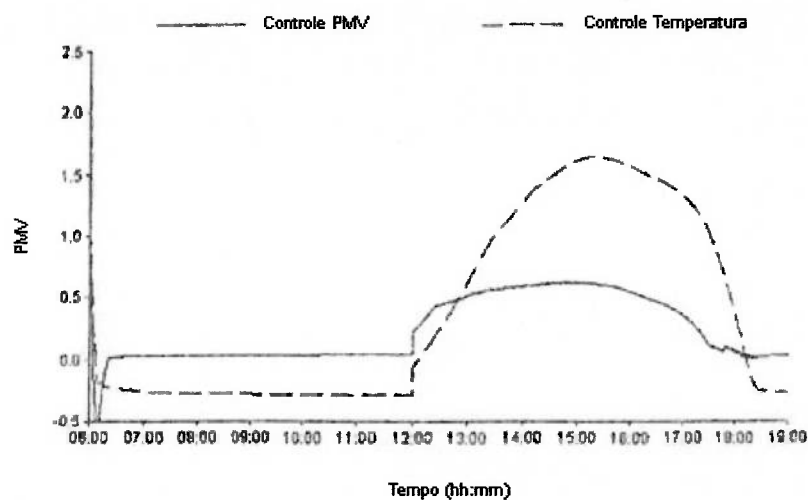


Figura 2.7 Perfil de PMV para dia nublado.

Verifica-se que o sistema controlado pelo PMV manteve este índice sempre menor do que 0,5 enquanto que o sistema convencional, devido ao aumento da temperatura radiante média (influência de uma janela), permitiu que este índice atingisse um valor de 1,5.

A Fig. 2.8 apresenta os valores da temperatura do ambiente condicionado para as duas metodologias de controle considerando um dia nublado.

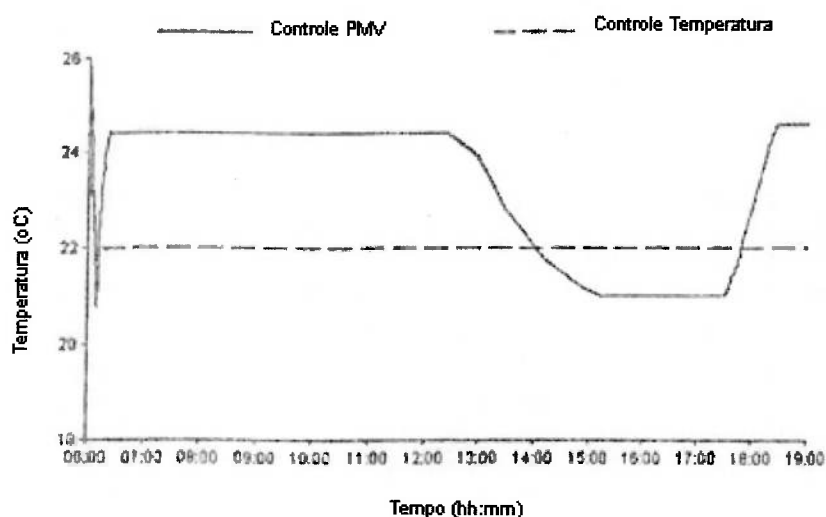


Figura 2.8 Perfil de temperatura ambiente para dia nublado.

Percebe-se que controlar o sistema de condicionamento de ar pelo voto médio estimado permite manter este índice próximo a zero variando a temperatura do ambiente para compensar o efeito do aumento da temperatura radiante média no período da tarde.

Os resultados apresentados pelo artigo mostram que a utilização do voto médio estimado como parâmetro de controle de sistemas de controle ambiental é efetiva, uma vez que permite compensar efeitos como o aumento da temperatura radiante média.

Em seu artigo, Kolokotsa et al. (1999) estudaram a integração entre um sistema de interface homem-máquina com um sistema de gerenciamento de energia predial. O sistema de interface homem-máquina registra as preferências dos usuários e adapta as estratégias de controle. O sistema de gerenciamento de energia monitora e controla os parâmetros ambientais e minimiza o consumo de energia. As estratégias de controle são desenvolvidas utilizando técnicas de controle por lógica fuzzy.

O objetivo das estratégias de controle é satisfazer a preferência dos usuários mantendo conforto térmico, visual e a qualidade do ar, minimizando o consumo de energia para aquecimento, refrigeração ou iluminação. Esses objetivos foram atingidos utilizando controladores fuzzy e uma função de custo. Os controladores mantêm o conforto que reflete o desejo dos usuários integrando conforto térmico, conforto visual e qualidade do ar. Para representar o conforto térmico foi utilizado o índice PMV considerando a temperatura do ar, a umidade relativa do ar, a temperatura radiante média, a velocidade do ar, o nível de atividade e o isolamento da vestimenta. Os primeiros quatro parâmetros são medidos enquanto que os demais são estimados. O conforto visual foi representado utilizando o nível de iluminação, medido em lux. A concentração de CO<sub>2</sub>, medida em ppm, foi escolhida para representar a qualidade do ar.

Foram utilizados controladores fuzzy para cada um dos índices e foi adotada uma função custo definindo pesos para: PMV, concentração de CO<sub>2</sub>, contribuição da luz do dia, consumo energético para refrigeração ou aquecimento e consumo energético para iluminação. Os controladores foram testados utilizando o programa comercial Matlab/Simulink. A resposta do controlador para sinais de referência fixos é apresentada na Fig. 2.9

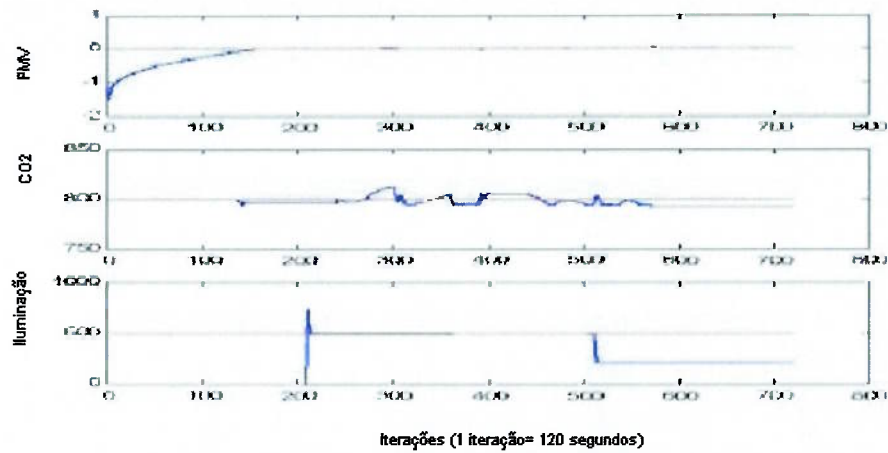


Figura 2.9 Resposta do controlador fuzzy para sinais de referência fixos.

A preferência dos usuários foi modelada através da geração aleatória de sinais de referência para o PMV, concentração de  $\text{CO}_2$  e nível de iluminação foram obtidas e as respostas estão apresentadas na Fig. 2.10.

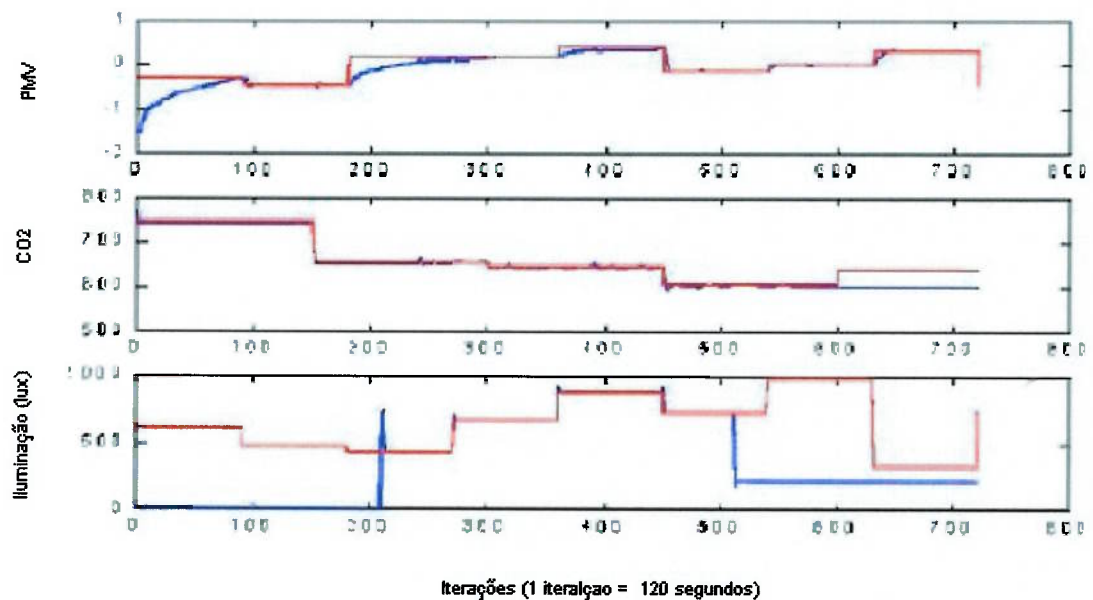


Figura 2.10 Resposta do controlador fuzzy considerando a preferência dos usuários.

Em seu trabalho Egilegor et al. (1997) estudaram o controle do PMV de ambientes prediais atuando na temperatura utilizando um sistema de controle por lógica fuzzy adaptado por redes neurais. As simulações do ambiente e o do sistema de controle foram executadas em máquinas diferentes utilizando um sistema de aquisição de dados para realizar a comunicação entre estas. O programa de simulação do ambiente envia informações sobre a temperatura, umidade relativa e condições externas e o programa que simula o controle calcula o PMV como definido por Fanger (1972) apud Egilegor (1997). No trabalho foram adotados metabolismo e velocidades do ar constantes, 75 Watts e 1,0 m/s respectivamente. A temperatura radiante média foi admitida como sendo igual à temperatura do ar e para as condições em que o sistema está refrigerando foi adotada um isolamento de vestimenta de 0,5 clo, enquanto que para aquecimento foi adotado 1,5 clo. Três níveis de condições de inverno (muito frio, frio moderado e frio) e três níveis de condições de verão (moderadamente quente e úmido, moderadamente quente e menos úmido e moderadamente quente e muito úmido) foram analisados. Três metodologias de controle foram comparadas: controle por lógica fuzzy, controle por lógica fuzzy adaptado por redes neurais e termostato. A Fig. 2.11 apresenta os resultados obtidos considerando um clima frio moderado. Já a Fig. 2.12 apresenta os resultados obtidos para um clima quente e muito úmido.

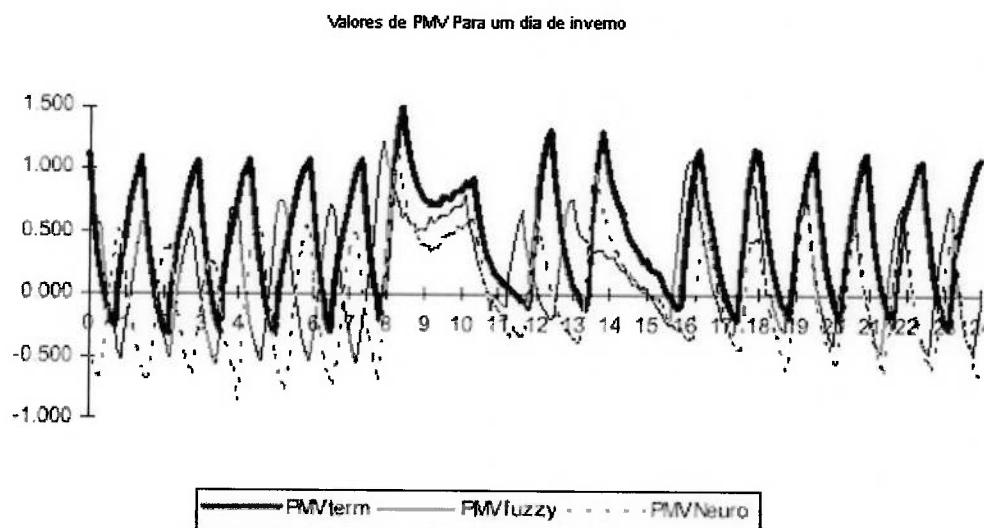


Figura 2.11 PMV para três estratégias de controle durante o inverno.

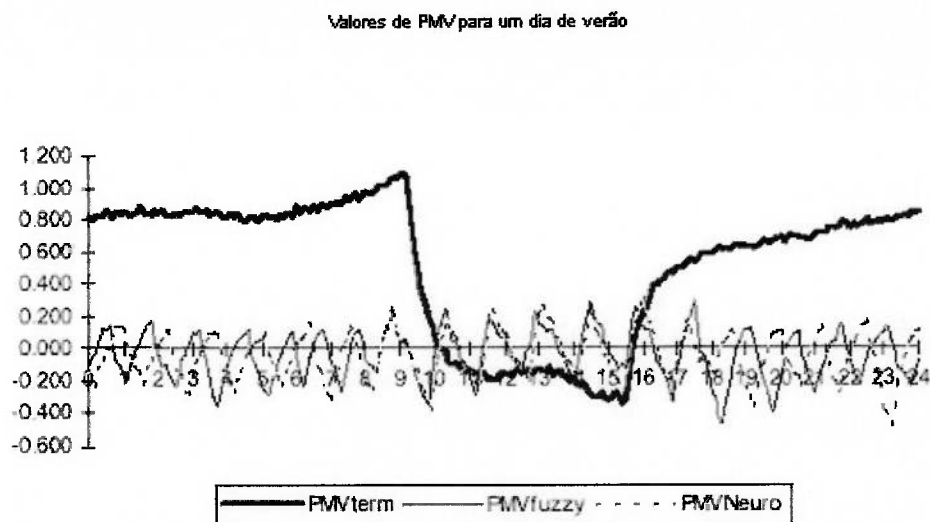


Figura 2.12 PMV para três estratégias de controle durante o verão.

Pode ser observado que os resultados obtidos utilizando o termostato foram bons e que uma redução na faixa de temperatura controlada melhoraria os resultados.

A comparação dos resultados obtidos para as três estratégias de controle mostrou que a contribuição mais significativa foi a utilização da lógica fuzzy uma vez que a utilização de redes neurais apenas melhorou um pouco o ajuste do controle.

Lam (1995) avalia a utilização de um algoritmo genético para permitir que o controlador de um sistema de ar condicionado, utilizando uma lei de controle baseada no índice PMV, aprenda a melhor estratégia de controle através de sua experiência. No trabalho foi escolhido o sistema de ar condicionado utilizado no Laboratório de Serviços Prediais (“Building Services Laboratory”) da Universidade de Hong Kong e foi utilizado um inversor de frequência para variar a velocidade do compressor e assim controlar a capacidade de refrigeração. Três variáveis ambientais foram monitoradas: a temperatura externa e a radiação solar e a temperatura interna. O sistema de ar condicionado foi operado utilizando um período de verificação de dados de 5 minutos (“time step”). Os testes foram executados acionando o algoritmo a cada 20 e 50 vezes (período de acionamento) que o sistema fazia uma leitura dos dados. Para cada período de



acionamento do algoritmo genético, as Figs. 2.13 a 2.16 apresentam os valores de temperatura interna e PMV.

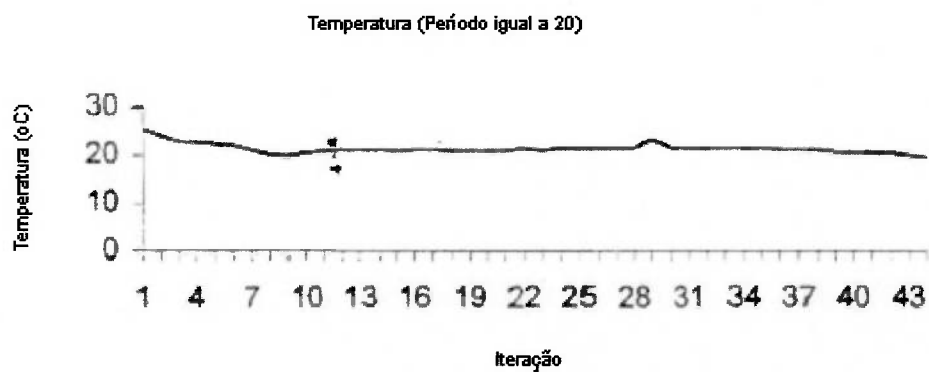


Figura 2.13 Temperatura para um período de 20 períodos de acionamento.

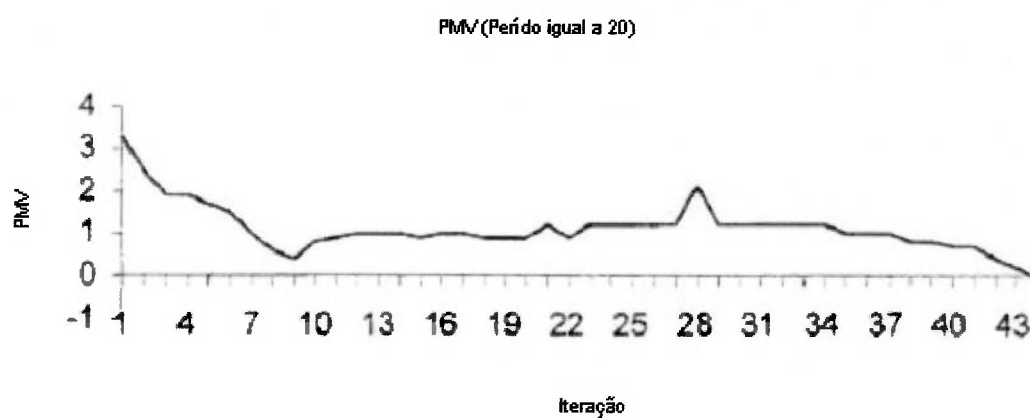


Figura 2.14 PMV para um período de 20 períodos de acionamento.

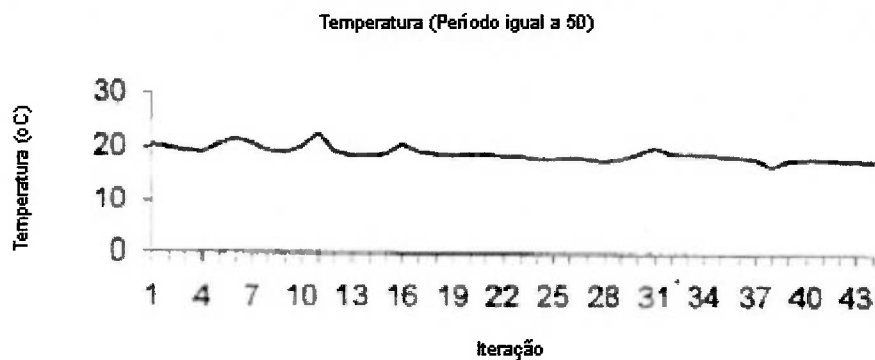


Figura 2.15 Temperatura para um período de 50 períodos de acionamento.

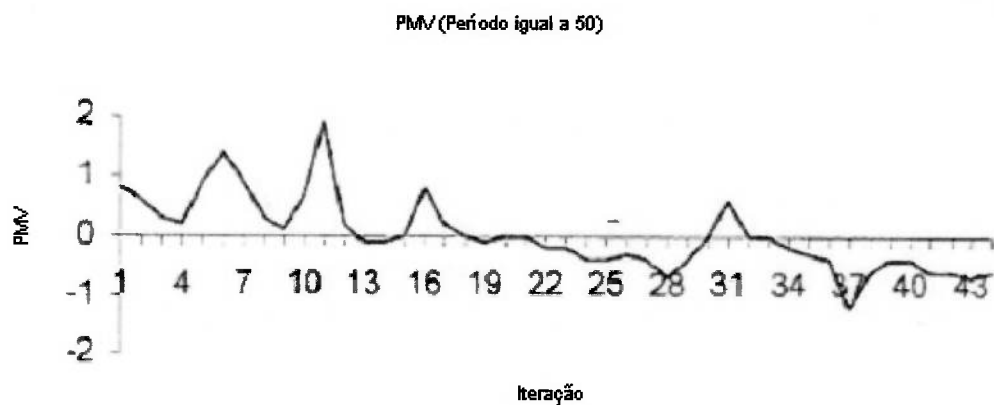


Figura 2.16 PMV para um período de 50 períodos de acionamento.

Foi verificado que o período do algoritmo genético tem influência na capacidade de aprendizado uma vez que com um período de 50, o sistema de classificação aprendeu a controlar o sistema de ar condicionado satisfatoriamente e, que com um período de 20, resultados inferiores foram obtidos mostrando que executar o algoritmo genético com muita frequência enfraqueceria a capacidade de aprendizado do sistema de classificação.

Ao final, foi concluído que os resultados obtidos foram promissores, indicando que a utilização de algoritmos genéticos é aplicável no controle de um sistema de ar condicionado sem a utilização de um modelo do sistema.

### **3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

#### **3.1 Conforto Térmico**

Na sociedade moderna o homem está mais crítico em relação ao ambiente que ocupa e aumentou o interesse pelos estudos da influência dos ambientes climatizados sobre o corpo humano, o que levou ao estabelecimento de requisitos para o condicionamento de ambientes ocupados. Conforto térmico para os seres humanos não é uma função exclusiva da temperatura, mas dos vários fatores apresentados abaixo:

1. Nível de atividade (energia liberada pelo corpo)
2. Isolamento térmico da vestimenta
3. Temperatura do ar
4. Temperatura radiante média
5. Velocidade do ar
6. Umidade do ar

Conforme apresentado nas normas ISO 7730 (1994) e ASHRAE 55-95 (1995), conforto térmico é definido como uma condição na qual um ser humano expressa satisfação em relação ao ambiente térmico. Uma condição necessária é que a pessoa se sinta termicamente neutra e neutralidade térmica pode ser definida como a condição na qual a pessoa não preferiria um ambiente mais ou menos aquecido (Fanger, 1972).

O corpo humano tem a temperatura aproximadamente constante (37 °C) e esta pode ser mantida somente se existir um equilíbrio entre o calor produzido e perdido pelo corpo. Os sensores mais importantes relacionados com a temperatura do corpo estão localizados na pele e no hipotálamo. O sensor localizado no hipotálamo inicia o processo de redução de temperatura quando a temperatura do corpo ultrapassa 37 °C e o sensor localizado na pele inicia o processo de defesa quando a temperatura da pele é reduzida para valores menores do que 34 °C (Fanger, 1972). Quando a temperatura do corpo se eleva, os vasos sanguíneos se dilatam e aumenta o fluxo sanguíneo para a pele e o processo de transpiração inicia, já quando a temperatura do corpo diminui, primeiro ocorre a vasoconstrição e consequentemente a redução do fluxo sanguíneo para a pele e

a produção de calor do corpo é estimulada pelo tremor dos músculos (“muscles shivering”).

O sistema termoregulador apresentado acima mantém a temperatura interna entre 36 e 40-42 °C enquanto a temperatura da pele pode variar entre 17 e 40 °C. Durante o período da manhã a temperatura interna é aproximadamente 37 °C (existem diferenças individuais e temperaturas entre 36 e 38 °C podem ser encontradas), durante o dia ela aumenta e atinge o máximo no fim da tarde podendo aumentar em até 1 °C.

A temperatura interna é mantida constante mesmo variando as condições ambientais, mas como a capacidade do corpo gerar calor e transpirar é limitada, existem limitações para a manutenção do equilíbrio térmico. Se a temperatura ambiente aumenta além do limite que o corpo pode atuar, ocorrerá acúmulo de energia e a temperatura interna aumentará. Assim a troca de calor entre o corpo e a pele aumentará devido ao aumento do fluxo sanguíneo e um novo equilíbrio será atingido, porém a uma temperatura interna maior. Se a temperatura do ambiente continuar sendo elevada, a temperatura interna continuará aumentando até um nível fatal (42 a 43 °C). Se a temperatura ambiente diminuir além do limite que o corpo pode atuar, mesmo com a vasoconstrição, o calor perdido será maior do que o gerado ocasionando a diminuição da temperatura interna. A primeira reação seria o tremor dos músculos (“shivering”) que cessaria a 33 °C e a temperaturas inferiores a pessoa ficaria inconsciente e temperaturas internas de 25 °C seriam fatais. A temperatura interna do corpo permanece constante se existe equilíbrio entre o calor gerado e dissipado.

A temperatura da pele em ambientes aquecidos tende a ser uniforme enquanto em ambientes frios, a temperatura da pele nos pés, mãos, pernas e nos braços tende a ser menor do que a temperatura da pele na cabeça e tronco.

A Fig. 3.1 apresenta o modelo cilíndrico que mostra a interação entre o meio e o envolvente e o corpo humano.

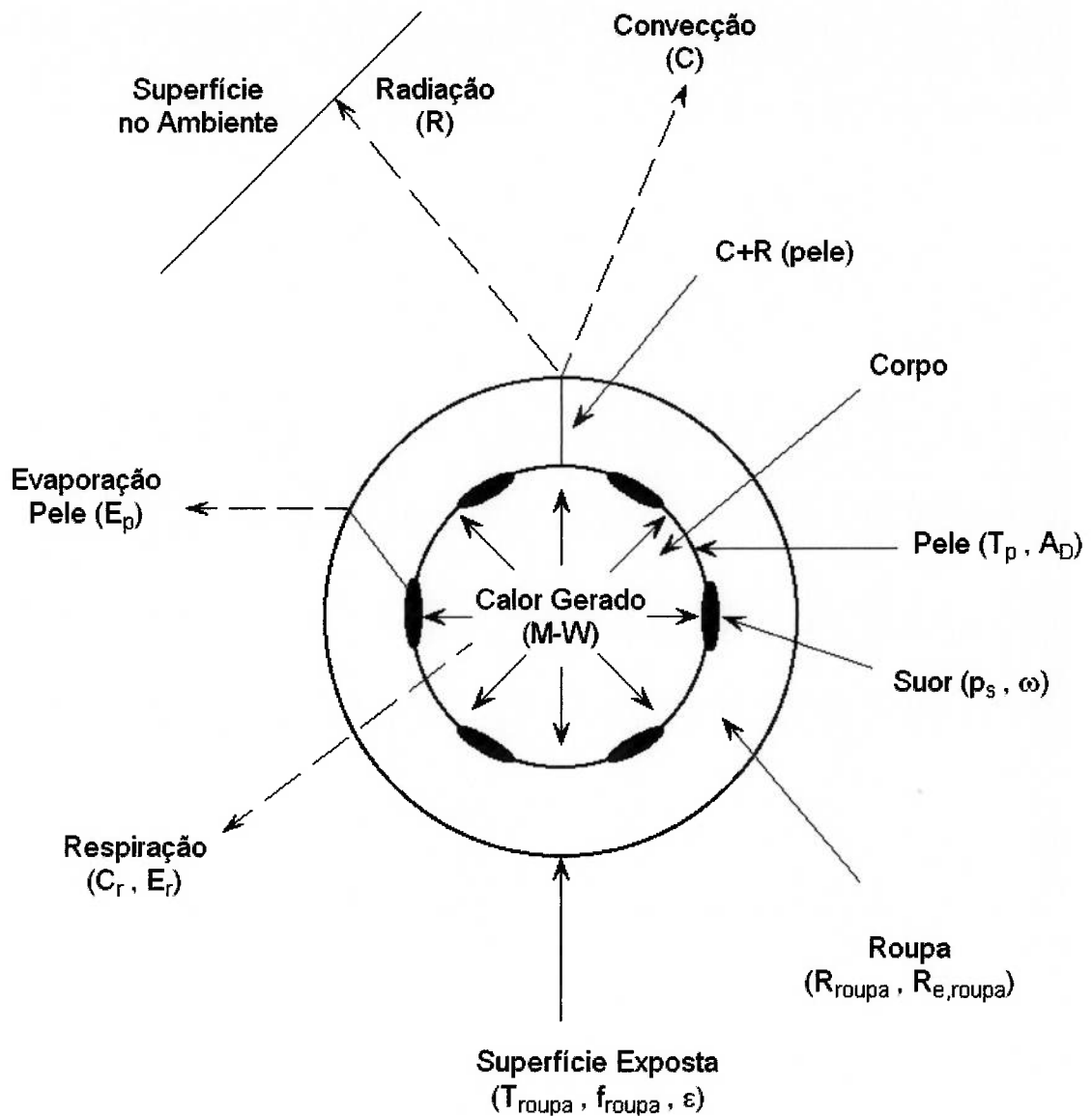


Figura 3.1 Modelo cilíndrico da interação térmica: corpo humano - meio envolvente.

Do balanço de energia (1ª lei da termodinâmica), e considerando as trocas de calor entre o meio envolvente e o corpo humano apresentadas na Fig. 3.1, tem-se:

$$\frac{dU}{dt} = M - W - E_p - (E_r + C_r) - (C + R) \quad (3-1)$$

Onde:

$\frac{dU}{dt}$	variação de energia interna com o tempo
U	energia interna
M	metabolismo da pessoa
W	trabalho desenvolvido pela pessoa
C	calor trocado por convecção
R	calor trocado por radiação
Ep	calor trocado devido a transpiração e difusão de vapor pela pele
Er	calor trocado por evaporação devido à respiração
Cr	calor trocado por convecção devido à respiração

Como o equilíbrio térmico é obtido se  $\frac{dU}{dt}=0$ , pode-se reescrever a equação de balanço de energia para o equilíbrio térmico dada por:

$$M - W - E_p - (E_r + C_r) = C + R = \frac{T_p - T_r}{R_{roupa}} \quad (3-2)$$

Onde:

Tp	temperatura da pele (°C)
Tr	temperatura da roupa (°C)
Rroupa	resistência da roupa (m <sup>2</sup> °C/W)

As equações acima não consideram o calor trocado por condução devido ao contato com superfícies como por exemplo o contato entre os pés e o piso. Esta parcela é normalmente insignificante para o balanço total, mas pode ser significativa para a troca de calor local.

