

JOSÉ JÚLIO BRAGA CORREIA DA SILVA

ESTUDO DE PROCESSOS
ENERGETICAMENTE EFICIENTES DE MELHORIA
DAS CARACTERÍSTICAS TERMO-HIGROMÉTRICAS
DE EDIFÍCIOS PARA PRODUÇÃO ANIMAL

ÉVORA

1999

JOSÉ JÚLIO BRAGA CORREIA DA SILVA

ESTUDO DE PROCESSOS
ENERGETICAMENTE EFICIENTES DE MELHORIA
DAS CARACTERÍSTICAS TERMO-HIGROMÉTRICAS
DE EDIFÍCIOS PARA PRODUÇÃO ANIMAL



Dissertação apresentada à Universidade de Évora para a
obtenção do grau de Doutor em Ciências da Engenharia

ÉVORA

1999

Aos muito queridos Belinha, João e Tomás

RESUMO

Os edifícios destinados à produção animal devem facultar as condições ambientais mais favoráveis à preservação da saúde e do bem-estar dos seus ocupantes e, conseqüentemente, à eficiência da produção. Entre essas condições assumem particular relevância as condições termo-higrométricas que, condicionando a transferência de calor entre os animais e o ambiente, podem prejudicar o seu bem-estar.

No presente estudo foi analisado o recurso à utilização de meios e processos de climatização energeticamente eficientes e benignos para o ambiente, como forma de que, no interior de edifícios destinados à produção animal, sejam, tanto quanto possível, obtidas as condições termo-higrométricas requeridas.

O estudo incidiu, fundamentalmente, na avaliação das potencialidades da utilização de meios naturais de climatização em edifícios de produção animal, no contexto climático mediterrânico, em situação de Verão. Como meios naturais de climatização foi estudado o recurso aos sumidouros naturais de calor: atmosfera e solo.

Foi explorada a possibilidade de se intensificar a ventilação natural, através da utilização de chaminés solares. A chaminé solar tem o mérito de assegurar o caudal de ventilação necessário, particularmente durante o período do dia em que é vantajoso que a temperatura do ar no interior não ultrapasse a temperatura do ar no exterior.

Foi estudada a utilização de permutadores de calor ar-solo no pré-arrefecimento do ar de admissão de um edifício.

Foi ainda considerado o arrefecimento do ar, no interior de um edifício, através da evaporação de água.

Depois de uma avaliação genérica da aplicação das várias estratégias de arrefecimento passivo aos edifícios de produção animal, são avaliadas as condições ambientais obtidas no interior de um edifício de produção animal com um sistema de arrefecimento passivo.

Foi desenvolvido um modelo que permite prever a temperatura e a humidade relativa do ar no interior de um edifício de produção animal, em que a ventilação natural é intensificada através de uma chaminé solar e em que, como meio passivo de arrefecimento, se usa um conjunto de condutas enterradas. O grau de satisfação das exigências ambientais é avaliado através de um parâmetro de síntese designado índice de conforto, expresso pela percentagem de tempo, do período em apreço, em que as condições termo-higrométricas no interior do edifício pertencem ao domínio da neutralidade térmica.

O modelo, que conceptualmente engloba três sub-modelos, permite ainda dimensionar a tubagem a instalar, nomeadamente no que diz respeito ao diâmetro, comprimento e número de tubos e permite, ainda, dimensionar a chaminé solar.

O modelo desenvolvido constitui um importante instrumento para a avaliação do mérito das soluções adoptadas, qualquer que seja o grau de exigência requerido, para o alojamento de animais, no que diz respeito à densidade de alojamento, às soluções construtivas e aos meios auxiliares de climatização.

PALAVRAS-CHAVE: arrefecimento passivo, ventilação natural, climatização para animais, chaminé solar, permutador de calor ar-solo, suíno, neutralidade térmica.

ABSTRACT

Livestock housing must provide environmental conditions favorable to the preservation of the animal health and welfare and, consequently, to the efficiency of animal production. The thermal environment has a particular relevance due to the fact that its effects on the energy balance of an animal affects its welfare.

In the present study it was analyzed the use of several means and processes of climatization which are both energetically efficient and benign for the environment. These processes aim to achieve the required thermal environment inside a livestock building.

This study is focused in the evaluation of the potentialities of the use of passive cooling systems in livestock buildings in the Mediterranean climatic context, through the utilization of natural heat sinks such as the atmosphere and the earth.

Therefore, the possibility of increasing the natural ventilation through the use of solar chimneys has been studied. The solar chimney has the advantage of providing the necessary air flow rate, particularly during the period of the day where it is desirable that the internal air temperature does not exceed the external air temperature. The use of earth-air heat exchangers to cool the building inlet air has also been studied and the evaporative cooling of the air inside the building has been considered as well.

The application of passive cooling systems to animal housing was evaluated. For this purpose a model was developed that allows to foresee the temperature

and relative humidity of the air inside a livestock building where the natural ventilation is assisted through a solar chimney and the air is cooled through its circulation in buried pipes. The degree of satisfaction of the thermal environmental requirements is evaluated through a synthesis parameter named comfort index, expressed by the percentage of time of the period of study (June to September) where the temperature and the relative humidity of the indoor air belong to the thermoneutral zone. The model, that conceptually contains three sub-models, allows the dimensioning of the pipe grid, namely in respect to the diameter, length and number of pipes. The model enables the dimensioning of the solar chimney, as well.

The developed model constitutes an important skill for the evaluation of the performance of the design solutions of the livestock buildings in respect to the stocking density, constructive solutions and the use of devices to provide solar-induced ventilation, earth cooling and evaporative cooling.

KEY WORDS: passive cooling, natural ventilation, animal housing, solar chimney, earth-air heat exchanger, swine, thermal neutrality.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todas as pessoas e instituições que, pelo apoio prestado e colaboração concedida, tornaram possível a realização deste trabalho. Todavia, não posso deixar de nomear algumas delas.

Ao Professor Doutor Eduardo de Oliveira Fernandes, orientador desta dissertação, dirijo o meu profundo agradecimento. O seu interesse, os seus conselhos e as suas críticas foram fundamentais para a realização do trabalho.

À Professora Doutora Ana Maria de Almeida e Silva, co-orientadora da dissertação, agradeço a disponibilidade e o apoio que sempre manifestou. As suas críticas e sugestões foram preciosas.

Ao Professor Doutor Armando Oliveira manifesto o meu reconhecimento pela atenção e empenho com que acompanhou a realização deste trabalho, o que muito contribuiu para a sua concretização.

Aos Eng.º Ricardo Sá e Eng.º Rocha e Silva, agradeço a valiosa colaboração que, de forma amiga e desinteressada, prestaram na execução do trabalho experimental.

Ao Professor Doutor Jorge Ferro Meneses e ao Professor Doutor Vasco Fitas da Cruz agradeço os elementos disponibilizados relativos ao condicionamento ambiental em instalações para suínos, que tão úteis me foram.

Ao Ing. E.N.J. van Ouwerkerk agradeço a contribuição que deu para o esclarecimento de questões da maior importância, relativas às condições termo-higrométricas requeridas em edifícios destinados à produção animal.

À Pecuária da Rosenta e em particular ao Sr. Nuno Lopes agradeço a colaboração e as facilidades concedidas.

Aos Doutor Helder Gonçalves, Dr.^a Susana Camelo e Eng.^o Álvaro Ramalho exprimo a minha gratidão pelo apoio que me concederam na execução de estudos preliminares.

Aos meus amigos e a todos os colegas que, com as suas palavras de encorajamento, fortaleceram o ânimo necessário ao progresso do trabalho, dirijo uma mensagem de agradecimento.

Finalmente, agradeço à minha mulher e aos meus filhos que são o meu Sol.

ÍNDICE DO TEXTO

	Pág.
Capítulo 1 - Introdução.....	3
 Capítulo 2 - Condições termo-higrométricas requeridas pelos suínos	
2.1 - Introdução	11
2.2 - Definição da zona de neutralidade térmica.....	14
2.3 - Balanço de calor do corpo de um suíno.....	20
2.3.1 - Produção interna de calor	20
2.3.2 - Calor sensível libertado	24
- Calor libertado por radiação	24
- Calor libertado por convecção	25
- Calor libertado por condução	28
2.3.3 - Calor latente libertado	31
- Calor libertado pela respiração.....	32
- Calor libertado através da pele.....	33
2.4 - Parâmetros mais relevantes na caracterização das condições termo-higrométricas	35
2.4.1 - Temperatura ambiente.....	35
- Temperatura do ar	35

- Temperatura média radiante.....	38
- Temperatura resultante.....	39
2.4.2 - Velocidade do ar.....	40
2.4.3 - Humidade do ar	45

Capítulo 3 - Arrefecimento por meios naturais aplicáveis a edifícios para animais

3.1 - Introdução	49
3.2 - Arrefecimento por ventilação natural	52
- Diferença de pressões por efeito da impulsão.....	54
- Diferença de pressões por efeito do vento	55
3.2.1 - Escoamento do ar através de uma abertura	60
3.2.2 - Caudal de ventilação de um espaço confinado.....	63
3.2.3 - Intensificação da ventilação natural por acção da energia solar.....	68
- Associação de chaminé solar com torre de vento	71
- Caudal de ventilação proporcionado por uma chaminé solar	72
3.3 - Arrefecimento pelo solo	76
- Propagação de calor no solo.....	81
- Modelação da temperatura do solo	83
- Permutadores de calor ar-solo	87
3.4 - Arrefecimento por evaporação de água	94

Capítulo 4 - Modelo de previsão das condições ambientais no interior de um edifício de produção animal com sistema de arrefecimento passivo

4.1 - Introdução	103
4.2 - Modelo global de arrefecimento por ventilação natural assistida	105
4.2.1 - Cálculo da temperatura do ar no interior do edifício.....	107
4.2.2 - Cálculo da humidade relativa do ar no interior do edifício	109
4.3 - Modelo do permutador de calor ar-solo.....	110
- Resistência térmica do solo	113
4.4 - Modelo da chaminé solar.....	118
4.5 - Modelo da ventilação natural.....	126
4.6 - Modelo do arrefecimento evaporativo.....	129
4.7 - Validação do modelo da chaminé solar	132
4.7.1 - Descrição da instalação experimental.....	132
- Medição do caudal de ar	135
- Medição da temperatura.....	136
- Medição dos parâmetros meteorológicos.....	138
4.7.2 - Comparação entre os valores do caudal de ventilação medidos e calculados	140

Capítulo 5 - Aplicação do modelo

5.1 - Condições de aplicação do modelo.....	145
- Dados climáticos	147

- Outros dados.....	150
5.2 - Avaliação das condições termo-higrométricas	152
5.2.1 - Critério de avaliação.....	152
5.2.2 - Análise de sensibilidade	156
5.3 - Análise energética.....	164
5.4 - Nomograma de cálculo	178
 Capítulo 6 - Conclusões.....	 185
 Bibliografia.....	 191
 Anexo - Modelo auxiliar para o cálculo da resistência térmica do solo	
A.1 - Descrição do modelo auxiliar.....	209
A.2 - Validação do modelo auxiliar.....	213

ÍNDICE DE QUADROS

Quadro	Pág.
2.1 - Valores das temperaturas críticas inferior e superior, em função da massa corporal do suíno.....	15
2.2 - Valores da quantidade de vapor de água libertada pelos suínos através da pele.	34
3.1 - Valores das constantes ξ e ψ , em função do tipo de terreno envolvente, para cálculo da velocidade do vento, segundo Sherman e Grimsrud (1980).....	56
4.1 - Valores de R_{so} em função da difusibilidade e da condutibilidade térmicas do solo.	117
5.1 - Valores médios mensais da temperatura do ar	148

ÍNDICE DE FIGURAS

Fig.	Pág.
2.1 - Zona de neutralidade térmica para suínos na fase de crescimento e engorda	15
2.2 - Comparação com a zona de conforto para seres humanos, durante o Verão (adaptado de ASHRAE, 1997)	19
2.3 - Comparação entre as quantidades de calor produzida e libertada, de acordo com as equações (2.6) e (2.8)	22
2.4 - Quantidades de calor sensível, latente e total libertadas por um suíno com 60 kg (C.I.G.R., 1984)	23
2.5 - Condições ambientais que correspondem a uma mesma quantidade de calor sensível libertada por um suíno de 60 kg	42
2.6 - Valores da temperatura e da velocidade do ar que correspondem a uma mesma quantidade de calor sensível libertada por um suíno de 60 kg	43
3.1 - Balanço energético de um edifício em que os valores da temperatura e da humidade absoluta do ar no interior são superiores aos do exterior	51
3.2 - Perfis da velocidade média do vento, para diversos tipos de rugosidade do terreno (ASHRAE, 1997)	55
3.3 - Campo de pressões originado pelo vento na superfície exterior de um edifício (Liddament, 1988)	58
3.4 - Campo de pressões originado pelo vento na cobertura de um edifício, conforme a sua inclinação (Liddament, 1988)	58
3.5 - Campo de pressões originado pelo vento na envolvente vertical de um edifício, quando a direcção do vento não é perpendicular a nenhuma das superfícies (Liddament, 1988)	58
3.6 - Escoamento de ar através de uma abertura, originado pelos efeitos térmico e dinâmico	61
3.7 - Diferença de pressões por efeito térmico - temperatura interior superior à temperatura exterior (ASHRAE, 1997)	64

3.8 - Diferença de pressões por efeito térmico - temperatura interior inferior à temperatura exterior (ASHRAE, 1981)	64
3.9 - Chaminé solar	69
3.10 - Caudal escoado através da chaminé solar em função da temperatura da superfície interior absorvente, para vários valores da espessura de canal. (Bouchair et al., 1988)	70
3.11 - Conjugação de chaminé solar com torre de vento proposta por Bansal et al. (1994)	72
3.12 - Variação anual da temperatura do solo às profundidades de 0,6 m - $T_{so}(0,6)$ e de 3,7 m - $T_{so}(3,7)$ e do seu valor médio entre estas duas profundidades - $T_{so}(0,6-3,7)$ em Lexington (E.U.A.) (Labs, 1989)	77
3.13 - Sistema de ventilação com arrefecimento pelo solo usado em Vicenza (Priolo, 1998)	80
3.14 - Amplitude da variação anual da temperatura do solo, em função da profundidade	85
3.15 - Valores previstos para a temperatura do solo em função do dia do ano e da profundidade	87
3.16 - Perfil de temperaturas do permutador de calor ar-solo em regime de arrefecimento e representação de um elemento de volume	88
3.17 - A resistência à transferência de calor entre o ar e o solo decomposta em três resistências dispostas em série	90
3.18 - Representação no gráfico psicrométrico do processo de arrefecimento evaporativo por nebulização (adaptado de Bottcher et al., 1988)	97
4.1 - Conjunto constituído pelo espaço interior do edifício, chaminé solar e condutas subterrâneas	103
4.2 - Fluxograma do modelo global	106
4.3 - Fluxograma do modelo do permutador de calor ar-solo	110
4.4 - Variação de R_{so} com o número de Reynolds	114
4.5 - Variação de R_{so} com a difusibilidade e a condutibilidade térmicas do solo	115
4.6 - Fluxograma do modelo da chaminé solar	119
4.7 - Fluxograma do modelo de ventilação natural	128

4.8 - Fluxograma do modelo de arrefecimento evaporativo	130
4.9 - Célula de teste. Vista de Sul	133
4.10 - Célula de teste. Vista de Norte	133
4.11 - Vista da chaminé solar e da chaminé convencional	134
4.12 - Temperatura do ar no interior da célula e no exterior	137
4.13 - Comparação entre os valores medidos e calculados para a temperatura da superfície absorvente	138
4.14 - Densidade de fluxo da radiação solar global incidente num plano horizontal e num plano vertical orientado a Sul.....	139
4.15 - Valores da velocidade do vento.....	139
4.16 - Valores do caudal de ventilação medidos e calculados através do modelo.....	141
5.1 - Valores médios diários, médios mensais e médio anual da temperatura do ar.....	148
5.2 - Comparação entre a variação sinusoidal adoptada e os valores da temperatura média diária do ar	149
5.3 - Comparação entre as condições termo-higrométricas, em todo o ano, no interior do edifício com chaminé solar e com condutas subterrâneas e a zona de neutralidade térmica	153
5.4 - Comparação entre as condições termo-higrométricas no exterior, no período de Verão, e a zona de neutralidade térmica	154
5.5 - Comparação entre as condições termo-higrométricas, no período de Verão, no interior do edifício sem chaminé solar e sem condutas subterrâneas e a zona de neutralidade térmica.....	154
5.6 - Comparação entre as condições termo-higrométricas, no período de Verão, no interior do edifício com chaminé solar e com condutas subterrâneas e a zona de neutralidade térmica	156
5.7 - Índice de conforto (I_c) em função do quociente entre as áreas das secções transversais das condutas e da chaminé solar (S_{co}/S_{ch})	157
5.8 - Índice de conforto (I_c) em função do quociente entre o comprimento e o diâmetro das condutas (L_{co}/D_{co})	159

5.9 - Índice de conforto (I_c) em função do quociente entre as áreas da secção transversal da chaminé e a área do pavimento interior (S_{ch}/S_p)	160
5.10 - Índice de conforto (I_c) em função do quociente entre as áreas da superfície de captação de energia solar e da secção transversal da chaminé (S_{cp}/S_{ch})	160
5.11 - Diferença de pressão por impulsão térmica em função do quociente entre as áreas da superfície de captação de energia solar e da secção transversal da chaminé (S_{cp}/S_{ch})	161
5.12 - Índice de conforto (I_c) em função da densidade de ocupação (N_{an}/S_p)	162
5.13 - Índice de conforto (I_c) em função da profundidade média das condutas (z)	162
5.14 - Índice de conforto (I_c) em função do diâmetro interior das condutas ($D_{co,in}$)	163
5.15 - Energia de arrefecimento do permutador ($Q_{arr,p}$) em função do parâmetro S_{co}/S_{ch}	166
5.16 - Energia de arrefecimento do permutador ($Q_{arr,p}$) em função do parâmetro L_{co}/D_{co}	166
5.17 - Energia de arrefecimento do permutador ($Q_{arr,p}$) em função do parâmetro S_{ch}/S_p	167
5.18 - Energia de arrefecimento do permutador ($Q_{arr,p}$) em função do parâmetro S_{cp}/S_{ch}	168
5.19 - Energia de arrefecimento do permutador ($Q_{arr,p}$) em função da profundidade média das condutas (z)	168
5.20 - Energia útil de arrefecimento ($Q_{arr,u}$) em função do parâmetro S_{co}/S_{ch}	169
5.21 - Energia útil de arrefecimento ($Q_{arr,u}$) em função do parâmetro L_{co}/D_{co}	170
5.22 - Energia útil de arrefecimento ($Q_{arr,u}$) em função do parâmetro S_{ch}/S_p	171
5.23 - Energia útil de arrefecimento ($Q_{arr,u}$) em função do parâmetro S_{cp}/S_{ch}	171

5.24 - Energia útil de arrefecimento ($Q_{arr,u}$) em função do parâmetro N_{an}/S_p	172
5.25 - Energia útil de arrefecimento ($Q_{arr,u}$) em função da profundidade média das condutas (z)	172
5.26 - Coeficiente de comportamento (C_c) em função do parâmetro S_{co}/S_{ch}	175
5.27 - Coeficiente de comportamento (C_c) em função do parâmetro L_{co}/D_{co}	175
5.28 - Coeficiente de comportamento (C_c) em função do parâmetro S_{ch}/S_p	176
5.29 - Coeficiente de comportamento (C_c) em função do parâmetro S_{ch}/S_{cp}	177
5.30 - Coeficiente de comportamento (C_c) em função do parâmetro N_{an}/S_p	177
5.31 - Coeficiente de comportamento (C_c) em função da profundidade média das condutas (z)	178
5.32 - Nomograma de cálculo do índice de conforto em função da largura da chaminé solar, do número e do comprimento das condutas subterrâneas	180
A.1 - Nodos representativos dos elementos de volume considerados (corte transversal)	209
A.2 - Nodos representativos dos elementos de volume considerados (corte longitudinal)	210
A.3 - Temperatura do ar à saída em função do comprimento da conduta	214
A.4 - Temperatura do ar à saída em função do diâmetro da conduta	215
A.5 - Temperatura do ar à saída em função da velocidade de escoamento	215

SIMBOLOGIA

A	- área (m^2)
B	- largura (m)
c_p	- capacidade térmica mássica do ar a pressão constante ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
c_{so}	- capacidade térmica mássica do solo ($\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$)
C	- concentração volúmica de gás traçador (m^3/m^3)
C_c	- coeficiente de comportamento (—)
C_d	- coeficiente de descarga (—)
C_p	- coeficiente de pressão (—)
D	- diâmetro (m)
e	- espessura (m)
f	- coeficiente de atrito de Darcy (—)
F	- factor de forma (—)
g	- aceleração da gravidade (m.s^{-2})
Gr	- número de Grashof ($=g\beta(T_s-T_\infty)L^3/\nu^2$) (—)
h	- entalpia do ar (kJ.kg^{-1})
h_{as}	- entalpia do ar seco (kJ.kg^{-1})
h_c	- coeficiente de convecção ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)
h_{fg}	- calor latente de vaporização da água (J.kg^{-1})
h_g	- entalpia do vapor de água saturado (kJ.kg^{-1})
h_r	- coeficiente de transferência de calor por radiação ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$)
H	- hora solar (h)

- I_{ch} - fluxo da radiação solar incidente na superfície colectora da chaminé ($W.m^{-2}$)
- I_{dr} - fluxo da radiação solar directa incidente ($W.m^{-2}$)
- I_{df} - fluxo da radiação solar difusa incidente ($W.m^{-2}$)
- I_{gl} - fluxo da radiação solar global incidente ($W.m^{-2}$)
- k - condutibilidade térmica do ar ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
- k_{co} - condutibilidade térmica do material que constitui a parede da conduta ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
- k_{so} - condutibilidade térmica do solo ($W.m^{-1}.K^{-1}$)
- l_{co} - comprimento de cada elemento em que se divide a conduta (m)
- L - comprimento (m)
- M - massa (kg)
- $\dot{M}$ - caudal mássico ($kg.s^{-1}$)
- M_{an} - massa corporal de cada animal (kg)
- M_k - massa do elemento de volume de solo representado pelo nodo de ordem k (kg)
- n - cota do plano neutro (m)
- N - número (un.)
- N_{an} - número de animais (un.)
- Nu - número de Nusselt ($=h_c L/k$) (—)
- p - pressão (Pa)
- p_a - pressão atmosférica (Pa)
- p_d - pressão dinâmica (Pa)
- p_v - pressão parcial de vapor de água (Pa)
- p_{vs} - pressão de saturação de vapor de água (Pa)

- I_c - índice de conforto (%)
- Pr - número de Prandtl ($=\nu/\alpha$) (-)
- Q - quantidade de calor (J)
- $Q_{arr,p}$ - calor retirado ao ar no permutador de calor (kW.h)
- $Q_{arr,u}$ - calor retirado ao espaço interior do edifício (kW.h)
- $\dot{Q}$ - potência térmica (W)
- $\dot{Q}_c$ - potência térmica libertada por convecção (W)
- $\dot{Q}_{cd}$ - potência térmica libertada por condução (W)
- $\dot{Q}_{ing}$ - potência metabolizável ingerida (W)
- $\dot{Q}_{gi}$ - potência térmica dos ganhos internos do edifício (W)
- $\dot{Q}_l$ - potência térmica latente libertada pelos animais (W)
- $\dot{Q}_{lp}$ - potência térmica latente libertada através da pele (W)
- $\dot{Q}_{lr}$ - potência térmica latente libertada pela respiração (W)
- $\dot{Q}_{man}$ - potência metabolizável necessária à manutenção (W)
- $\dot{Q}_p$ - potência térmica produzida por um animal (W)
- $\dot{Q}_{pv}$ - potência térmica libertada através do pavimento (W)
- $\dot{Q}_r$ - potência térmica libertada por radiação (W)
- $\dot{Q}_s$ - potência térmica sensível libertada pelos animais (W)
- $\dot{Q}_{sol}$ - potência térmica referente aos ganhos solares (W)
- $\dot{Q}_{sr}$ - potência térmica sensível libertada através da respiração (W)
- $\dot{Q}_t$ - potência térmica total libertada pelos animais (W)
- r - número de inspirações por minuto

- R - resistência térmica ($\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$)
- R_b - resistência térmica do elemento de suporte da superfície absorvente ($\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$)
- R_{pv} - resistência efectiva à transferência de calor do suíno para o pavimento ($\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$)
- R_{so} - resistência térmica do solo referida a um segmento de conduta de comprimento unitário ($\text{m}.\text{K}.\text{W}^{-1}$)
- R_t - resistência térmica dos tecidos do corpo ($\text{m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$)
- $R_{v,p}$ - resistência à transferência de calor latente oferecida pela pele, pêlo e camada limite ($\text{m}^2.\text{Pa}.\text{W}^{-1}$)
- Ra - número de Rayleigh ($=\text{Gr}.\text{Pr}$) (—)
- Re - número de Reynolds ($=vL/\nu$) (—)
- S_{ch} - área da secção transversal da chaminé (m^2)
- S_{co} - área da secção transversal do conjunto das condutas (m^2)
- S_{cp} - área da superfície de captação de energia solar (m^2)
- S_f - área das frestas da envolvente do edifício (m^2)
- S_p - área da superfície do pavimento do edifício (m^2)
- t - tempo (s, d)
- T - temperatura (K, °C)
- T_{ab} - temperatura da superfície absorvente (K)
- T_{ac} - temperatura da abóbada celeste (K)
- T_{arr} - temperatura do ar à saída do aparelho de arrefecimento evaporativo (K)
- $\bar{T}_{ch}$ - temperatura média do ar na chaminé (K)
- T_{ic} - temperatura interior do corpo (K)
- $T_{j,k}^m$ - temperatura do elemento de ordem j,k no intervalo de tempo de ordem m+1 (K)

- T_r - temperatura resultante (K)
- $\bar{T}_r$ - temperatura média radiante (K)
- T_{sa} - temperatura do ar à saída da chaminé (K)
- T_{so} - temperatura do solo (K, °C)
- $\bar{T}_{so}(z)$ - temperatura média anual do solo à profundidade z (K, °C)
- T_{tr} - temperatura da superfície translúcida (K)
- T_w - temperatura de bolbo húmido do ar (K, °C)
- U - coeficiente global de transferência de calor ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
- U_b - coeficiente global de transferência de calor do elemento onde assenta a superfície absorvente da chaminé solar ($W.m^{-2}.K^{-1}$)
- v - velocidade do ar ($m.s^{-1}$)
- v_v - velocidade do vento ($m.s^{-1}$)
- V - volume (m^3)
- $\dot{V}$ - caudal de ar ($m^3.s^{-1}$)
- $\dot{V}_g$ - caudal de gás traçador ($m^3.s^{-1}$)
- $\dot{V}_i$ - caudal de ar devido a infiltrações ($m^3.s^{-1}$)
- V_{ins} - volume de ar de cada inspiração (m^3)
- $\dot{V}_r$ - caudal de ar respirado ($m^3.s^{-1}$)
- W - humidade absoluta do ar (kg água/kg ar seco)
- W_s - humidade absoluta do ar saturado (kg água/kg ar seco)
- W_{vtl} - energia inerente à ventilação natural (J)
- y - distância à entrada da chaminé (m)
- z - cota do ponto considerado (m)
- α - coeficiente de absorção (—)

- α - difusibilidade térmica ($\text{m}^2.\text{s}^{-1}$, $\text{m}^2.\text{dia}^{-1}$)
- β - coeficiente de dilatação térmica do ar (K^{-1})
- β - ângulo da superfície colectora com a horizontal (graus)
- β - parâmetro que caracteriza a disponibilidade de água no edifício
- γ - azimuth da superfície colectora (graus)
- δ - declinação solar (graus)
- Δh - diferença de cota entre as aberturas de ventilação de entrada e de saída (m)
- Δp - diferencial de pressão (Pa)
- Δt - intervalo de tempo (s)
- $\Delta T_{\text{so}}(z)$ - amplitude térmica do solo à profundidade z (K, °C)
- ε - coeficiente de emissão de uma superfície (—)
- ε - rugosidade de uma superfície (m)
- ζ - coeficiente de perda de carga localizada (—)
- η - eficiência do permutador de calor (—)
- η_e - eficiência do arrefecimento evaporativo
- θ - ângulo formado pela direcção dos raios solares e a normal à superfície colectora (graus)
- θ_v - ângulo formado pela direcção do vento e pela normal à superfície considerada (graus)
- θ_z - ângulo formado pela direcção dos raios solares e a vertical (graus)
- μ - viscosidade dinâmica do ar (N.s.m^{-2})
- ν - viscosidade cinemática do ar ($\text{m}^2.\text{s}^{-1}$)
- ξ - parâmetro que caracteriza a rugosidade do terreno (—)
- ρ - massa volúmica do ar (kg.m^{-3})

- ρ_s - coeficiente de reflexão da superfície do solo (–)
- ρ_{so} - massa volúmica média do solo (kg.m^{-3})
- σ - constante de Stefan-Boltzmann ($\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$)
- τ - coeficiente de transmissão (–)
- φ - humidade relativa do ar (%)
- ϕ - latitude do lugar (graus)
- ψ - parâmetro que caracteriza a rugosidade do terreno (–)
- ω - ângulo horário solar (graus)
- ω - frequência angular (rad.s^{-1})

Índices

- a - ambiente
- ab - superfície absorvente
- ag - água
- an - animal
- A - abertura
- b - elemento de suporte da superfície absorvente
- cd - condução
- ch - chaminé
- co - conduta
- d - dinâmico
- e - arrefecimento evaporativo
- en - entrada
- env - envolvente

ex	- exterior
exp	- ar expirado
f	- convecção forçada
gi	- ganhos internos
ip	- impulsão
ic	- interior do corpo do animal
in	- interior
ins	- ar inspirado
l	- latente
max	- máximo
n	- convecção natural
p	- permutador de calor ar-solo
pv	- pavimento
s	- sensível
sa	- saída
sc	- superfície do corpo
so	- solo
tr	- superfície translúcida
v	- vento
vtl	- ventilação

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Os edifícios destinados à produção animal devem facultar as condições ambientais mais favoráveis à preservação da saúde e do bem-estar dos seus ocupantes e, conseqüentemente, à eficiência da produção. Entre essas condições assumem particular relevância as condições termo-higrométricas que, condicionando a transferência de calor entre os animais e o ambiente, podem prejudicar o seu bem-estar.

Numa sociedade como a nossa, cada vez mais exigente e competitiva, é necessário que a produção animal seja, quanto possível, eficiente. A eficiência da produção animal tem vindo a ser aumentada, nomeadamente, através do, cada vez mais cuidado, condicionamento do ambiente interior dos edifícios, para o que têm contribuído o melhor conhecimento das condições ambientais mais favoráveis à produção e o recurso generalizado a meios mais eficazes de controlo daquelas, o qual tem vindo a ser conseguido, fundamentalmente, através de sistemas de ventilação mecânica com regulação automática da temperatura e do caudal de ventilação.

Os sistemas de produção animal intensiva são criticados pela sociedade sempre que não são respeitadas valências ambientais não alienáveis mas, também, sempre que não são proporcionadas condições de bem-estar aos animais. Só que, em construções frequentemente de baixa qualidade construtiva, não é pensável instalar sistemas energéticos sofisticados com custos de investimento e de exploração dificilmente comportáveis.