Fanger (1972) estabelece três condições para que exista conforto térmico. A primeira condição é que exista equilíbrio térmico, ou seja, que a equação de balanço térmico entre o meio envolvente e o corpo seja satisfeita para regime permanente e assim o sistema termorregulador deve controlar a troca de calor com o meio mantendo a

temperatura interna em valores razoáveis. Para dada atividade, a temperatura da pele ( $T_p$ ) e a transpiração ( $E_{es}$ ) são as únicas variáveis fisiológicas que influenciam no balanço térmico e para uma pessoa com uma determinada vestimenta e desenvolvendo uma determinada atividade a temperatura da pele e a transpiração variarão de modo que a equação de balanço térmico seja satisfeita. Existe uma ampla faixa de condições ambientais e parâmetros fisiológicos que satisfazem a equação de balanço térmico, porém apenas uma faixa estreita oferece condições de conforto térmico. Fanger admite que, para um indivíduo em condições de conforto térmico desenvolvendo uma determinada atividade física, os valores de temperatura da pele e transpiração se manterão dentro de certos limites. Conduzindo experiências com jovens americanos, Fanger estabeleceu correlações entre o nível de atividade e a temperatura da pele e entre o nível de atividade e o calor trocado por transpiração. Essas correlações são a segunda e terceira condição para que exista uma situação de conforto térmico e estão apresentadas nas Eqs. 3-3 e 3-4.

$$T_p = 35,7 - 0,0275 (M - W) \quad (3-3)$$

$$E_{es} = 0,42 (M - W - 58,2) \quad (3-4)$$

A combinação das equações que representam as 3 condições apresentadas permitem obter a equação de conforto que possibilita, para um dado tipo de vestimenta e nível de atividade, calcular todas as combinações de temperatura do ar, umidade relativa, temperatura média radiante e velocidade do ar que ofereçam sensação de conforto térmico.

### 3.1.1 Avaliação de um Ambiente Térmico

Os métodos apresentados nos itens seguintes estabelecem as combinações de parâmetros que causam sensação de conforto térmico. Neste item é apresentado um critério para avaliar o desconforto causado por um ambiente que apresente combinações diferentes daquelas que garantem o conforto térmico.



Como a equação de conforto não satisfaz todos os seres humanos e existem combinações de variáveis que satisfarão um maior número de pessoas, o objetivo em qualquer ambiente condicionado, como também em uma aeronave de passageiros, é obter essa combinação que maximiza o número de satisfeitos.

Experimentos mostraram que o melhor resultado obtido apresentou 5 % de insatisfeitos e que variações nas condições estabelecidas pela equação de conforto resultaram no aumento do número de insatisfeitos. Como para cada pessoa existe um intervalo no qual ela se sente razoavelmente confortável e como esta varia de pessoa para pessoa, existirão conjuntos de variáveis para os quais um número mínimo de pessoas (5%) estará insatisfeito e esta “condição de conforto” será estabelecida pela equação de conforto. Para quantificar o grau de desconforto Fanger (1972) propôs o índice PMV (Voto Médio Estimado, “Predicted Mean Vote”), de acordo com a escala de sensação térmica da ASHRAE apresentada na Tab. 3.1.

Tabela 3.1 Índices de sensação térmica

PMV	Descrição
+3	MUITO QUENTE
+2	QUENTE
+1	LEVEMENTE QUENTE
0	NEUTRO
-1	LEVEMENTE FRIO
-2	FRIO
-3	MUITO FRIO

Para a obtenção de um ambiente termicamente confortável em uma aeronave, a temperatura do ar da cabine ( $T_c$ ), a umidade relativa (UR), a temperatura radiante média ( $T_{rm}$ ) e a velocidade do ar, as características das vestimentas e o metabolismo dos passageiros são os parâmetros que devem ser considerados.

Fanger (1972) definiu o índice de atividade térmica (IAT) como a diferença entre o calor gerado pelo corpo e o calor perdido para o ambiente. Baseado no balanço térmico do corpo humano, o índice IAT em  $W/m^2$  é dado por:

$$IAT = M - W - E_p - (E_r + C_r) - (C + R) \quad (3-5)$$

Onde:

M	metabolismo do passageiro
W	trabalho desenvolvido pelo passageiro
C	calor trocado por convecção
R	calor trocado por radiação
$E_p$	calor trocado devido a transpiração e difusão de vapor pela pele
$E_r$	calor trocado por evaporação devido à respiração
$C_r$	calor trocado por convecção devido à respiração

A lei de resfriamento de Newton diz que:

$$Q_{conv} = A_{ext} h_c (T_r - T_c) \quad (3-6)$$

Linearizando-se a equação de troca de calor por radiação (lei de Stefan-Boltzmann) entre duas superfícies obtém-se:

$$Q_{rad} = A_{ext} h_r (T_r - T_w) \quad (3-7)$$

Como o índice IAT é dado na forma de fluxo ( $W/m^2$ ), as trocas de calor por convecção e radiação por unidade de área são dadas abaixo:

$$C = Q_{conv}/AD \quad (3-8)$$

$$R = Q_{rad}/AD \quad (3-9)$$

Assim definindo-se:

$$fR = A_{ext}/A_D \quad (3-10)$$

Tem-se:

$$C = fR hc (T_r - T_c) \quad (3-11)$$

$$R = fR hr (T_r - T_{rm}) \quad (3-12)$$

Onde:

$Q_{conv}$  – Calor trocado por convecção (W)

$Q_{rad}$  – Calor trocado por radiação (W)

$A_{ext}$  – Área externa de troca de calor ( $m^2$ )

$A_D$  – Área de Du Bois (área do corpo nu) ( $m^2$ )

$fR$  – Fator de vestimenta

$hc$  – coeficiente de troca de calor por convecção ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )

$hr$  – coeficiente de troca de calor por radiação ( $W/m^2 \text{ } ^\circ C$ )

$T_r$  – Temperatura da vestimenta ( $^\circ C$ )

$T_c$  – Temperatura do ar de cabine ( $^\circ C$ )

$T_w$  – Temperatura das paredes ( $^\circ C$ )

$T_{rm}$  – Temperatura radiante média ( $^\circ C$ )

A área superficial do corpo nu pode ser obtida conforme proposto por Du Bois (1916) apud ASHRAE (2001).

$$A_D = 0,202 m^{0,425} L^{0,725} \quad (3-13)$$

Onde:

$m$  – Massa de uma pessoa (kg)

$L$  – Altura de uma pessoa (m)

Da definição da temperatura radiante média apresentada por Fanger (1972), pode-se estimá-la a partir das temperaturas das superfícies do ambiente ( $T_w$ ) ponderadas de acordo com os fatores de ângulo:

$$T_{\text{m}} = (F_{p-1} \cdot t_1^4 + F_{p-2} \cdot t_2^4 + \dots + F_{p-n} \cdot t_n^4)^{1/4} \quad (3-14)$$

Onde:

$t_n$  = temperatura da superfície, K

$F_{p-n}$  = fator de ângulo entre a pessoa e a superfície n

$\Sigma F_{p-n} = 1$

A convecção pode ser natural ou forçada. No caso de convecção natural,  $h_c$  depende da diferença da temperatura da vestimenta e da temperatura do ar ambiente e pode ser obtida por (ASHRAE, 2001):

$$h_c = 2,38 (t_R - t)^{0,25} \quad \text{W/m}^2 \quad (3-15)$$

Do mesmo modo, para convecção forçada,  $h_c$  depende da velocidade relativa do ar e que pode ser obtida a partir de (ASHRAE, 2001):

$$h_c = 12,1 (V_{\text{ar}})^{1/2} \quad \text{W/m}^2 \quad (3-16)$$

Onde:

$V_{\text{ar}}$  = velocidade do ar

É necessário avaliar qual dos coeficientes é mais significativo.

As trocas de calor por radiação e convecção também podem ser dadas por:

$$C + R = \frac{T_P - T_r}{R_{\text{roupa}}} \quad (3-17)$$

Onde:

$R_{\text{roupa}}$  – Resistência da roupa ( $\text{m}^2\text{K/W}$ )

$T_P$  – Temperatura da pele ( $^{\circ}\text{C}$ )

A resistência da roupa pode ser expressa em clo ( $1 \text{ clo} = 0,155 \text{ m}^2\text{K/W}$ ) e é mais comum utilizar  $I_{\text{Roupa}}$  com (ASHRAE, 2001):

$$R_{\text{roupa}} = 0,155 I_{\text{Roupa}} \quad (3-18)$$

McCullough e Jones (1984) apud ASHRAE (2001) propuseram a relação a seguir para  $I_{\text{Roupa}}$ :

$$I_{\text{Roupa}} = 0,835 \sum_i I_{\text{Roupa } i} + 0,161 \quad (3-19)$$

Os valores da resistência de cada peça de vestimenta ( $I_{\text{Roupa } i}$ ) estão tabelados. Os valores de fator de vestimenta ( $f_R$ ) também estão tabelados e podem ainda ser obtidos utilizando a relação proposta por McCullough e Jones (1984) apud ASHRAE (2001):

$$f_R = 1,0 + 0,3 I_{\text{Roupa}} \quad (3-20)$$

Durante a respiração calor é perdido pelo fato do ar exaurido estar a uma temperatura maior do que a do ar inalado e devido a diferença entre a umidade do ar exaurido e inalado. A temperatura do ar exalado é admitida 34 °C. Essa parcela normalmente é desprezível. Uma pessoa correndo ( $M \sim 400 \text{ W/m}^2$ ) em um ambiente a – 10 °C perderá 44 W (25 W/m<sup>2</sup>). O calor perdido para o mesmo exemplo citado acima para um ambiente com pressão de vapor de 600 Pa (umidade relativa igual a 50%) seria 65 W (36 W/m<sup>2</sup>).

Para atividades leves em ambientes condicionados (pessoa sentada ou em pé) e temperaturas próximas de 20 °C, o calor perdido pela respiração é pequeno, menos do que 2 a 5 W/m<sup>2</sup> e geralmente pode ser desprezado, e podem ser equacionados como:

$$q_{\Delta T} = m_{\text{resp}} c_p (34 - T_c) \quad (3-21)$$

$$q_{\Delta h} = m_{\text{resp}} h_{lv} (w_s - w_c) \quad (3-22)$$

Onde:

$q_{\Delta T}$ : Calor trocado por convecção na respiração (W)

$q_{\Delta h}$ : Calor trocado por evaporação na respiração (W)

$m_{\text{resp}}$ : Taxa de ventilação pulmonar (kg/s)

$c_p$ : Calor específico a pressão constante de ar (J/kgK)

$w_s$ : Umidade absoluta do ar dos pulmões (kg vapor / kg ar seco)

$w_c$ : Umidade absoluta do ar de cabine (kg vapor / kg ar seco)

$h_{lv}$ : Entalpia de vaporização da água (J/kg)

A ventilação pulmonar depende do metabolismo. Fanger (1970) apud ASHRAE (2001) sugere a seguinte relação para a taxa de ventilação pulmonar:

$$m_{resp} = K_{res} A_D M \quad (3-23)$$

Onde  $K_{res}$  é uma constante de proporcionalidade ( $1,43 \cdot 10^{-6}$  kg/J).

A umidade absoluta do ar de cabine pode ser expressa em termos da pressão de cabine e da pressão parcial do vapor d'água na cabine:

$$w_c = 0,622 \frac{P_{vc}}{P - P_{vc}} \quad (3-24)$$

Onde:

$w_c$ : umidade absoluta do ar de cabine (kg vapor / kg ar seco)

$P_{vc}$ : pressão de vapor do ar de cabine (Pa)

$P$ : pressão de cabine (Pa)

Usando a aproximação dada por Fanger (1972):

$$w_s - w_c = 0,00277 + 0,000065 T_c - 0,80 w_c \quad (3-25)$$

Sendo  $w_s$  a umidade absoluta do ar exalado que é admitido saturado a 34 °C.

E considerando que:

$$C_R = q_{\Delta T} / A_D \quad (3-26)$$

$$E_R = q_{\Delta h} / A_D \quad (3-27)$$

Substituindo valores de  $h_{lv}$  e de  $c_p$  nas condições normais, obtém-se:

$$C_R = 0,0014 M (34 - T_c) \quad (3-28)$$

$$E_R = 0,0173 M (5,87 - P_{v_c}) \quad (3-29)$$

Com a pressão de vapor e a temperatura do ar de cabine dadas respectivamente em kPa e em graus Celsius.

O calor perdido por evaporação é composto pela parcela difundida pela pele e pela parcela devido a evaporação do suor existente na superfície da pele. A quantidade de água difundida pela pele e o calor correspondente à sua evaporação é uma função da diferença entre a pressão de vapor saturado à temperatura da pele e a pressão de vapor no ambiente. A pressão de vapor saturado na pele é função da temperatura da pele.

Considerando o calor trocado por transpiração e difusão de vapor pela pele como apresentado abaixo:

$$E_P = E_{es} + E_{dif} \quad (3-30)$$

Onde:

$E_{es}$ : Calor trocado por evaporação ( $W/m^2$ )

$E_{dif}$ : Calor trocado por difusão de vapor pela pele ( $W/m^2$ )

Fanger (1972) propõe seguinte relação para a pressão de vapor saturado ( $P_s$ ) na temperatura da pele:

$$P_s = 1,92 T_p - 25,3 \quad (3-31)$$

Com  $27^\circ C < T_p < 37^\circ C$  e  $P_s$  em mmHg.

Combinando as equações para  $T_p$ ,  $E_{es}$ ,  $C_R$ ,  $E_R$  e  $P_s$  (convertida para kPa), o calor trocado por difusão de vapor através da pele pode ser obtido a partir de:

$$E_{dif} = 3,05 (5,73 - 0,007 (M - W) - P_{v_c}) \quad (3-32)$$

Combinando as equações 3-3, 3-17 e 3-18, tem-se:

$$T_r = 35,7 - 0,0275 (M - W) - 0,155 I_{roupa} (C + R) \quad (3-33)$$

Combinando a eq.(3-33) com a eq.(3-11), combinando a eq.(3-33) com eq.(3-12) e somando as equações resultantes, tem-se:

$$C + R = \frac{(f_R h_C + f_R h_r)[35,7 - 0,0275(M - W)]}{1 + 0,155 I_{roupa}(f_R h_C + f_R h_r)}$$

$$\frac{(f_R h_C) T_C}{1 + 0,155 I_{roupa}(f_R h_C + f_R h_r)} \quad (3-34)$$

$$\frac{(f_R h_r) T_w}{1 + 0,155 I_{roupa}(f_R h_C + f_R h_r)}$$

Considerando que:

$$P_{V_c} = \frac{w_c P}{0,622 + w_c} \quad (3-35)$$

Para uma pressão de 101300 Pa e umidades absolutas entre 0 e 20 g/kg, a regressão linear para a pressão de vapor em função da umidade absoluta pode ser obtida a partir de:

$$P_{V_c} = 157,77 w_c + 0,016 \quad (3-36)$$

E voltando ao índice de atividade térmica (IAT) com as equações desenvolvidas para  $C_R$ ,  $E_R$ ,  $E_p$  ( $E_{es}$  e  $E_{dif}$ ) e para  $C+R$ :

$$IAT = f(w_c, T_c, T_w) \quad (3-37)$$

Fanger (1972) obteve o voto médio estimado (PMV) partir do índice de atividade térmica (IAT), como abaixo:

$$PMV = (0,303 e^{-0,036M} + 0,028) IAT \quad (3-38)$$



Em função do PMV, o percentual de pessoas insatisfeitas (“Predicted Percentage of Dissatisfied”, PPD) pode ser estimado como mostra a Fig. 3.2 (Fanger, 1972).

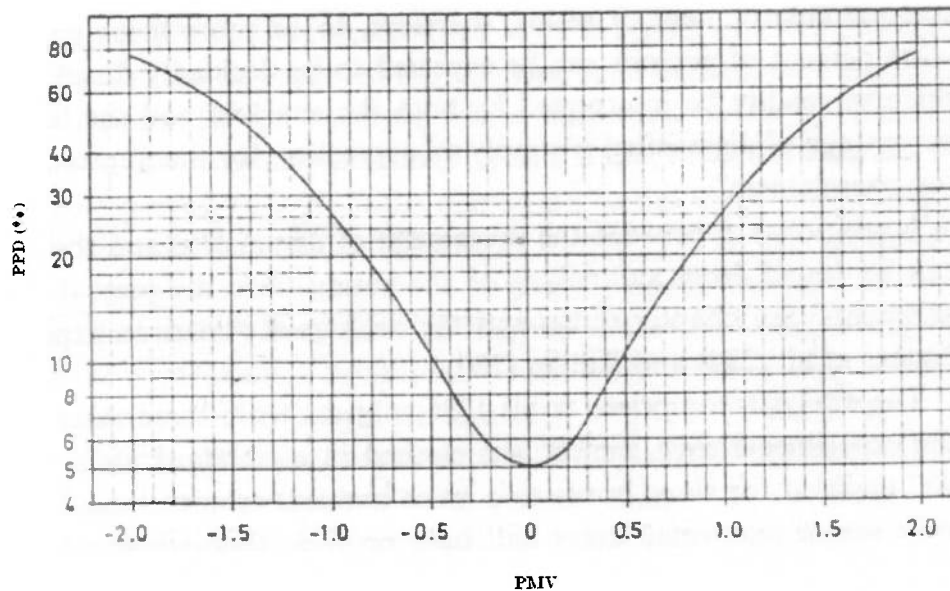


Figura 3.2 PPD em função do PMV

A Fig. 3.2 mostra que a menor porcentagem de insatisfeitos é 5 % obtida quando o índice PMV é igual a zero. As pessoas que votaram -3, -2, +2, +3 na escala de PMV são consideradas termicamente insatisfeitas. A norma ISO 7730 (1994) recomenda os seguintes valores para os índices PMV e PPD:

$$-0,5 < PMV < 0,5, \quad PPD < 10 \%$$

Fanger (1982) apud ASHRAE (2001) definiu a porcentagem de pessoas insatisfeitas (PPD) a partir do PMV como apresentado na eq.(3-39):

$$PPD = 100 - 95 e^{-0,03353 PMV^4 - 0,2179 PMV^2} \quad (3-39)$$

A Tab. 3.3 apresenta o voto médio estimado (PMV) para um ambiente com umidade relativa de 50% e para uma pessoa desenvolvendo uma atividade leve (1,0 met).

Verifica-se na Tab. 3.2 que os resultados são apresentados em função da temperatura operativa,  $T_o$ , que é uma função da temperatura radiante média,  $T_{rm}$ , e da temperatura do ar,  $T_a$ , e é dada pela eq.(3-40).

$$T_o = a \cdot T_a + (1 - a) \cdot T_{rm} \quad (3-40)$$

Onde a constante  $a$  varia de acordo com a velocidade relativa do ar ( $V_a$ ):

Tabela 3.2 Constante para cálculo da temperatura operativa

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

Tabela 3.3 Voto médio estimado - PMV (ISO 7730, 1994) (MET=1,0) e umidade relativa do ar de 50%

Vestimenta CLO	m <sup>2</sup> . °C W	Temperatura Operativa °C	Velocidade Relativa do ar - m/s								
			< 0,10	0,10	0,15	0,20	0,30	0,40	0,50	1,00	
0	0	26	-1,62	-1,62	-1,96	-2,34					
		27	-1,00	-1,00	-1,36	-1,69					
		28	-0,39	-0,42	-0,76	-1,05					
		29	0,21	0,13	-0,15	-0,39					
		30	0,80	0,68	0,45	0,26					
		31	1,39	1,25	1,08	0,94					
		32	1,96	1,83	1,71	1,61					
0,25	0,039	33	2,50	2,41	2,34	2,29					
		24	-1,52	-1,52	-1,80	-2,06	-2,47				
		25	-1,05	-1,05	-1,33	-1,57	-1,94	-2,24	-2,48		
		26	-0,58	-0,61	-0,87	-1,08	-1,41	-1,67	-1,89	-2,66	
		27	-0,12	-0,17	-0,40	-0,58	-0,87	-1,10	-1,29	-1,97	
		28	0,34	0,27	0,07	-0,09	-0,34	-0,53	-0,70	-1,28	
		29	0,80	0,71	0,54	0,41	0,20	0,04	-0,10	-0,58	
0,50	0,078	30	1,25	1,15	1,02	0,91	0,74	0,61	0,50	0,11	
		31	1,71	1,61	1,51	1,43	1,30	1,20	1,12	0,83	
		23	-1,10	-1,10	-1,33	-1,51	-1,78	-1,99	-2,16		
		24	-0,72	-0,74	*-0,95	-1,11	-1,36	-1,55	-1,70	-2,22	
		25	-0,34	-0,38	-0,56	-0,71	-0,94	-1,11	-1,25	-1,71	
		26	0,04	-0,01	-0,18	-0,31	-0,51	-0,66	-0,79	-1,19	
		27	0,42	0,35	0,20	0,09	-0,08	-0,22	-0,33	-0,68	
0,75	0,118	28	0,80	0,72	0,59	0,49	0,34	0,23	0,14	-0,17	
		29	1,17	1,08	0,98	0,90	0,77	0,68	0,60	0,34	
		30	1,54	1,45	1,37	1,30	1,20	1,13	1,06	0,86	
		21	-1,11	-1,11	-1,30	-1,44	-1,66	-1,82	-1,95	-2,36	
		22	-0,79	-0,81	-0,96	-1,11	-1,31	-1,46	-1,58	-1,95	
		23	-0,47	-0,50	-0,66	-0,78	-0,96	-1,09	-1,20	-1,55	
		24	-0,15	-0,19	-0,33	-0,44	-0,61	-0,73	-0,83	-1,14	
1,00	0,155	25	0,17	0,12	-0,01	-0,11	-0,28	-0,37	-0,46	-0,74	
		26	0,49	0,43	0,31	0,23	0,09	0,00	-0,08	-0,33	
		27	0,81	0,74	0,64	0,56	0,45	0,36	0,29	0,08	
		28	1,12	1,05	0,96	0,90	0,80	0,73	0,67	0,48	
		20	-0,85	-0,87	-1,02	-1,13	-1,29	-1,41	-1,51	-1,81	
		21	-0,57	-0,60	-0,74	-0,84	-0,99	-1,11	-1,19	-1,47	
		22	-0,30	-0,33	-0,46	-0,55	-0,69	-0,80	-0,88	-1,13	
1,50	0,233	23	-0,02	-0,07	-0,18	-0,27	-0,39	-0,49	-0,56	-0,79	
		24	0,26	0,20	0,10	0,02	-0,09	-0,18	-0,25	-0,46	
		25	0,53	0,48	0,38	0,31	0,21	0,13	0,07	-0,12	
		26	0,81	0,75	0,66	0,60	0,51	0,44	0,39	0,22	
		27	1,08	1,02	0,95	0,89	0,81	0,75	0,71	0,56	
		14	-1,36	-1,36	-1,48	-1,58	-1,72	-1,82	-1,89	-2,12	
		16	-0,94	-0,95	-1,07	-1,15	-1,27	-1,36	-1,43	-1,63	
2,00	0,310	18	-0,52	-0,54	-0,64	-0,72	-0,82	-0,90	-0,96	-1,14	
		20	-0,09	-0,13	-0,22	-0,28	-0,37	-0,44	-0,49	-0,65	
		22	0,35	0,30	0,23	0,18	0,10	0,04	0,00	-0,14	
		24	0,79	0,74	0,68	0,63	0,57	0,52	0,49	0,37	
		26	1,23	1,18	1,13	1,09	1,04	1,01	0,98	0,89	
		28	1,67	1,62	1,56	1,56	1,52	1,48	1,47	1,40	
		10	-1,38	-1,39	-1,49	-1,56	-1,67	-1,74	-1,80	-1,96	
12	-1,03	-1,05	-1,14	-1,21	-1,30	-1,37	-1,42	-1,57			
14	-0,68	-0,70	-0,79	-0,85	-0,93	-0,99	-1,04	-1,17			
16	-0,32	-0,35	-0,43	-0,48	-0,56	-0,61	-0,65	-0,77			
18	0,03	-0,00	-0,07	-0,11	-0,18	-0,23	-0,26	-0,37			
20	0,40	0,36	0,30	0,26	0,20	0,16	0,13	0,04			
22	0,76	0,72	0,67	0,54	0,59	0,55	0,53	0,45			
24	1,13	1,09	1,05	1,02	0,98	0,95	0,93	0,87			

### 3.1.2 Desconforto Térmico Local

Além do requisito de neutralidade térmica, para estabelecer condições de conforto térmico, é requerido que não exista desconforto térmico em partes do corpo. Desconforto térmico local pode ser causado por assimetria de radiação, correntes de ar localizadas, diferença vertical de temperatura e por contato com pisos frios ou quentes. Esses aspectos serão brevemente explorados a seguir.

#### 3.1.2.1 Assimetria de radiação

A assimetria de radiação em um ambiente pode ser causada por janelas frias, paredes não isoladas e painéis quentes ou frios em paredes ou teto. Em aeronaves, o desconforto devido à assimetria de radiação é causado devido a proximidade de janelas e superfícies frias (com temperatura menor do que a ambiente).

A assimetria de radiação ( $\Delta t_{pr}$ ) é definida como a diferença entre a temperatura de plano radiante de dois planos opostos. A temperatura de plano radiante é definida como a temperatura uniforme de um ambiente que irradia a mesma energia para um pequeno elemento de plano do que um ambiente real.

A temperatura de plano radiante depende das temperaturas das superfícies ao redor de um pequeno elemento de plano e dos fatores de ângulo entre o pequeno elemento de plano e as superfícies ao redor do mesmo. Como a maioria dos materiais utilizados no acabamento interno de aeronaves possui emissividade elevada, é possível desconsiderar as reflexões.

A equação abaixo pode ser utilizada para calcular a temperatura de plano radiante (ISO 7726, 1985):

$$t_{pr} = (F_{p-1} \cdot t_1^4 + F_{p-2} \cdot t_2^4 + \dots + F_{p-n} \cdot t_n^4)^{0,25} \quad (3-41)$$

Onde:

$t_n$  = temperatura da superfície (K)

$F_{p-n}$  = fator de ângulo entre o pequeno elemento de plano e a superfície n

$\Sigma F_{p-n} = 1$

A assimetria de radiação é então calculada como a diferença entre a temperatura de plano radiante de dois planos opostos.

Segundo as normas ISO 7730 (1994) e ASHRAE 55-95 (1995) a assimetria de radiação causada por janelas ou outras superfícies frias instaladas verticalmente deve ser menor do que 10° C que corresponde a 5% de insatisfeitos e a assimetria de radiação causada por superfícies quentes instaladas no teto deve ser menor do que 5° C que corresponde a 7% de insatisfeitos. Estas recomendações são válidas para pessoas em atividades leves (sedentárias).

### 3.1.2.2 Correntes de ar

Correntes de ar podem causar a redução indesejada da temperatura localmente na superfície do corpo. Neste caso, mesmo a pessoa estando em equilíbrio térmico, pode não estar termicamente confortável, devido a esta redução local de temperatura.

A porcentagem de pessoas insatisfeitas (PD) devido a ocorrência de correntes de ar localizadas deve ser menor do que 15 %. Essa porcentagem é influenciada pela temperatura do ar, velocidade média do ar e intensidade de turbulência e pode ser estimada pela equação abaixo (ASHRAE-55, 1995):

$$PD = (34 - t_a)(v-0,05)^{0,62}(0,37 v T_u+3,14) \quad (3-42)$$

Onde:

- $t_a$ : temperatura do ar (°C)
- $v$ : velocidade média do ar (m/s)
- $T_u$ : intensidade de turbulência (%)

A intensidade de turbulência pode ser definida como segue.

$$T_u = SD/v \quad (3-43)$$

Onde SD é o desvio padrão da velocidade do ar.

As normas ASHRAE 55-95 (1995) e ISO 7730 (1994) apresentam gráficos das velocidades de ar permitidas para se ter 15 % de insatisfeitos.

### 3.1.2.3 Diferença vertical de temperatura

Em muitos ambientes a temperatura não é uniforme e podem existir diferenças verticais de temperatura e, se a diferença for grande o suficiente, pode ocorrer insatisfação mesmo que a pessoa esteja em equilíbrio térmico.

Olesen et al. (1979) apud ASHRAE (2001) estudaram a influência da diferença vertical de temperatura no conforto térmico. Em uma câmara climática, pessoas em equilíbrio térmico foram expostas individualmente a diferenças de temperatura entre a cabeça e o tornozelo e forneceram avaliações subjetivas a respeito de sua sensação térmica. A Fig. 3.3 apresenta a porcentagem de insatisfeitos como função da diferença vertical de temperatura entre a cabeça (1,1 m acima do piso) e do tornozelo (0,1 m acima do piso).

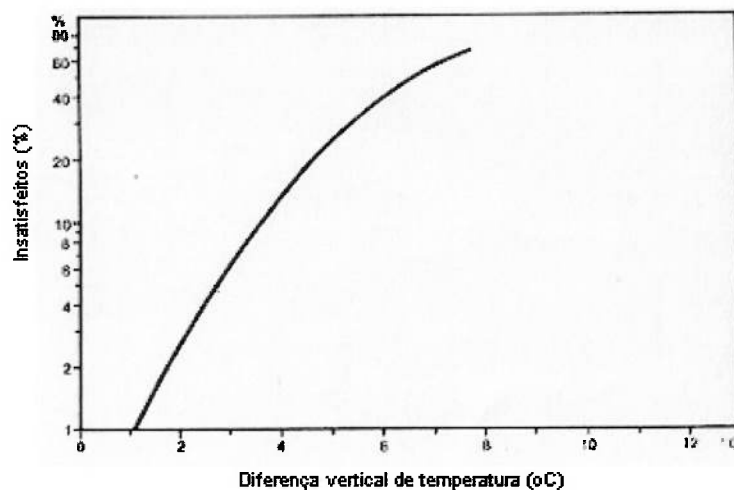


Figura 3.3 Porcentagem de insatisfeitos em função da diferença vertical de temperatura.

Os resultados dos ensaios mostraram que o problema existe apenas para temperaturas mais elevadas na região da cabeça, já temperaturas maiores nos tornozelos não causam desconforto local.