É pois importante o recurso à utilização de meios e processos de climatização energeticamente eficientes e benignos para o ambiente. Neste âmbito, tanto a

ventilação natural como a exploração de outros meios naturais de climatização, têm um importante papel a desempenhar.

Os edifícios destinados à produção animal caracterizam-se por elevadas densidades de ocupação, donde resulta que a quantidade de calor, sensível e latente, gerada no interior, atinja valores particularmente elevados. Se não houver outro processo de arrefecimento além da ventilação com o ar exterior, tanto a temperatura como a humidade absoluta do ar no interior dos edifícios, tendem a apresentar valores superiores aos que se verificam no exterior, durante todo o ano. Dado o clima da generalidade do território nacional, se em situação de Inverno e para animais adultos se podem obter as condições ambientais favoráveis à produção através de um correcto controlo do sistema de ventilação, já em situação de Verão essa estratégia é, em geral, insuficiente.

O condicionamento do ambiente térmico em edifícios de produção animal obtido, tanto quanto possível, pela utilização de meios naturais, deverá traduzir-se, em situação de Verão, tanto na minimização da carga térmica de arrefecimento, como no recurso aos sumidouros naturais de calor: a atmosfera e o solo.

A carga térmica de arrefecimento é minimizável através de uma correcta concepção do edifício, nomeadamente no que diz respeito a aspectos como a forma e orientação do edifício, a cor da superfície exterior da envolvente, a resistência térmica da envolvente, a vegetação existente na área envolvente e a localização, dimensão e sombreamento das janelas. As soluções a adoptar devem, fundamentalmente, e, na óptica do conforto de Verão, minimizar o impacto da radiação solar sobre as condições do ambiente interior.

O condicionamento do ambiente térmico através do recurso aos sumidouros naturais de calor, processa-se pela implementação de estratégias que se podem considerar agrupadas nos seguintes campos: arrefecimento por radiação,

arrefecimento por ventilação, arrefecimento por evaporação e arrefecimento pelo solo.

No entanto, o calor sensível, o vapor de água e os gases que são libertados no interior dos edifícios para animais são numa quantidade tal que as estratégias de arrefecimento de aplicação viável ficam restringidas.

Dado o calor libertado no interior dos edifícios de produção animal, são requeridos caudais de ventilação relativamente grandes que, em geral, podem ser obtidos por meios mecânicos ou, em alguns casos, por meios naturais. Os sistemas de ventilação natural além de aplicarem meios e processos benígnos para o ambiente, permitem que sejam requeridas menores despesas em energia. O maior inconveniente que apresentam, em relação aos sistemas mecânicos, é a dificuldade em controlar os caudais, pois estes dependem de múltiplos factores, nomeadamente das condições ambientais exteriores.

Em edifícios destinados à produção animal, é no Verão que são necessários maiores caudais de ventilação. Todavia, é no Verão que, em geral, é menor a diferença entre os valores da temperatura do ar no interior e no exterior, pelo que, na ausência de vento, a ventilação natural proporciona caudais, muitas vezes, insuficientes. O objectivo de se explorar, tanto quanto possível, as potencialidades da ventilação natural conduz à necessidade de se desenvolver a utilização de dispositivos que permitam intensificá-la.

Um meio passivo de o conseguir é através do aquecimento do ar pela radiação solar, numa chaminé solar, o que permite aumentar o diferencial de pressão entre as aberturas de admissão e de exaustão do ar do edifício. É particularmente interessante a capacidade que as chaminés solares têm de auto-regular o seu funcionamento: o caudal de ventilação tende a ser maior com o aumento da intensidade da radiação solar incidente nas suas superfícies

absorventes. Ou seja, a capacidade de ventilação natural cresce com as necessidades de arrefecimento.

A necessidade de que o ar exterior, por ventilação natural, tenha capacidade de remover as cargas térmicas geradas no interior sugere que, no Verão, se evite a introdução de ar à temperatura a que se encontra no exterior. Isso suporia a implementação de meios de pré-arrefecimento do ar.

O arrefecimento do ar, previamente à sua introdução no edifício, pode conseguir-se por meios naturais, através da sua circulação em condutas subterrâneas. Dada a elevada inércia térmica do solo, a partir de uma certa profundidade, a sua temperatura é praticamente constante, ao longo do ano. Tal facto permite que o solo seja utilizado, quer como sumidouro, quer como fonte de calor. No presente estudo exploram-se as potencialidades da utilização do solo como sumidouro de calor. Complementarmente, ou em alternativa, pode o ar ser arrefecido no interior do edifício, através da evaporação de água. Estes processos de arrefecimento são ambos compatíveis com a ventilação natural.

O principal objectivo do presente estudo é avaliar as potencialidades da utilização de meios naturais de arrefecimento em edifícios de produção animal, no contexto climático mediterrânico. Depois de uma avaliação genérica da aplicação das várias estratégias de arrefecimento passivo aos edifícios de produção animal, são avaliadas as condições ambientais obtidas no interior de um edifício de produção animal com um sistema de arrefecimento passivo. Para esse efeito desenvolveu-se um modelo que permite prever a temperatura e a humidade relativa do ar no interior de um edifício onde a ventilação natural é intensificada através de uma chaminé solar e o arrefecimento do ar é conseguido através da sua circulação em condutas subterrâneas.

Em relação à obtenção das condições ambientais requeridas no interior de edifícios para suínos na fase de crescimento e de engorda, é analisada a

influência de vários parâmetros relativos à ocupação e às dimensões da chaminé solar e da harpa de tubos enterrados. O grau de satisfação das exigências ambientais é avaliado através de um parâmetro de síntese, designado índice de conforto, expresso pela percentagem de tempo, do período em apreço (Junho a Setembro), em que as condições termo-higrométricas no interior do edifício pertencem à zona de neutralidade térmica, tal como esta é definida na secção 2.2.

A validade da aplicação dessas estratégias estende-se a edifícios para alojamento de outras espécies. Não é objecto deste estudo desenvolver essa análise, nem efectuar a análise económica da implementação dessas estratégias de arrefecimento passivo.

A avaliação das condições de conforto é efectuada através da avaliação das condições termo-higrométricas no interior do edifício, para o que é necessário conhecer a gama de valores que as diversas variáveis ambientais devem assumir. Para esse efeito, no Capítulo 2 é analisada a influência dessas variáveis em relação à transferência de calor entre o animal e o ambiente. No Capítulo 3 são analisadas as várias estratégias de arrefecimento passivo aplicáveis aos edifícios de produção animal. No Capítulo 4 é descrito o modelo desenvolvido para previsão das condições ambientais no interior de um edifício de produção animal, com sistema de arrefecimento passivo. No Capítulo 5 é estudada a influência dos principais parâmetros, que estabelecem as relações dimensionais que caracterizam a ocupação, o edifício, a chaminé solar e a harpa de tubos enterrados, em relação à absorção de energia contida no ar de ventilação e em relação à obtenção das condições de neutralidade térmica no interior de edifícios para crescimento e engorda de suínos. Finalmente, no Capítulo 6 apresentam-se as principais conclusões e sugestões para futuros desenvolvimentos.

CAPÍTULO 2

CONDIÇÕES TERMO-HIGROMÉTRICAS REQUERIDAS PELOS SUÍNOS

2.1 - INTRODUÇÃO

Um animal homeotérmico, mesmo quando sujeito a condições ambientais muito diversificadas, tem a capacidade de manter praticamente constante a sua temperatura interior, isto é, a temperatura da zona central do corpo, onde se situam os órgãos vitais (Monteith e Unsworth, 1990). Para que a temperatura interior se mantenha constante é necessário que a diferença entre a quantidade de calor produzida pelo metabolismo e a quantidade de calor libertada pelo corpo seja igual à variação da quantidade de calor armazenada nos tecidos periféricos. Essa igualdade é conseguida à custa de mecanismos de regulação térmica, que são de natureza fisiológica, bioquímica e comportamental (Curtis, 1983), sendo os mais importantes a vasodilatação, a vasoconstrição, a transpiração, o aumento do ritmo respiratório, a erecção do pêlo, a tiritação, a alteração da área de contacto com o pavimento, o agrupamento e a resposta hormonal (Curtis, 1983 e Baxter, 1984). Um importante mecanismo de natureza fisiológica consiste no controlo do fluxo sanguíneo nos tecidos da periferia do corpo, quer pela vasodilatação, quer pela vasoconstrição. De facto, a convecção sanguínea desempenha um importante papel na transferência de calor no corpo do animal, pelo que a alteração do fluxo sanguíneo provoca uma modificação significativa da resistência térmica entre a zona central e a superfície do corpo (Baxter, 1984).

Se, para que seja mantida a homeotermia, for necessária a libertação de uma quantidade de calor maior do que aquela que a vasodilatação, por si só, permite, desencadeiam-se mecanismos através dos quais o animal aumenta a quantidade

de calor latente libertada, que consistem na transpiração (para os que possuem glândulas sudoríparas funcionais) e no aumento do ritmo respiratório. Mesmo os animais que não possuem glândulas sudoríparas funcionais, libertam calor latente através da pele, porque o vapor de água atravessa a pele por difusão (Monteith e Unsworth, 1990).

Os mecanismos de regulação térmica de natureza comportamental, desempenham também um importante papel na homeotermia. Quando deitados, os animais alteram a quantidade de calor transferida por condução, através do pavimento, modificando a área da superfície de corpo em contacto com o pavimento; quando em grupo, afastam-se ou aproximam-se uns dos outros, conforme pretendem aumentar ou diminuir a quantidade de calor libertada. Os animais de algumas espécies, nomeadamente os suínos, não dotados de glândulas sudoríparas funcionais, procuram molhar a pele para a arrefecer pela evaporação de água.

Para além dos mecanismos descritos, através dos quais os animais controlam parcialmente a quantidade de calor libertada, outros há que lhes permitem modificar a quantidade de calor produzida e que consistem em aumentar ou diminuir a quantidade de energia metabolizável ingerida e em modificar a percentagem dessa energia que é transformada em calor.

O ambiente é considerado termicamente neutro quando, para uma dada quantidade de energia ingerida, a quantidade de calor produzida pelo metabolismo é mínima (Baxter, 1984). A zona de neutralidade térmica compreende as condições ambientais, para as quais essa condição é satisfeita. Quando os animais estão sob condições ambientais pertencentes à zona de neutralidade térmica, a percentagem da energia contida nos alimentos ingeridos, disponível para a produção, é maior, sendo mais elevadas a taxa de crescimento e a eficiência da utilização da energia contida nos alimentos ingeridos (Close,

1995), e, nessas circunstâncias, o calor produzido por um suíno é, fundamentalmente, função do seu peso e da potência metabolizável ingerida. É habitual delimitar a zona de neutralidade térmica através da temperatura crítica inferior e da temperatura crítica superior, que correspondem às condições ambientais para as quais as respostas fisiológica e de comportamento minimizam e maximizam, respectivamente, o calor libertado pelo animal, sem que, todavia, se verifique aumento da quantidade de calor produzida. Os valores da temperatura crítica devem caracterizar os parâmetros de que depende o calor transferido entre o animal e o ambiente e que são parâmetros que caracterizam as condições ambientais e que caracterizam a actividade metabólica do animal. Os que caracterizam as condições ambientais são a temperatura do ar, a temperatura média radiante, a velocidade do ar, a humidade relativa e o tipo de pavimento. Os que caracterizam a actividade metabólica são a raça, a massa corporal e o nível alimentar do animal. A influência da massa corporal e do nível alimentar é assumida pela generalidade dos investigadores, sendo os valores da temperatura crítica indicados em função desses parâmetros. Nos últimos anos têm sido efectuados estudos que demonstram a significativa influência da raça do suíno no valor da temperatura crítica, em particular da temperatura crítica superior (Nienaber et al., 1997 e Brown-Brandl et al., 1998).

Sujeito a condições ambientais que correspondam a uma temperatura mais baixa do que a temperatura crítica inferior, o suíno produz mais calor do que num ambiente termicamente neutro, através da mobilização, para esse efeito, de uma maior percentagem da energia contida nos alimentos ingeridos, do aumento da quantidade de ração ingerida e da mobilização de reservas de que dispõe. Sujeito a temperaturas mais elevadas do que a temperatura crítica superior, o suíno diminui a quantidade de ração ingerida para tentar evitar a subida da temperatura corporal, pela redução da quantidade de calor produzida (Baxter, 1984).

2.2 - DEFINIÇÃO DA ZONA DE NEUTRALIDADE TÉRMICA

O principal objectivo do condicionamento ambiental em edifícios para alojar animais é proporcionar condições termo-higrométricas que correspondam à zona de neutralidade térmica (Close, 1995). A zona de neutralidade térmica é, por vezes, identificada com a zona de conforto dos animais. Mais frequentemente, a zona de conforto é entendida como uma zona mais restrita do que a zona de neutralidade térmica, abrangendo apenas as condições termo-higrométricas para as quais o animal não necessita de recorrer a mecanismos físicos ou de comportamento para alterar a quantidade de calor transferida para o ambiente (Meneses, 1985).

Na figura 2.1 representam-se as condições termo-higrométricas correspondentes à zona de neutralidade térmica de suínos na fase de crescimento e engorda, sendo de seguida justificados os valores adoptados.

As condições termo-higrométricas que caracterizam a zona de neutralidade térmica são determinadas pela satisfação da equação de balanço de calor do corpo do animal, sem que se verifique aumento da quantidade de calor produzida pelo metabolismo, nem diminuição da quantidade de energia ingerida. Assim sendo, essas condições dependem de todos os outros parâmetros que influenciam as várias parcelas que constituem a referida equação de balanço, parcelas essas que são discriminadas na secção 2.3.

A zona de neutralidade térmica representada na figura 2.1 abrange as condições termo-higrométricas requeridas em edifícios para crescimento e engorda de suínos, pelo que apenas se consideram valores da humidade relativa compreendidos entre 40% e 80%, pelas razões que serão explicitadas na secção 2.4.3.

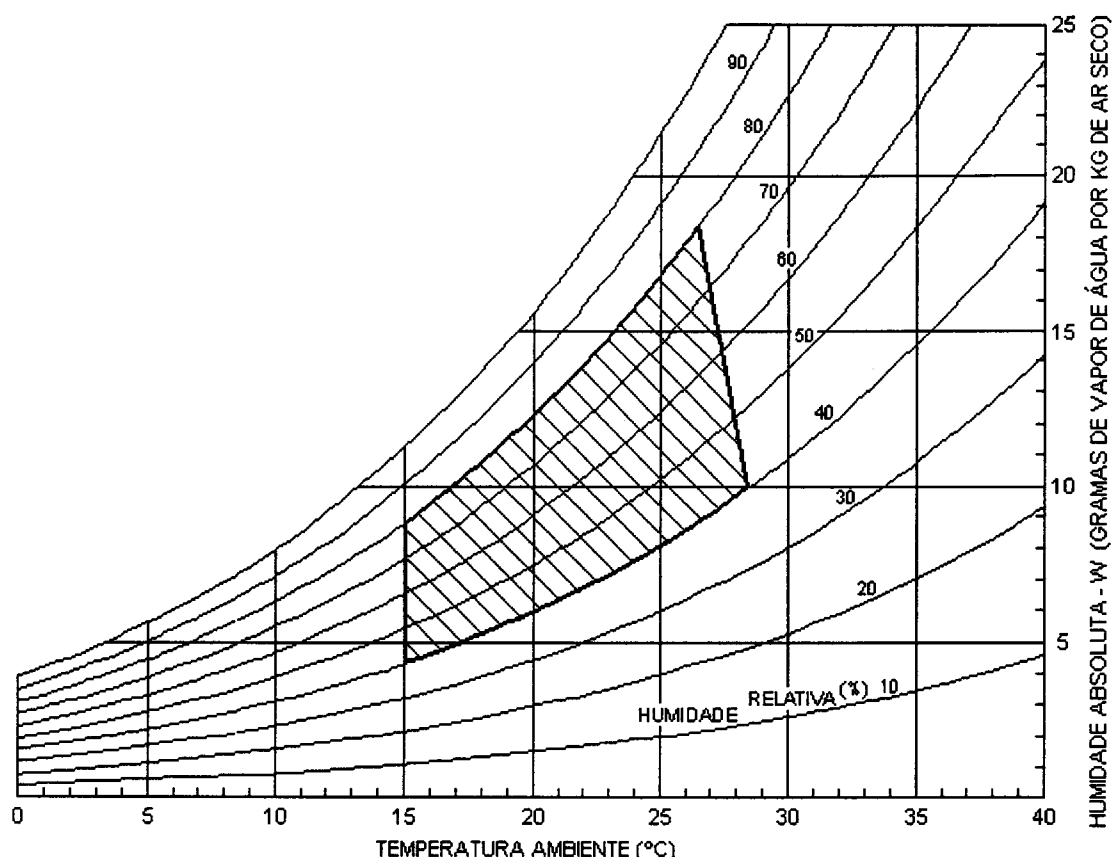


Fig. 2.1 - Zona de neutralidade térmica para suínos na fase de crescimento e engorda.

Como já se referiu na secção anterior, a zona de neutralidade térmica é delimitada pelas temperaturas críticas inferior e superior. De acordo com Verstegen e Close (1994) os valores dessas temperaturas críticas, para animais em grupo, alojados em edifícios com pavimento contínuo de betão, com um nível alimentar correspondente a três vezes a potência de manutenção (que será definida na secção 2.3.1) e para uma velocidade do ar, junto dos animais, não superior a 0,15 m/s, são os que constam do quadro 2.1.

Massa corporal (kg)	Temperatura crítica inferior (°C)	Temperatura crítica superior (°C)
20	15	30
60	13	29
100	12	28

Quadro 2.1 - Valores das temperaturas críticas inferior e superior, em função da massa corporal do suíno (Verstegen e Close, 1994).

Para as condições ambientais correspondentes à temperatura crítica inferior é reduzida a influência da humidade do ar em relação à libertação de calor pelos animais, já que o calor latente constitui uma reduzida percentagem do calor total libertado. Assim, considera-se que os valores da temperatura ambiente que constituem o limite inferior da zona de neutralidade térmica, são independentes dos valores da humidade relativa do ar.

Pelo contrário, para condições ambientais correspondentes à temperatura crítica superior, o calor latente representa uma elevada percentagem do calor total libertado pelos animais, pelo que é necessário considerar o valor da humidade relativa do ar no estabelecimento do valor da temperatura ambiente que corresponde ao limite superior da zona de neutralidade térmica.

O grupo de trabalho da Commission Internationale du Génie Rural (C.I.G.R.) “Climatization of Animal Houses” concluiu que as condições termo-higrométricas em edifícios para suínos devem ser limitadas por uma relação linear entre a temperatura e a humidade absoluta do ar interior. Essa relação entre temperatura e humidade pode ser traduzida através de uma equação de segundo grau que exprime o valor máximo da entalpia do ar interior em função da sua temperatura. Mas, como o coeficiente do termo de segunda ordem é pequeno, obtém-se uma boa aproximação com a equação (C.I.G.R., 1992):

$$h_{in,max} = 321 - 9,44T_{in} \quad (2.1)$$

onde $h_{in,max}$ representa o valor máximo da entalpia do ar interior, expressa em kJ/kg e T_{in} a temperatura do ar no interior do edifício, expressa em graus Celsius.

Para um gás perfeito, a um aumento da temperatura a pressão constante corresponde um acréscimo da entalpia igual ao produto da capacidade térmica mássica a pressão constante do gás pela diferença de temperatura. Além disso, a

entalpia da mistura de gases perfeitos é igual à soma das entalpias dos gases que constituem a mistura. A aplicação destes princípios ao ar húmido permite obter uma expressão, com a qual pode calcular-se a sua entalpia com uma boa aproximação.

A entalpia do ar seco h_{as} (expressa em kJ/kg) à temperatura T (expressa em graus Celsius), é dada pela expressão:

$$h_{as} = 1,006T \quad (2.2)$$

Nesta expressão 1,006 representa o valor da capacidade térmica mássica do ar a pressão constante, expressa em $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

A entalpia do vapor de água saturado h_g (expressa em kJ/kg) à temperatura T (expressa em graus Celsius), é dada pela expressão:

$$h_g = 2501 + 1,805T \quad (2.3)$$

onde 2501 representa o valor do calor latente de vaporização da água, expresso em kJ.kg^{-1} e 1,805 a capacidade térmica mássica do vapor de água, expressa em $\text{kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Consequentemente, a entalpia do ar húmido (expressa em kJ/kg), à temperatura T (expressa em graus Celsius) e com a humidade absoluta igual a W (expressa em kg de vapor de água por kg de ar seco), pode ser calculada através da expressão (ASHRAE, 1997):

$$h = 1,006T + W(2501 + 1,805T) \quad (2.4)$$

Das equações (2.1) e (2.4) obtém-se a expressão que permite calcular, em função da humidade do ar, os valores máximos da temperatura do ar aconselháveis num edifício para suínos:

$$T_{in} = \frac{321 - 2501W_{in}}{10,446 + 1,805W_{in}} \quad (2.5)$$

onde T_{in} e W_{in} representam, respectivamente, a temperatura e a humidade absoluta do ar no interior do edifício, expressas nas unidades já referidas para as equações (2.1) e (2.4).

Para valores da humidade relativa do ar compreendidos entre 40% e 80%, obtêm-se, através da equação (2.5), valores da temperatura do ar compreendidos entre 26,5°C e 28,4°C. Admitindo que no interior do edifício as condições são isotérmicas, podem estes valores ser comparados com os da temperatura crítica superior indicados no quadro 2.1. Verifica-se que, para valores da humidade relativa compreendidos entre 40% e 60%, pela equação (2.5) obtém-se um valor da mesma ordem de grandeza da temperatura crítica superior para suínos com 100 kg de massa corporal. A gama de condições ambientais que constituem a zona de neutralidade térmica para os suínos na fase de crescimento e engorda têm o seu limite inferior condicionado pelos de menor massa corporal e o seu limite superior condicionado pelos de mais elevada massa corporal. Sendo assim, adopta-se o critério estabelecido pelo grupo de trabalho da C.I.G.R. para limitar superiormente a zona de neutralidade térmica da globalidade dos suínos na fase de crescimento e engorda e para a limitar inferiormente adopta-se a temperatura crítica dos suínos com 20 kg de massa corporal.

Como já foi referido na secção 2.1, a quantidade de calor produzida por um animal depende da sua actividade metabólica, a qual, por sua vez, mesmo em condições ambientais de neutralidade térmica, é função da raça, da massa corporal e do nível alimentar do animal. É, pois, necessário adaptar o diagrama apresentado na figura 2.1 a cada situação concreta.

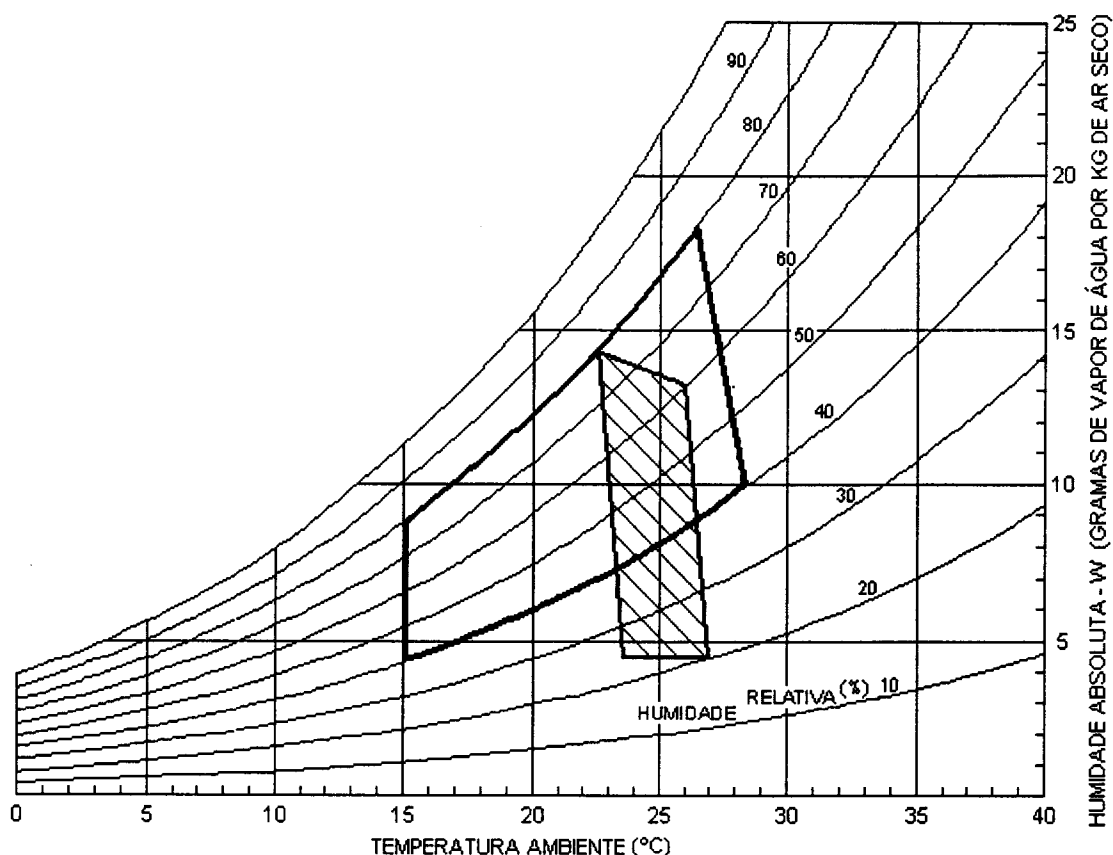


Fig. 2.2 - Comparação com a zona de conforto para seres humanos, durante o Verão (adaptado de ASHRAE, 1997).

Através da figura 2.2 comparam-se as condições termo-higrométricas requeridas num edifício para suínos na fase de crescimento e engorda e aquelas que, durante o Verão, são requeridas num edifício com ocupação humana. Para esse efeito, apresentam-se sobrepostas a zona de conforto para seres humanos com vestuário típico de Verão e em actividade sedentária e a zona de neutralidade térmica para suínos. Verifica-se que é bastante mais apertada a gama de temperaturas da zona de conforto dos seres humanos. Além disso, ao contrário do que acontece com a zona de neutralidade térmica dos suínos, a zona de conforto dos seres humanos inclui valores da humidade relativa inferiores a 40% e não inclui valores da humidade absoluta superiores a 0,014 kg de vapor de água por kg de ar seco.

2.3 - BALANÇO DE CALOR DO CORPO DE UM SUÍNO

A avaliação da influência dos valores assumidos pelos vários parâmetros ambientais nas condições de conforto, só pode ser efectuada através da análise dos vários processos de transferência de calor entre o animal e o ambiente e da quantificação do calor gerado pelo seu metabolismo.

2.3.1 - Produção interna de calor

A quantidade de calor produzida por um suíno, com um determinado peso e que ingere alimentos correspondentes a uma determinada energia metabolizável, mantém-se praticamente constante na zona de neutralidade térmica e é, normalmente, determinada através da expressão (Curtis, 1983):

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_{man} + (1 - k)(\dot{Q}_{ing} - \dot{Q}_{man}) \quad (2.6)$$

onde $\dot{Q}_p$ representa a potência térmica produzida, $\dot{Q}_{ing}$ e $\dot{Q}_{man}$ são, respectivamente, as quantidades de energia metabolizável ingerida e necessária à manutenção por unidade de tempo e k representa a eficiência da utilização da energia metabolizável ingerida acima da energia de manutenção.

A potência metabolizável necessária à manutenção, para suínos em crescimento e engorda, com uma massa corporal M_{an} , pode determinar-se por uma expressão do tipo:

$$\dot{Q}_{man} = \alpha \times M_{an}^{0.75} \quad (2.7)$$

O valor da constante α é 4,9 segundo Holmes e Close (1977), 5,1 segundo Bruce e Clark (1979) e 5,3 segundo Sterrenburg e Van Ouwerkerk (1986).

A eficiência da utilização da energia metabolizável ingerida, acima da energia de manutenção, para animais na fase de crescimento e engorda, é geralmente estimada em 0,68. Este valor resulta da combinação dos valores indicados pelo Agricultural Research Council, do Reino Unido, para a eficiência da transformação da energia metabolizável em carne limpa e em gordura, que são, respectivamente, 0,54 e 0,74 (Verstegen e Close, 1994).

Segundo o grupo de trabalho da C.I.G.R. "Climatization of Animal Houses", pode considerar-se, em princípio, que suínos com pesos compreendidos entre 20 kg e 60 kg, ingerem a energia metabolizável igual a três vezes a energia de manutenção; já para suínos com pesos entre 80 kg e 100 kg deve considerar-se que a potência metabolizável ingerida é igual a duas vezes e meia a potência de manutenção (C.I.G.R., 1984).

O mesmo relatório recomenda que se determine o calor libertado por leitões e por porcos na fase de crescimento e engorda, através da expressão indicada por Ström (1978, citado em C.I.G.R., 1984):

$$\dot{Q}_t = N_{an} \left[4 \times 10^{-5} (20 - T_{in})^3 + 1 \right] (29 \sqrt{M_{an} + 2} - 40) \quad (2.8)$$

onde $\dot{Q}_t$ representa a potência térmica, latente e sensível, libertada pelos animais, N_{an} representa o número de animais, M_{an} a massa corporal de cada um e T_{in} a temperatura ambiente no interior do edifício (em graus Celsius).

As quantidades de calor produzidas pelos suínos, calculadas de acordo com as equações (2.6) e (2.7), com $\alpha=5,3$, $k=0,68$ e, para as quantidades de energia metabolizável ingeridas já explicitadas, recomendadas pelo grupo de trabalho da C.I.G.R., estão representadas graficamente na figura 2.3.

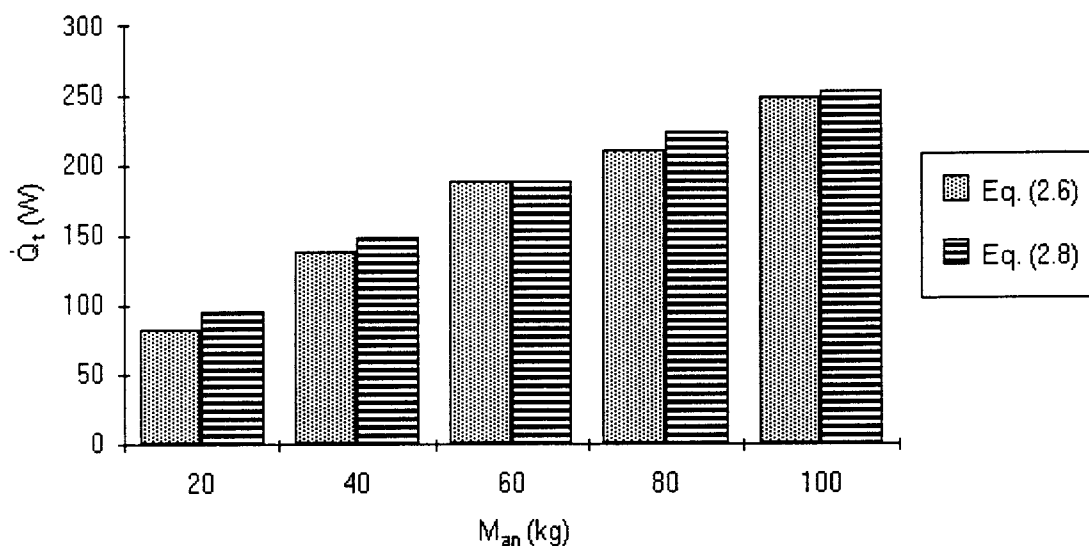


Fig. 2.3 - Comparação entre as quantidades de calor produzida e libertada, de acordo com as equações (2.6) e (2.8).