As normas ISO 7730 (1994) e ASHRAE 55-95 (1995) recomendam que, para atividades leves, a diferença vertical de temperatura entre a cabeça e o tornozelo deve ser menor do que 3°C, o que resultará em 5 % de insatisfeitos.

### 3.1.2.4 Pisos “Frios” e “Quentes”

Temperaturas de piso elevadas ou baixas podem causar desconforto térmico local.

Olesen (1977) apud ASHRAE (2001) verificou que a temperatura ótima para pessoas calçadas e em atividade sedentária é de 25 °C, para pessoas em pé ou caminhando é de 23 °C. Na temperatura ótima, 6 % dos ocupantes sentiram desconforto.

A norma ASHRAE 55-95 (1995) recomenda que a temperatura do piso ocupado por pessoas utilizando o calçados adequados esteja entre 18 e 29 °C.

### 3.1.3 Avaliação de Conforto Térmico em uma Cabine de Aeronave

Uma análise de conforto térmico considera as características do ambiente, da vestimenta e da atividade dos ocupantes. Para uma análise de conforto térmico em uma cabine de aeronave, algumas particularidades devem ser consideradas uma vez que tornam este ambiente diferente de um ambiente predial:

- Ambiente confinado
- Elevada ocupação
- Baixa umidade relativa
- Temperatura radiante média diferente da temperatura do ar
- Influência do assento
- Densidade do ar menor do que no nível do mar

Neste trabalho não será avaliado o desconforto térmico local, portanto apenas os parâmetros relacionados com o balanço térmico global do corpo humano serão considerados. As normas ISO 7726 (1985) e ASHRAE 55-95 (1995) apresentam recomendações de como esses parâmetros devem ser medidos.

A norma ISO 7726 (1985) apresenta as características necessárias para que os sensores possam ser utilizados em medições para análises de conforto térmico.

As normas ASHRAE (2001), ASHRAE 55-95 (1995) e ISO 7730 (1994) apresentam valores de isolamento para vestimentas típicas.

A Tab. 3.4 apresenta as vestimentas típicas de passageiros e seus respectivos isolamentos.

Tabela 3.4 Vestimentas típicas

Masculino		Feminino	
Descrição	Insolamento (clo)	Descrição	Insolamento (clo)
Sapatos	0,04	Sapatos	0,04
Meias	0,02	Meia Calça	0,02
Roupa Íntima	0,04	Roupa Íntima	0,04
Camisa de manga longa	0,25	Camisa de manga longa	0,25
Calça	0,25	Saia grossa	0,25
		Colete	0,01
<b>Total</b>	<b>0,60</b>		<b>0,61</b>

Um isolamento adicional de 0,17 clo foi considerado devido à influência do assento. A norma ISO 9920 (1995) mostra que 25 e 30 % da área do corpo humano estariam cobertos se uma pessoa vestisse um short ou uma camiseta sem mangas. A cobertura do corpo proporcionada pelo assento foi adotada como sendo metade da apresentada acima e o isolamento adicional dado em clo foi encontrado utilizando a relação proposta pela norma ISO 9920 (1995):

$$I_{clu} = 0,61 \cdot 10^{-2} A_{cob} \quad (3-44)$$

Onde  $I_{clu}$  representa o isolamento proporcionado por uma vestimenta que cobre uma porcentagem do corpo representada por  $A_{cob}$ .

A norma ASHRAE-55-95 (1995) apresenta valores de taxas metabólicas para atividades típicas. Neste trabalho foi adotada uma atividade sedentária equivalente a uma taxa de 58,2 W/m<sup>2</sup> ou 1,0 met.

As equações (3-38) e (3-39) devem ser utilizadas para o cálculo dos índices PMV e PPD.



A seguir são apresentadas análises que mostram que não somente a temperatura do ar é importante em um estudo de conforto térmico e mostram também que, como durante o vôo a umidade relativa, a temperatura média radiante e a densidade do ar variam, o efeito combinado dessas variações deve ser avaliado.

### 3.1.3.1 Efeito da diminuição da umidade relativa

Umidades relativas menores levam a um aumento da evaporação podendo causar leve sensação de frio. Para compensar esse efeito, temperaturas de ar mais elevadas devem ser utilizadas. A Fig. 3.4 mostra que umidades relativas menores (20%) causam o deslocamento da curva de PPD em função da temperatura para a direita caracterizando que temperaturas maiores devem ser utilizadas para compensar o aumento da troca de calor por evaporação com pequena diminuição da troca de calor por convecção.

Na análise foram considerados: temperatura radiante média igual à temperatura do ar, metabolismo de  $58,2 \text{ W/m}^2$ , vestimenta de 0,77 clo e uma pessoa de 70 kg e 1,70 m.

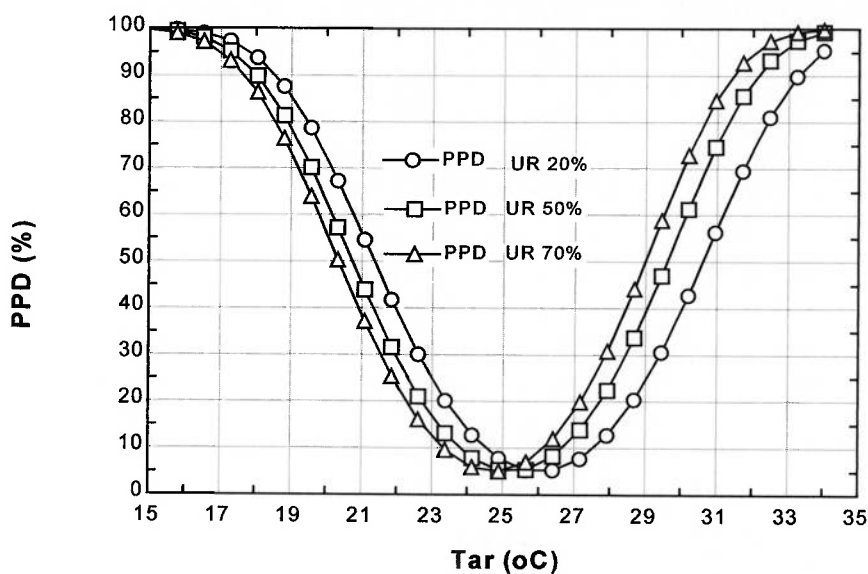


Figura 3.4 Efeito da diminuição da umidade relativa.

### 3.1.3.2 Efeito da diminuição da temperatura radiante média

As temperaturas das superfícies de uma cabine de aeronave são potencialmente mais baixas do que a temperatura do ar, ou seja, a temperatura radiante média é menor do que a temperatura do ar e a troca de calor por radiação é potencialmente maior do que em ambientes prediais. Temperaturas radiante média menores ocasionam o aumento da troca de calor por radiação entre a pessoa e as superfícies da cabine causando uma leve sensação de frio. Para compensar esse efeito, temperaturas de ar mais elevadas devem ser utilizadas diminuindo a troca de calor por convecção, o que pode ser observado na Fig. 3.5 pelo deslocamento da curva de PPD em função da temperatura para a direita. Na análise foram considerados: metabolismo de  $58,2 \text{ W/m}^2$ , umidade relativa de 50% e uma vestimenta de 0,77 clo. Foi considerada uma pessoa de 70 kg e 1,70 m.

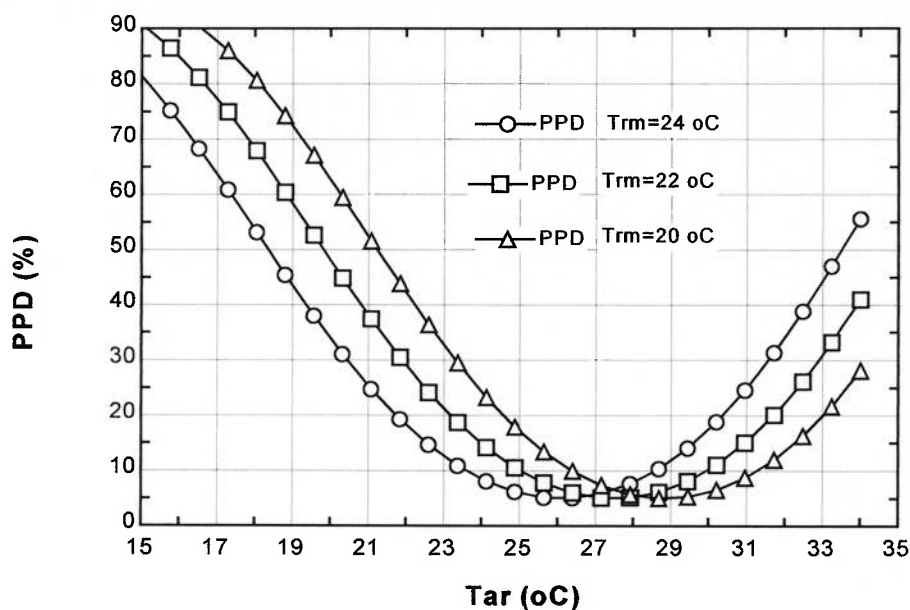


Figura 3.5 Efeito da diminuição da temperatura radiante média.

### 3.1.3.3 Efeito da diminuição da densidade do ar da cabine

Com o aumento da altitude da aeronave e da altitude de cabine, embora pressurizada, a pressão de cabine diminui ocasionando a redução da densidade do ar de cabine, modificando também o coeficiente de troca de calor por convecção. Cálculos para altitudes de cabine de 8000 pés mostram que o coeficiente de troca de calor equivale a 86 % daquele para o nível do mar. Esta redução do coeficiente de troca atua como um isolamento adicional. A Fig. 3.6 mostra que a curva de PPD em função da temperatura é deslocada para a esquerda com a diminuição da densidade do ar, o que caracteriza necessidades de temperaturas mais baixas, mas que esse efeito é pouco significativo.

Na análise foram considerados: temperatura raidante média igual à temperatura do ar, metabolismo de  $58,2 \text{ W/m}^2$ , umidade relativa de 50 % e uma vestimenta de 0,77 clo. Foi considerada uma pessoa de 70 kg e 1,70 m.

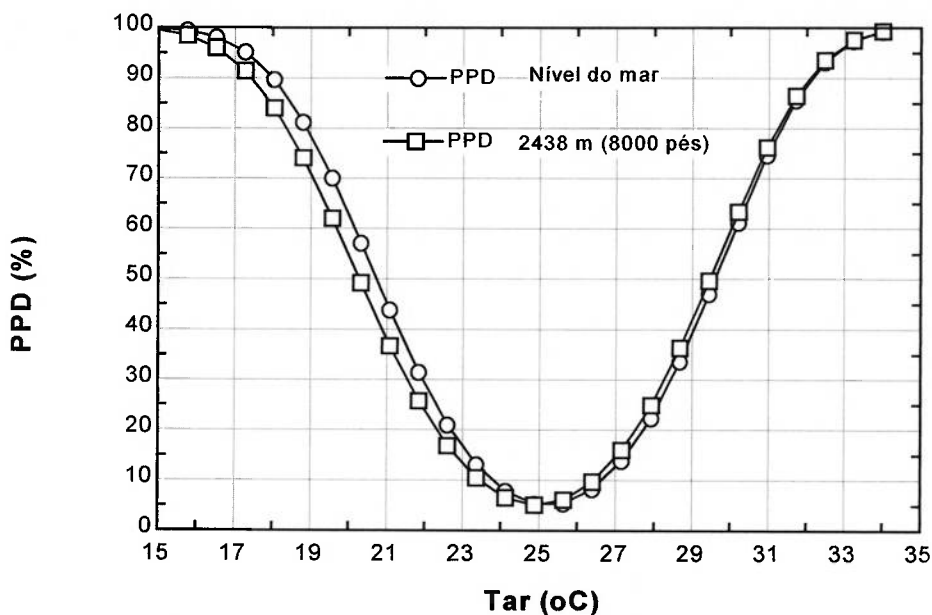


Figura 3.6 Efeito da redução da pressão de cabine.

### 3.1.3.4 Efeito combinado: baixa umidade relativa, baixa temperatura radiante média e baixa densidade

A combinação dos efeitos citados anteriormente está apresentada na Fig. 3.7. Na análise foram considerados um metabolismo de  $58,2 \text{ W/m}^2$ , uma vestimenta de  $0,77 \text{ clo}$  e uma pessoa de  $70 \text{ kg}$  e  $1,70 \text{ m}$ .

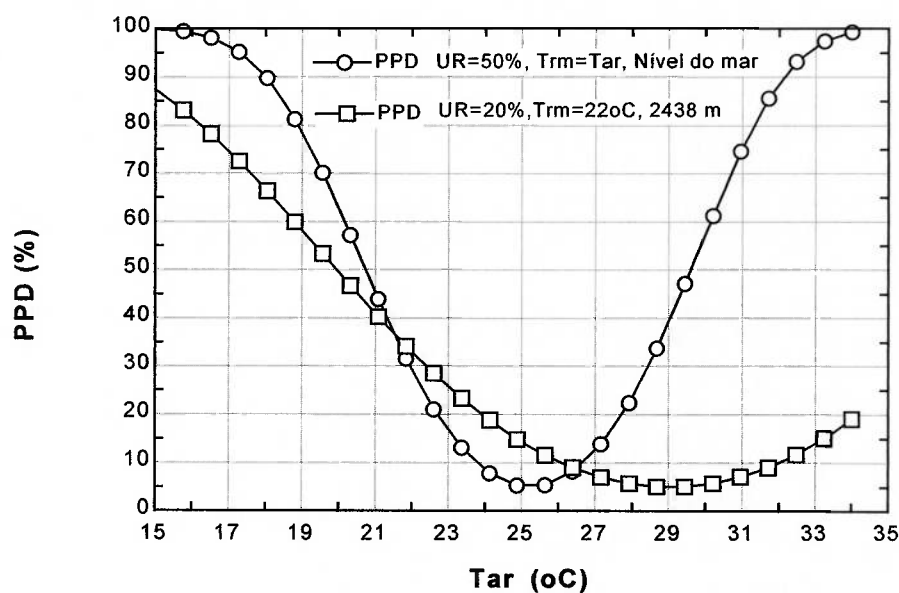


Figura 3.7 Efeito combinado: baixa umidade relativa, baixa temperatura radiante média e baixa densidade

Umidades relativas e temperaturas radiante média reduzidas levam ao aumento da perda de calor entre o corpo e o meio aumentando a possibilidade de ocorrência de sensação de frio e estes efeitos podem ser compensados utilizando o índice de conforto térmico (PMV) como parâmetro de controle do sistema de ar condicionado que levaria a temperatura do ar de cabine a ser mantida em valores mais elevados do que aqueles encontrados em ambientes prediais, compensando a maior perda de calor por evaporação e radiação por uma pequena redução da troca de calor por convecção.

Os itens seguintes apresentam a modelagem matemática, sua validação e os resultados de uma análise de avaliação para implementação da metodologia de controlar o PMV.

## 4 MODELAGEM MATEMÁTICA

Na modelagem apresentada a seguir, será adotado que a vazão do sistema de ar condicionado varia com a altitude da aeronave em função do ar tornar-se rarefeito com o aumento da altitude. Como a cabine da aeronave é pressurizada, a altitude de cabine considerada, mesmo com a aeronave em 11278 m (37000 pés), é de 2438 m (8000 pés), assim a densidade do ar de cabine muda pouco e, para simplificar a modelagem, será mantida constante, sem prejuízos para a qualidade do trabalho. Como apresentado na fundamentação teórica de conforto térmico, o efeito da redução da densidade do ar de cabine e conseqüente redução do coeficiente de convecção entre o ar e os passageiros é pequeno quando comparado com o efeito da redução da umidade relativa e temperatura radiante média.

### 4.1 Modelagem da Cabine

A Fig. 4.1 ilustra um diagrama esquemático da cabine de uma aeronave de passageiros para vôos de curta duração, sendo esta composta pela cabine de comando e cabine de passageiros.

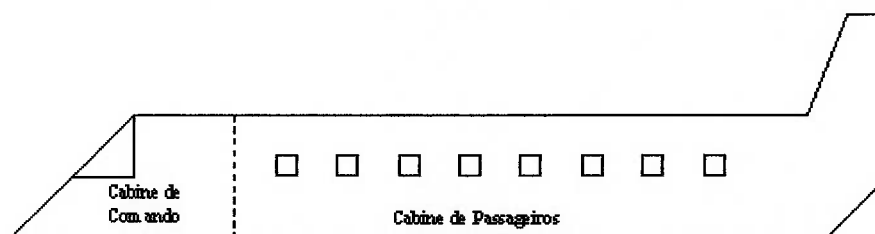


Figura 4.1 Cabine de comando e de passageiros.

Para o modelo serão consideradas as seguintes cargas térmicas:

- Carga térmica dissipada pelas pessoas, sensível e latente ( $Q_{ps}$  e  $Q_{pL}$ ) (W)
- Carga térmica dos equipamentos eletrônicos ( $Q_e$ ) (W)
- Carga térmica aerodinâmica ( $Q_a$ ) (W)
- Carga térmica de insolação (áreas transparentes) ( $Q_s$ ) (W)

A carga térmica de insolação representa apenas a parcela de calor que atravessa as áreas transparentes da cabine, o efeito da parcela que incide na fuselagem influencia no valor da temperatura superficial externa. Neste trabalho a temperatura superficial externa é obtida utilizando a relação empírica apresentada na eq.(4-21) e o efeito desta carga térmica de insolação está considerado nesta relação.

Considerando o volume de controle apresentado na Fig. 4.2:

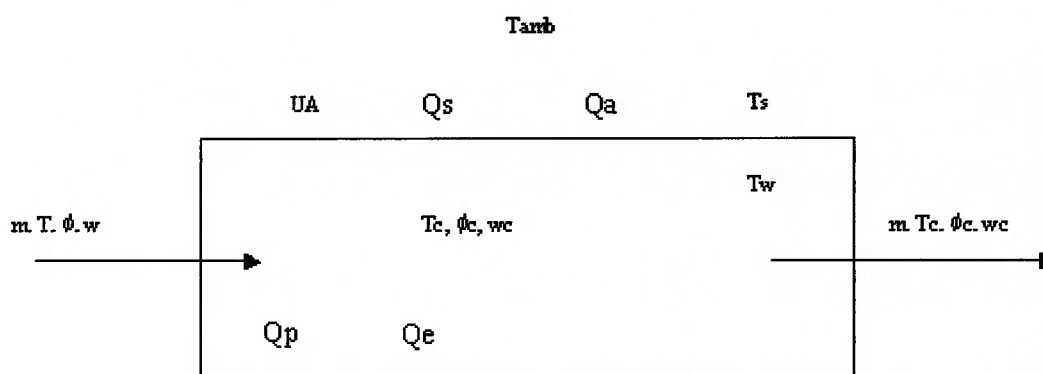


Figura 4.2 Modelo Térmico da Cabine.

Onde:

$m$	vazão de ar (kg/s)
$T_1$	temperatura do ar insuflado (K)
$\phi$	umidade relativa do ar insuflado (%)
$w_1$	umidade absoluta do ar insuflado (kg vapor / kg ar seco)
$T_c$	temperatura do ar na cabine (K)
$\phi_c$	umidade relativa na cabine (%)
$w_c$	umidade absoluta na cabine (kg vapor / kg ar seco)
$UA$	coeficiente global de troca de calor (considerando $T_s$ ) (W/K)
$h_i$	coeficiente de película interno (W/m <sup>2</sup> K)
$T_s$	temperatura da superfície externa (K)
$T_w$	temperatura da superfície interna (K)

Tamb  $T_{amb}$  temperatura ambiente (K)

Aplicando a primeira lei da termodinâmica tem-se:

$$\begin{aligned} \dot{Q}(t) + h_i A (T_w(t) - T_c(t)) + h_i A_m (T_m(t) - T_c(t)) + \dot{m}_1(t) c_p (T_1(t) - T_{ref}) = \\ = \dot{m}_1(t) c_p (T_c(t) - T_{ref}) + V \rho c_v \frac{dT_c}{dt} \end{aligned} \quad (4-1)$$

Linearizando a eq.(4-1) para permitir a aplicação da transformada de Laplace obtem-se:

$$\begin{aligned} \dot{Q}(t) + h_i A T_w(t) - h_i A T_c(t) + h_i A_m T_m(t) - h_i A_m T_c(t) + \\ \bar{m}_1(t) c_p T_1(t) + \dot{m}_1(t) c_p \bar{T}_1(t) = \bar{m}_1(t) c_p T_c(t) + \dot{m}_1(t) c_p \bar{T}_c = V \rho c_v \frac{dT_c}{dt} \end{aligned} \quad (4-2)$$

Os termos  $\bar{m}_1$ ,  $\bar{T}_1$ ,  $\bar{T}_c$  surgiram da aplicação da série de Taylor na eq.(4-1) para a sua linearização.

Rearranjando os termos da eq.(4-2):

$$\tau \frac{dT_c(t)}{dt} + T_c(t) = C_1 \dot{Q}(t) + C_2 T_w(t) + C_3 T_m(t) + C_4 T_1(t) + C_5 \dot{m}_1(t) \quad (4-3)$$

Com:

$$Q = Q_s + Q_e + Q_{ps} + Q_{pl} \quad (4-4)$$

$$\tau = \frac{V c_v \rho}{\bar{m}_1 c_p + h_i A + h_i A_m} \quad (4-5)$$

$$C_1 = \frac{1}{\bar{m}_1 c_p + h_i A + h_i A_m} \quad (4-6)$$

$$C_2 = \frac{h_i A}{\bar{m}_1 c_p + h_i A + h_i A_m} \quad (4-7)$$

$$C_3 = \frac{h_i A_m}{\bar{m}_1 c_p + h_i A + h_i A_m} \quad (4-8)$$

$$C_4 = \frac{\bar{m}_1 c_p}{\bar{m}_1 c_p + h_i A + h_i A_m} \quad (4-9)$$

$$C_5 = \frac{(\bar{T}_1 - \bar{T}_c) c_p}{\bar{m}_1 c_p + h_i A + h_i A_m} \quad (4-10)$$

Assim, aplicando a transformada de Laplace na eq.(4-3) e rearranjando os termos, tem-se a seguinte função de transferência:

$$T_C(s) = \frac{C_1}{\tau s + 1} Q(s) + \frac{C_2}{\tau s + 1} T_w(s) + \frac{C_3}{\tau s + 1} T_m(s) + \frac{C_4}{\tau s + 1} T_1(s) + \frac{C_5}{\tau s + 1} m_1(s) \quad (4-11)$$

## 4.2 Modelagem da estrutura da cabine

A estrutura da cabine foi modelada como uma massa uniforme, com massa e calor específicos equivalentes ao conjunto acabamento interno, armários e divisórias. A inércia térmica da estrutura metálica (fuselagem) não foi considerada no modelo. No apêndice I deste trabalho é apresentada uma análise sobre a representatividade desta



hipótese, que é simples mas permite a avaliação da contribuição da temperatura das paredes internas na temperatura radiante média e conseqüentemente no conforto térmico dos passageiros. A inércia térmica do isolamento térmico também não está considerada no modelo. Para considerar as características dinâmicas do isolamento térmico e fuselagem, a estrutura poderia ser modelada como sendo composta de três elementos: fuselagem (massa metálica), isolamento térmico e estrutura da cabine (acabamentos internos, divisórias e armários). No entanto, a complexidade matemática do trabalho seria aumentada e, como o objeto de análise deste trabalho é o efeito do PMV no controle do sistema de ar condicionado, o foco da da pesquisa que se propôs a realizar seria desviado, desta forma será desprezada a influência da inércia térmica também do isolamento térmico. A simplificação obtida utilizando análise concentrada é necessária e não compromete os resultados uma vez que a análise é comparativa e a simplificação é válida tanto para o modelo controlado pela temperatura quanto para aquele controlado pelo PMV.

Considerando o volume de controle apresentado na Fig. 4.3:

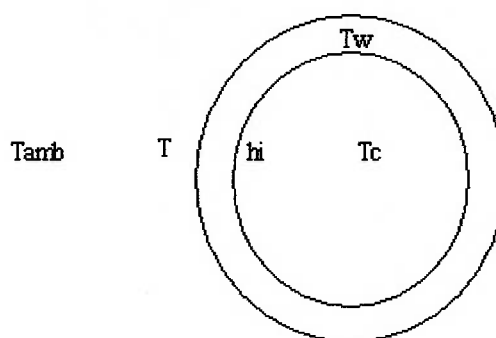


Figura 4.3 Volume de controle para a estrutura da cabine.

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica chega-se a:

$$UA (T_s(t) - T_c(t)) = h_i A (T_w(t) - T_c(t)) + m_{eq} c_{eq} \frac{dT_w(t)}{dt} \quad (4-12)$$

Rearranjando os termos da eq.(4-12) obtem-se:

$$\tau_f \frac{dT_w}{dt} + T_w = C_6 T_s(t) + C_7 T_c(t) \quad (4-13)$$

Com:

$$\tau_f = \frac{m_{eq} C_{eq}}{h_i A} \quad (4-14)$$

$$C_6 = \frac{UA}{h_i A} \quad (4-15)$$

$$C_7 = \frac{h_i A - UA}{h_i A} \quad (4-16)$$

Assim, aplicando a transformada de Laplace na eq.(4-13) e rearranjando os termos, tem-se a seguinte função de transferência:

$$T_w(s) = \frac{C_6}{\tau_f s + 1} T_s(s) + \frac{C_7}{\tau_f s + 1} T_c(s) \quad (4-17)$$

A temperatura da superfície externa ( $T_S$ ) pode ser obtida como apresentado nos itens que seguem.

#### 4.2.1 Temperatura da superfície externa durante operação em solo

Para operações em solo, a SAE (1969) propõe que a temperatura superficial externa pode ser obtida pelo seguinte balanço térmico:

$$\begin{aligned} Q_{SAP} = & h_{ext} A_{ext} (T_S(t) - T_{amb}(t)) + U A_i (T_S(t) - T_c(t)) + \\ & + \sigma \varepsilon A_p (T_S^4(t) - T_u^4) + \sigma \varepsilon A_p (T_S^4(t) - T_{solo}^4) \end{aligned} \quad (4-18)$$

Com:

$$Q_s \quad \text{radiação solar (W/m}^2\text{)}$$

$A_p$	área projetada da fuselagem ( $m^2$ )
$h_e$	coeficiente de troca de calor externo ( $W/m^2 K$ )
$A_e$	área superficial externa ( $m^2$ )
$A_i$	área superficial interna ( $m^2$ )
$T_s$	temperatura superficial externa (K)
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzman ( $5,67 \cdot 10^{-8} W/m^2 K^4$ )
$\varepsilon$	emissividade da superfície externa da fuselagem
$T_u$	temperatura efetiva do espaço (K)
$T_{solo}$	temperatura do solo (K)

#### 4.2.2 Temperatura da superfície externa durante operação em vôo

Para operações em vôo com velocidades iguais ou maiores do que Mach igual a 2,0, a temperatura superficial externa torna-se elevada o suficiente para que o efeito da radiação seja significativo e a SAE (1969) propõe que a temperatura superficial externa ( $T_f$ ) seja obtida a partir do seguinte balanço térmico:

$$Q_S A_p + h_{ext} A_{ext} (T_r(t) - T_s(t)) = + U A_i (T_s(t) - T_c(t)) + \quad (4-19)$$

$$+ \sigma \varepsilon A_p (T_s^4(t) - T_u^4) + \sigma \varepsilon A_p (T_s^4(t) - T_{solo}^4)$$

Com:

$T_r$  temperatura de recuperação (K)

A temperatura de recuperação pode ser obtida pela relação proposta pela SAE (1969) que a apresenta como sendo uma função da temperatura ambiente e do número de Mach.

$$T_r = T_{amb} (1 + 0,17 M^2) \quad (4-20)$$

Para vôos com velocidades menores do que Mach igual a 2,0, a SAE (1969) propõe que a temperatura superficial externa seja assumida igual à temperatura de

recuperação. Neste trabalho, a aeronave adotada opera na região subsônica e a temperatura da superfície externa foi adotada como:

$$T_s = T_r = T_{amb}(1 + 0,17 M^2) \quad (4-21)$$

Como para o perfil de vôo adotado o número de Mach e a temperatura ambiente são conhecidos para cada instante do vôo,  $T_s$  é uma perturbação conhecida.

### 4.3 Modelagem dos Assentos

Os assentos foram modelados como uma massa uniforme com massa e calor específicos equivalentes, cuja temperatura será admitida uniforme.

Aplicando-se a primeira lei da termodinâmica para volume de controle definido pelos assentos chega-se a:

$$0 = h_i A_m (T_m(t) - T_c(t)) + m_{eq2} c_{eq2} \frac{dT_m(t)}{dt} \quad (4-22)$$

Rearranjando:

$$T_c(t) = T_m(t) + \frac{m_{eq2} c_{eq2}}{h_i A_m} \frac{dT_m(t)}{dt} \quad (4-23)$$

O modelo já é linear, aplicando a transformada de Laplace e rearranjando obtém-se:

$$T_m(s) = \frac{1}{\tau_m + 1} T_c(s) \quad (4-24)$$

## 4.4 Modelagem da Recirculação de Ar

### 4.4.1 Balanço de energia e definição da temperatura de insuflamento na cabine

A Fig. 4.4 apresenta um diagrama esquemático representando a recirculação de ar pela cabine.

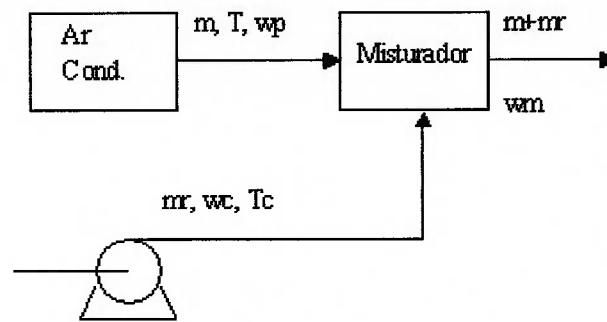


Figura 4.4 Recirculação de Ar.