Nesta representação gráfica, comparam-se essas quantidades de calor com as quantidades de calor libertadas, calculadas em função da massa corporal de acordo com a equação (2.8), com a temperatura ambiente no interior do edifício igual a 20°C. Verifica-se que os valores obtidos são da mesma ordem de grandeza.

O relatório citado (C.I.G.R., 1984), aconselha que a repartição do calor total nas parcelas correspondentes ao calor sensível e ao calor latente, seja efectuada através da expressão indicada por Ström (1978), que permite determinar o calor sensível libertado em função do calor total e da temperatura ambiente no interior do edifício:

$$\dot{Q}_s = \left[0,8 - 1,85 \times 10^{-7} (T_{in} + 10)^4 \right] \beta \dot{Q}_t \quad (2.9)$$

onde $\dot{Q}_s$ representa a potência térmica sensível libertada pelos animais, β é um factor de correcção que representa a percentagem desse calor sensível que é transformada em calor latente, por evaporação de água. Esta expressão é válida para valores da temperatura interior maiores ou iguais a 10°C. Conforme as

condições no interior do edifício possam ser consideradas muito secas, secas ou húmidas, assim os valores indicados para β são 1,00, 0,95 e 0,90, respectivamente. As condições são consideradas muito secas se o pavimento se encontra seco e se os alimentos fornecidos aos animais são secos; as condições são secas se o pavimento se encontra geralmente pouco molhado e se os alimentos são secos; finalmente, as condições são húmidas se o pavimento se encontra normalmente molhado e se os alimentos forem húmidos.

De acordo com as equações (2.8) e (2.9), com β igual à unidade, um suíno com 60 kg, liberta as quantidades de calor total ($\dot{Q}_t$), sensível ($\dot{Q}_s$) e latente ($\dot{Q}_l$) representadas, em função da temperatura ambiente, no gráfico da figura 2.4.

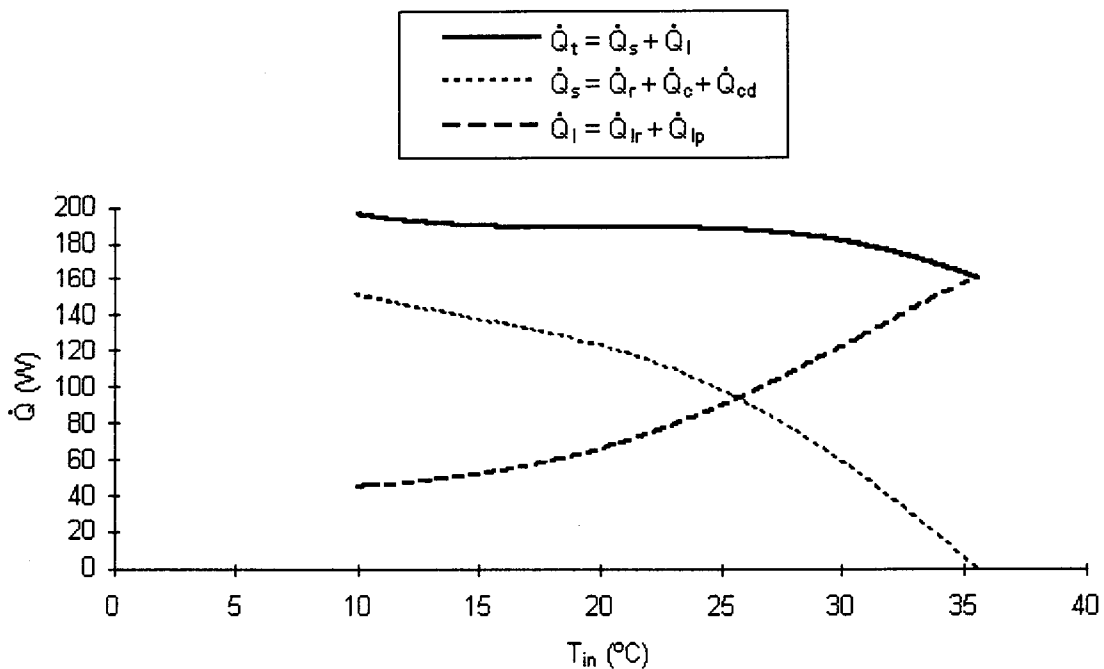


Fig. 2.4 - Quantidades de calor sensível, latente e total libertadas por um suíno com 60 kg (C.I.G.R., 1984).

Da figura 2.4 resulta que, para a temperatura ambiente de 20°C, são libertados cerca de 120 W de calor sensível e 65 W de calor latente, enquanto que para a temperatura ambiente de 26° as potências térmicas sensível e latente são sensivelmente iguais a 90 W.

Nas duas secções seguintes desenvolve-se a discussão das condições de libertação de calor sensível e latente.

2.3.2 - Calor sensível libertado

Calor liberado por radiação

A expressão que traduz o calor transferido, por radiação, entre duas superfícies consideradas cinzentas, sendo uma a superfície do corpo do animal e a outra a superfície do espaço confinado, no interior do qual o animal se encontra, é a seguinte:

$$\dot{Q}_r = \sigma A_{sc} \frac{\varepsilon_{sc} F}{F - \varepsilon_{sc} F + \varepsilon_{sc}} (T_{sc}^4 - \bar{T}_r^4) \quad (2.10)$$

onde $\dot{Q}_r$ representa a energia libertada por radiação, por unidade de tempo, ε_{sc} é o coeficiente de emissão da superfície do corpo, σ a constante de Stefan-Boltzmann, sendo $\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$, A_{sc} a área da superfície do corpo, F o factor de forma da superfície do corpo em relação às superfícies envolventes e T_{sc} e $\bar{T}_r$, respectivamente, a temperatura da superfície do corpo e a temperatura média radiante do meio envolvente.

Para o corpo humano nu, Fanger (1972) considerou o factor de forma igual a 0,71.

Para se determinar o calor transferido entre o suíno e o meio envolvente, por radiação de longo comprimento de onda, pode utilizar-se a seguinte equação:

$$\dot{Q}_r = 0,89 \sigma A_{sc,ar} (T_{sc}^4 - \bar{T}_r^4) \quad (2.11)$$

onde $A_{sc,ar}$ representa a área da superfície do corpo do suíno em contacto com o ar, ou seja, a área da superfície do corpo subtraída das áreas de contacto com o pavimento e com os outros animais.

A equação (2.11) foi obtida a partir da equação (2.10), considerando que o factor de forma é igual a 0,9 e que o coeficiente de emissão da pele do suíno é igual a 0,99. O valor do factor de forma foi deduzido a partir da equação indicada por Bruce e Clark (1979). O valor do coeficiente de emissão da pele do suíno é o indicado pelos mesmos autores e idêntico ao que geralmente se considera para a pele humana.

A área da superfície do corpo do suíno em contacto com o ar obtém-se subtraindo à área da superfície do corpo do animal a área de contacto com o pavimento e a área de contacto com outros animais. Em situação típica de Verão, em que os animais não se encostam uns aos outros, se o animal estiver em pé pode considerar-se $A_{sc,ar}=A_{sc}$, se o animal estiver deitado pode considerar-se $A_{sc,ar}=0,8A_{sc}$, como se verá na secção em que se analisa a libertação de calor por condução.

A área da superfície do corpo do suíno (A_{sc}), expressa em m^2 , pode ser calculada pela expressão (Bruce e Clark, 1979):

$$A_{sc} = 0,09M_{an}^{0,67} \quad (2.12)$$

onde M_{an} representa a massa do corpo do animal, expressa em kg.

Calor libertado por convecção

Segundo Wathes e Clark, no interior dos edifícios a transferência de calor por convecção entre os animais e o ambiente, pertence ao domínio da convecção mista, isto é, com contributos de convecção natural e de convecção forçada,



dado que a velocidade do ar junto dos animais se situa, normalmente, entre 0,1 e 1,0 m/s (Clark e McArthur, 1994).

Pode-se avaliar se a transferência de calor por convecção se processa, fundamentalmente, por convecção forçada, por convecção natural ou por convecção mista através da análise dos valores assumidos pelos números adimensionais de Grashof e de Reynolds. Conforme o valor do quociente entre o número de Grashof e o quadrado do número de Reynolds é substancialmente maior ou menor do que a unidade, assim é dominante a convecção natural ou a convecção forçada, respectivamente. Para valores daquele quociente próximos da unidade a convecção é mista. Para a gama de valores da velocidade e temperatura do ar, da temperatura da superfície do corpo, das dimensões do animal e das propriedades físicas do ar no interior do edifício, obtêm-se valores daquele quociente próximos da unidade, o que significa que os efeitos dinâmicos por inércia (convecção forçada) e por efeito térmico (convecção natural) se apresentam como sendo da mesma ordem de grandeza.

A contribuição da convecção forçada pode ser calculada através duma equação que traduza a transferência de calor por essa via, entre uma superfície cilíndrica de eixo horizontal e um fluido cuja direcção de escoamento é perpendicular àquele eixo. Se tomarmos a equação proposta por Churchill e Bernstein (1977, citado em Bejan, 1993), válida para situações em que o produto do número de Reynolds pelo número de Prandtl é superior a 0,2 e se tomarmos 0,7 para valor do número de Prandtl do ar, obtemos:

$$Nu = 0,3 + 0,483 Re^{1/2} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000} \right)^{5/8} \right]^{4/5} \quad (2.13)$$

em que Nu e Re são, respectivamente, os números de Nusselt e de Reynolds.

Para se calcular o diâmetro do cilindro equivalente ao corpo do animal, consideremos a equação que se obtém igualando o volume do cilindro ao

quociente entre a massa corporal do animal e a sua massa volúmica (considerou-se igual a 900 kg/m^3). Consideremos ainda a equação que se obtém igualando a área da superfície do cilindro ao produto da superfície corporal do animal, dada pela equação (2.12), pelo factor de forma de 0,9, considerado na secção 2.3.2. Da resolução desse sistema de equações obtém-se a seguinte expressão para o diâmetro do cilindro equivalente ao corpo do animal (D_{an}), expresso em m, em função da massa corporal do animal (M_{an}), expressa em kg:

$$D_{an} = 0,059 M_{an}^{0,33} \quad (2.14)$$

A contribuição da convecção natural pode ser calculada através duma equação que traduza a transferência de calor por essa via, entre uma superfície cilíndrica isotérmica, longa, de eixo horizontal e o fluido envolvente. A expressão indicada por Morgan (1975, citado em Incropera e DeWitt, 1996), para esta situação, é a seguinte:

$$Nu = C(Ra)^n \quad (2.15)$$

onde C e n são constantes com valores que dependem da gama de valores assumidos pelos número de Rayleigh, representado por Ra.

A gama de valores do número de Rayleigh que corresponde às condições ambientais usuais, pertence ao intervalo de 10^4 a 10^7 , para o qual os valores adequados para as constantes C e n, que constam da equação (2.15), são, segundo Morgan (1975, citado em Incropera e DeWitt, 1996), respectivamente 0,48 e 0,25.

O coeficiente de convecção mista pode ser calculado através da expressão apropriada para superfícies cilíndricas de eixo horizontal com escoamento transversal do fluido (Incropera e DeWitt, 1996):

$$h_c = \left(h_{c,f}^4 + h_{c,n}^4 \right)^{1/4} \quad (2.16)$$

onde $h_{c,f}$ e $h_{c,n}$ representam os coeficientes de convecção calculados a partir das equações (2.13) e (2.15), respectivamente.

A quantidade de calor transferida por convecção entre o animal e o ambiente, no interior de um edifício, pode calcular-se através da equação:

$$\dot{Q}_c = \left(h_{c,f}^4 + h_{c,n}^4 \right)^{1/4} A_{sc,ar} (T_{sc} - T_{in}) \quad (2.17)$$

onde T_{sc} e T_{in} representam a temperatura da superfície do corpo e a temperatura do ar no interior do edifício, respectivamente.

Calor libertado por condução

Quando um suíno está deitado, uma parte da superfície do corpo fica em contacto com o pavimento, verificando-se transmissão de calor por condução, através do pavimento. Entretanto, fica reduzida a área através da qual é transferido calor por convecção, por radiação e por evaporação de água ao nível da superfície do corpo.

A quantidade de calor que, por unidade de tempo, é transferida do animal para o meio envolvente através do pavimento vai diminuindo à medida que o pavimento aquece. Verdadeiramente, nunca se atinge o regime permanente. No entanto, a quantidade de calor transferida da superfície periférica do pavimento para o ar vai aumentando enquanto que vai diminuindo a quantidade de calor que é transferida para camadas mais profundas e mais periféricas do pavimento. A partir de dado momento, a maior parte do calor libertado pelo animal, por condução, é transferido para o ar contido no edifício, através da superfície de pavimento localizada nas proximidades do animal; a quantidade de calor transferida para o sub-solo não é significativa (Baxter, 1984). Pode então

considerar-se estabelecido o regime permanente. Nestas circunstâncias, a resistência à transferência de calor é igual à soma da resistência térmica por condução oferecida pelo pavimento e da resistência térmica por convecção da superfície do pavimento para o ar.

A inércia térmica do pavimento desempenha um importante papel neste processo de transferência de calor. Quanto maior a inércia térmica do pavimento, mais tempo demora a estabelecer-se o regime permanente e, enquanto este se não estabelece, a quantidade de calor libertada pelo animal por condução tende a ser maior com o aumento da inércia térmica do pavimento.

Num pavimento em betão, a camada de betão assenta, geralmente, numa camada de material desagregado que tem como principal finalidade impedir a ascensão de água por capilaridade. Essa camada de material desagregado possui uma resistência térmica relativamente elevada, pelo que é fundamentalmente através da camada de betão que se processa a transferência de calor entre o animal e o ambiente. A inércia térmica do pavimento depende, fundamentalmente, da espessura dessa camada. Do tempo de permanência do animal num mesmo local depende a espessura de pavimento que deve ser considerada na quantificação da sua inércia térmica. Se o pavimento for dotado de uma camada de isolamento térmico, a quantidade de calor transferida tende a ser maior com o aumento da distância entre o isolamento térmico e a superfície do pavimento. Por um lado, o aumento daquela distância tende a aumentar o intervalo de tempo necessário ao estabelecimento do regime permanente. Atingido o regime permanente, quanto maior aquela distância, menor a resistência térmica oferecida pelo pavimento à transferência de calor por condução do animal para a superfície envolvente do pavimento.

Bruce (1977), através de um modelo, mediu a quantidade de calor transferida, por condução, de um suíno com 45 kg, com 20% da área da superfície do corpo

em contacto com o pavimento. Considerando que o calor é, fundamentalmente, transferido do animal para o ar, através do pavimento, determinou a resistência térmica que vários tipos de pavimento efectivamente oferecem. Designou a resistência térmica efectiva do pavimento por $R_{pv,45}$. Considerou que um pavimento em malha metálica é termicamente neutro, porque nele deitado o animal liberta uma quantidade de calor idêntica à que libertaria se estivesse de pé e o valor correspondente de $R_{pv,45}$ que determinou foi de $0,12 \text{ m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$. Concluiu ainda que, conforme a resistência térmica do pavimento é superior ou inferior àquele valor, o animal nele deitado sentir-se-á, respectivamente, mais quente ou mais frio do que de pé. A título de exemplo, apresentam-se os valores da resistência térmica de um pavimento correspondente a cada uma dessas situações, que são $0,66 \text{ m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$ para um pavimento com cama de palha seca com $0,06 \text{ m}$ de espessura e $0,042 \text{ m}^2.\text{K}.\text{W}^{-1}$ para um pavimento de betão (Baxter, 1984).

A partir dos valores da resistência $R_{pv,45}$, pode determinar-se a resistência oferecida pelo pavimento em relação à transferência de calor de um suíno com quaisquer dimensões, tendo em conta a dimensão do grupo e a postura do animal, através da expressão (Bruce e Clark, 1979):

$$R_{pv} = R_{pv,45} \left(\frac{M_{an}}{45} \right)^{0,33} \left(\frac{A_{sc,pv}}{0,2A_{sc}} \right) N_{an}^{0,5} \quad (2.18)$$

onde R_{pv} representa a resistência térmica efectiva do pavimento, M_{an} a massa corporal do animal, $A_{sc,pv}$ a área da superfície de contacto entre o animal e o pavimento e N_{an} o número de animais que constituem o grupo.

A equação (2.18) exprime que a resistência térmica oferecida pelo pavimento é tanto maior quanto maiores as dimensões do animal, quanto maior a percentagem da área da superfície do corpo em contacto com o pavimento e quanto maior o número de animais do grupo (sendo maior a probabilidade de

haver outros animais deitados nas proximidades, o que dificulta a transferência de calor). A área da superfície de contacto entre o suíno e o pavimento varia entre 8 e 20% da superfície do corpo do animal, conforme a postura adoptada pelo animal, que está de acordo com a necessidade de diminuir ou aumentar a quantidade de calor libertada por condução, através do pavimento (Baxter, 1984).

A percentagem média de tempo em que o animal está de pé (b), expressa em percentagem, é no mínimo de 15%, segundo Sterrenburg e Van Ouwerkerk (1986) que propõem a seguinte expressão para o seu cálculo:

$$b = 25 - 0,1M_{an} \quad (2.19)$$

onde M_{an} é a massa corporal do animal, expressa em kg.

Para quantificar o calor libertado, através do pavimento, para o ambiente, $\dot{Q}_{pv}$, Bruce e Clark (1979) propuseram a expressão:

$$\dot{Q}_{pv} = A_{sc,pv} \frac{T_{ic} - T_{in}}{R_t + R_{pv}} \approx \dot{Q}_{cd} \quad (2.20)$$

onde R_t representa a resistência à transferência de calor do interior do animal (zona com temperatura praticamente constante) para a sua superfície, T_{ic} é a temperatura interior do animal e $\dot{Q}_{cd}$ é a quantidade de calor libertada pelo animal por condução.

2.3.3 - Calor latente libertado

O calor latente libertado por um suíno, pela respiração e através da pele, tende a representar, em relação ao calor total libertado, uma percentagem tanto maior

quanto mais elevada for a temperatura ambiente, como se pode verificar pela figuras 2.4.

Calor libertado pela respiração

Através da respiração é libertado calor sensível e calor latente. O calor sensível libertado resulta do acréscimo que, geralmente, se verifica do valor da temperatura do ar expirado em relação ao da temperatura do ar inspirado. O calor libertado por esta via, representa, nas situações correntes, cerca de 3% do calor total libertado (Clark e McArthur, 1994).

O calor latente libertado por um animal através da respiração é dado pela expressão:

$$\dot{Q}_{lr} = \dot{V}_r \rho h_{fg} (W_{exp} - W_{ins}) \quad (2.21)$$

onde $\dot{Q}_{lr}$ representa a potência térmica latente libertada pela respiração, W_{exp} e W_{ins} representam os valores da humidade absoluta do ar expirado e inspirado, respectivamente, ρ a massa volúmica do ar, h_{fg} representa o calor latente de vaporização da água e $\dot{V}_r$ o caudal de ar respirado, que é dado pela expressão:

$$\dot{V}_r = \frac{V_{ins} \times r}{60000} \quad (2.22)$$

onde V_{ins} representa o volume de ar referente a cada inspiração, expresso em litros e r o número de inspirações por minuto.

O volume de ar referente a cada inspiração (V_{ins}), expresso em litros, pode ser determinado pela expressão (Stone e Heap, 1982):

$$V_{ins} = 0,2613 + 0,0049M_{an} - 0,0021r \quad (2.23)$$

O número de inspirações por minuto, pode ser determinado pela expressão (Stone e Heap, 1982):

$$r = 1398,38 - 93,34T_{sc} + 1,56T_{sc}^2 \quad (2.24)$$

onde T_{sc} representa a temperatura da superfície do corpo do suíno, expressa em graus Celsius.

Calor libertado através da pele

Os suínos não possuem glândulas sudoríparas funcionais, pelo que têm uma capacidade relativamente reduzida para libertarem calor latente através da pele. Libertam-no por difusão de vapor de água, segundo um processo físico que o animal não controla (Curtis, 1983). A difusão de vapor é gerada pelo gradiente da pressão parcial de vapor, pelo que o vapor pode atravessar a pele em ambos os sentidos. Como a quantidade de vapor de água que atravessa a pele por difusão é directamente proporcional ao diferencial da pressão de vapor, nas situações habituais, em que o fluxo de vapor tem lugar do interior para o exterior, o fluxo de vapor tende a diminuir com o aumento da pressão parcial de vapor do ar ambiente, ou seja, para uma determinada temperatura do ar, com o aumento da humidade relativa do ar.

Através da vasodilatação o animal reduz a resistência à transferência de calor entre o interior e a superfície do corpo. Consequentemente, a temperatura desta aproxima-se da temperatura interior. Ao aumento da temperatura corresponde o aumento da pressão de vapor de saturação e consequentemente o aumento do gradiente da pressão de vapor que se verifica através da pele. Assim, em consequência da vasodilatação, aumenta a quantidade de calor latente libertada através da pele.

A quantidade de calor libertada através da pele pode calcular-se pela expressão:

$$\dot{Q}_{lp} = A_{sc} \frac{p_{vs}(T_{sc}) - p_v}{R_{v,p}} \quad (2.25)$$

onde $\dot{Q}_{lp}$ representa a potência térmica latente libertada através da pele, $p_{vs}(T_{sc})$ e p_v representam, respectivamente, a pressão de saturação do vapor de água no ar à temperatura da superfície do corpo e a pressão parcial do vapor de água no ar, $R_{v,p}$ representa a resistência à transferência de calor latente oferecida pelo conjunto da pele, pêlo e camada limite.

Para animais que não transpiram pode, em geral, desprezar-se a resistência à transferência de calor latente oferecida pelo pêlo e pela camada limite, bastando considerar-se a resistência oferecida pela pele (Campbell, 1977).

No quadro 2.2 discriminam-se as quantidades de vapor de água transferidas através da pele de um suíno, segundo vários autores.

Autor e fonte	Vapor de água transferido através da pele (kg.s ⁻¹ .m ⁻²)	
	Neutralidade térmica	Máximo verificado
Curtis, 1983	2,8×10 ⁻⁶	8,3×10 ⁻⁶
Esmay (1978, cit. Meneses, 1985)	3,6×10 ⁻⁶	7,2×10 ⁻⁶ a 10,8×10 ⁻⁶
Mount (1968, cit. Funk et al., 1991)		8,3×10 ⁻⁶
Ingram (1974, cit. Meneses, 1985)		8,9×10 ⁻⁶

Quadro 2.2 - Valores da quantidade de vapor de água libertada pelos suínos através da pele.

Para se atingirem, através da equação (2.25), os valores descritos no quadro 2.2, é necessário tomar como valor da resistência à transferência de calor latente oferecida pela pele do suíno, um valor compreendido entre 0,2 e 0,4 m².kPa.W⁻¹.

2.4 - PARÂMETROS MAIS RELEVANTES NA CARACTERIZAÇÃO DAS CONDIÇÕES TERMO-HIGROMÉTRICAS

Um animal liberta calor sob a forma sensível, por convecção, radiação e condução e sob a forma latente, por evaporação de água. As variáveis ambientais que maior influência exercem sobre estes processos de transferência de calor são a temperatura do ar, a temperatura média radiante, a humidade relativa do ar, a velocidade do ar, o que decorre das equações, discriminadas na secção anterior, que quantificam o calor transferido entre o animal e o ambiente.

2.4.1 - Temperatura ambiente

Temperatura do ar

A temperatura do ar é um parâmetro ambiental muito importante, quer pela sua influência directa na transferência de calor sensível entre o animal e o ambiente, quer porque, para um dado valor da pressão parcial de vapor, dela depende o valor da humidade relativa. A quantidade de calor transferida por convecção entre o animal e o ambiente pode considerar-se, para um dado valor da velocidade do ar, directamente proporcional à diferença entre os valores da temperatura da superfície do seu corpo e da temperatura do ar, o que, aliás, já se analisou na secção 2.3.2. Também a quantidade de calor que o animal recebe da envolvente, por radiação, depende indirectamente da temperatura do ar, já que as temperaturas das superfícies interiores do edifício tendem a aproximar-se da temperatura do ar, com o aumento da resistência térmica da envolvente (Albright, 1990).

Em edifícios para animais, normalmente, limitam-se os valores da temperatura do ar à gama de valores correspondentes à neutralidade térmica, desde que os

valores da temperatura do ar e das superfícies interiores sejam da mesma ordem de grandeza. As vantagens em que as condições ambientais correspondam à neutralidade térmica foram já analisadas na secção 2.1. Segundo Verstegen e Close (1994), para animais em grupo, sobre pavimento de betão sem cama, em que a energia metabolizável correspondente aos alimentos ingeridos é tripla da energia de manutenção, os valores da temperatura crítica inferior e da temperatura crítica superior são os constantes do quadro 2.1. Essas temperaturas são entendidas como temperaturas do ar que se verificam em ambientes isotérmicos e com ar calmo, isto é, para valores da velocidade do ar, junto dos animais, inferiores a 0,15 m/s. Como, a quantidade de calor libertada por um animal depende de vários parâmetros ambientais, os valores mais adequados para a temperatura do ar dependem, em certa medida, dos valores assumidos pelos outros parâmetros.

Segundo Nienaber e Hahn (1991), valores da temperatura ambiente superiores a 30°C prejudicam o bem-estar dos animais, enquanto que valores inferiores a 10°C têm geralmente reduzidos efeitos na saúde e na produção (desde que sejam satisfeitas as necessidades suplementares em alimentação e que o animal não entre em hipotermia).

No entanto, a eficiência da utilização da energia metabolizável ingerida atinge o seu valor máximo para uma gama de valores da temperatura do ar mais restrita, isto é, para valores compreendidos entre 20 e 24°C. A norma EP 270.5 da American Society of Agricultural Engineers (ASAE, 1992) indica que para suínos com valores da massa corporal superiores a 40 kg, a temperatura do ar deve estar compreendida entre 10°C e 24°C, mas se estiver compreendida entre 20°C e 24°C a eficiência da conversão apresenta o seu valor máximo. Estes valores foram confirmados por um estudo experimental efectuado recentemente e que envolveu 672 animais. Aí se concluiu que, tendo em atenção a taxa de crescimento, a eficiência da conversão e a percentagem de carne magra

conseguida, a gama de temperaturas mais favorável está compreendida entre 20°C e 24°C (Massabie et al., 1997). Cruz (1996) indica que os valores recomendados para a temperatura ambiente estão compreendidos entre 20°C e 25°C.

O “National Pork Producers Council” dos Estados Unidos da América, através do documento “Swine Care Handbook” (NPPC, 1997), recomenda que as temperaturas para as fases de crescimento (animais com pesos entre 34 kg e 68 kg) e de engorda (animais com pesos entre 68 kg e 100 kg) sejam, respectivamente, entre 15,5°C e 24°C e entre 10°C e 24°C. Este documento indica ainda que, se a temperatura do ar, a que se encontram sujeitos suínos pertencentes a estas fases de desenvolvimento, atingir os 35°C, deve ser accionado um sistema de arrefecimento.

A produtividade não é prejudicada se, em relação aos valores indicados se verificar uma relativamente pequena oscilação. Com animais em ambientes em que os valores da temperatura apresentam uma amplitude em relação ao valor da temperatura média de 5°C a 8°C, verifica-se que a produtividade é a que seria de esperar se eles estivessem sujeitos a uma temperatura constante igual ao valor da temperatura média. Já se a amplitude térmica for de 12°C, verifica-se que tanto a produtividade como a saúde dos animais é afectada (Nienaber e Hahn, 1991).

Além disso, há que considerar a capacidade de adaptação dos animais, que explica que os resultados obtidos para a taxa de crescimento e para a eficiência da conversão como funções da temperatura ambiente, sejam significativamente diferentes quando o ensaio tem curta duração (até 2 semanas) e quando tem uma duração mais longa (4 a 12 semanas). Nestes últimos verifica-se que a banda de valores da temperatura ambiente para os quais não há perdas

significativas de produtividade é mais larga do que se seria levado a concluir através dos ensaios de curta duração (Nienaber e Hahn, 1991).

Os animais têm também capacidade para recuperarem a redução verificada na taxa de crescimento, em consequência de terem sido sujeitos a valores da temperatura ambiente não pertencentes à gama de valores aconselhados, num intervalo de tempo de duração limitada. Suínos sujeitos a temperaturas compreendidas entre 30°C e 33°C, durante 17 dias, são capazes de compensar completamente as perdas se a temperatura ambiente passar a ser de 23°C (Nienaber e Hahn, 1991).

Temperatura média radiante

A quantidade de calor recebida, por radiação, por um animal, é função da temperatura média radiante. A presença de outros animais no espaço envolvente altera significativamente o valor dessa temperatura. Como as superfícies dos animais pertencentes a um grupo se encontram sensivelmente à mesma temperatura, podemos ignorar a transferência de calor entre animais, calcular a temperatura média radiante como se o animal estivesse isolado e considerar um factor de forma que traduza a relação visual entre a superfície do corpo do animal e as superfícies do edifício. Além disso, se um animal está rodeado de outros, a quantidade de calor ganha, ou perdida, é, principalmente, a que resulta da transferência de calor com o tecto e com o pavimento, sendo muito mais reduzida a quantidade de calor transferida entre os animais e as superfícies interiores das paredes (Curtis, 1983). Dada a importância que a transferência de calor por radiação tem na libertação de calor sensível pelo animal, é necessário ter especial cuidado em se isolar termicamente a cobertura, para que a temperatura da superfície do tecto do edifício se aproxime da temperatura do ar no interior.

O valor da temperatura média radiante é da maior importância. Se considerarmos suínos com valores da massa corporal compreendidos entre 20 kg e 100 kg com a superfície do corpo à temperatura de 32°, num ambiente caracterizado por uma temperatura do ar igual à temperatura média radiante e iguais a 25°C, temos que, se adoptarmos as equações indicadas na secção 2.3.2, o coeficiente de radiação tem um valor superior ao coeficiente de convecção, desde que a velocidade do ar seja menor do que 0,4 m/s.

Para os valores da velocidade do ar que tipicamente ocorrem nos edifícios para animais, e se a temperatura média das superfícies interiores for igual à temperatura do ar, pode-se considerar que por radiação é transferido cerca de 50% do calor sensível libertado (Clark e McArthur, 1994).

Temperatura resultante

A caracterização das condições ambientais de neutralidade térmica através de valores da temperatura do ar e da temperatura média radiante não é simples nem prática porque são inúmeras as combinações de valores daqueles parâmetros que permitem atingir a neutralidade térmica. Torna-se necessário definir a temperatura resultante que é igual à média ponderada dos valores da temperatura do ar e da temperatura média radiante, sendo tomados como coeficientes de ponderação os valores dos coeficientes de convecção e de radiação. O valor da temperatura resultante calcula-se através da expressão:

$$T_r = \frac{h_c T + h_r \bar{T}_r}{h_c + h_r} \quad (2.26)$$

A temperatura resultante representa o valor que, tanto a temperatura do ar como a temperatura média radiante, deveriam assumir, para que o animal libertasse uma potência térmica sensível igual à que liberta num dado ambiente. O seu

valor depende também da velocidade do ar, porque desta depende o valor do coeficiente de convecção.

2.4.2 - Velocidade do ar

A velocidade do ar é um parâmetro que influencia fortemente a quantidade de calor transferida por convecção, entre o animal e o ambiente. De facto, o coeficiente de convecção aumenta com o número de Reynolds, como mostra a equação (2.13) e, por sua vez, aquele número adimensional é directamente proporcional à velocidade do ar.