Aplicando a 1ª Lei da Termodinâmica tem-se:

$$m(t)c_p T(t) + m_r(t)c_p T_c(t) = (m(t) + m_r(t))c_p T_1(t) \quad (4-25)$$

Linearizando a eq.(4-25) para aplicar a transformada de Laplace:

$$\begin{aligned} \bar{m} c_p T(t) + m(t)c_p \bar{T} + \bar{m}_r c_p T_c(t) + m_r(t)c_p \bar{T}_c = \\ \bar{m} c_p T_1(t) + m(t)c_p \bar{T}_1 + \bar{m}_r c_p T_1(t) + m_r(t)c_p \bar{T}_1 \end{aligned} \quad (4-26)$$

Rearranjando os termos da eq.(4-26):

$$\begin{aligned} T_1(t) = \left( \frac{\bar{m}}{\bar{m} + \bar{m}_r} \right) T(t) + \left( \frac{\bar{m}_r}{\bar{m} + \bar{m}_r} \right) T_c(t) \\ + \left( \frac{\bar{T} - \bar{T}_1}{\bar{m} + \bar{m}_r} \right) m(t) + \left( \frac{\bar{T}_c - \bar{T}_1}{\bar{m} + \bar{m}_r} \right) m_r(t) \end{aligned} \quad (4-27)$$

Aplicando a transformada de Laplace na eq.(4-27) obtém-se:

$$T_1(s) = C_9 T(s) + C_{10} T_c(s) + C_{11} m(s) + C_{12} m_r(s) \quad (4-28)$$

Com:

$$C_9 = \frac{\bar{m}}{(\bar{m} + \bar{m}_r)} \quad (4-29)$$

$$C_{10} = \frac{\bar{m}_r}{(\bar{m} + \bar{m}_r)} \quad (4-30)$$

$$C_{11} = \frac{(\bar{T} - \bar{T}_1)}{(\bar{m} + \bar{m}_r)} \quad (4-31)$$

$$C_{12} = \frac{(\bar{T}_c - \bar{T}_1)}{(\bar{m} + \bar{m}_r)} \quad (4-32)$$

Considerando que o fluxo insuflado na cabine é dado por:

$$m_1(t) = m(t) + m_r(t) \quad (4-33)$$

E definindo o fator de recirculação como:

$$FR = \frac{m_r(t)}{m_1(t)} \quad (4-34)$$

Pode-se considerar que:

$$m_r(t) = FR \cdot m_1(t) \quad (4-35)$$

$$m(t) = (1 - FR) \cdot m_1(t) \quad (4-36)$$

$$m_r(t) = \frac{FR}{1 - FR} \cdot m(t) \quad (4-37)$$

#### 4.4.2 Balanço de massa e definição da umidade absoluta do fluxo insuflado na cabine

Considerando o esquemático apresentado na Fig. 4.4 e fazendo o balanço de massa de água obtem-se:

$$m(t)w(t) + m_r(t)w_c(t) = (m(t) + m_r(t))w_m(t) \quad (4-38)$$

Linearizando a eq.(4-38) para aplicar a transformada de Laplace obtem-se:

$$\begin{aligned} \bar{m} w(t) + m(t)\bar{w} + \bar{m}_r w_c(t) + m_r \bar{w}_c = \\ \bar{m} w_m(t) + m(t)\bar{w}_m + \bar{m}_r w_1(t) + m_r \bar{w}_m \end{aligned} \quad (4-39)$$

Aplicando Laplace na eq.(4-39) e rearranjando os termos:

$$w_m(s) = C_9 w(s) + C_{10} w_c(s) + C_{13} m(s) + C_{14} m_r(s) \quad (4-40)$$

Com:

$$C_{13} = \frac{(\bar{w} - \bar{w}_m)}{(\bar{m} + \bar{m}_r)} \quad (4-41)$$

$$C_{14} = \frac{(\bar{w}_c - \bar{w}_m)}{(\bar{m} + \bar{m}_r)} \quad (4-42)$$

A quantidade de água existente no ar na saída da turbina da máquina de ar condicionado que será misturada com a água contida no ar recirculado é função da umidade absoluta ambiente, da quantidade de água no estado líquido na entrada do separador de água da máquina de ar condicionado e da eficiência de remoção de água desse separador. A eq.(4-43) representa a umidade absoluta do ar na entrada do misturador.

$$w(t) = f(w_{amb}(t), w_{liq}(t), \eta(t)) \quad (4-43)$$

Onde:

- wamb    umidade absoluta ambiente (kg vapor / kg ar seco)  
 wliq    quantidade de água no estado líquido (kg/kg ar seco)  
 $\eta$       eficiência de separação de água

Os separadores de alta pressão, instalados à montante da turbina, como apresentado na Fig. 1.2, têm eficiência de remoção de 92 a 97 % da água no estado líquido. Neste trabalho, o modelo do sistema de condicionamento de ar é simplificado e fornece apenas a temperatura na saída do sistema, não permitindo conhecer a pressão e temperatura em pontos intermediários e assim não permitindo conhecer para a entrada do separador de água qual a quantidade de água no estado líquido e a avaliação da quantidade de água removida, dessa forma, a quantidade de água na saída do separador de água foi adotada como uma perturbação conhecida baseada nas características de um sistema de ar condicionado típico para a aeronave considerada. Os valores adotados são apresentados na Tab. 4.1.

Tabela 4.1      Quantidade de água na saída do separador de água

Altitude (pés)	w amb (g/kg)	Entrada Sep. De Água w vapor (g/kg)	Entrada Sep. de Água w liq (g/kg)	w retido (g/kg)	Saída Sep. de Água w (g/kg)
0	12,0	5,4	6,6	6,2	5,8
35000	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0

#### 4.5 Modelagem do balanço de massa para avaliação da umidade absoluta na cabine

A Fig. 4.5 apresenta os fluxos de entrada e saída de ar e vapor d'água no volume de controle da cabine da aeronave.



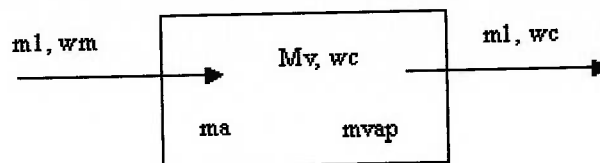


Figura 4.5 Balanço de massa: ar e vapor d'água.

Onde:

- $m_1$  fluxo de ar na entrada da cabine (kg/s)
- $w_m$  umidade absoluta do ar na entrada (kg vapor / kg ar seco)
- $m_v$  massa de vapor na cabine (kg)
- $w_c$  umidade absoluta do ar na cabine (kg vapor / kg ar seco)
- $m_a$  massa de ar seco na cabine (kg)
- $m_{vap}$  vapor gerado por transpiração, evaporação e respiração (kg/s)

A fonte de vapor d'água na cabine é a respiração dos passageiros e também a evaporação e transpiração através da pele dos mesmos de modo que a geração de vapor é função do número de passageiros e assim cabines pouco ocupadas geralmente apresentam umidades relativas muito baixas. A eq.(4-44) apresenta a relação para a parcela de vapor d'água gerada na cabine:

$$\dot{m}_{vap}(t) = N (\dot{m}_{resp\ vap} + \dot{m}_{evap} + \dot{m}_{trans}) \quad (4-44)$$

Com:

- $N$  número de ocupantes no compartimento
- $\dot{m}_{resp\ vap}$  geração de vapor d'água pela respiração de uma pessoa (kg/s)
- $\dot{m}_{evap}$  geração de vapor d'água por evaporação de uma pessoa (kg/s)
- $\dot{m}_{trans}$  geração de vapor d'água por transpiração de uma pessoa (kg/s)

A taxa de liberação de vapor d'água através da respiração pode ser obtida a partir das Eqs. 3-29 e 3-36 considerando a entalpia de vaporização a 30°C. Esta temperatura foi considerada na obtenção da equação para a energia perdida por evaporação conforme apresentado pela ASHRAE (2001). Para um dado metabolismo e atividade, a geração de vapor pela respiração dos passageiros seria uma função da umidade absoluta do ar de cabine.

A taxa de liberação de vapor d'água pela transpiração pode ser obtida a partir da eq.(3-4) considerando a entalpia de vaporização a 30°C. Para um dado metabolismo e atividade, essa parcela é constante.

O vapor liberado pela evaporação através da pele pode ser obtido a partir das Eqs. 3-32 e 3-36 considerando a entalpia de vaporização a 30 °C. Para um dado metabolismo e atividade, essa parcela da taxa de liberação de vapor d'água seria uma função da umidade absoluta do ar de cabine.

Para um passageiro com metabolismo de 58,2 W/m<sup>2</sup> sem realizar trabalho em uma cabine de aeronave com pressão ambiente e a 25 °C, as taxas de geração de vapor em função da umidade absoluta do ar de cabine estão apresentadas na Tab. 4.2.

Tabela 4.2 Geração de vapor d'água por passageiro

wc (g/kg)	UR (%)	Ees (W)	Edif (W)	Eresp (W)	E latente (W)	m lat (kg/s)
0,0	0,00	0	29,2	10,6	39,9	1,64E-05
1,5	0,08	0	27,9	10,2	38,1	1,57E-05
<b>3,0</b>	<b>0,16</b>	<b>0</b>	<b>26,6</b>	<b>9,8</b>	<b>36,4</b>	<b>1,50E-05</b>
<b>4,5</b>	<b>0,24</b>	<b>0</b>	<b>25,3</b>	<b>9,4</b>	<b>34,7</b>	<b>1,43E-05</b>
<b>6,0</b>	<b>0,32</b>	<b>0</b>	<b>24,0</b>	<b>8,9</b>	<b>32,9</b>	<b>1,36E-05</b>
7,5	0,40	0	22,7	8,5	31,2	1,28E-05
<b>9,0</b>	<b>0,48</b>	<b>0</b>	<b>21,4</b>	<b>8,1</b>	<b>29,5</b>	<b>1,21E-05</b>
10,5	0,56	0	20,1	7,6	27,8	1,14E-05
12,0	0,63	0	18,8	7,2	26,0	1,07E-05

Conforme apresentado no item 2 deste trabalho, a umidade relativa de uma cabine de aeronave tipicamente está entre 15 e 20 %. Para os valores da Tab. 4.2, considerando

aqueles entre 16 e 24 %, verifica-se que a geração de vapor estaria entre  $1,43 \times 10^{-5}$  e  $1,50 \times 10^{-5}$  kg/s, ou seja, uma variação de menos de 5%. Assim, simplificando a modelagem, sem prejuízo na qualidade da análise, para um metabolismo e atividade fixa, será adotada uma taxa de geração de vapor por pessoa constante e igual a  $1,50 \times 10^{-5}$  kg/s.

A variação da massa de vapor d'água na cabine é dada pela eq.(4-45):

$$\frac{dm_v(t)}{dt} = \dot{m}_{vap}(t) + \dot{m}_1(t) w_m(t) - \dot{m}_1(t) w_C(t) \quad (4-45)$$

A taxa de geração de vapor ( $m_{vap}$ ) foi mantida como variável na modelagem, e não como uma constante, para permitir a avaliação da influência do número de passageiros e estudar o embarque e desembarque de passageiros. Neste trabalho apenas o modelo está capacitado, essa análise não é realizada.

A umidade absoluta do ar na cabine é dada pela eq.(4-46):

$$w_C = \frac{m_v}{m_a} \quad (4-46)$$

Com a pressão de cabine constante, a soma das pressões parciais do ar e do vapor d'água é constante e a variação da quantidade de vapor d'água na cabine, ou seja, da umidade absoluta, e conseqüentemente da pressão parcial de vapor, também leva a uma variação da pressão parcial de ar e da massa de ar. Porém, mesmo para umidades absolutas muito elevadas, cerca de 20 g/ kg de ar seco, a massa de vapor representa apenas 2 % da massa total e, para simplificar a modelagem, a massa de ar e a densidade de cabine podem ser adotadas como constantes, sem prejuízos para a qualidade da avaliação realizada neste trabalho. Assim são considerados:

$$\rho = \text{cte} \quad (4-47)$$

$$m_a = \text{cte} \quad (4-48)$$

$$m_v = w_c m_a \quad (4-49)$$

$$\frac{dm_v(t)}{dt} = m_a \frac{dw_c(t)}{dt} \quad (4-50)$$

Assim:

$$m_a \frac{dw_c(t)}{dt} = \dot{m}_{vap}(t) + \dot{m}_1(t) w_m(t) - \dot{m}_1(t) w_c(t) \quad (4-51)$$

Linearizando a eq.(4-51) para aplicar a transformada de Laplace obtem-se:

$$m_a \frac{dw_c(t)}{dt} = \dot{m}_{vap}(t) + \bar{m}_1 w_m(t) + \dot{m}_1(t) \bar{w}_m - \bar{m}_1 w_c(t) - \dot{m}_1(t) \bar{w}_c \quad (4-52)$$

Considerando que:

$$m_1 = m + m_r \quad (4-53)$$

E aplicando a transformada de Laplace e rearranjando tem-se:

$$w_c(s) = \frac{C_{15}}{\tau_w s + 1} m_{vap}(s) + \frac{1}{\tau_w s + 1} w_m(s) - \frac{C_{14}}{\tau_w s + 1} m_1(s) \quad (4-54)$$

Onde as constantes são dadas por:

$$C_{15} = \left( \frac{1}{\bar{m} + \bar{m}_r} \right) \quad (4-55)$$

$$\tau_w = \left( \frac{m_a}{\bar{m} + \bar{m}_r} \right) \quad (4-56)$$

#### 4.6 Modelo de Conforto Térmico

Conforme apresentado no capítulo 3 deste trabalho, para a obtenção de um ambiente termicamente confortável devem ser considerados a temperatura do ar da cabine, a umidade relativa, a temperatura radiante média e a velocidade do ar, as características das vestimentas e o metabolismo dos passageiros. Fazendo-se o balanço térmico do corpo de um passageiro chega-se ao índice de atividade térmica (IAT) que permitirá a obtenção do voto médio estimado (PMV).

O equacionamento elaborado no capítulo 3 mostra que:

$$PMV = (CT1L + CT2L w_c + CT3L T_c + CT4L TMR) \quad (4-57)$$

Com as constantes dadas pelas equações abaixo:

$$CT1 = 0,60135(M - W) - 0,1463M + 7,456 \quad (4-58)$$

$$- \frac{(f_R h_C + f_R h_r)[35,7 - 0,0275(M - W)]}{1 + 0,155 I_{roupa}(f_R h_C + f_R h_r)}$$

$$CT2 = 157,77 (0,0173 M + 3,05) \quad (4-59)$$

$$CT3 = 0,0014 M + \frac{f_R h_C}{1 + 0,155 I_{roupa}(f_R h_C + f_R h_r)} \quad (4-60)$$

$$CT4 = \frac{f_R h_r}{1 + 0,155 I_{roupa}(f_R h_C + f_R h_r)} \quad (4-61)$$

$$CT5 = (0,303 e^{-0,036M} + 0,028) \quad (4-62)$$

$$CT1L = CT5 CT1 \quad (4-63)$$

$$CT2L = CT5 CT2 \quad (4-64)$$

$$CT3L = CT5 CT3 \quad (4-65)$$

$$CT4L = CT5 CT4 \quad (4-66)$$

A temperatura radiante média foi definida a partir da temperatura do conjunto fuselagem-acabamento e da temperatura da mobília da cabine de acordo com a relação abaixo:

$$T_{rm} = AF_m T_m + (1-AF_m) T_w \quad (4-67)$$

O fator de forma  $AF_m$  foi calculado conforme proposto por Fanger (1972), levando em consideração a distância da pessoa ao assento e a geometria do assento.

#### **4.7 Modelo do sistema de condicionamento de ar**

Como apresentado no item 1.3.2, o sistema de condicionamento de ar é composto por uma válvula de duas vias, por um trocador de calor primário, um compressor, um trocador de calor secundário, um ventilador, um condensador, um separador de água, uma turbina e um misturador. Os itens 4.7.1 e 4.7.2 apresentam respectivamente um modelo simplificado da válvula de duas vias e um modelo considerando os demais componentes do sistema de ar condicionado.

##### **4.7.1 Modelo da Válvula de Duas Vias**

Parte do ar sangrado dos motores da aeronave e pré-condicionado pelo sistema pneumático é direcionado para o sistema de ar condicionado e parte é insuflada no misturador, onde ocorre a mistura com o ar da saída do sistema e do ar recirculado da cabine.

O sinal enviado pelo controlador determina a posição de abertura da válvula de duas vias e essa abertura estabelece uma divisão entre a vazão pelo lado “quente” e “frio” garantindo o controle da temperatura do ar na saída do sistema que é a variável

atuada seja no controle do índice de conforto térmico ou no controle da temperatura do ar de cabine.

A válvula de duas vias está representada no diagrama esquemático apresentado na Fig. 1.2.

Foi adotada uma função de transferência que representa a abertura da válvula de duas vias em função do sinal elétrico enviado pelo controlador. As características dinâmicas da válvula estão representadas nesta função.

$$DV(s) = \frac{0.9 I(s)}{s + \frac{1}{TACT}} \quad (4-68)$$

Com:

- DV      abertura da válvula em graus
- I        corrente do controlador em mA
- TACT    constante do atuador (1,6 segundos)

#### 4.7.2 Modelo do sistema ar condicionado (trocadores de calor e turbina)

A parcela do fluxo de ar que segue pelo sistema de ar condicionado passa inicialmente pelo trocador de calor primário, posteriormente pelo compressor, trocador de calor secundário, condensador, separador de água e então o ar é então expandido na turbina e misturado com o ar de alta temperatura desviado do sistema e com o ar recirculado e é insuflado na cabine.

A Fig. 1.2 apresenta um diagrama esquemático do sistema de ar condicionado em estudo.

Foram adotadas duas funções de transferência, uma função representa as características dinâmicas do sistema enquanto a outra representa a temperatura na saída do sistema de ar condicionado em função da abertura da válvula de duas vias.

$$AC(s) = \frac{0.1667s + 0.0694}{s^3 + 1.2278s^2 + 0.5278s + 0.0694} \quad (4-69)$$

$$T_1(s) = \{1.6 DV(s) + 283.2778\} AC(s) \quad (4-70)$$

Com:

T1 temperatura na saída da máquina de ar condicionado (K)

#### 4.8 Diagrama de blocos e funções de transferência

Os diagramas de blocos resultam da combinação das equações algébricas surgidas da linearização e transformação para domínio da frequência das equações diferenciais escolhidas para representar a dinâmica da cabine. A simplificação desses diagramas leva à função de transferência da planta e permite a obtenção de um controlador utilizando as técnicas de controle clássico. O projeto dos controladores é apresentado no apêndice II.

Os diagramas de blocos e funções de transferência para um sistema de ar condicionado controlado em função da temperatura de cabine e para um sistema controlado em função do índice de conforto térmico (PMV) estão apresentados no apêndice V.

#### 4.9 Modelo não linear

A modelagem elaborada anteriormente partiu da aplicação da primeira lei da termodinâmica e balanço de massa para volumes de controle da cabine, fuselagem e misturador da máquina de ar condicionado. Esses modelos, quando não lineares, foram linearizados e a transformada de Laplace foi aplicada transformando as equações diferenciais em equações algébricas que foram trabalhadas e combinadas dando origem aos diagramas de blocos apresentados no apêndice V.

No projeto do controlador, os diagramas de bloco são simplificados e as funções de transferências entre o sinal de referência e a saída são obtidos. Utilizando o método do lugar das raízes, os ganhos dos controladores e os compensadores são obtidos. Como o processo de linearização é acompanhado por perda de informação, convém avaliar a performance do controlador projetado para uma planta linearizada quando controlando uma planta não linear, ou seja, verificar se o controlador é robusto o suficiente para acomodar os erros de modelagem devido à linearização.



A seguir são apresentadas as equações não lineares que representam a dinâmica da cabine e do sistema de ar condicionado.

As funções de transferência para a válvula de duas vias, sistema de ar condicionado, controlador e pré-compensador deverão ser transformadas para o domínio do estado para que se possa avaliar o comportamento dos controladores e pré-compensadores quando controlando a uma planta não linear, uma vez que a simulação destas plantas é realizada neste domínio.

A eq.(4-1) foi obtida da aplicação da 1ª lei da termodinâmica no volume de controle escolhido para representar a cabine da aeronave e já foi apresentada no item 4.1 deste trabalho.

$$\begin{aligned} \dot{Q}(t) + h_i A (T_w(t) - T_c(t)) + h_i A_m (T_m(t) - T_c(t)) + \dot{m}_1(t) c_p (T_1(t) - T_{ref}) = \\ = \dot{m}_1(t) c_p (T_c(t) - T_{ref}) + V \rho c_v \frac{dT_c}{dt} \end{aligned} \quad (4-1)$$

A eq.(4-12) foi obtida da aplicação da 1ª lei da termodinâmica no sistema escolhido para representar a estrutura da cabine da aeronave e já foi apresentada no item 4.2 deste trabalho.

$$UA (T_s(t) - T_c(t)) = h_i A (T_w(t) - T_c(t)) + m_{eq} c_{eq} \frac{dT_w(t)}{dt} \quad (4-12)$$

A eq.(4-22) foi obtida da aplicação da 1ª lei da termodinâmica no sistema escolhido para representar a mobília da aeronave e já foi apresentada no item 4.3 deste trabalho.

$$0 = h_i A_m (T_m(t) - T_c(t)) + m_{eq2} c_{eq2} \frac{dT_m(t)}{dt} \quad (4-22)$$

A eq.(4-25) foi obtida da aplicação da 1ª lei da termodinâmica no volume de controle escolhido para representar o misturador da máquina de ar condicionado e já foi apresentada no item 4.4.1 deste trabalho.

$$m(t) c_p T(t) + m_r(t) c_p T_c(t) = (m(t) + m_r(t)) c_p T_1(t) \quad (4-25)$$

A eq.(4-38) foi obtida da aplicação do balanço de massa no volume de controle escolhido para representar o misturador da máquina de ar condicionado e já foi apresentada no item 4.4.2 deste trabalho.

$$m(t)w(t) + m_r(t)w_c(t) = (m(t) + m_r(t))w_m(t) \quad (4-38)$$

A eq.(4-45) foi obtida da aplicação do balanço de massa de vapor d'água no volume de controle escolhido para representar a cabine da aeronave e já foi apresentada no item 4.5 deste trabalho.

$$m_a \frac{dw_c(t)}{dt} = \dot{m}_{vap}(t) + \dot{m}_1(t)w_m(t) - \dot{m}_1(t)w_c(t) \quad (4-45)$$

A modelagem apresentada no item 4.6 está resumida na equação abaixo:

$$PMV = (CT1L + CT2L w_c + CT3L T_c + CT4L Trm) \quad (4-57)$$

Tomando a função de transferência dada para a válvula de duas vias:

$$DV(s) = \frac{0,9 I(s)}{s + \frac{1}{TACT}} \quad (4-68)$$

Fazendo a transformação para o domínio do estado tem-se:

$$\begin{cases} \dot{x} = -0,625 x + u \\ y = 0,9 x \end{cases} \quad (4-88)$$

Onde:

u – entrada, corrente gerada pelo controlador

x – variável de estado

y – saída, abertura da válvula de duas vias

Tomando a função de transferência dada para a máquina de ar condicionado:

$$AC(s) = \frac{0,1667s + 0,0694}{s^3 + 1,2278s^2 + 0,5278s + 0,0694} \quad (4-69)$$

E fazendo a transformação para o domínio do estado tem-se:

$$\begin{cases} \ddot{x} = -1,2778 \ddot{x} - 0,5278 \dot{x} - 0,0694 x + u \\ \dot{x} = \ddot{x} \\ \dot{x} = \dot{x} \\ y = 0,1667 \dot{x} + 0,0694 x \end{cases} \quad (4-70)$$

Onde:

u – entrada, corrente gerada pelo controlador

x – variável de estado

y – saída, abertura da válvula de duas vias

Os diagramas de blocos representando o modelo não linear para plantas controladas em função da temperatura e PMV estão apresentados no apêndice VI.

## 5 VERIFICAÇÃO E VALIDAÇÃO DO MODELO DE CABINE

Para validação do modelo de cabine foram considerados os resultados obtidos no início de um ensaio de desenvolvimento realizado em um protótipo não configurado para ensaios de certificação. A aeronave foi exposta ao sol por um período prolongado antes do início do ensaio, de modo que os dados utilizados representam a partida do sistema de ar condicionado e a redução da temperatura de cabine com a aeronave ainda em solo.

Para estas condições, o modelo utilizado para validação do modelo de cabine difere do modelo adotado na simulação de um voo apenas no cálculo da temperatura superficial externa. Para operações em solo, a temperatura externa é determinada pelo balanço de energia considerando a radiação solar, calor perdido por convecção e calor perdido por radiação entre a fuselagem e o solo e entre a fuselagem e o ambiente. Para o modelo adotado na simulação de um voo, a temperatura superficial externa é próxima da temperatura de estagnação do escoamento externo, podendo ser obtida por uma função empírica proposta pela SAE (1969) que expressa a temperatura superficial externa como uma função da temperatura ambiente e velocidade de voo (número de Mach).

Portanto, para operações em solo, a temperatura superficial externa pode ser obtida através da eq.(4-18), já apresentada no item 4.2.1:

$$Q_S A_P = h_{ext} A_{ext} (T_S(t) - T_{amb}(t)) + U A_i (T_S(t) - T_c(t)) + \sigma \epsilon A_P (T_S^4(t) - T_u^4) + \sigma \epsilon A_P (T_S^4(t) - T_{solo}^4) \quad (4-18)$$

Apesar da variação solar ao longo do dia, o tempo de ensaio é bastante curto e a carga térmica devido a radiação solar e a temperatura ambiente podem ser admitidas constantes e o único parâmetro variável que influencia no valor da temperatura superficial externa é a temperatura de cabine que, como apresentado no apêndice I, tem pequena influência. Assim, a eq.(4-18) não considera o termo transiente, ou seja, a inércia térmica da fuselagem, e esta simplificação não compromete o resultado das análises.

A modelagem da estrutura da cabine está apresentada na equação abaixo e já foi apresentada no item 4.2 deste trabalho.

$$UA_i(T_s(t) - T_c(t)) = h_i A_i(T_w(t) - T_c(t)) + m_{eq} c_{eq} \frac{dT_w(t)}{dt} \quad (4-12)$$

A modelagem da mobília está apresentada na equação abaixo e já foi apresentada no item 4.3 deste trabalho.

$$0 = h_i A_m(T_m(t) - T_c(t)) + m_{eq2} c_{eq2} \frac{dT_m(t)}{dt} \quad (4-22)$$

A modelagem da cabine está apresentada na equação abaixo e já foi apresentada no item 4.1 deste trabalho.

$$\begin{aligned} \dot{Q}(t) + h_i A(T_w(t) - T_c(t)) + h_i A_m(T_m(t) - T_c(t)) + \dot{m}_1(t) c_p (T_1(t) - T_{ref}) = \\ = \dot{m}_1(t) c_p (T_c(t) - T_{ref}) + V \rho c_v \frac{dT_c}{dt} \end{aligned} \quad (4-1)$$

Os diagramas de blocos utilizados na validação do modelo de cabine estão apresentados no apêndice VII.

Durante o teste, a temperatura na cabine de passageiros foi medida em três pontos, como representado na Fig. 5.1 e a média dessas três temperaturas será utilizada para avaliar o modelo de cabine.



Figura 5.1 Pontos de medição de temperatura durante o teste

Utilizando o equacionamento e as características acima, obteve-se os resultados apresentados nas Figs. 5.2 e 5.3.

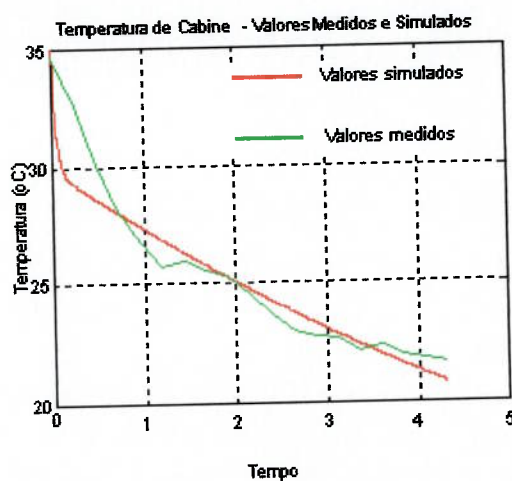


Figura 5.2 Temperatura de cabine medida e simulada

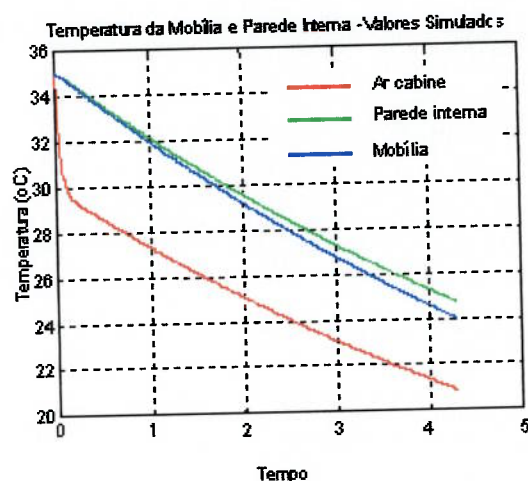


Figura 5.3 Temperatura da estrutura da cabine e mobília (valores simulados)

A escala do tempo foi removida das Figs. 5.2 e 5.3 para proteger as informações de propriedade do fabricante da aeronave.

Na Fig. 5.2 pode ser verificado que o modelo da dinâmica da cabine adotado é representativo e permite a avaliação do índice de conforto térmico como parâmetro de controle de um sistema de ar condicionado. As diferenças encontradas entre os valores

medidos e simulados nos instantes iniciais são justificadas pelo fato do modelo de simulação admitir uma distribuição uniforme de temperatura, enquanto o sistema de distribuição de ar instalado na aeronave, mesmo que otimizado, não é perfeito.

Na Fig. 5.3 nota-se que, como discutido no capítulo 2 deste trabalho, a dinâmica da cabine tem duas fases: na primeira predomina a inércia térmica do volume de ar da cabine e a temperatura do ar varia rapidamente enquanto na segunda predomina a inércia térmica da estrutura da cabine e mobília e a temperatura do ar de cabine varia segundo uma taxa mais reduzida, muito próxima da taxa de variação da temperatura da mobília e da temperatura da estrutura da cabine.