Para os animais que possuem glândulas sudoríparas funcionais, também é significativa a influência da velocidade do ar em relação à quantidade de calor latente libertada. Como os suínos não as possuem (Curtis, 1983), a influência da velocidade do ar em relação ao calor latente libertado é reduzida (Campbell, 1977).

A velocidade do ar mais conveniente depende do tamanho do porco e da temperatura ambiente, mas o seu valor ao nível do animal não deve ultrapassar 1 m/s (Van't Klooster, 1994).

Quanto mais novo for o animal, maior é o aumento da quantidade de calor transferida em consequência de um determinado incremento da velocidade do ar (Close, 1995), porque a resistência à transferência de calor entre a zona central e a superfície do corpo é menor. Os suínos com menos de 8 semanas não devem ser expostos a velocidades do ar de valores superiores a 0,3 m/s (Hellickson e Walker, 1983), verificando-se mesmo que quando a velocidade é aumentada de 0,125 m/s para 0,25 m/s, se passa a verificar uma menor taxa de crescimento e uma maior susceptibilidade à doença (ASHRAE, 1997; Riskowski e Bundy, 1991).

Durante o Inverno, a velocidade do ar, ao nível do animal, não deve ultrapassar os 0,15 m/s (Baxter, 1984; Charles, 1994; Van't Klooster, 1996). A norma EP 270.5 da ASAE indica que os porcos preferem ar calmo, isto é ar com velocidade inferior a 0,15 m/s, desde que a temperatura do ar seja inferior a 24°C. Se a temperatura do ar tiver um valor compreendido entre 32°C e 39°C, os porcos, em geral, beneficiam com valores mais elevados da velocidade do ar. Numa situação extrema, em que a temperatura do ar seja superior a 39°C, é preferível que a velocidade do ar seja reduzida, para que sejam menores os ganhos de calor por convecção (ASAE, 1992). Morrison, et al. (1967) concluíram que para temperaturas do ar compreendidas entre 27°C e 38°C, os suínos com pesos entre 32 e 90 kg, aumentaram a sua taxa de crescimento quando a velocidade do ar foi aumentada de 0,05 para 0,5 m/s, mas a taxa de crescimento começou a diminuir quando a velocidade do ar foi aumentada até 1 m/s, o que indica que valores muito elevados da velocidade do ar podem provocar a diminuição da taxa de crescimento, mesmo quando a temperatura do ar está bem acima do limite superior da zona de conforto térmico (Funk et al., 1991).

Verifica-se, pois, que a partir de certo valor da velocidade do ar, a taxa de crescimento diminui com a velocidade do ar, apesar de um acréscimo desta permitir a libertação de uma maior quantidade de calor, o que se explica pela existência de outros factores fisiológicos envolvidos (Funk et al., 1991).

Mount e Ingram (1965, citado em Close, 1995), concluíram que para suínos com 20 kg, isolados, sujeitos a condições para as quais a convecção forçada predomina, um aumento da velocidade do ar de 0,05 m/s, é equivalente a uma diminuição de 1°C da temperatura do ar. Já para animais com 60 kg, para se obter um efeito equivalente à redução da temperatura do ar de 1°C é necessário aumentar a velocidade do ar em 0,1 m/s, ou em 0,3 m/s, conforme o animal estiver isolado ou em grupo, respectivamente (Verstegen e van der Hel, 1974).

Os valores indicados referem-se a condições experimentais em que a temperatura do ar de admissão era igual à temperatura interior da instalação.

Para que se possa avaliar a importância relativa dos parâmetros temperatura do ar, temperatura média radiante e velocidade do ar, em relação à libertação de calor sensível pelo animal, apresentam-se na figura 2.5, para vários valores da velocidade do ar, curvas que representam pares de valores da temperatura do ar e da temperatura média radiante que correspondem à mesma quantidade de calor sensível libertada pelo animal.

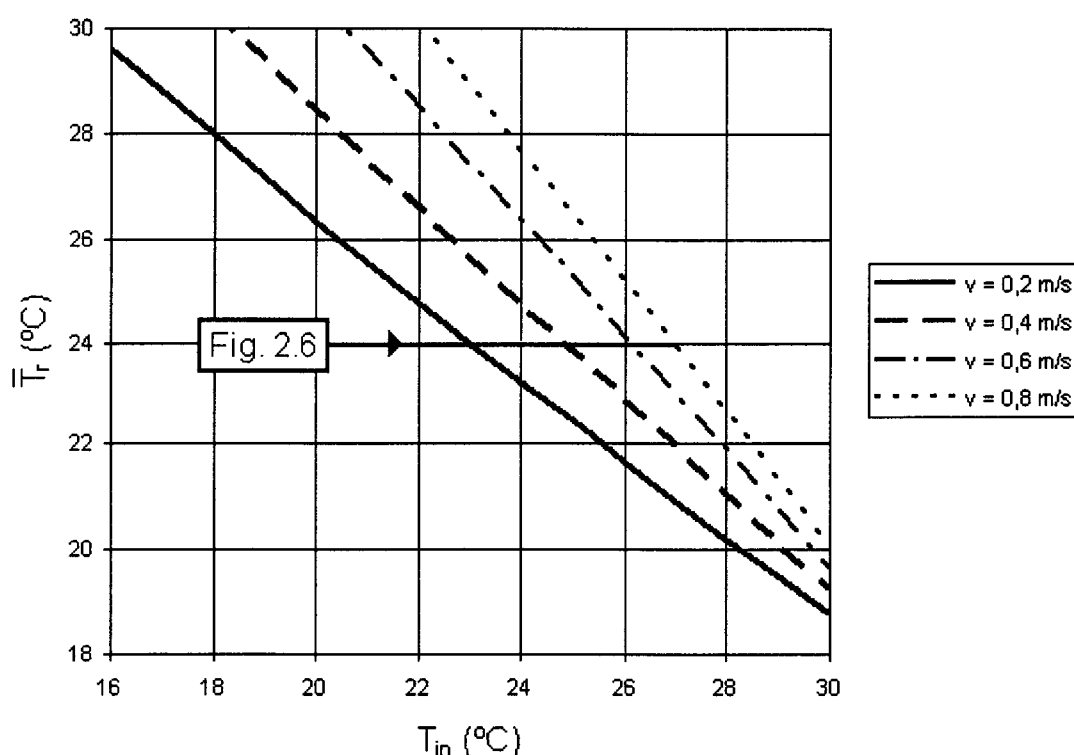


Fig. 2.5 - Condições ambientais que correspondem a uma mesma quantidade de calor sensível libertada por um suíno de 60 kg.

Os valores da temperatura do ar, da temperatura média radiante e da velocidade do ar são interdependentes. Com o aumento da velocidade do ar, os valores da temperatura do ar e da temperatura média radiante tendem a aproximar-se porque se intensifica a transferência de calor por convecção. Além disso, os valores da temperatura do ar e da temperatura média radiante influenciam-se

mutuamente. Assim, as figuras 2.5 e 2.6 devem ser interpretadas como representando combinações de valores das variáveis referidas a que correspondem o mesmo valor da potência térmica sensível libertada pelo animal e não como se fosse possível alterar o valor de uma delas sem que as outras se alterassem.

Para o traçado dessas curvas, considerou-se que a temperatura da pele do animal é de 32°C, valor que corresponde a uma temperatura ambiente de 23°C (Stone e Heap, 1982) e que a potência térmica sensível libertada é de 109 W, valor que determinado através das equações (2.8) e (2.9), para a temperatura ambiente de 23°C e sendo o factor de correcção β igual à unidade. Calculou-se a quantidade de calor libertada por convecção através das equações (2.13), (2.15) e (2.17) e calculou-se a quantidade de calor transferida por radiação entre o animal e o meio envolvente através da equação (2.11).

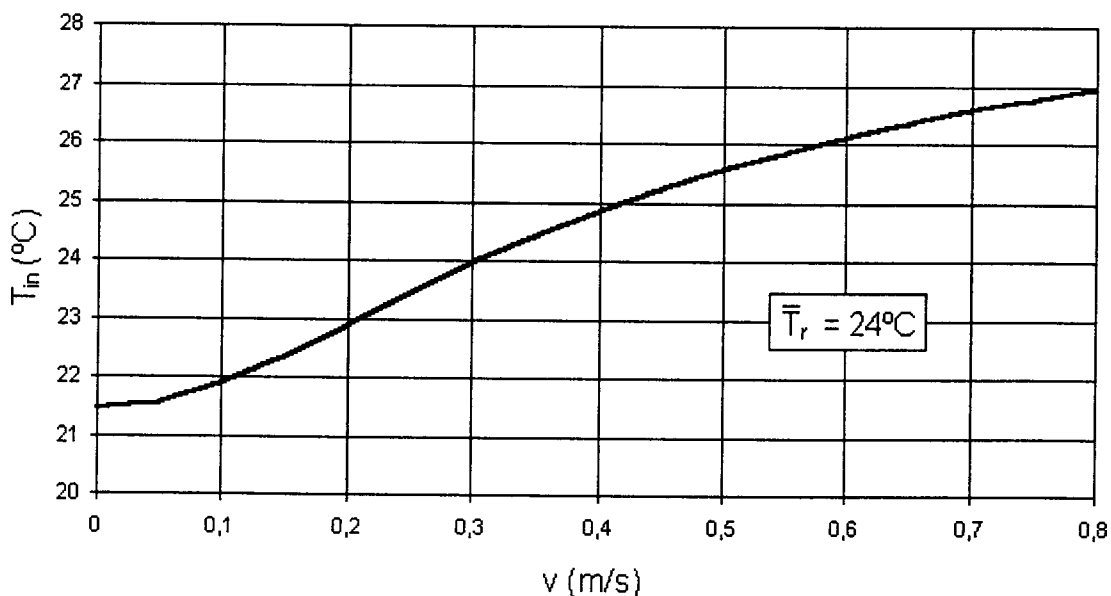


Fig. 2.6 - Valores da temperatura e da velocidade do ar que correspondem a uma mesma quantidade de calor sensível libertada por um suíno de 60 kg.

Na figura 2.6 especifica-se a relação existente entre os valores da velocidade e da temperatura do ar que correspondem à linha assinalada na figura 2.5, isto é,

quando se mantém a temperatura média radiante igual a 24°C. A determinação dos valores, que permitiram a representação gráfica apresentada na figura 2.6, foi efectuada fazendo-se variar o valor da velocidade do ar e calculando-se a temperatura do ar que permite que se liberte a quantidade de calor sensível já especificada. O cálculo foi efectuado através da aplicação das equações (2.11), (2.13), (2.15) e (2.17). Pela curva obtida verifica-se que para valores da velocidade do ar inferiores a 0,1 m/s é muito reduzida a influência da velocidade do ar na libertação de calor sensível, porque, nestas condições, a transferência de calor por convecção natural é mais importante do que a que se processa por convecção forçada. Para valores da velocidade do ar compreendidos entre 0,2 m/s e 0,3 m/s a curva apresenta o declive máximo, porque o contributo da convecção forçada é já mais importante do que o contributo da convecção natural. Para valores superiores da velocidade do ar, o declive da curva diminui com o aumento do valor da velocidade do ar, o que acontece porque, quanto maior o valor da velocidade do ar, menor o acréscimo da quantidade de calor libertada que corresponde a um mesmo acréscimo do valor da velocidade do ar.

De facto, verifica-se que o número de Nusselt não aumenta linearmente com o número de Reynolds, como se pode verificar pela equação (2.13). Consequentemente, o coeficiente de convecção forçada também não aumenta linearmente com a velocidade do ar.

Analisando a figura 2.6, pode verificar-se que, para um mesmo valor da temperatura média radiante, a temperatura do ar igual a 25,5°C, acompanhada da velocidade do ar de 0,5 m/s, permitem a libertação de uma quantidade de calor sensível da mesma ordem de grandeza da que se liberta quando a temperatura do ar é igual a 21,5°C e a velocidade do ar é nula.

2.4.3 - Humidade do ar

O conteúdo em humidade do ar assume uma relevância tanto maior, em relação ao bem estar dos animais, quanto menor a diferença entre a temperatura ambiente e a temperatura da superfície da pele. Todavia a influência da humidade do ar sobre o bem-estar do suíno não é tão grande quanto seria se ele possuísse glândulas sudoríparas funcionais.

O conteúdo em humidade do ar, além de afectar a quantidade de calor latente libertada pelo animal, também influencia a concentração de poeiras e de organismos patogénicos. Se a humidade relativa é muito elevada é grande o risco de ocorrência de condensações nas superfícies interiores do edifício, o que cria condições favoráveis ao desenvolvimento de fungos e de organismos patogénicos. Por outro lado, se a humidade relativa é muito baixa a concentração de poeiras no ambiente é mais elevada (ASAE, 1992). Além disso, um valor muito baixo da humidade relativa contribui para que sequem as mucosas das vias respiratórias dos animais. O animal fica mais vulnerável à doença porque essas mucosas desempenham um importante papel na filtração do ar respirado (Curtis, 1983).

De uma forma geral podemos considerar que em instalações para suínos, a humidade relativa deve estar compreendida entre 40 e 80% (ASAE, 1992; NPPC, 1997).

Segundo Bruce (1981) e Baxter (1984), em situação de Inverno, a humidade relativa deve ser controlada de forma a que se não verifiquem condensações nas superfícies interiores e formação de nevoeiro, podendo, em edifícios bem construídos e com elevada resistência térmica da envolvente, a humidade relativa do ar atingir os 90%, ou mesmo os 95%, sem que se verifiquem efeitos nefastos para os animais. Tanto em situação de Inverno como de Verão devem

evitar-se valores da humidade relativa inferiores a 30%, que teriam efeitos perniciosos em relação à saúde dos animais (Meneses, 1985).

Estudos efectuados mais recentemente vieram demonstrar que um valor da humidade relativa de 90% associado a uma temperatura ambiente próxima da ideal, provoca uma redução da taxa de crescimento. Consequentemente, é indicado o valor de 80% como limite máximo da humidade relativa do ar no interior de um edifício para suínos (Massabie et al., 1997).

O Midwest Plan Service, dos Estados Unidos da América, (MWPS, 1989) aconselha que no interior de edifícios para animais se mantenha a humidade relativa compreendida entre 50 e 70%, como forma de se evitar a ocorrência de condensações e de se conseguir que as concentrações de poeiras e de bactérias em suspensão sejam menores. Note-se que estabelecer 70% como limite máximo da humidade relativa do ar como forma de se evitar a ocorrência de condensações só se justifica se a resistência térmica da envolvente for muito reduzida e se a diferença entre as temperaturas interior e exterior for elevada.

Morrison et al. (1967) mostraram que, mantendo a temperatura ambiente em 30°C e aumentando a humidade relativa de 30 para 90%, o animal duplica o seu ritmo respiratório e procura molhar a pele para libertar calor através da evaporação da água. Em termos de calor libertado, para a temperatura do ar igual a 30°C, um aumento da humidade relativa em 18% é equivalente ao aumento em 1°C da temperatura do ar (Curtis, 1983).

Segundo os resultados obtidos através do modelo de Illinois (Funk et al., 1991), para um suíno sob “stress” de calor, é necessário, aproximadamente, duplicar a velocidade do ar para compensar o aumento de 20% da humidade relativa; além disso, verifica-se uma relação linear entre o valor da humidade relativa e o calor libertado (para um animal com 100 kg, por cada 10% de redução da humidade relativa verifica-se um aumento de 4% do calor libertado).

CAPÍTULO 3

ARREFECIMENTO POR MEIOS NATURAIS APLICÁVEIS A EDIFÍCIOS PARA ANIMAIS

3.1 - INTRODUÇÃO

Pelo exposto no capítulo anterior, ficou claro que as condições ambientais verificadas no interior de um edifício de produção animal determinam, em boa medida, a produtividade da exploração.