## 6 APRESENTAÇÃO E DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Nas análises foi adotado um perfil de vôo regional composto pelas fases apresentadas abaixo:

- Táxiamento (5 minutos)
- Decolagem e subida até 10668 m (35000 pés) (20 minutos)
- Vôo de cruzeiro (90 minutos)
- Descida e pouso (20 minutos)
- Taxiamento até portão de desembarque (5 minutos)

No início do vôo foram adotadas temperaturas de cabine, fuselagem e mobília já estabilizadas, passageiros já acomodados e carga térmica já estabelecida. Esta condição representa a condição em que durante e logo após o embarque de passageiros a cabine é ventilada por sistemas auxiliares de solo e quando o sistema de ar condicionado da aeronave é iniciado e a aeronave inicia o taxiamento para a pista de decolagem.

Durante o vôo os seguintes distúrbios são aplicados:

- Variação da temperatura de superfície externa
- Variação da vazão de ar insuflada na cabine
- Variação da umidade externa

O modelo matemático da planta permite a variação da carga térmica simulando o embarque de passageiros ou a ativação ou desativação de parte dos equipamentos eletrônicos durante o vôo. Neste trabalho a carga térmica foi mantida sempre constante. O modelo também permite a alteração da quantidade de passageiros alterando a carga térmica e a geração de vapor pela respiração. Neste trabalho avaliou-se apenas a condição da cabine toda ocupada.

As avaliações foram realizadas para vestimentas de 0,6, 0,75, 0,85 e 1,0 clo além de um isolamento adicional devido ao assento de 0,17 clo. O metabolismo adotado nas avaliações foi o equivalente a atividades sedentárias ( $58,2 \text{ W/m}^2$ ).



### 6.1 Avaliação para vestimentas equivalentes a 0,6 clo

As Figs. 6.1 e 6.2 apresentam a simulação de um voo para vestimentas com isolamento equivalentes a 0,6 clo considerando também a contribuição do assento (0,17 clo), completando um total de 0,77 clo.

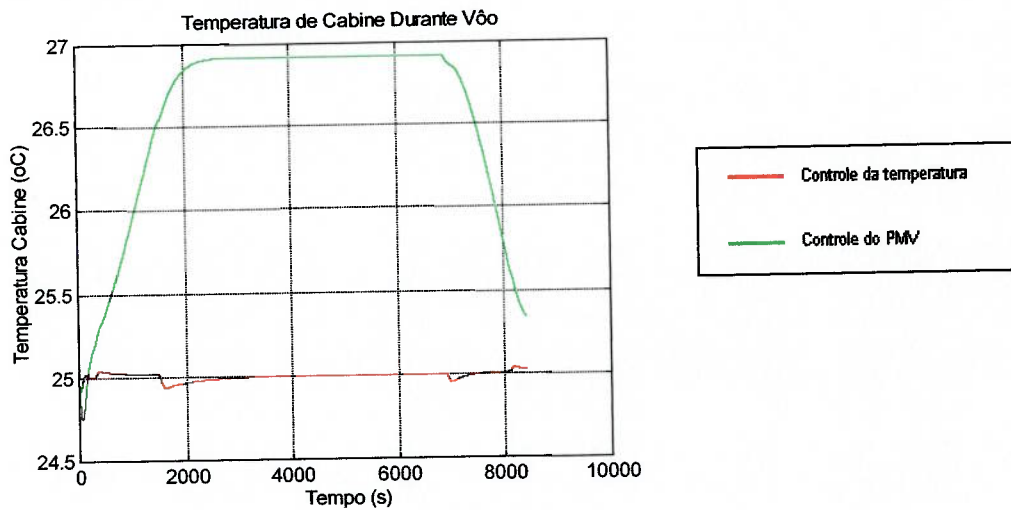


Figura 6.1 Temperatura de cabine - isolamento 0,6 clo

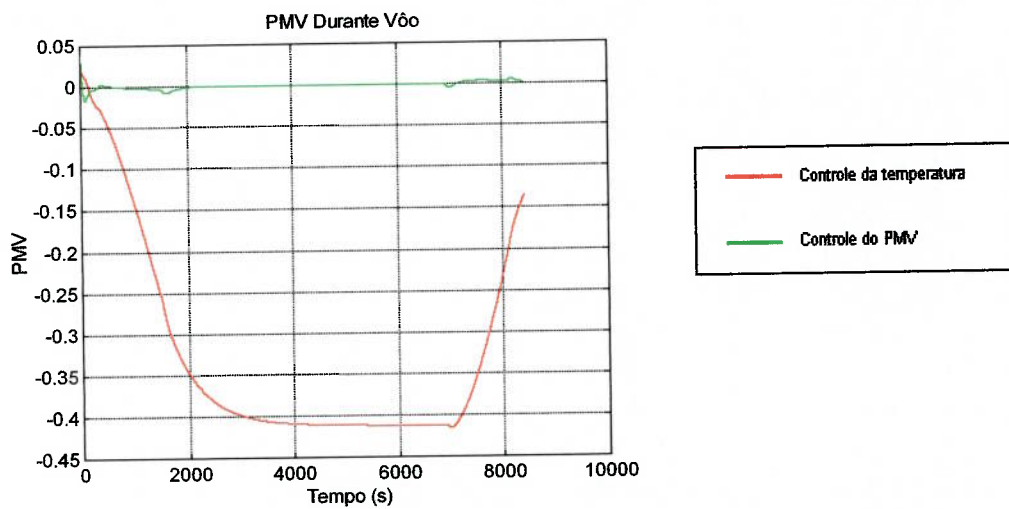


Figura 6.2 Voto médio estimado (PMV) - isolamento 0,6 clo

Comprovando a argumentação apresentada no capítulo 3, devido à menor umidade relativa e temperatura média radiante (temperaturas superficiais internas menores do que a temperatura do ar), temperaturas mais elevadas do que aquelas utilizadas em ambientes prediais (24-25 °C) foram requeridas para garantir o mínimo de insatisfeitos e manter o índice de conforto térmico (PMV) nulo. Estes resultados estão de acordo com os estudos apresentados no capítulo 2. Para a planta controlada pela temperatura, a temperatura do ar de cabine foi mantida no valor de referência desejado (25 °C) enquanto o índice de conforto se reduziu durante o voo, mas sempre permanecendo entre -0,5 e +05 conforme recomendado pela norma ISO 7730 (1994).

Na planta controlada pelo índice de conforto térmico, este permaneceu controlado, mas para mantê-lo nulo, compensando os efeitos da umidade relativa e temperatura radiante média reduzidas, a temperatura de cabine foi aumentada.

As Figs. 6.3, 6.4 e 6.5 ilustram o comportamento da temperatura interna, temperatura da mobília (assentos) e da umidade relativa para as plantas controladas pela temperatura e pelo índice de conforto térmico.

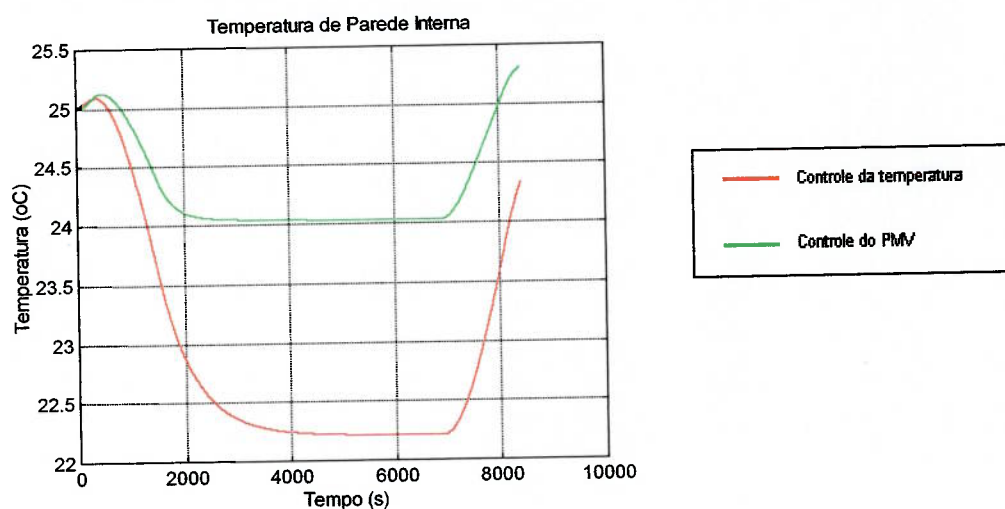


Figura 6.3 Temperaturas internas – isolamento 0,6 clo

Para a planta controlada pelo índice de controle, devido ao aumento da temperatura da cabine, a temperatura das paredes internas também é maior do que na planta controlada pela temperatura de cabine ajudando também a manter o PMV nulo. Raciocínio semelhante é válido para temperatura dos assentos, conforme apresentado na Fig. 6.4.

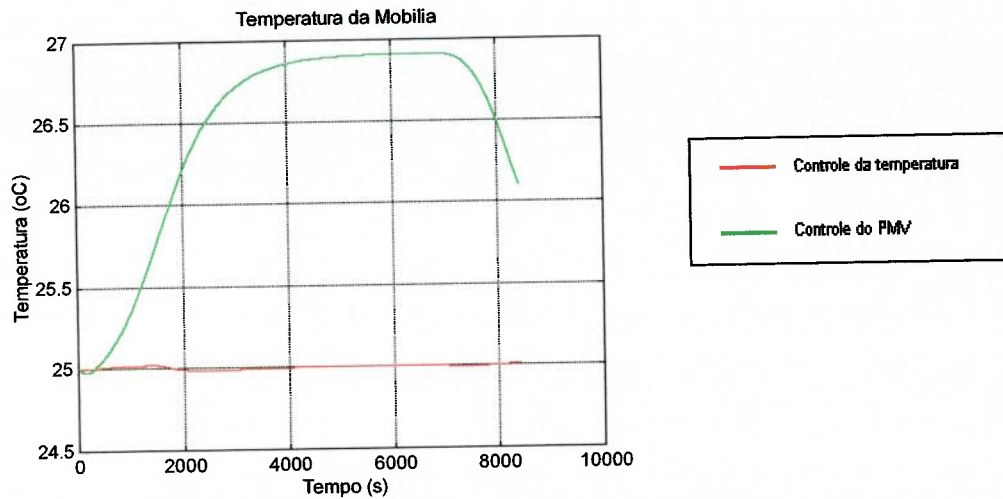


Figura 6.4 Temperatura da mobília (assentos) – isolamento 0,6 clo

A umidade relativa da cabine obtida nas simulações para plantas controladas pela temperatura e pelo índice de conforto são semelhantes, sendo que a última é menor devido à maior temperatura de cabine. Os valores obtidos correspondem àqueles encontrados em cabines de aeronaves e coincidem com os valores apresentados nos estudos do capítulo 2.

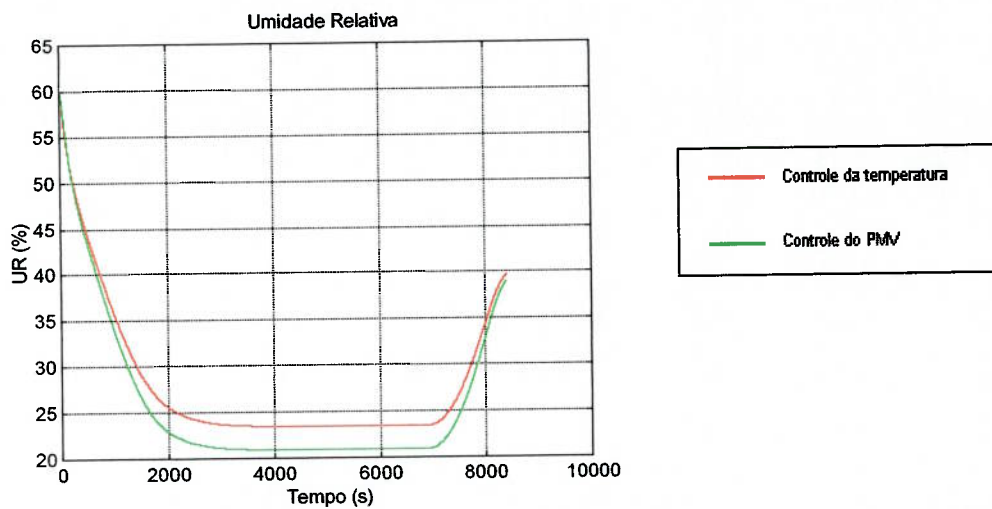


Figura 6.5 Umidade relativa na cabine – isolamento 0,6 clo

## 6.2 Avaliação para vestimentas equivalente a 0,75 clo

As Figs. 6.6 e 6.7 apresentam a simulação de um voo para vestimentas com isolamento equivalente a 0,75 clo considerando também a contribuição do assento (0,17 clo), completando um total de 0,92 clo.

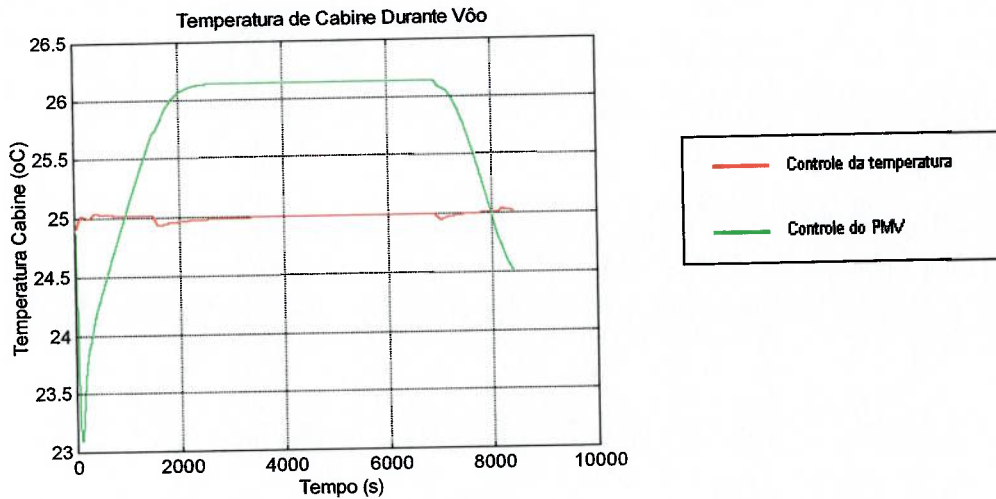


Figura 6.6 Temperatura de cabine - isolamento 0,75 clo

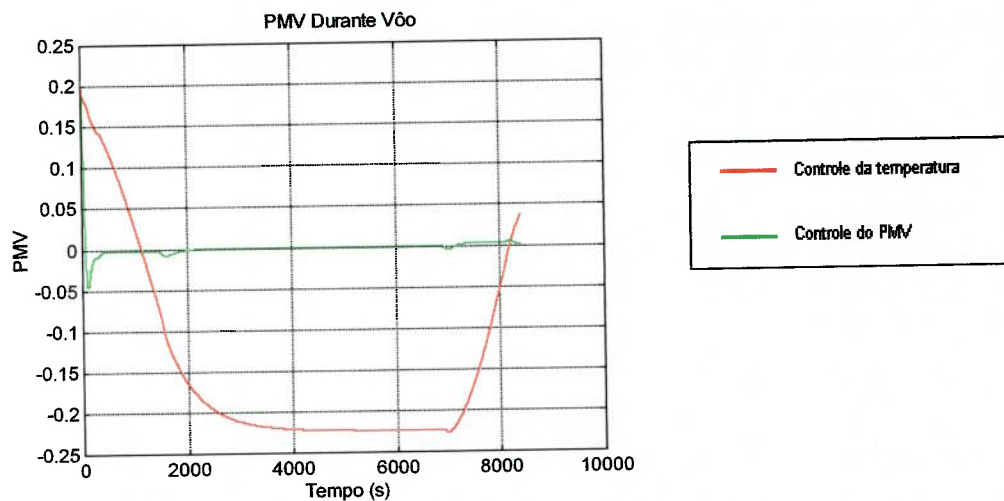


Figura 6.7 Voto médio estimado (PMV) - isolamento 0,75 clo

Analogamente ao apresentado no item 7.1, devido à menor umidade relativa e temperatura radiante média (temperaturas superficiais internas menores do que a

temperatura do ar), temperaturas mais elevadas do que aquelas utilizadas em ambientes prediais (24-25 °C) foram requeridas para garantir o mínimo de insatisfeitos e manter o índice de conforto térmico (PMV) nulo e para a planta controlada pela temperatura, a temperatura do ar de cabine foi mantida no valor de referência desejado enquanto o índice de conforto se reduziu mas permaneceu entre  $-0,5$  e  $+0,5$ .

Nota-se que o maior isolamento proporcionado pela vestimenta faz com que temperaturas menores do que aquelas requeridas no caso anterior sejam necessárias evidenciando que o aumento do isolamento diminui a influência da tanto da umidade relativa quanto da temperatura radiante média reduzidas, como esperado.

### 6.3 Avaliação para vestimentas equivalentes a 0,85 clo

As Figs. 6.8 e 6.9 apresentam a simulação de um vôo para vestimentas com isolamento equivalente a 0,85 clo considerando também a contribuição do assento (0,17 clo), completando um total de 1,02 clo.

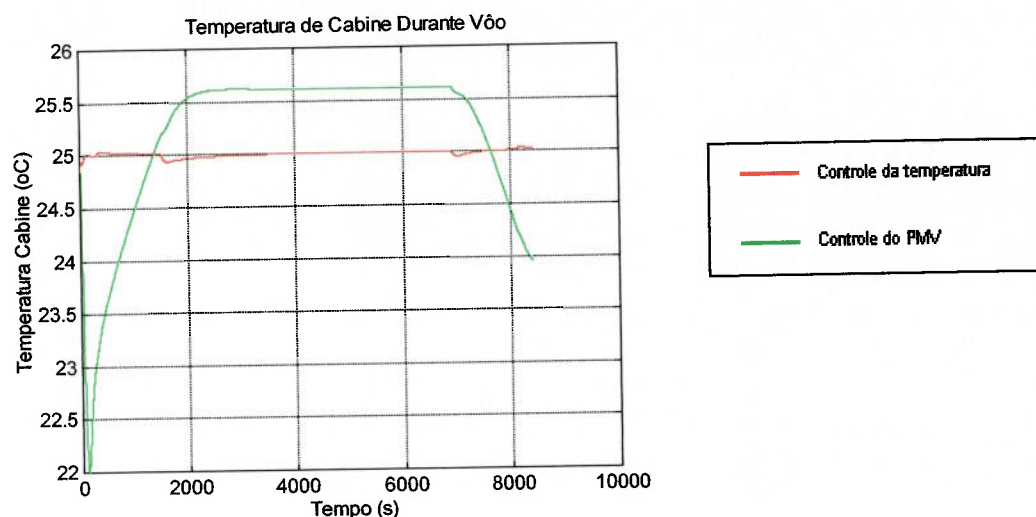


Figura 6.8 Temperatura de cabine - isolamento 0,85 clo

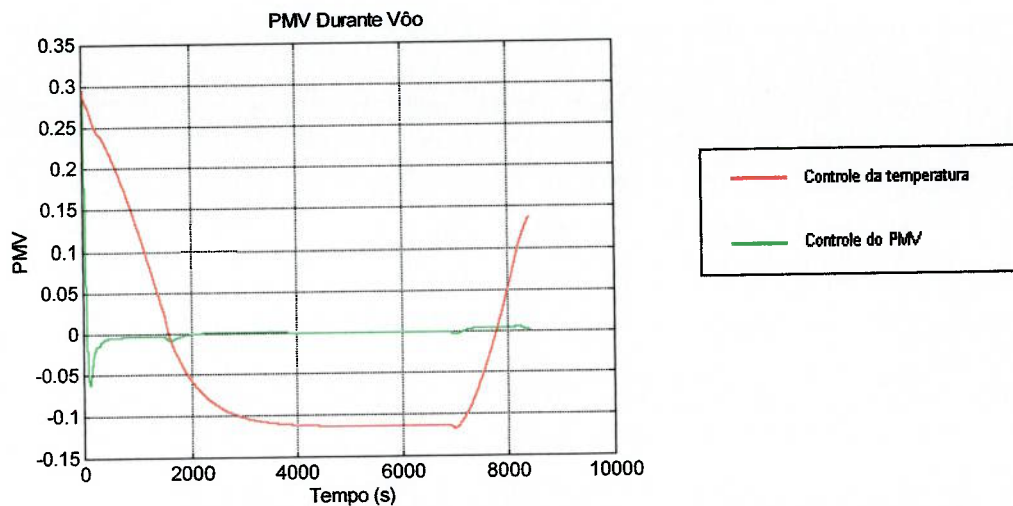


Figura 6.9 Voto médio estimado (PMV) - isolamento 0,85 clo

Conforme verificado nos itens 7.1 e 7.2, devido à menor umidade relativa e temperatura radiante média (temperaturas superficiais internas menores do que a temperatura do ar), temperaturas mais elevadas do que aquelas utilizadas em ambientes prediais (24-25 °C) foram requeridas para se obter um índice de conforto térmico (PMV) nulo enquanto para a planta controlada pela temperatura, a temperatura do ar de cabine foi mantida no valor desejado e o índice de conforto térmico se reduziu durante o vôo, mas permanecendo entre  $-0,5$  e  $+0,5$ .

Novamente o maior isolamento proporcionado pela vestimenta fez com que temperaturas menores do que aquelas requeridas nos casos anteriores fossem necessárias.

#### 6.4 Avaliação para vestimentas equivalentes a 1,0 clo

As Figs. 6.10 e 6.11 apresentam a simulação de um vôo para vestimentas com isolamento equivalente a 1,0 clo considerando também a contribuição do assento (0,17 clo), completando um total de 1,17 clo.

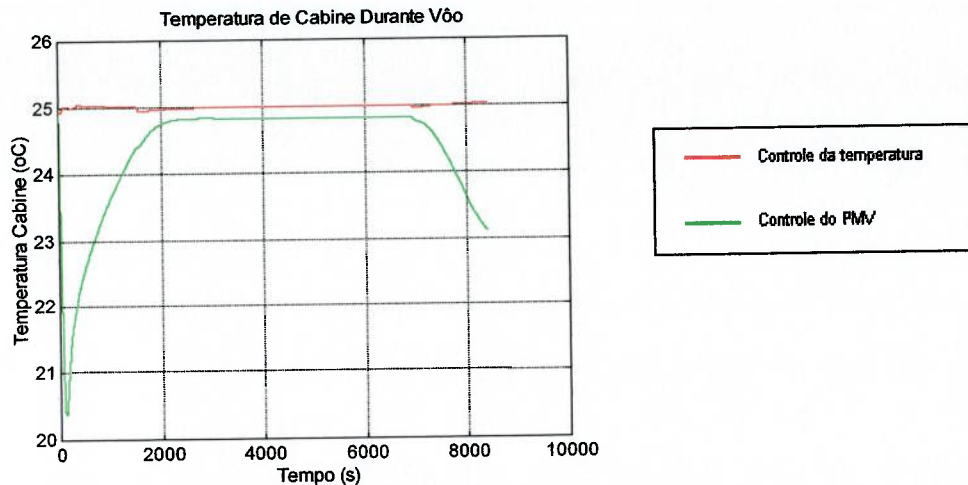


Figura 6.10 Temperatura de cabine - isolamento 1,0 clo

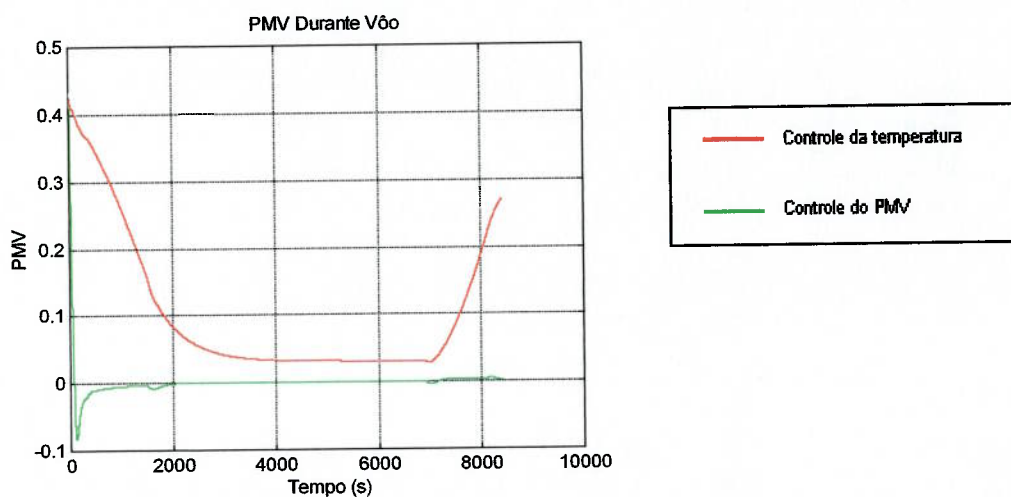


Figura 6.11 Voto médio estimado (PMV) - isolamento 1,0 clo

Diferente do apresentado nos itens 7.1, 7.2 e 7.3, mesmo com umidade relativa e temperatura média radiante (temperaturas superficiais internas menores do que a temperatura do ar) menores do que em ambientes prediais, devido ao maior isolamento proporcionado pela vestimenta, temperaturas próximas daquelas utilizadas em ambientes prediais (24-25 °C) são requeridas para garantir o mínimo de insatisfeitos e manter o índice de conforto térmico (PMV) nulo.

### 6.5 Avaliação da alteração da temperatura de referência para compensar a maior perda de calor por evaporação e radiação

O efeito de umidades relativas e temperaturas radiante média reduzidas podem ser compensados utilizando valores mais elevados de temperatura de cabine compensando a maior perda de calor por evaporação e radiação por uma pequena redução da troca de calor por convecção, além de controlar o sistema de ar condicionado utilizando o PMV. Uma outra opção de controle é alterar a temperatura de referência ("set-point") para valores maiores.

As Figs 6.12 e 6.13 apresentam os resultados da simulação de um voo para vestimentas com isolamento equivalentes a 0,6 clo considerando também a contribuição do assento (0,17 clo), completando um total de 0,77 clo no qual a temperatura de referência é aumentada de 1,92 °C um minuto após a aeronave atingir a altitude de cruzeiro e é reduzida para o valor inicial um minuto antes de iniciar a descida.

A Fig. 6.12 apresenta a temperatura de cabine para um sistema controlado pelo PMV e a temperatura de cabine para um sistema controlado pela temperatura tendo sua referência alterada.

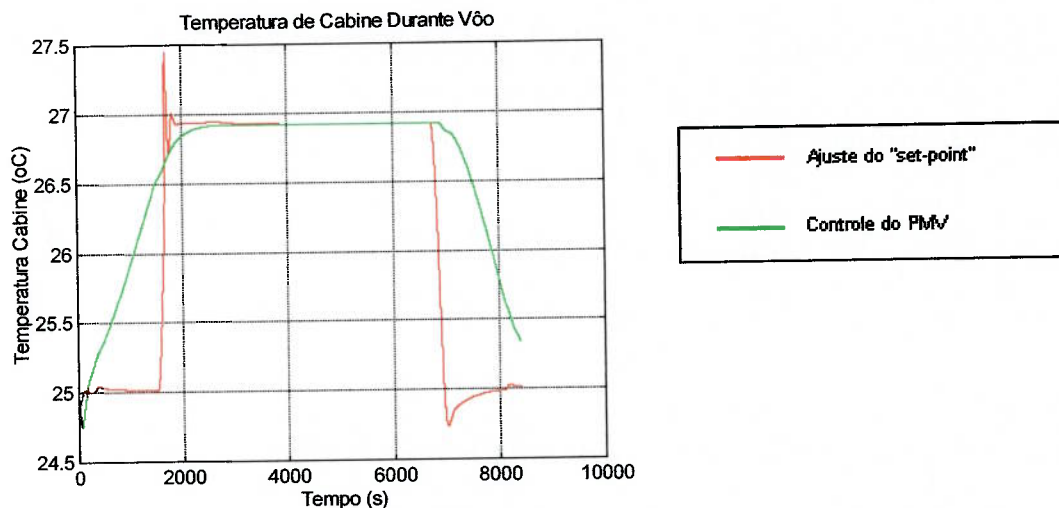


Figura 6.12 Temperatura de cabine - isolamento 0,6 clo



A Fig. 6.13 apresenta o PMV para um sistema controlado por este índice e o PMV para um sistema controlado pela temperatura de cabine tendo sua referência alterada.

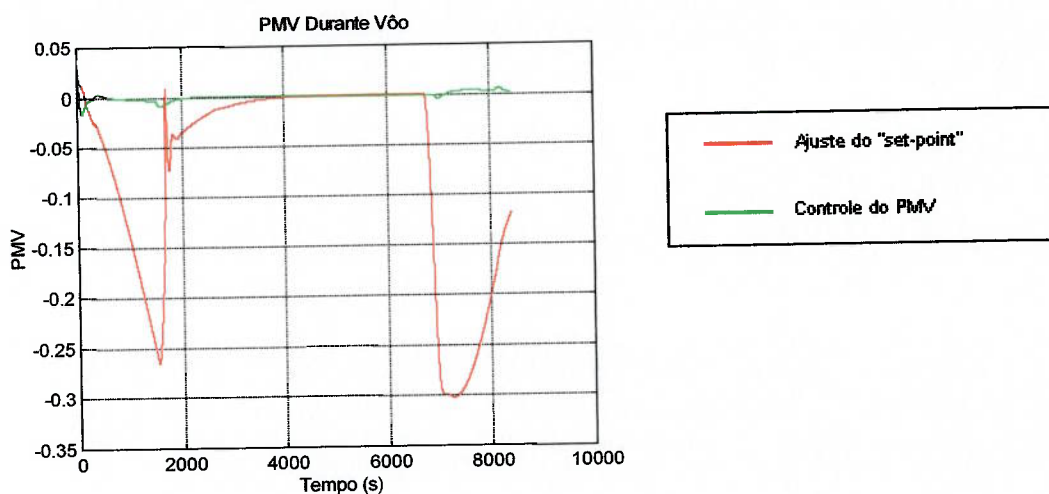


Figura 6.13 Voto médio estimado (PMV) - isolamento 0,6 clo

Os resultados mostram que foram obtidos valores melhores, mais próximos de zero, quando alterou-se a temperatura de referência compensando os efeitos de baixa umidade relativa e temperatura radiante média e que durante o voo de cruzeiro o PMV esteve sempre entre  $-0,05$  e zero e permaneceu nulo durante metade do voo de cruzeiro. No entanto, durante mais da metade do voo, o valor do PMV foi não nulo.

Para as fases transitórias do voo, taxiamento, subida e descida, a temperatura para compensar a maior perda de calor por evaporação e radiação está sempre mudando e somente controlando o PMV seria possível compensar esses efeitos. Como para vôos regionais as fases transitórias representam parte significativa do voo, a estratégia de alterar a temperatura de referência limita sua efetividade a parte do voo apenas. Para vôos transatlânticos, o uso desta estratégia seria mais evidente considerando que o voo em cruzeiro é parte considerável do voo e as fases transitórias são curtas quando comparadas com o voo completo.

## 7 CONCLUSÃO

Umidades relativas e temperaturas radiante média reduzidas existentes durante vôos de aeronave de passageiros levam ao aumento da perda de calor entre o corpo e o meio aumentando a possibilidade de ocorrência de sensação de frio. Estes efeitos podem ser compensados utilizando o índice de conforto térmico (PMV) como parâmetro de controle do sistema de ar condicionado. Utilizando o PMV como parâmetro de controle, a temperatura do ar de cabine seria mantida em valores mais elevados do que aqueles encontrados em ambientes prediais, compensando a maior perda de calor por evaporação e radiação.

Essa compensação depende da vestimenta utilizada pelos passageiros, uma vez que isolamentos maiores diminuem a influência de umidades relativas e temperaturas média radiantes baixas. Assim, a utilização do voto médio estimado no controle do sistema de ar condicionado requer a especificação correta da vestimenta típica dos passageiros. Para isolamentos leves (0,6 clo), a contribuição da utilização do voto médio estimado é mais evidente enquanto que para isolamentos maiores (1,0 clo) a contribuição é menor.

A metodologia de utilizar o voto médio efetivo permite manter este índice nulo garantindo o menor índice de insatisfeitos tanto para isolamentos leves (0,6 clo), quando a temperatura de cabine deve ser aumentada para compensar os efeitos da umidade relativa e temperatura média radiante, quanto para isolamentos maiores (1,0 clo), quando a temperatura é reduzida.

Uma vez conhecendo bem as características dinâmicas da cabine da aeronave, a compensação das perdas de calor por evaporação e radiação pode ser obtida também ajustando manualmente a temperatura de referência ("set-point") para valores maiores durante o vôo de cruzeiro. O retorno obtido com esta estratégia é mais evidente para aeronaves de grande porte realizando vôos longos, pois o vôo de cruzeiro representa parte significativa do vôo completo. Para vôos de curta duração, as fases transitórias, decolagem, subida, descida e pouso representam parte significativa do vôo e esta estratégia teria impacto menor. O controle do PMV durante estas fases permitiria mantê-lo nulo garantindo o conforto máximo, mesmo com as variações da temperatura ambiente, umidade externa, pressão de cabine e vazão pelas máquinas de ar condicionado.

## 8 COMENTÁRIOS FINAIS

De maneira geral, pode-se dizer que os objetivos propostos foram atendidos, uma vez que verificou-se a influência da umidade relativa e a temperatura radiante média nas condições de conforto térmico em uma cabine de passageiros de uma aeronave para vôos de curta duração e verificou-se que os efeitos desses parâmetros podem ser compensados pelo aumento da temperatura do ar da cabine e realizou-se ainda uma análise transitória demonstrando que é possível obter essa compensação controlando o sistema de condicionamento de ar pelo PMV. Adicionalmente aumentou-se o conhecimento sobre as características dinâmicas do sistema de condicionamento de ar e da cabine de passageiros.

Como continuidade deste trabalho os seguintes estudos são propostos:

1. Avaliação da implementação de um sistema que permitisse atuar também na umidade relativa e velocidade do ar de cabine;
2. Avaliação do desconforto térmico local como restrição no controle do PMV;
3. Estudo da dinâmica dos sensores e considerá-la nas análises comparando a utilização de um único sensor de PMV ou de vários sensores (temperatura do ar, umidade relativa, velocidade do ar e temperatura radiante média);
4. Elaboração de um modelo mais complexo para a fuselagem considerando-a como sendo composta por três elementos: estrutural, isolamento térmico e acabamento;
5. Modelagem da cabine de passageiros e de comando e dos sistemas de condicionamento de ar dos dois compartimentos e simulação de um vôo considerando as perturbações do sistema de condicionamento da cabine de comando na cabine de passageiros;
6. Modelagem detalhada do sistema de ar condicionado.

## 9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ANSI/ASHRAE Standard 55-1995: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. Atlanta: ASHRAE, 1995.
- 2001 ASHRAE handbook: Fundamentals. SI ed. Atlanta: ASHRAE, 2001.
- CARLILE, D. Cabin Air Comfort. **Fast 19**, 1996. Disponível em: <<http://www.airbus.com/customer/fast19.asp>>. Acesso em 25 jun. 2003.
- EGILEGOR, B., et al. A Fuzzy Control Adapted by Neural Network to Maintain a Dwelling within Thermal Comfort. In: PROCEEDINGS OF BUILDING SIMULATION' 97 CONFERENCE, 1997. Disponível em: <<http://www.hvac.okstate.edu/pdfs/bs97/papers/p097.pdf>>. Acesso em: 25 jun. 2003.
- FANGER, P.O. **Thermal Comfort-Analysis and applications in environmental engineering**. New York: McGraw-Hill, 1972.
- HAGHIGHAT, F., et al. Measurement of Thermal Comfort and Indoor Air Quality Aboard 43 Flights on Commercial Airlines. **Indoor Built Environment**, v.8, n.1, p.58-66, 1999.
- HUNT, E.H., SPACE, D.R. The Airplane Cabin Environment. In: INTERNATIONAL IN-FLIGHT SERVICE MANAGEMENT ORGANIZATION CONFERENCE, Montreal, 1994. Disponível em: <<http://www.boeing.com/commercial/cabinair/ventilation.pdf>>. Acesso em 25 jun. 2003.
- HUNT, E.H., SPACE, D.R. Commercial Airliner Environmental Control System. In: AEROSPACE MEDICAL ASSOCIATION ANNUAL MEETING, California, 1995. Disponível em: <<http://www.boeing.com/commercial/cabinair/ecs.pdf>>. Acesso em: 25 jun. 2003.
- ISO 7726: Thermal environments - Instruments and methods for measuring physical quantities. Suíça: ISO, 1985.

- ISO 7730: Moderate Thermal environments - Determination of the PMV and PPD indices and specification for conditions for thermal comfort. Suíça: ISO, 1994
- ISO 9920: Ergonomics of the thermal environment – estimation of the thermal insulation and evaporative resistance of a clothing ensemble. Suíça: ISO, 1995.
- KOLOKOTSA, D. et al Fuzzy Control for Improved Buildings Energy Management Systems. In: EUROPEAN SYMPOSIUM OF INTELLIGENT TECHNIQUES, Grécia, 1999. Esit 99. Disponível em: <<http://www.erudit.de/events/esit99/12617.pdf>>. Acesso em 25 jun. 2003.
- KRUTOV, V.I., SHCHERBAKOV, A.V. The Aircraft Cabin as a Temperature Controlled Plant. **Russian Aeronautics (Izvestiya VUZ. Aviatsionnaya Tekhnika)**, v. 19, n.4, p.63-67, 1976.
- LAM, H.N. Intelligent Computer Control of Air Conditioning Systems Based on Genetic Algorithm and Classifier System. In: PROCEEDINGS OF BUILDING SIMULATION' 95 CONFERENCE, 4., Madison, 1995. BS'95. p.151-157. Disponível em: <[http://www.hvac.okstate.edu/pdfs/bs95\\_151\\_157.pdf](http://www.hvac.okstate.edu/pdfs/bs95_151_157.pdf)>. Acesso em: 25 jun. 2003.
- PIERCE, W.M., JANCZESWSKI, J.N. Air Quality On Commercial Aircraft. **ASHRAE Journal**, September 1999, p.26-34, 1999.
- SAE: Applied Thermodynamics Manual. USA: SAE, 1969.
- WAI L. TSE. Implementation of Comfort-Based Air-Handling Unit Control Algorithms. **Transactions of ASHRAE**, v. 106, Pt.1, 2000 (paper no. 4320).
- YUAN, X. **A mathematical model on the thermal behaviour on aircraft cabin**. 1982. 102p. Tese (doutorado) – Faculdade de ciências mecânicas, RWTH (Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule). Aachen.

## Apêndice I

Avaliação da inércia térmica da fuselagem

## I.1 OPERAÇÃO EM VÔO

O equacionamento apresentado neste item tem como objetivo avaliar a ordem de grandeza da constante de tempo da fuselagem e compará-la com a constante de tempo do acabamento interno e divisórias e justificar a hipótese adotada de que a inércia da fuselagem é muito menor do que a da estrutura da cabine e que poderia ser desconsiderada.

### I.1.1 Modelagem da fuselagem

A aplicação da 1ª lei da termodinâmica apenas para a massa metálica leva a:

$$h_{ext} A_{ext} (T_{estag} - T_f) - U A_{ext} (T_f - T_c) = m_f c_f \frac{dT_f}{dt} \quad (I-1)$$

Onde:

- h<sub>ext</sub>: coeficiente de troca de calor por convecção com o ar externo (W/m<sup>2</sup>K)
- A<sub>ext</sub>: área de troca de calor com o ar externo (m<sup>2</sup>)
- T<sub>estag</sub>: temperatura de estagnação do escoamento externo (K)
- T<sub>f</sub>: temperatura da massa metálica (fuselagem) (K)
- U: coeficiente global de troca de calor (W/m<sup>2</sup>K)
- T<sub>c</sub>: temperatura do ar de cabine (K)
- m<sub>f</sub>: massa da fuselagem (kg)
- c<sub>f</sub>: calor específico do alumínio (J/Kg K)

Para um trecho da fuselagem de comprimento L pode se escrever que:

$$h_{ext} L A_c (T_{estag} - T_f) - U L A_c (T_f - T_c) = \rho L A_c c_f \frac{dT_f}{dt} \quad (I-2)$$

Onde:

- A<sub>c</sub>: área circular / perímetro (m)
- A<sub>t</sub>: área transversal da fuselagem (m<sup>2</sup>)
- ρ: densidade do alumínio (kg/m<sup>3</sup>)

Como o interesse é a ordem de grandeza da constante de tempo, a espessura da parede da fuselagem pode ser considerada pequena em relação ao raio da mesma e as áreas circular e transversal podem ser dadas por:

$$A_c = 2 \pi R \quad (I-3)$$

$$A_t = 2 \pi R e \quad (I-4)$$

Onde:

R: raio da fuselagem (m)

e: espessura da parede da fuselagem (m)

As expressões para as áreas circular e transversal quando substituídas na expressão de balanço de energia e após as simplificações mostra que:

$$h_{ext}(T_{estag} - T_f) - U(T_f - T_c) = \rho e c_f \frac{dT_f}{dt} \quad (I-5)$$

E rearranjando os termos:

$$T_f + \frac{\rho e c_f}{h_{ext} + U} \frac{dT_f}{dt} = \frac{h_{ext}}{h_{ext} + U} T_{estag} + \frac{U}{h_{ext} + U} T_c \quad (I-6)$$

E a constante de tempo da fuselagem é dada por:

$$\tau = \frac{\rho e c_f}{h_{ext} + U} \quad (I-7)$$

A Tab. I.1 apresenta os valores para a constante de tempo da fuselagem para duas condições de vôo.



Tabela I.1 Constante de tempo da fuselagem

	Decolagem	Vôo Cruzeiro
H (pés)	0	35000
Tamb (°C)	30,0	-54,0
cf (J / kg K)	875,0	875,0
densidade (kg / m <sup>3</sup> )	2770,0	2770,0
espessura (mm)	2,0	2,0
U (W / m <sup>2</sup> °C)	0,6	0,6
Mach	0,2	0,7
a (m / s)	348,9	296,6
V (m / s)	69,8	207,6
ni (m <sup>2</sup> / s)	1,59E-05	9,17E-06
k (W / m K)	0,0263	1,98E-02
Prandtl	0,7	0,73
L (m)	10,0	10,0
Reynolds	4,4E+07	2,3E+08
Nusselt	41950,8	160134,7
hext (W / m <sup>2</sup> K)	110,3	316,7
<b>Constante de tempo (s)</b>	<b>44</b>	<b>15</b>

O item seguinte apresenta a constante de tempo da estrutura da cabine.

### I.1.2 Modelagem a estrutura da cabine (acabamento e divisórias)

Conforme apresentado no item 4.2 deste trabalho, a 1<sup>a</sup> lei da termodinâmica quando aplicada para a estrutura da cabine leva a:

$$UA (T_s(t) - T_c(t)) = h_i A (T_w(t) - T_c(t)) + m_{eq} c_{eq} \frac{dT_w(t)}{dt} \quad (4-12)$$

Como já apresentado no item 4.2, a constante de tempo da estrutura da cabine pode ser dada por:

$$\tau_f = \frac{m_{eq} c_{eq}}{h_i A} \quad (4-14)$$

Utilizando a eq.(4-14) e as características da aeronave considerada, a constante de tempo calculada é igual a 685 segundos, valor muito maior do que aqueles encontrados apenas para a massa metálica da fuselagem conforme apresentado na Tab. I.1.

Sendo os valores encontrados para constante de tempo da fuselagem da ordem de 6,4% do valor da constante de tempo para o acabamento interno da cabine, para o caso de vôos em baixa velocidade, e da ordem de 2,2 %, para vôos em velocidades elevadas, o modelo da estrutura da cabine pode ser adotado para representar o conjunto fuselagem, acabamento interno, divisórias e armários.

## I.2 OPERAÇÃO EM SOLO

O objetivo deste item é demonstrar que variações da temperatura da fuselagem durante um teste de em solo são pequenas e que não considerar o termo transitório no modelamento da fuselagem não prejudica a qualidade da análise.

### I.2.1 Modelagem da fuselagem

Conforme apresentado nos itens 4.2.1 e 5.0, a temperatura superficial externa pode ser obtida pelo seguinte balanço térmico proposto pela SAE (1969):

$$Q_S A_P = h_{ext} A_{ext} (T_S(t) - T_{amb}) + U A_i (T_S(t) - T_c(t)) + \sigma \varepsilon A_P (T_S^4(t) - T_u^4) + \sigma \varepsilon A_P (T_S^4(t) - T_{solo}^4) \quad (4-18)$$

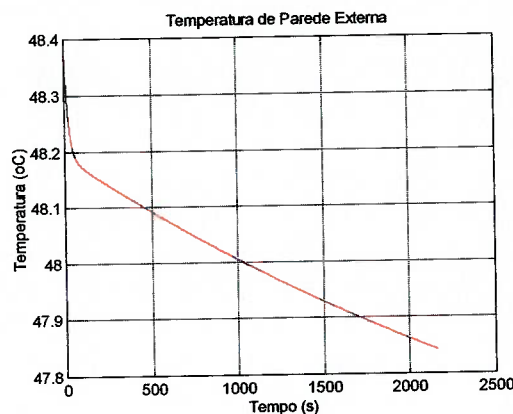


Figura I.1 Temperatura da superfície externa

Da simulação realizada no item 5.0, utilizando a eq.(4-18) e sem considerar a inércia térmica da fuselagem, pode ser verificado que a temperatura superficial externa varia conforme apresentado na Fig I.1, ou seja, a alteração da temperatura superficial externa foi menor do que 0,6 °C em 30 minutos de operação.

A radiação solar incidente na fuselagem é dissipada pelas parcelas perdidas por convecção para o ambiente, conduzida para o interior da cabine e perdidas por radiação para o solo e espaço. A Tab. I.2 apresenta a porcentagem de cada uma dessas parcelas

considerando a temperatura superficial externa como sendo a temperatura inicial da Fig. I.1.

Tabela I.2 Calor dissipado pela fuselagem

	Dissipação (W / m <sup>2</sup> )	Porcentagem (%)
Q conv ext	232,8	65,8
Qcond int	14,3	4,0
Q rad amb	94,0	26,6
Q rad solo	12,6	3,6
Q total	<b>353,7</b>	

No balanço térmico da fuselagem, a única perturbação que influencia no valor da temperatura superficial externa é a temperatura de cabine. A pequena variação da temperatura superficial externa apresentada na Fig. I.1 pode ser explicada pelo fato da parcela de calor conduzida para o interior da cabine representar apenas 4 % do calor perdido pela fuselagem.

Como o objetivo é avaliar a ordem de grandeza da constante de tempo da fuselagem, para facilitar os cálculos, tomando a eq.(4-18), adotando a área interna (A<sub>i</sub>) como sendo igual à área externa (A<sub>ext</sub>) e considerando também o termo transitório tem-se:

$$Q_S A_P = h_{ext} A_{ext} (T_S(t) - T_{amb}) + U A_{ext} (T_S(t) - T_c(t)) + \sigma \epsilon A_P (T_S^4(t) - T_u^4) + \sigma \epsilon A_P (T_S^4(t) - T_{solo}^4) + m_f c_f \frac{d T_f}{dt} \quad (I-8)$$

Assim, utilizando as expressões para área circular e transversal adotadas no item I.1.1, considerando a área projetada para um trecho de 1 metro como sendo duas vezes o raio da fuselagem e substituindo na eq.(I-8) pode se verificar que a constante de tempo da fuselagem para operações em solo é dada por:

$$\tau = \frac{\rho \pi e c_f}{h_{ext} \pi + U \pi + 2 \sigma \epsilon T_s^3} \quad (I-9)$$

A Tab. I.3 apresenta o valor para a constante de tempo da fuselagem para operação em solo, considerando a temperatura superficial externa inicial da Fig. I.1.

Caso a inércia térmica da fuselagem fosse considerada na simulação do capítulo 5.0, a variação da temperatura superficial externa apresentada na figura I.1 seria ainda menor.

Tabela I.3 Constante de tempo da fuselagem

	Solo
H (pés)	0
Tamb (°C)	29,0
T cab (°C)	25,0
T sup-externa (°C)	<b>48,4</b>
T espaço (°C)	-46,0
T solo (°C)	40,0
cf (J / kg K)	875,0
densidade (kg / m <sup>3</sup> )	2770,0
espessura (mm)	2,0
Constante Stefan-Boltzman (W / m <sup>2</sup> K <sup>4</sup> )	5,67 10 <sup>-8</sup>
epson	0,65
U (W / m <sup>2</sup> K)	0,6
hext (W / m <sup>2</sup> K)	<b>12,0</b>
<b>Constante de tempo (s)</b>	<b>362</b>

## Apêndice II

Projeto do controlador

O projeto dos controladores foi realizado utilizando-se técnicas de controle clássico. O sistema de ar condicionado foi representado por funções de transferência simplificadas obtidas do fornecedor do sistema, a cabine da aeronave foi modelada, as equações foram linearizadas e transformadas para o domínio da frequência. Posicionando-se os pólos chegou-se a um controlador com performance satisfatória. Para melhorar a performance de controle, foram utilizados pré-compensadores. Para cada conjunto controlador e pré-compensador aplicou-se um degrau unitário até que a resposta apresentasse características aceitáveis, ou seja, sobressinal, tempo de acomodação e erro em regime conforme especificado. Neste trabalho foi adotado o critério apresentado na Tab. II.1.

Tabela II.1 Critério para projeto de controlador

Item	Critério
Sobressinal	Menor do que 20%
Tempo de acomodação (5%)	Menor do que 5 minutos
Erro em regime	Menor do que 2 %

Os controladores e pré-compensadores obtidos pelas duas metodologias, controle de temperatura e controle do índice de conforto térmico, foram utilizados na simulação das plantas linear e não linear, testando assim os controladores obtidos para plantas lineares no controle de plantas não lineares.

As Figs. II.1 e II.2 apresentam as respostas a um degrau unitário do conjuntos planta, pré-compensador e controlador projetados para plantas lineares. Os resultados apresentados mostram que os sistemas de controle projetados apresentam respostas adequadas quando controlando plantas lineares, ou seja, apresentam resposta rápida, sobressinal pequeno e erro em regime não nulo, mas aceitável.

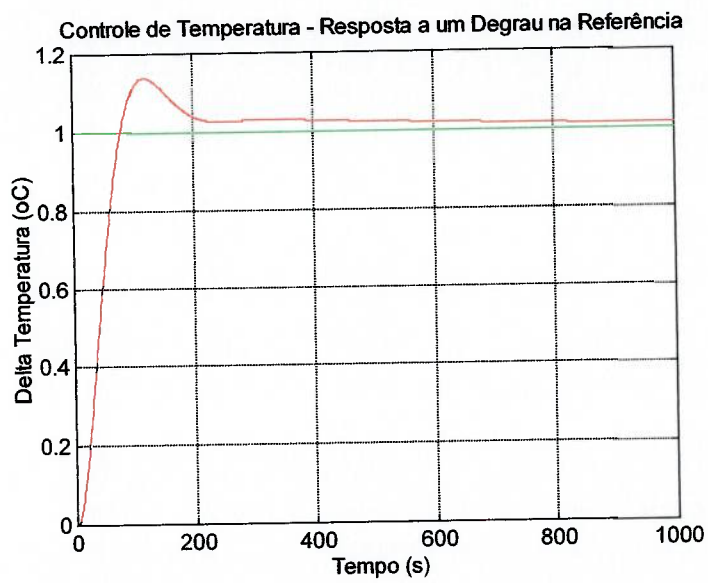


Figura II.1 Resposta a degrau unitário na temperatura – Planta linear

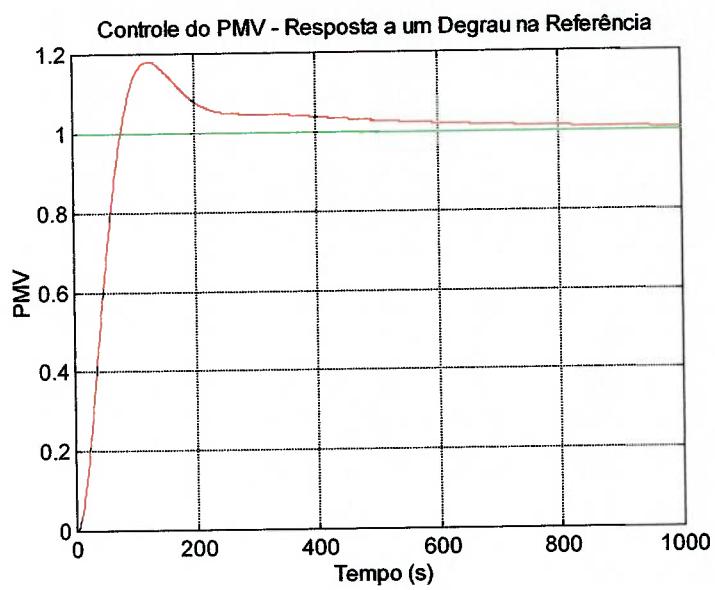


Figura II.2 Resposta a degrau no PMV – Planta linear



As respostas acima foram obtidas utilizando os controladores e pré-compensadores apresentados abaixo.

Para o controle da temperatura:

$$K_{ptc} = 0,5 \quad (\text{II-1})$$

$$K_{tc}(s) = \frac{NumK_{tc}(s)}{DenK_{tc}(s)} = \frac{(5s^2 + 5s + 1)}{5s} \quad (\text{II-2})$$

$$PC_{tc1}(s) = \frac{NumPC_{tc1}(s)}{DenPC_{tc1}(s)} = \frac{s+0,00001}{s+0,00002} \quad (\text{II-3})$$

Para o controle do índice de conforto térmico:

$$K_{ppmv} = 4 \quad (\text{II-4})$$

$$K_{ppmv}(s) = \frac{NumK_{ppmv}(s)}{DenK_{ppmv}(s)} = \frac{5s^2 + 5s + 1}{5s} \quad (\text{II-5})$$

$$PC_{pmv1}(s) = \frac{NumPC_{pmv1}(s)}{DenPC_{pmv1}(s)} = \frac{s+0,00001}{s+0,00002} \quad (\text{II-6})$$

Sendo as respostas aceitáveis para plantas lineares, verificou-se a performance destes pré-compensadores e controladores para plantas não lineares. A verificação foi realizada excitando as plantas não lineares da seguinte maneira: degrau unitário na temperatura para a planta controlada pela temperatura de cabine e um degrau de 0,1 no PMV para a planta controlada pelo PMV. Um degrau unitário no PMV representaria uma variação grande em graus Celsius, significando uma alteração extrema e irreal na condição de operação do sistema.

A Fig. I.3 apresenta a resposta a um degrau unitário para a planta não linear controlada pela temperatura de cabine.

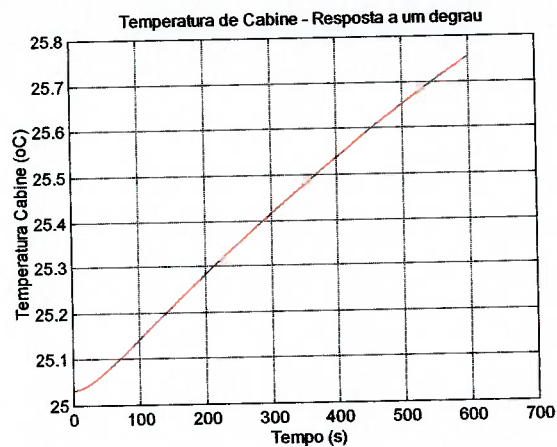


Figura II.3 Resposta a um degrau unitário na temperatura – planta não linear

O resultado indica que a performance não foi adequada, os critérios estabelecidos não foram atendidos e a verificação foi complementada analisando a performance do controlador para um voo com alteração dos sinais de referência (“set-points”) de temperatura no instante 3000 segundos conforme apresentado na Fig. II.4.

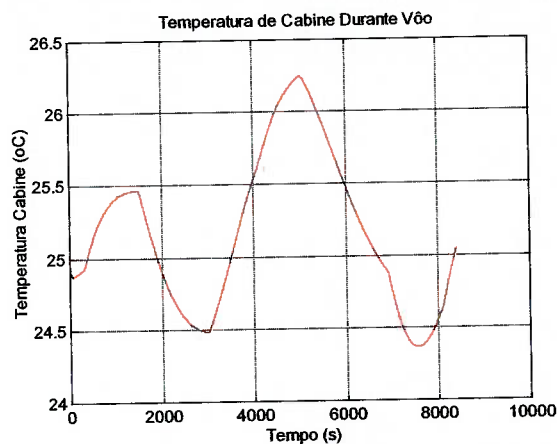


Figura II.4 Sistema de controle para planta linear controlando planta não linear

A resposta do controlador durante um voo, da mesma forma que para um degrau unitário, também foi inadequada, mesmo antes da alteração da referência o sistema de

controle não conseguiu controlar a planta durante a aplicação de perturbações como variação da temperatura externa e vazão insuflada na cabine.

A Fig. II.5 apresenta a resposta a um degrau para a planta não linear controlada pelo PMV.

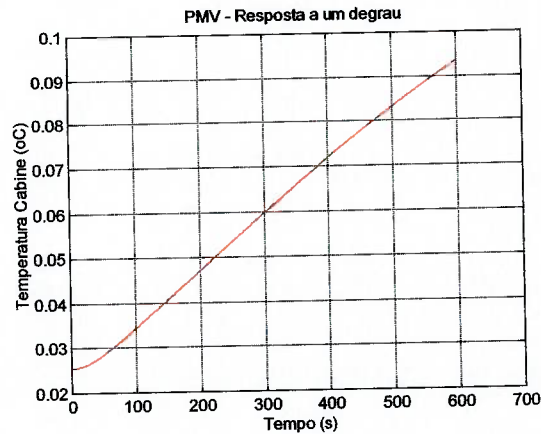


Figura II.5 Resposta a um degrau – planta não linear

Analogamente ao verificado para a planta controlada pela temperatura de cabine, a performance também não foi adequada, os critérios estabelecidos não foram atendidos e a verificação foi complementada analisando a performance do controlador para um voo com alteração dos sinais de referência (“set-points”) do PMV no instante 3000 segundos conforme apresentado na Fig. II.6.

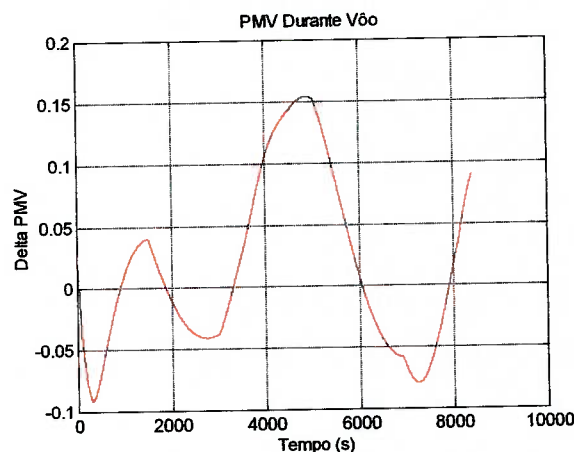


Figura II.6 Sistema de controle para planta linear controlando planta não linear

Da mesma forma do que verificado para a planta controlada pela temperatura de cabine, a resposta do controlador durante um vôo também foi inadequada, mesmo antes da alteração da referência o sistema de controle não conseguiu controlar a planta durante a aplicação de perturbações como variação da temperatura externa, vazão insuflada na cabine e umidade externa.

Assim os controladores tiveram que ser ajustados para controlar plantas não lineares e atender os critérios estabelecidos na Tab. II.1. A alteração modificou as respostas das plantas lineares a degraus de forma a obter-se sobressinais muito elevados como apresentado nas Figs. II.7 e II.8 e, pelas técnicas de controle clássico, as performances dos controladores não seriam aceitáveis.

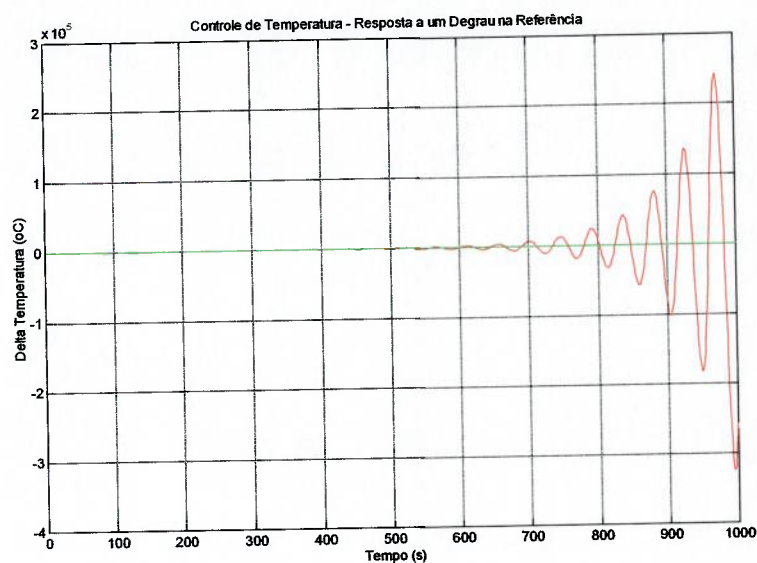


Figura II.7 Resposta a um degrau unitário – controlador corrigido para planta não linear

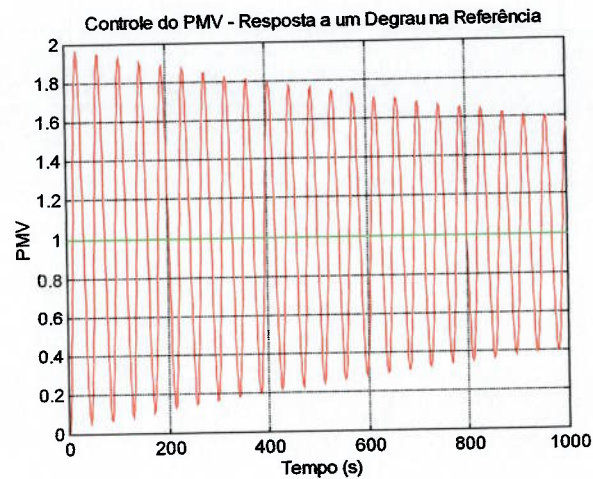


Figura II.8 Resposta a um degrau unitário – controlador corrigido para planta não linear

A Fig. II.9 apresenta a resposta a um degrau unitário na temperatura para a planta não linear controlada pela temperatura de cabine após as modificações.

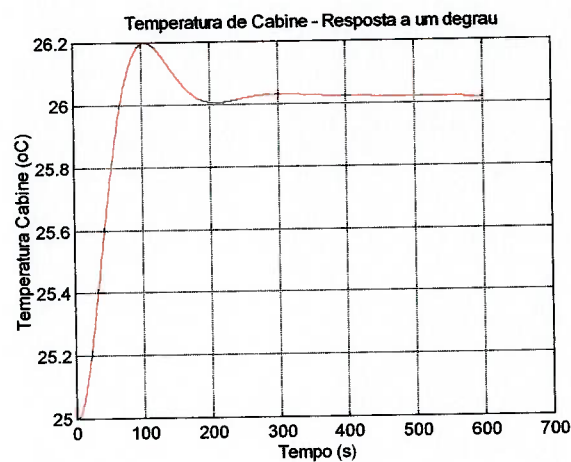


Figura II.9 Resposta a um degrau unitário – planta não linear

A Fig. II.9 mostra que o sobressinal é menor ou igual a 20%, que o tempo de acomodação para 5% de erro é menor do que 5 minutos e que neste tempo o erro é de 3,1% e o erro em regime é de 1,8 %. Assim o controlador e pré-compensador atendem aos critérios estabelecidos. Complementando a verificação da performance do sistema de

controle, a Fig. II.10 apresenta a resposta desse sistema de controle para um vôo quando o sinal de referência é alterado no instante 3000 segundos.

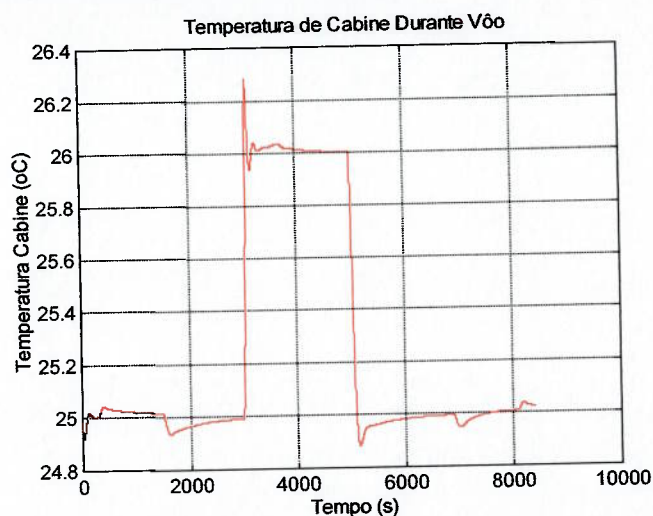


Figura II.10 Sistema de controle corrigido para planta não linear

A resposta do sistema de controle para o vôo, da mesma forma que para um degrau unitário, foi adequada e o sistema respondeu bem à alteração do sinal de referência e às perturbações como variação da temperatura externa e vazão insuflada na cabine.

A Fig. II.11 apresenta a resposta a um degrau para a planta não linear controlada pelo PMV após as modificações no sistema de controle.

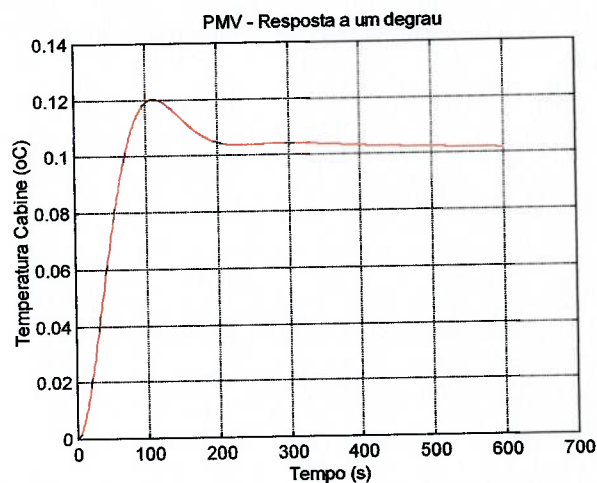


Figura II.11 Resposta a um degrau – planta não linear

A Fig. II.11 mostra que o sobressinal é menor ou igual a 20%, que o tempo de acomodação para 5% de erro é menor do que 5 minutos e que neste tempo o erro é de 4,4% e o erro em regime é de 2,0 %. Assim o controlador e pré-compensador atendem aos critérios estabelecidos. Complementando a verificação da performance do sistema de controle, a Fig. II.12 apresenta a resposta desse sistema para um vôo quando o sinal de referência é alterado no instante 3000 segundos.

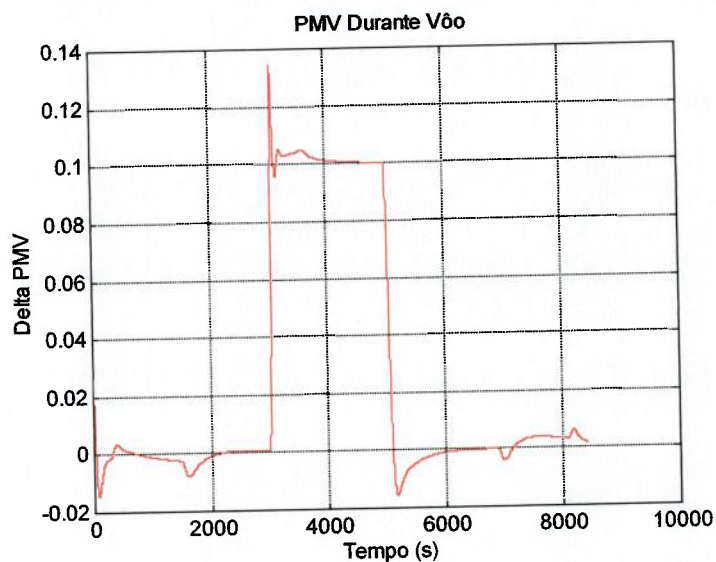


Figura II.12 Sistema de controle corrigido para planta não linear

A resposta do sistema de controle para o vôo, da mesma forma que para um degrau, foi adequada e o sistema respondeu bem à alteração do sinal de referência e às perturbações como variação da temperatura externa, vazão insuflada na cabine e umidade relativa externa. Os sistemas de controle modificados estão apresentados a seguir.

Para o controle da temperatura:

$$K_{ptc} = 6,5 \quad (II-7)$$

$$K_{tc}(s) = \frac{Num_{Ktc}(s)}{Den_{Ktc}(s)} = \frac{(3s^2 + 3s + 1)}{3s} \quad (II-8)$$

$$PC_{tcl}(s) = \frac{NumPC_{tcl}(s)}{DenPC_{tcl}(s)} = \frac{s+0,00001}{s+0,00002} \quad (\text{II-3})$$

Para o controle do índice de conforto térmico:

$$K_{ppmv} = 85 \quad (\text{II-9})$$

$$K_{ppmv}(s) = \frac{NumK_{ppmv}(s)}{DenK_{ppmv}(s)} = \frac{5s^2 + 5s + 1}{5s} \quad (\text{II-5})$$

$$PC_{pmv1}(s) = \frac{NumPC_{pmv1}(s)}{DenPC_{pmv1}(s)} = \frac{s+0,00001}{s+0,00002} \quad (\text{II-6})$$

Os controladores apresentados possuem numerador com ordem superior ao denominador, esta condição, segundo a teoria de controle, impossibilita sua implementação. Por limitações de material (“hardware”), é necessário que o denominador tenha ordem no mínimo igual à do numerador. Assim, para permitir a implementação, as funções de transferência dos controladores devem ser modificadas introduzindo uma função de transferência em série com ganho unitário e um pólo que não modifique a dinâmica do sistema, ou seja, um pólo posicionado à esquerda dos demais pólos e zeros.



## Apêndice III

Programa de simulação – Matlab

Simulação do vôo

% Modelo Linear e Não Linear - Com Compensador

%=====

% Controle da Temperatura de Cabine

% Controle do PMV (Voto Médio Estimado)

%=====

clear all;

% Declaração das Variáveis

%-----

% OBS: Os valores foram removidos para proteger as informações de propriedade do  
% fabricante da aeronave

V=;

A=;

hi=;

hiA=hi\*A;

UA=;

Qps=;

QpL=;

Qe=;

Qs=0;

Q=Qps+QpL+Qe+Qs;

mem=;

mef=1512;

ce=;

mece1=mef\*ce;

mece2=mem\*ce;

Am=;

```
hiAm=hi*Am;
FR=;
Eff=;
m1=;
m2=;
m=(1-FR)*m1;
mr=FR*m1;
K=1.4;
cp=1007;
cv=cp/K;
ro=1.1844;
ma=ro*V;
Tamb=298;
Tsk1=(30+273);
Tsk2=(-30+273);
Mach=0.2;
TACT=1.6;
Tc=298;
T1=8+273;
T=-8+273;
wamb=0.012;
w1=0.0056;
w2=0;
wc=wamb;
w=w1;
wm=(m/m1)*w+(mr/m1)*wc;
N=;
mresp=1.5e-5;
mvap=N*mresp;
```

## % Declaração das Variáveis de Conforto Térmico

%-----

M=58.2;

W=0;

Vel=0.15;

Iroupa=0.77; % Fator de Vestimenta

fR=1+0.3\*Iroupa; % Aproximação de McCullough Jones

hc=4.686;

hr=4.029;

AFm=0.16; %Angle Factor - Mobilia

## % Declaração das Constantes

%-----

C1=1/(m1\*cp+hiA+hiAm);

C2=hiA/(m1\*cp+hiA+hiAm);

C3=hiAm/(m1\*cp+hiA+hiAm);

C4=m1\*cp/(m1\*cp+hiA+hiAm);

C5=(T1-Tc)\*cp/(m1\*cp+hiA+hiAm);

C6=UA/(hiA);

C7=(hiA-UA)/(hiA);

C8=0;

C9=m/(m+mr);

C10=mr/(m+mr);

C11=(T-T1)/(m+mr);

C12=(Tc-T1)/(m+mr);

C13=(w-wm)/(m+mr);

C14=(wc-wm)/(m+mr);

C15=1/(m+mr);

$$T_{al} = V * c_v * \rho_o / (m_1 * c_p + h_i A + h_i A_m);$$

$$T_{alf} = mece1 / (h_i A);$$

$$T_{alm} = mece2 / h_i A_m;$$

$$T_{alw} = m_a / (m + m_r);$$

% Declaração das Constantes de Conforto Térmico

%-----

$$CT1 = M - W - 0.42 * (M - W - 58.2) - 3.05 * 5.73 + 3.05 * 0.007 * (M - W) - 0.0173 * M * 5.87 -$$

$$0.0014 * M * 34 - (fR * hc + fR * hr) * (35.7 - 0.0275 * (M -$$

$$W)) / (1 + 0.155 * I_{roupa} * (fR * hc + fR * hr)) + (0.0173 * M + 3.05) * 0.16;$$

$$CT2 = (0.0173 * M + 3.05) * 157.77;$$

$$CT3 = 0.0014 * M + fR * hc / (1 + 0.155 * I_{roupa} * (fR * hc + fR * hr));$$

$$CT4 = fR * hr / (1 + 0.155 * I_{roupa} * (fR * hc + fR * hr));$$

$$CT5 = 0.303 * (\exp(-0.036 * M) + 0.028);$$

$$CT1L = CT1 * CT5;$$

$$CT2L = CT2 * CT5;$$

$$CT3L = CT3 * CT5;$$

$$CT4L = CT4 * CT5;$$

% Ângulo da válvula de duas vias

%-----

$$a_0 = -12.5;$$

$$a_1 = 0.8639;$$

$$a_2 = -0.08403;$$

$$a_3 = 0.009827;$$

$$a_4 = -0.0002444;$$

$$a_5 = 0.00000183;$$

```

itma=0:1:50;
itm=itma/50*100;
br=((((a5.*itma+a4).*itma+a3).*itma+a2).*itma+a1).*itma+a0;

```

```

% Temperatura de saída do pack – Regime permanente

```

```

% -----

```

```

BA=[0 10 20 30 40 50 60 70 80 90];

```

```

TST=[50.5,56.6,59.7,69.1,90.6,123,185.5,258.1,308.5,325];

```

```

% Relação Temperatura Pressão de Vapor Saturado

```

```

%-----

```

```

Tvap=[0 2 4 6 8 10 12 14 16 18 20 22 24 26 28 30 32 34 36 38 40];

```

```

Pvap=1000*[0.611 0.705 0.813 0.935 1.072 1.227 1.401 1.597 1.817 2.062 2.337 2.642
2.982 3.36 3.778 4.241 4.753 5.318 5.94 6.624 7.375];

```

```

% Declaração das Funções de Transferência

```

```

% -----

```

```

% Do Sistema:

```

```

%-----

```

```

numDV=[0 0.9];

```

```

denDV=[1 1/TACT];

```

```

numAC=[0.1667 0.0694];

```

```

denAC=[1 1.2778 0.5278 0.0694];

```

```

numF1=[0 C1];

```

```
denF1=[Tal 1];
numF2=[0 C2];
denF2=[Tal 1];
numF3=[0 C3];
denF3=[Tal 1];
numF4=[0 C4];
denF4=[Tal 1];
numF5=[0 C5];
denF5=[Tal 1];
numF6=[0 C6];
denF6=[Talf 1];
numF7=[0 C7];
denF7=[Talf 1];
numF8=[0 1];
denF8=[Talm 1];
numF9=[0 C15];
denF9=[Talw 1];
numF10=[0 1];
denF10=[Talw 1];
numF11=[0 -C14];
denF11=[Talw 1];
```

%Dos Controladores:

%-----

%%=====

% Controlando a Temperatura de Cabine

%%=====

```

%-----
% FTMF e FTMA - Sinal de Referência
% -----

Kptc=6.5;
Td=1;
Ti=3;
numKtc=[Td*Ti Ti 1];
denKtc=[0 Ti 0];
zeropctc1=0.00001;
polopctc1=0.00002;
numPCtc1=[1 zeropctc1];
denPCtc1=[1 polopctc1];
[Apc1,Bpc1,Cpc1,Dpc1]=tf2ss(numPCtc1,denPCtc1);

[numG1,denG1]=series(numPCtc1,denPCtc1,Kptc*numKtc,denKtc);
[numG1,denG1]=series(numG1,denG1,numDV,denDV);
[numG1,denG1]=series(numG1,denG1,1.6994*numAC,denAC);
numG1=C9*numG1;
[numG2a,denG2a]=series(numF8,denF8,numF3,denF3);
[numG2b,denG2b]=series(numF7,denF7,numF2,denF2);
[numG2,denG2]=parallel(numG2a,denG2a,numG2b,denG2b);
[numG2,denG2]=feedback([0 1],[0 1],numG2,denG2,1);
[numG2,denG2]=series(numF4,denF4,numG2,denG2);
[numG2,denG2]=feedback(numG2,denG2,[0 C10],[0 1],1);
[numLtc,denLtc]=series(numG1,denG1,numG2,denG2);
[numfttc0,denfttc0]=cloop(numLtc,denLtc,-1);

zerostc=roots(numLtc);
polostc=roots(denLtc);

```



```
Tempostep=[0:1:1000];
```

```
for j=1:1001;
```

```
    u(j)=1;
```

```
end;
```

```
%-----  
%      SIMULAÇÃO DA PLANTA LINEAR CONTROLANDO TEMPERATURA  
%-----
```

```
figure(1)
```

```
%step(numfttc0,denfttc0);
```

```
[y,x]=lsim(numfttc0,denfttc0,u,Tempostep);
```

```
plot(Tempostep,y,Tempostep,u);
```

```
title('Controle de Temperatura - Resposta a um Degrau na Referência');
```

```
xlabel('Tempo (s)');
```

```
ylabel('Delta Temperatura (oC)')
```

```
grid on;
```

```
%=====
```

```
% Controlando o PMV
```

```
%=====
```

```
%-----
```

```
% FTMF e FTMA - Sinal de Referência
```

```
%-----
```

```
Kppmv=85;
```

```
Tdpmv=1;
```

```
Tipmv=5;
```

```

numKpmv=[Tdpmv*Tipmv Tipmv 1];
denKpmv=[0 Tipmv 0];
zeropcpmv1=0.00001;
polopcpmv1=0.00002;
numPCpmv1=[1 zeropcpmv1];
denPCpmv1=[1 polopcpmv1];
[Apcpmv1,Bpcpmv1,Cpcpmv1,Dpcpmv1]=tf2ss(numPCpmv1,denPCpmv1);

[numG1,denG1]=series(numPCpmv1,denPCpmv1,Kppmv*numKpmv,denKpmv);
[numG1,denG1]=series(numG1,denG1,numDV,denDV);
[numG1,denG1]=series(numG1,denG1,1.6994*numAC,denAC);
numG1=C9*numG1;
[numG2a,denG2a]=series(numF8,denF8,numF3,denF3);
[numG2b,denG2b]=series(numF7,denF7,numF2,denF2);
[numG2,denG2]=parallel(numG2a,denG2a,numG2b,denG2b);
[numG2,denG2]=feedback([0 1],[0 1],numG2,denG2,1);
[numG2,denG2]=series(numF4,denF4,numG2,denG2);
[numG2,denG2]=feedback(numG2,denG2,[0 C10],[0 1],1);
[numG3,denG3]=parallel((1-AFm)*numF7,denF7,AFm*numF8,denF8);
numG3=CT4L*numG3;
[numG3,denG3]=parallel(numG3,denG3,[0 CT3L],[0 1]);
[numLpmv,denLpmv]=series(numG1,denG1,numG2,denG2);
[numLpmv,denLpmv]=series(numLpmv,denLpmv,numG3,denG3);
[numftpmv0,denftpmv0]=cloop(numLpmv,denLpmv,-1);

zerospmv=roots(numLpmv);
polospmv=roots(denLpmv);

Tempostep=[0:1:1000];
for j=1:1001;
    u(j)=1;

```

```
end;
```

```
%-----  
%      SIMULAÇÃO DA PLANTA LINEAR CONTROLANDO PMV  
%-----
```

```
figure(2)  
%step(numftpmv0,denftpmv0);  
[y,x]=lsim(numftpmv0,denftpmv0,u,Tempostep);  
plot(Tempostep,y,Tempostep,u);  
title('Controle do PMV - Resposta a um Degrau na Referência');  
xlabel('Tempo (s)');  
ylabel('PMV')  
grid on;
```

```
%-----  
%      PERTURBAÇÕES  
%-----
```

```
Tempo0=0;  
Tempoestab=0;  
Tempo1=(Tempoestab+5)*60;      % 5 min - Taxiando  
Tempo2=(Tempoestab+25)*60;     % 25 min - 20 min subindo de 0 a 35000 ft  
Tempo3=(Tempoestab+115)*60;    % 85 min - 60 min de vôo nivelado a 35000 ft  
Tempo4=(Tempoestab+135)*60;    % 105 min - 20 min descendo de 35000 a 0 ft  
Tempo5=(Tempoestab+140)*60;    % 110 min - 5 min Taxiando  
  
Temposimul=[Tempo0 Tempo1 Tempo2 Tempo3 Tempo4 Tempo5];  
TempoR=[0 Tempo2 (Tempo2+60) (Tempo2+60) (Tempo3-60) (Tempo3-60) Tempo5];
```

```

dRftc=[Tamb Tamb Tamb Tamb+1.92 Tamb+1.92 Tamb Tamb];
dRfpmv=[0 0 0 0 0 0];
dTsfct=[Tsk1 Tsk1 Tsk2 Tsk2 Tsk1 Tsk1];
dQftc=[Q Q Q Q Q Q];
dm1ftc=[m1 m1 (m2) (m2) m1 m1];
dwambftc=[w1 w1 w2 w2 w1 w1];
dmvapftc=[mvap mvap mvap mvap mvap mvap];

```

```

%-----
% EXECUÇÃO DOS PROGRAMAS DOS SISTEMAS NÃO LINEARES
% SIMULAÇÃO UTILIZA SIMULINK
% qnltc2 – PARA CONTROLE DA TEMPERATURA DE CABINE
% qnlpmv2 – PARA CONTROLE DO PMV
% -----

```

```

[Tempovootc,xtc,yc] = rk45('qnltc2',Tempo5,[wc,Tc,-0.0025,3.8616e3,Tc,Tc,-47.2825,-
247.8304,-45.1092,3.7747e-6],[1e-6,0.0001,1,0,3,2]);

```

```

[Tempovoopmv,xpmv,ypmv] = rk45('qnlpmv2',Tempo5,[wc,Tc,-0.0079,3.8680e3,Tc,Tc,-
11.5770,-396.2771,-43.7893,-1.7316e-5],[1e-6,0.0001,1,0,3,2]);

```

```

%-----
% APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS
% -----

```

```

figure(3);
plot(Tempovootc,yc(:,1),Tempovoopmv,ypmv(:,1));

```

```
title('Temperatura de Cabine Durante Vôo');  
xlabel('Tempo (s)');  
ylabel('Temperatura Cabine (oC)')  
grid on;
```

```
figure(4);  
plot(Tempovootc, ytc(:,2), Tempovoopmv, ypmv(:,2));  
title('PMV Durante Vôo');  
xlabel('Tempo (s)');  
ylabel('PMV')  
grid on;
```

```
figure(5);  
plot(Tempovootc, ytc(:,3), Tempovoopmv, ypmv(:,3));  
title('Temperatura de Parede Interna');  
xlabel('Tempo (s)');  
ylabel('Temperatura (oC)')  
grid on;
```

```
figure(6);  
plot(Tempovootc, ytc(:,4), Tempovoopmv, ypmv(:,4));  
title('Temperatura da Mobilia');  
xlabel('Tempo (s)');  
ylabel('Temperatura (oC)')  
grid on;
```

```
figure(7);  
plot(Tempovootc, ytc(:,5), Tempovoopmv, ypmv(:,5));  
title('Umidade Relativa');  
xlabel('Tempo (s)');  
ylabel('UR (%)')
```

```
grid on;
```

```
figure(8);
```

```
plot(Tempovootc, ytc(:,6)-273, Tempovoopmv, ypmv(:,6)-273);
```

```
title('Temperatura na Saída da Turbina');
```

```
xlabel('Tempo (s)');
```

```
ylabel('Temperatura (oC)')
```

```
grid on;
```

```
figure(9);
```

```
plot(Tempovootc, ytc(:,7)-273, Tempovoopmv, ypmv(:,7)-273);
```

```
title('Temperatura na Saída do Pack');
```

```
xlabel('Tempo (s)');
```

```
ylabel('Temperatura (oC)')
```

```
grid on;
```

## Apêndice IV

Programa de simulação – Matlab

Validação do modelo de cabine

```
% Modelo Não Linear
```

```
%=====
% Programa de Validação e Verificação da Representatividade do Modelo
%=====
```

```
clear all;
```

```
% Declaração das Variáveis
```

```
%-----
```

```
UA=;
```

```
V=;
```

```
A=;
```

```
hi=12;
```

```
hiA=hi*A;
```

```
he=12;
```

```
heA=he*A;
```

```
mem=;
```

```
mef=;
```

```
ce=;
```

```
mece=mef*ce;
```

```
Am=;
```

```
hiAm=hi*Am;
```

```
mece2=mem*ce;
```

```
Qps=;
```

```
QpL=;
```

```
Qe=;
```

```
Qs=;
```

```
Q=Qps+QpL+Qe+Qs;
```

```
boltz=5.67e-8;
```



```
epson=0.65;  
Ap=;  
Qsol=1135.6;  
Tu=227.6;  
Ts=40+273;  
m=;  
Te=;  
TR=0+273;  
K=1.4;  
cp=1007;  
cv=cp/K;  
ro=1.1844;  
Tamb=29+273;  
Tc0=35+273;  
Tw0=35+273;  
Tm0=35+273;  
load teste.ascii;  
Tempomed=teste(:,1)*60;  
Tcabmed=teste(:,2)+273;  
ind=length(Tempomed);  
Time=Tempomed(ind);
```

```
%-----  
% EXECUÇÃO DO PROGRAMA DO SISTEMA NÃO LINEARE  
% SIMULAÇÃO UTILIZA SIMULINK  
% puldown3 – PARA VALIDAÇÃO DO MODELO DE CABINE  
%-----
```

```
[Tempo,x,y]=rk45('teste3',Time,[Tw0,Tc0,Tm0],[1e-6,0.0001,1,0,3,2]);
```

```
%-----  
%      APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS  
%-----  
  
figure(1);  
plot(Tempo,y(:,1)-273,Tempomed,Tcabmed-273);  
title('Temperatura de Cabine - Valores Medidos e Simulados');  
xlabel('Tempo (s)');  
ylabel('Temperatura (oC)')  
grid on;  
  
figure(2);  
plot(Tempo,y(:,1)-273,Tempo,y(:,2)-273,Tempo,y(:,3)-273);  
title('Temperatura da Móbilía e Parede Interna -Valores Simulados');  
xlabel('Tempo (s)');  
ylabel('Temperatura (oC)')  
grid on;  
  
figure(3);  
plot(Tempo,y(:,4)-273);  
title('Temperatura de Parede Externa');  
xlabel('Tempo (s)');  
ylabel('Temperatura (oC)')  
grid on;
```

## Apêndice V

**Programa de simulação - Simulink**  
**(Modelo linear – Diagrama de blocos e funções de transferência)**

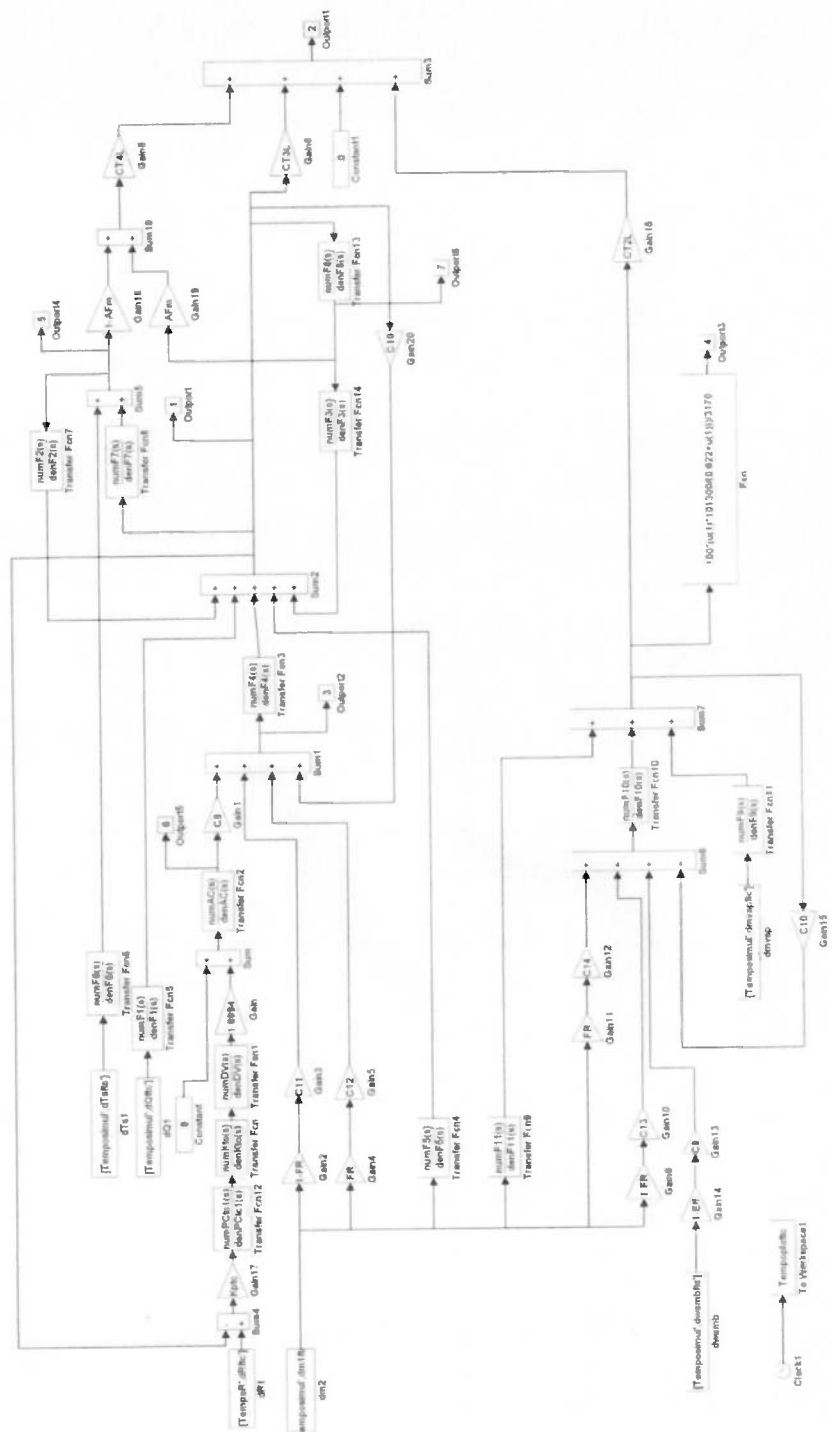


Figura V.1 Planta controlada pela temperatura – sistema linear

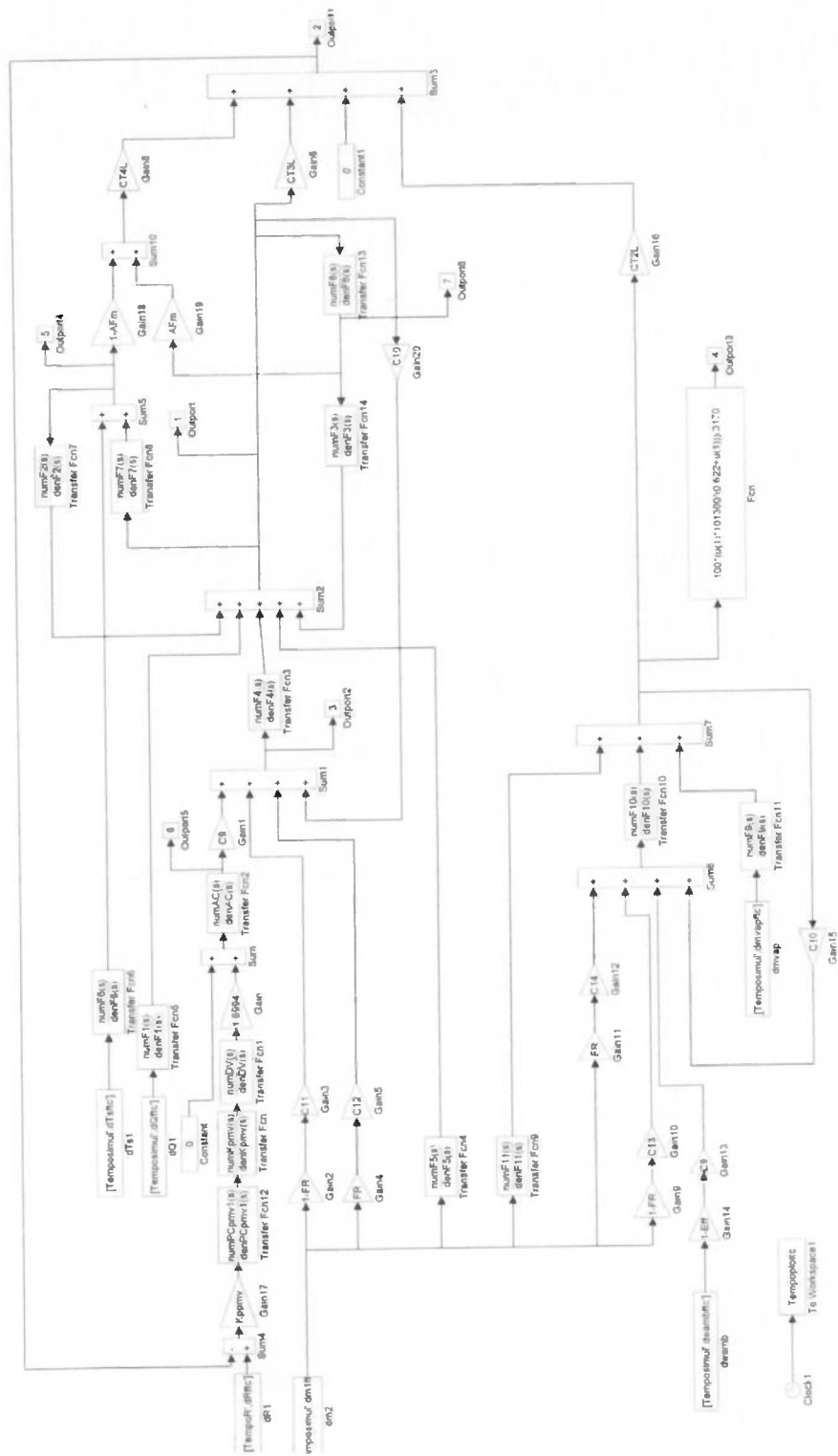


Figura V.2 Planta controlada pelo PMV – sistema linear

$$K_{ptc} = 6,5 \quad (\text{II-7})$$

$$Ktc(s) = \frac{NumKtc(s)}{DenKtc(s)} = \frac{(3s^2 + 3s + 1)}{3s} \quad (\text{II-8})$$

$$PCtc1(s) = \frac{NumPCtc1(s)}{DenPCtc1(s)} = \frac{s+0,00001}{s+0,00002} \quad (\text{II-3})$$

$$Kppmv = 85 \quad (\text{II-9})$$

$$Kppmv(s) = \frac{NumKppmv(s)}{DenKppmv(s)} = \frac{5s^2 + 5s + 1}{5s} \quad (\text{II-5})$$

$$PCpmv1(s) = \frac{NumPCpmv1(s)}{DenPCpmv1(s)} = \frac{s+0,00001}{s+0,00002} \quad (\text{II-6})$$

$$DV(s) = \frac{0.9}{s + \frac{1}{TACT}} \quad (\text{4-68})$$

$$AC(s) = \frac{0,1667s+0,0694}{s^3 + 1,2278s^2 + 0,5278s + 0,0694} \quad (\text{4-69})$$

$$F1(s) = \frac{NumF1(s)}{DenF1(s)} = \frac{C_1}{\tau s + 1} \quad (\text{V-1})$$

$$F2(s) = \frac{NumF2(s)}{DenF2(s)} = \frac{C_2}{\tau s + 1} \quad (\text{V-2})$$

$$F3(s) = \frac{NumF3(s)}{DenF3(s)} = \frac{C_3}{\tau s + 1} \quad (V-3)$$

$$F4(s) = \frac{NumF4(s)}{DenF4(s)} = \frac{C_4}{\tau s + 1} \quad (V-4)$$

$$F5(s) = \frac{NumF5(s)}{DenF5(s)} = \frac{C_5}{\tau s + 1} \quad (V-5)$$

$$F6(s) = \frac{NumF6(s)}{DenF6(s)} = \frac{C_6}{\tau s + 1} \quad (V-6)$$

$$F7(s) = \frac{NumF7(s)}{DenF7(s)} = \frac{C_7}{\tau_f s + 1} \quad (V-7)$$

$$F8(s) = \frac{NumF8(s)}{DenF8(s)} = \frac{1}{\tau_m s + 1} \quad (V-8)$$

$$F9(s) = \frac{NumF9(s)}{DenF9(s)} = \frac{C_{15}}{\tau_w s + 1} \quad (V-9)$$

$$F10(s) = \frac{NumF10(s)}{DenF10(s)} = \frac{1}{\tau_w s + 1} \quad (V-10)$$

$$F11(s) = \frac{Num11(s)}{DenF11(s)} = \frac{-C_{14}}{\tau_w s + 1} \quad (V-11)$$

## Apêndice VI

Programa de simulação - Simulink

(Modelo não linear – Simulação controlando a temperatura de cabine e o PMV)







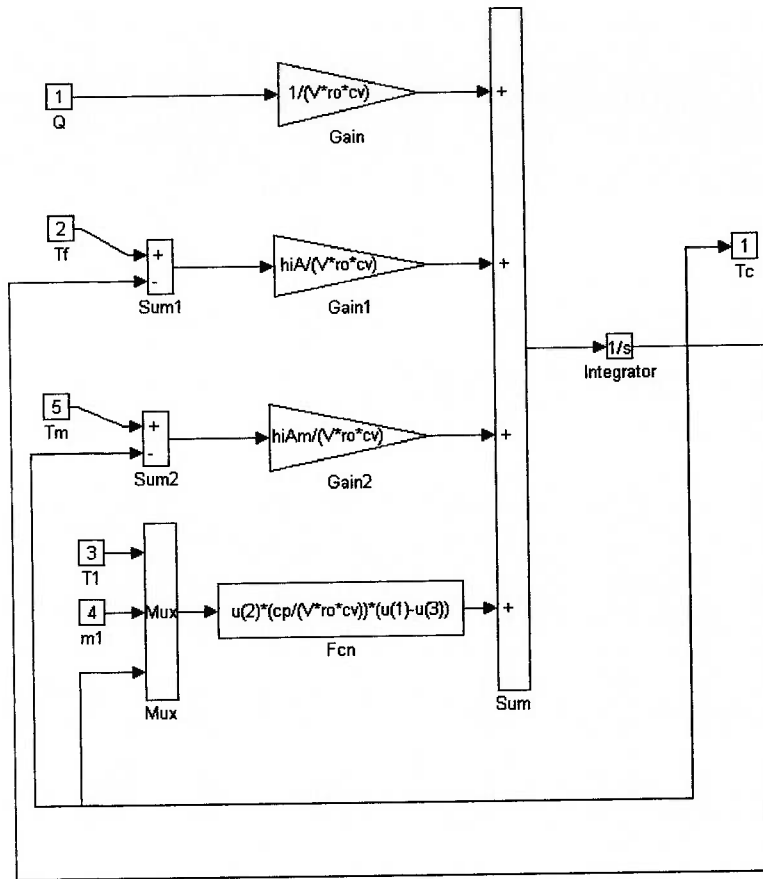


Figura VI.3 Modelo da cabine (Tcabine nas Figs. VI.1 e VI.2)– sistema não linear

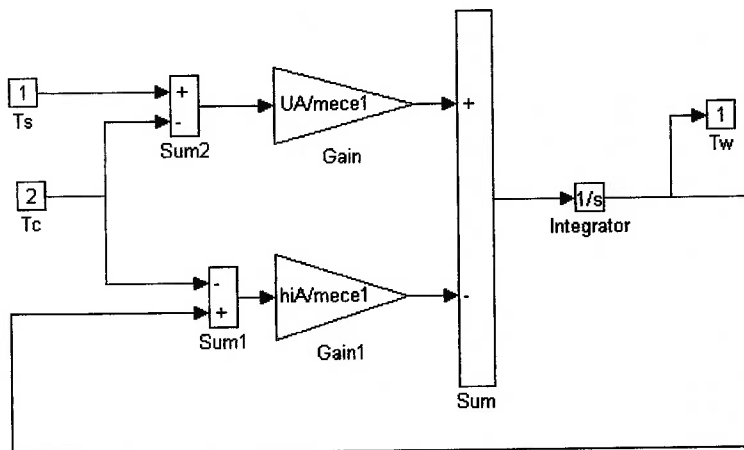


Figura VI.4 Modelo da fuselagem (Fuselagem nas Figs. VI.1 e VI.2)– sistema não linear

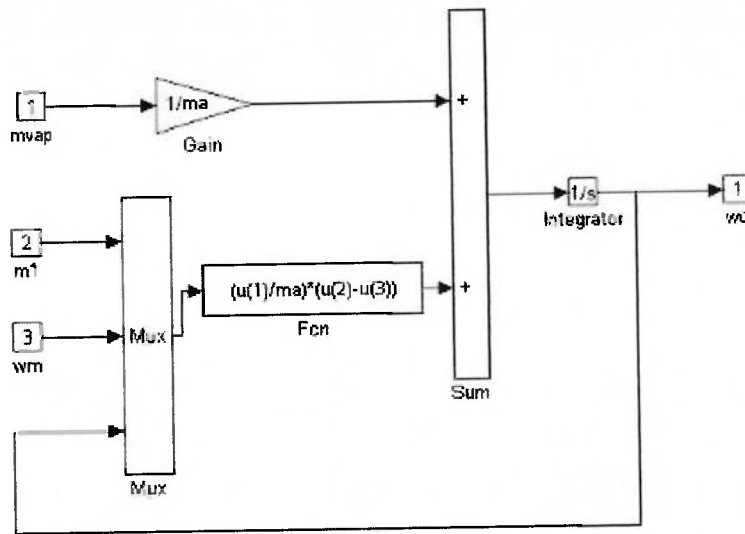


Figura VI.5 Modelagem para umidade absoluta na cabine (Umid-Cabine nas Figs. VI.1 e VI.2)– sistema não linear

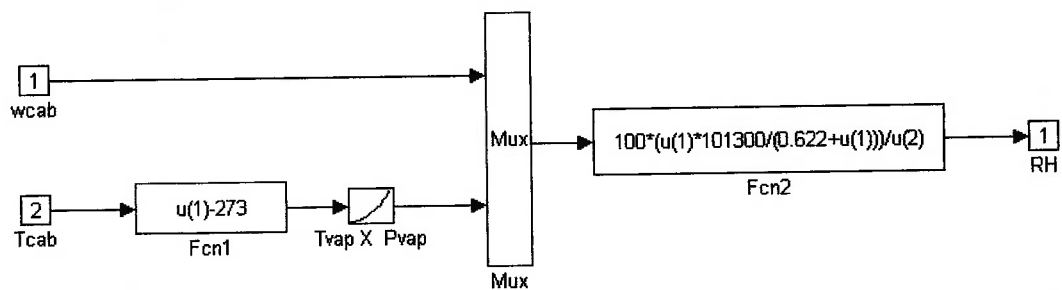


Figura VI.6 Modelagem para umidade relativa na cabine (Umid-Relativa nas Figs. VI.1 e VI.2)– sistema não linear

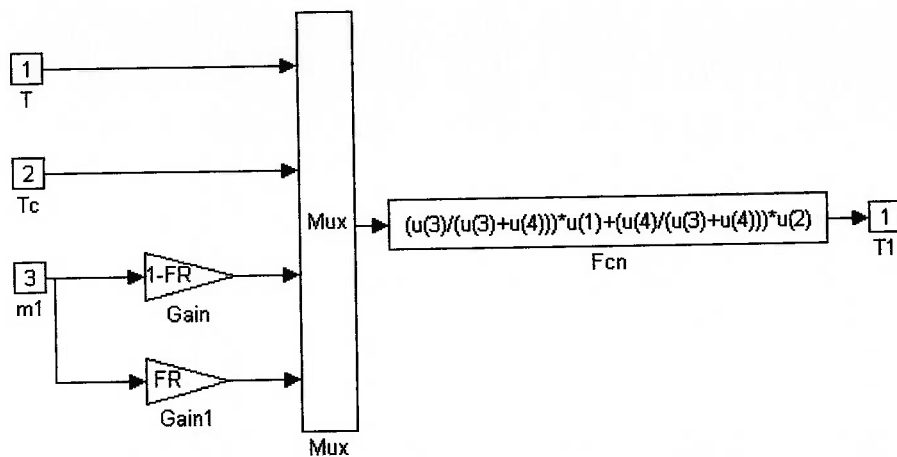


Figura VI.7 Modelagem da recirculação de ar - balanço de energia (Misturador-Temp nas Figs. VI.1 e VI.2) – sistema não linear

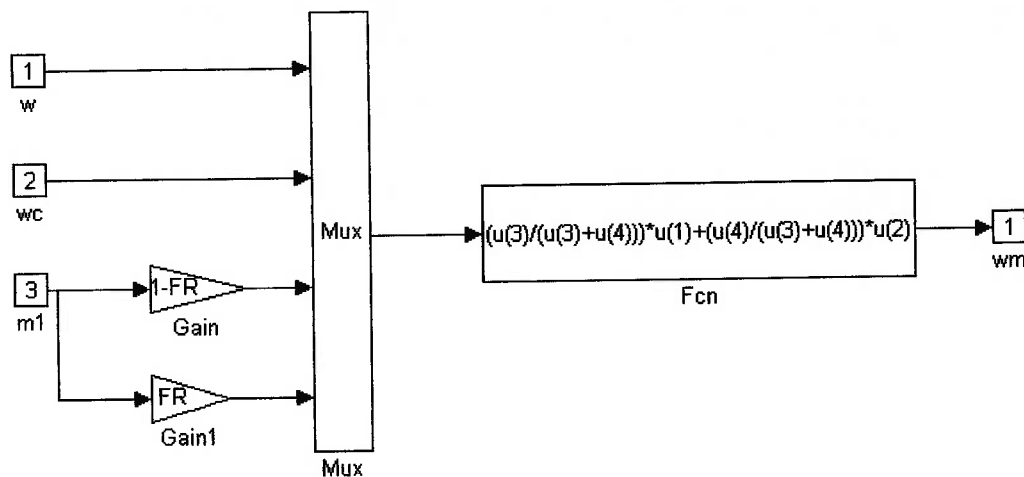


Figura VI.8 Modelagem da recirculação de ar - Balanço de massa (Misturador-Umid nas Figs. VI.1 e VI.2) – sistema não linear

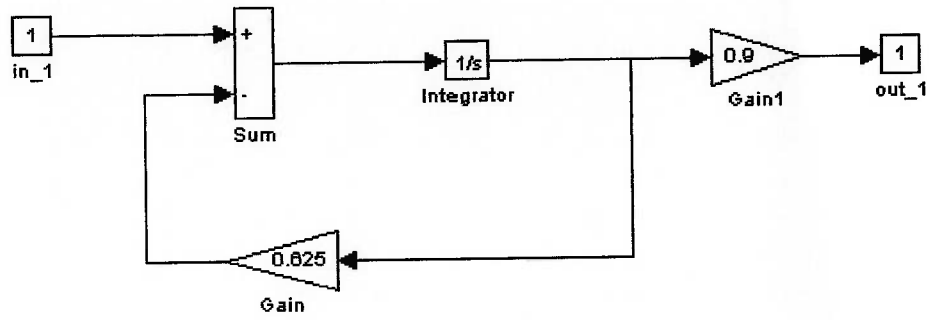


Figura VI.9 Representação da válvula de duas vias no domínio do tempo

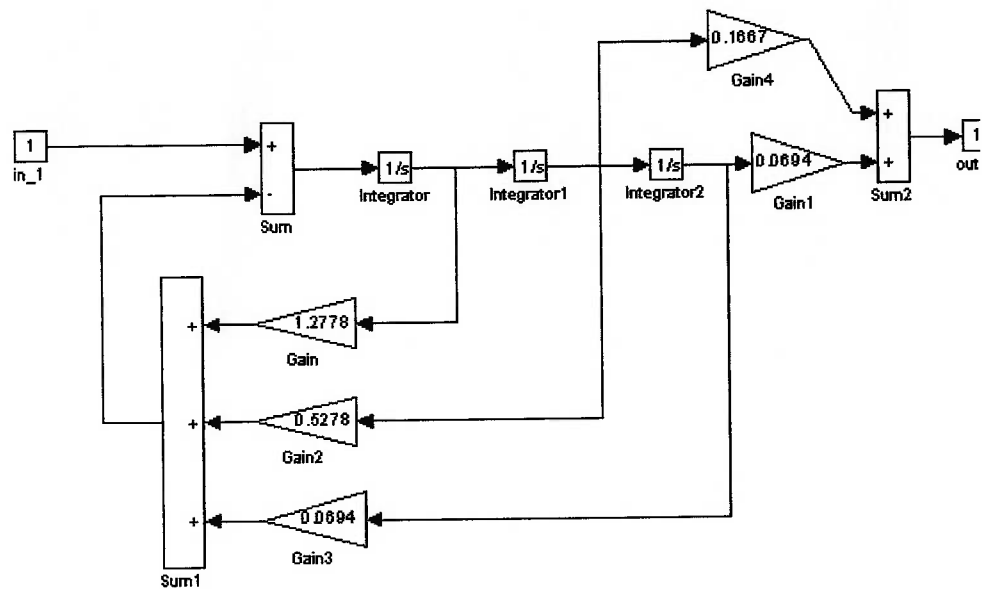


Figura VI.10 Representação da máquina de ar condicionado no domínio do tempo

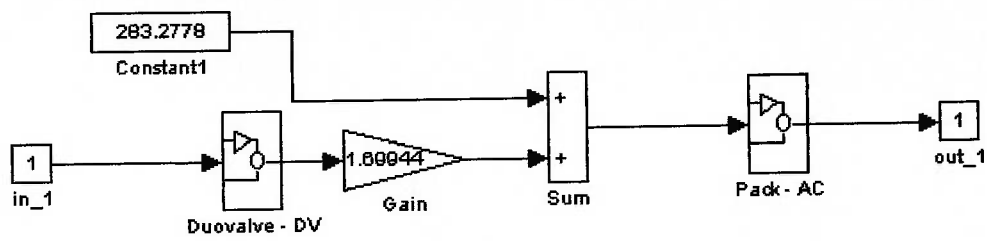


Figura VI.11 Representação do sistema de ar condicionado no domínio do tempo

## Apêndice VII

Programa de simulação - Simulink  
(Modelo não linear – Validação do modelo de cabine)



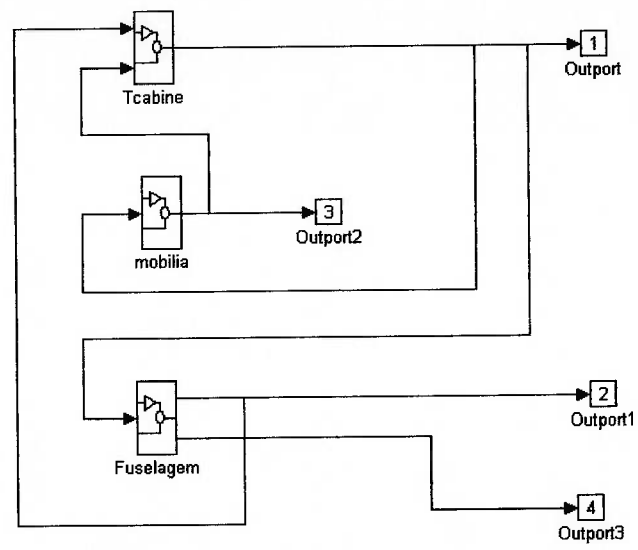


Figura VII.1 Validação do modelo de cabine

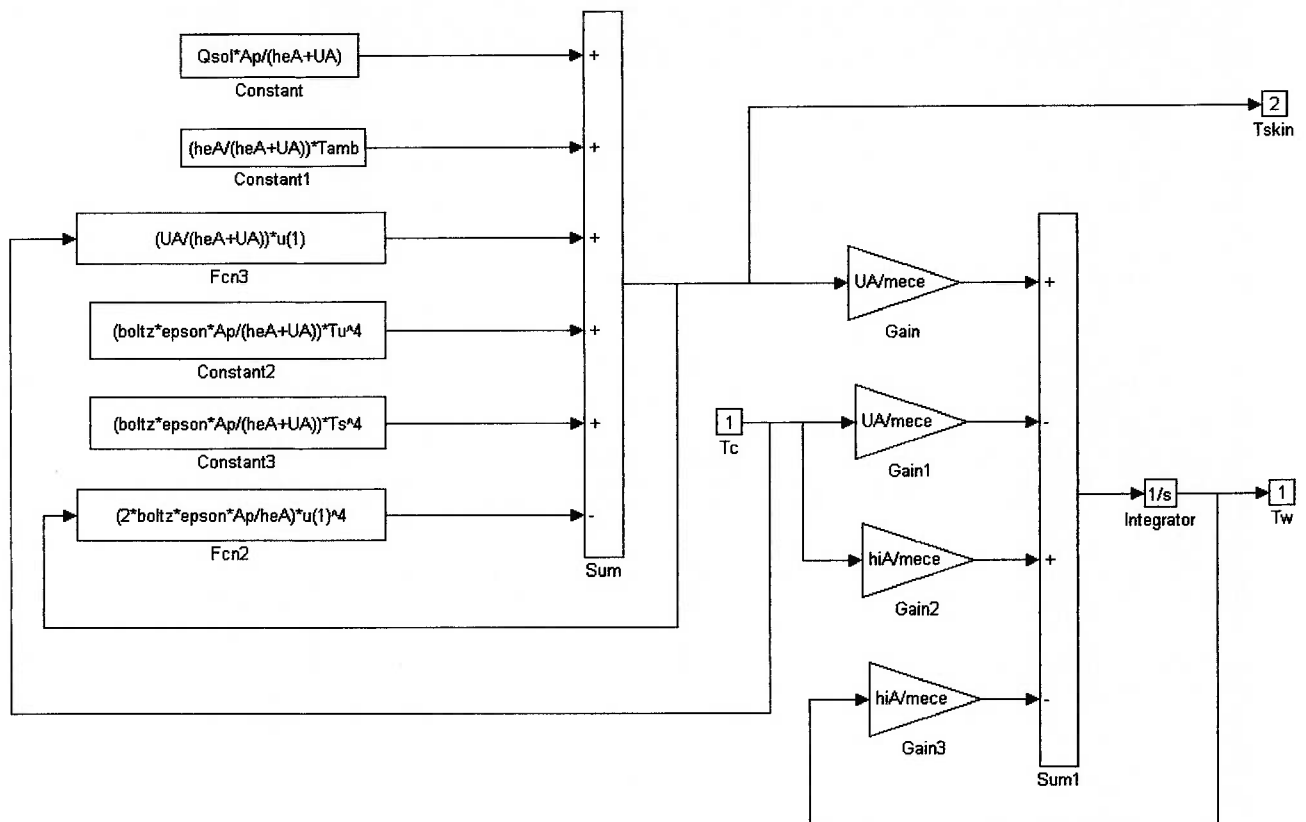


Figura VII.2 Temperatura superficial externa e temperatura da estrutura da cabine

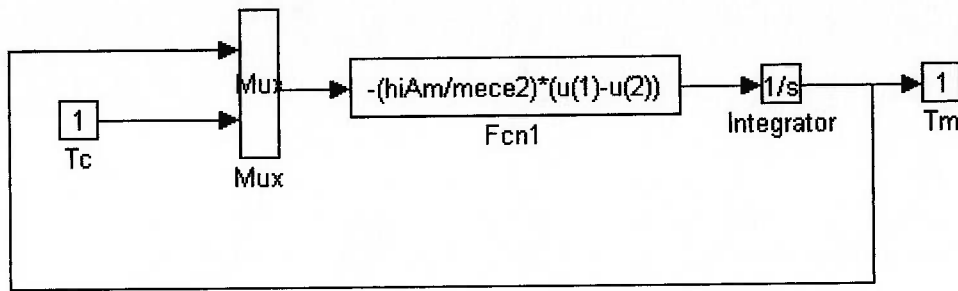


Figura VII.3 Modelo da mobília

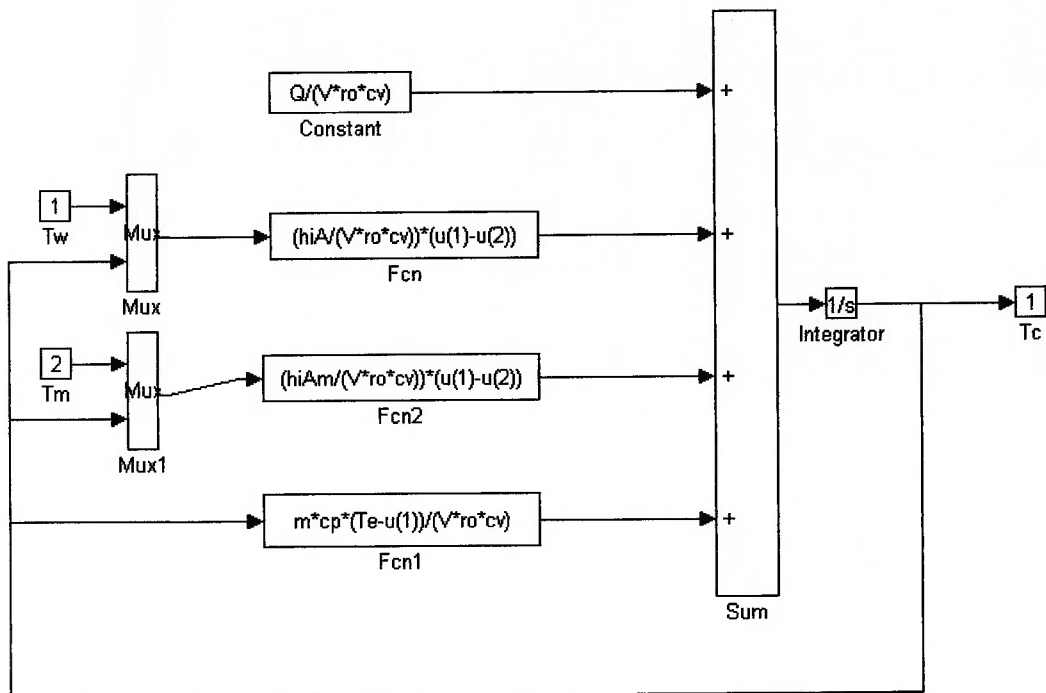


Figura VII.4 Modelo da cabine