A melhoria das condições de sanidade e a competitividade requerem um cada vez melhor controlo das condições ambientais. Esta melhoria, através do recurso a sistemas energéticos convencionais, comporta custos de investimento e, sobretudo, de exploração, com novos impactos ambientais em actividade já de si fustigada com condicionantes ambientais. Com efeito, o uso de formas de energia convencionais deve ser encarado com crescente reserva, dadas as implicações no ambiente local e regional, mas sobretudo no ambiente global, da queima de combustíveis fósseis, sejam eles quais forem - mesmo o gás natural - e onde quer que seja.

Para que um edifício proporcione as condições ambientais requeridas, com minimização do consumo de energia proveniente de fontes não renováveis, é necessário que se recorra às estratégias de arrefecimento passivo, incluindo, em simultâneo, a redução da carga térmica de arrefecimento do edifício.

As estratégias de arrefecimento passivo a considerar são as seguintes: arrefecimento por ventilação, arrefecimento por radiação, arrefecimento pelo solo e arrefecimento por evaporação (Cook, 1989). Todas elas consistem na dissipação de calor através da utilização dos sumidouros naturais: a atmosfera e o solo.

Nos edifícios para animais, são elevadas as quantidades de calor sensível e latente libertadas (ver figura 2.4), em consequência das densidades de ocupação habituais, obrigando a que, permanentemente, seja requerido um elevado caudal de ventilação, o que restringe as estratégias de arrefecimento de aplicação viável.

Desde que se possa considerar estabelecido o regime permanente, a eficácia de uma determinada estratégia de arrefecimento pode ser avaliada através das alterações que provoca nas parcelas que constituem a equação de balanço de calor em regime permanente. Esta equação, que tem em conta a transferência de calor através da ventilação, da envolvente, os ganhos solares e os ganhos internos, pode apresentar-se da seguinte forma:

$$U_{env}A_{env}(T_{ex} - T_{in}) + \rho\dot{V}c_p(T_{ex} - T_{in}) + \rho\dot{V}h_{fg}(W_{ex} - W_{in}) + \dot{Q}_{sol} + \dot{Q}_{gi} = 0 \quad (3.1)$$

onde ρ e c_p representam, respectivamente, a massa volúmica e a capacidade térmica mássica a pressão constante do ar, $\dot{V}$ o caudal de ventilação, T_{in} e T_{ex} , respectivamente, a temperatura do ar no interior e no exterior do edifício, W_{in} e W_{ex} representam os valores da humidade absoluta do ar, respectivamente, no interior e no exterior, h_{fg} o calor latente de vaporização da água, U_{env} o coeficiente global de transferência de calor através da envolvente do edifício, A_{env} a área da envolvente, $\dot{Q}_{sol}$ a potência térmica que o edifício ganha em consequência da radiação solar e $\dot{Q}_{gi}$ a potência térmica libertada no interior do edifício.

Na figura 3.1 representa-se o volume de controlo constituído pelo espaço interior do edifício e os fluxos de calor que constituem as parcelas da equação de balanço de calor (3.1). Se os valores da temperatura e da humidade relativa do ar no interior forem superiores aos verificados no exterior, situação típica num edifício que aloja animais, apenas as duas últimas parcelas do primeiro

membro da equação (3.1) constituem ganhos de calor do edifício. A primeira parcela da equação (3.1) é representada na figura 3.1 através do símbolo $\dot{Q}_{cd,s}$, a segunda parcela por $\dot{Q}_{vtl,s}$ e a terceira por $\dot{Q}_{vtl,l}$ e, todas representam, nas circunstâncias descritas, calor libertado pelo espaço interior do edifício.

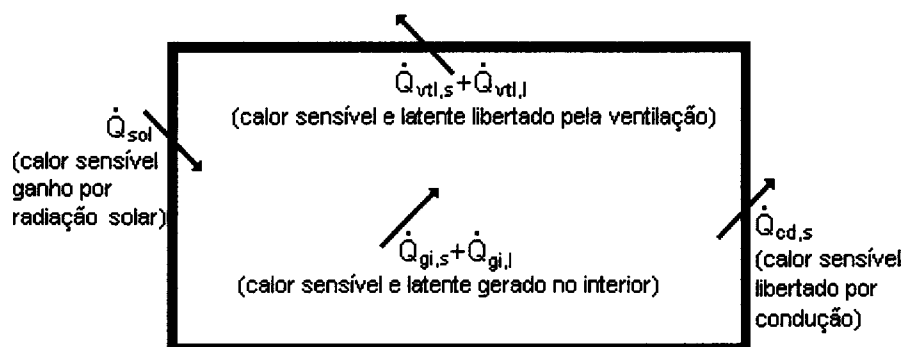


Fig. 3.1 - Balanço energético de um edifício em que os valores da temperatura e da humidade absoluta do ar no interior são superiores aos do exterior.

A carga térmica de arrefecimento é minimizada através de uma correcta concepção do edifício, isto é, através da adopção das soluções arquitectónicas e construtivas que melhor se adequem ao clima do local, às condições de funcionamento do edifício e ao microclima pretendido para o seu interior. Os principais aspectos do projecto arquitectónico a considerar são: a localização, a forma e a orientação do edifício, a inércia térmica, a resistência térmica da envolvente e a cor da superfície exterior da envolvente, a localização, as dimensões e os dispositivos de sombreamento das janelas e a vegetação nas proximidades do edifício. Em geral, a minimização da carga térmica de arrefecimento consiste em se reduzir, tanto quanto possível, os ganhos solares e os ganhos por condução através da envolvente, e em se esbater no tempo o efeito das solicitações térmicas extremas, para o que a inércia térmica do edifício pode desempenhar um importante papel.

3.2 - ARREFECIMENTO POR VENTILAÇÃO NATURAL

A ventilação natural de um espaço pode ser considerada como o resultado de dois processos, que ocorrem simultaneamente, que são o escoamento de ar através das aberturas da envolvente e o movimento do ar no seu interior, de que dependem, respectivamente, a taxa de renovação e a eficiência da ventilação. De facto, não basta que a taxa de renovação de ar seja a apropriada; é também necessário que o ar se misture convenientemente, sendo evitados fenómenos de curto-circuito, que consistem em que uma percentagem significativa de ar permaneça no interior do espaço muito menos tempo do que o tempo nominal (quociente entre o volume do espaço e o caudal de ventilação). Em geral, o primeiro processo pode ser tratado independentemente do segundo, isto é, tratado como se o ar no interior se encontrasse em equilíbrio estático. É este o princípio seguido por quase todos os modelos teóricos desenvolvidos para estudar o escoamento do ar através das aberturas da envolvente (Etheridge e Sandberg, 1996). O segundo processo dependente significativamente do primeiro, a não ser que as aberturas de ventilação estejam fechadas, ou não existam.

O caudal de renovação de ar deverá poder variar entre um mínimo, que deve ser garantido para a preservação da qualidade do ar no interior, e o caudal necessário à remoção de calor sensível e/ou de calor latente sempre que o arrefecimento e/ou a desumidificação sejam convenientes.

A ventilação de um espaço tanto pode contribuir para aumentar como para reduzir a sua carga térmica. Durante o Verão, nas regiões de clima temperado, a temperatura exterior durante o dia é, normalmente, superior à gama de temperaturas que proporcionam o conforto e, durante a noite, é inferior. Se o edifício possuir elevada inércia térmica, se os ganhos internos de calor forem

reduzidos e se a envolvente proteger o espaço interior da radiação solar e possuir uma adequada resistência térmica, deve minimizar-se a ventilação durante o dia, para se evitar o aquecimento do ar e das superfícies interiores, e deve-se intensificá-la durante a noite, para que a massa térmica do edifício liberte o calor que acumulou durante o dia, reduza a sua temperatura e readquira a capacidade de absorver calor no dia seguinte. Esta estratégia de arrefecimento, normalmente denominada por ventilação nocturna, é tanto mais eficaz quanto mais elevada for a amplitude térmica diurna do ar ambiente. Quando a amplitude térmica diurna é reduzida, como é característico das regiões de clima quente e húmido, mesmo que se cumpram as restantes condições enumeradas no parágrafo anterior, não se obtém, através da ventilação nocturna, uma redução significativa da temperatura no interior, em relação à temperatura exterior.

O conforto pode ser ainda procurado pelo aumento da velocidade do ar junto dos ocupantes, recorrendo-se à ventilação durante o dia e direccionando-se o escoamento do ar para os ocupantes, para que estes sintam o efeito do arrefecimento local associado à velocidade do ar. Já na ventilação nocturna é preferível orientar o escoamento do ar para as superfícies dos elementos com capacidade de armazenamento de calor.

No caso dos edifícios de produção animal, a energia libertada pelas fontes internas de calor é, em geral, elevada pelo que é necessário, ao longo do dia, dissipar do interior do edifício o calor em excesso, recorrendo-se à ventilação durante o dia.

Tanto a ventilação natural como as infiltrações resultam do escoamento de ar motivado pela existência de diferenciais de pressão em aberturas da envolvente do espaço considerado. Os diferenciais de pressão podem ser originados quer pelo efeito da impulsão, quer pela acção do vento.

Diferença de pressões por efeito da impulsão

A ventilação por efeito da impulsão, ou por convecção natural, é originada por diferenciais de pressão que se estabelecem em consequência da comunicação entre espaços onde o ar apresenta diferentes valores da massa volúmica. Porque o valor da massa volúmica do ar é, fundamentalmente, determinado pela sua temperatura é, por vezes, esta causa da ventilação designada de efeito térmico. No entanto, o valor da massa volúmica do ar também depende do seu conteúdo em humidade.

A variação da pressão (p) num fluido, em equilíbrio estático, é função da sua massa volúmica e da distância (z) do ponto considerado a um plano horizontal, tomado como referência, e é dada pela expressão:

$$\frac{dp}{dz} = -\rho g \quad (3.2)$$

onde g representa a aceleração da gravidade, ρ a massa volúmica do fluido e z é positivo para os pontos situados acima do plano de referência.

Consideremos que, tanto no interior como no exterior de um edifício, o ar se encontra em equilíbrio estático e que os valores da sua massa volúmica são diferentes, mas uniformes, tanto no espaço interior como no exterior. Como a diferentes valores da massa volúmica correspondem diferentes gradientes de pressão, num determinado ponto da envolvente a diferença entre os valores da pressão hidrostática exercida nas superfícies interior e exterior é dada pela expressão:

$$p_{ex} - p_{in} = p_{ex,r} - p_{in,r} - gz(\rho_{ex} - \rho_{in}) \quad (3.3)$$

onde $p_{ex,r}$ e $p_{in,r}$ representam, respectivamente, as pressões hidrostáticas, no interior e no exterior, ao nível do plano de referência.

Diferença de pressões por efeito do vento

A perturbação que um edifício introduz no escoamento do ar atmosférico, que constitui o vento, origina um campo de pressões na superfície exterior do edifício que depende da forma do edifício, da velocidade e da direcção do vento, da massa volúmica do ar e das condições da área envolvente (ASHRAE, 1997).

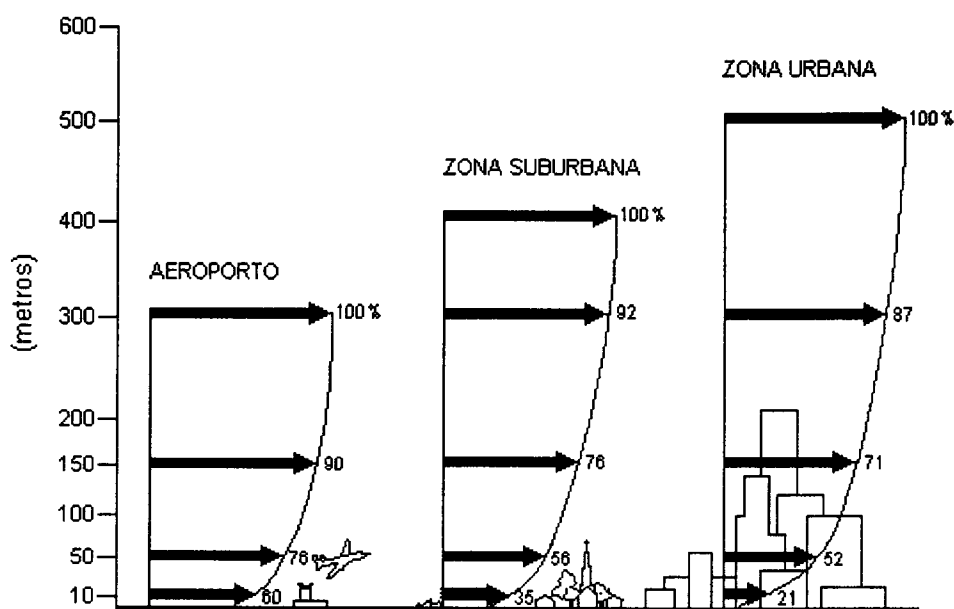


Fig. 3.2 - Perfis da velocidade média do vento, para diversos tipos de rugosidade do terreno (ASHRAE,1997).

A velocidade do vento é tanto menor quanto mais próximo da superfície do terreno se situar o ponto considerado. O tipo de perfil de velocidades, segundo a vertical, figura 3.2, depende da perturbação que a superfície do terreno provoca no escoamento do ar, dependendo, pois, da rugosidade do terreno e da forma e distribuição de obstáculos na área envolvente. Na figura 3.2 ilustram-se três tipos de perfis.

Em geral, a velocidade do vento é medida numa estação meteorológica. Para se calcular a velocidade do vento a uma determinada altura e para determinadas condições de rugosidade do terreno, eventualmente diferentes das

correspondentes ao ponto em que foi efectuada a medição, é necessário efectuar uma correcção, que pode ser a apresentada por Sherman e Grimsrud (1980, citado em Liddament, 1988):

$$v_v = \frac{\psi(z/10)^\xi}{\psi'(z'/10)^{\xi'}} v'_v \quad (3.4)$$

onde v_v e v'_v representam, respectivamente, a velocidade do vento calculada para as condições do edifício e a velocidade do vento medida; z e z' são, respectivamente, as alturas de referência do edifício e do ponto de medição; ψ e ξ são constantes dependentes da rugosidade do terreno e dos obstáculos existentes na zona envolvente do edifício; ψ' , ξ' são constantes dependentes da rugosidade do terreno e dos obstáculos na zona envolvente do local onde foi feita a medição. Na Quadro 3.1 apresentam-se os valores de ψ e ξ , segundo Sherman e Grimsrud (1980, citado em Liddament, 1988).

Classe	ξ	ψ	Descrição
I	0,10	1,30	Plano de água com uma extensão de pelo menos 5 km
II	0,15	1,00	Terreno plano com alguns obstáculos isolados
III	0,20	0,85	Área rural com edifícios baixos
IV	0,25	0,67	Área urbana, industrial ou florestal
V	0,35	0,47	Centro de uma grande cidade

Quadro 3.1 - Valores das constantes ξ e ψ , em função do tipo de terreno envolvente, para cálculo da velocidade do vento, segundo Sherman e Grimsrud (1980).

De uma forma genérica, podemos considerar que o vento, ao incidir num edifício de planta rectangular, induz pressões positivas, em relação à pressão atmosférica, na parede voltada para barlavento e negativas nas paredes laterais e na voltada a sotavento; na cobertura, a pressão é negativa na face voltada a sotavento e na superfície voltada a barlavento é positiva se a inclinação da cobertura for maior do que aproximadamente 30° e negativa em caso contrário. Se a direcção do vento é a da bissectriz ao ângulo constituído por duas paredes

contíguas a pressão é, em geral, positiva para essas duas paredes (Liddament, 1988).

O conhecimento dos valores do coeficiente de pressão, C_p , na envolvente de um edifício, permite determinar a pressão originada pela acção do vento, pois, o coeficiente de pressão é, por definição, igual ao quociente entre a pressão originada pelo vento no ponto considerado e a pressão dinâmica do vento a uma altura de referência:

$$C_p = \frac{p_d}{0,5\rho_{ex} v_v^2} \quad (3.5)$$

onde p_d representa a pressão dinâmica, ou seja, a diferença entre a pressão medida num ponto da superfície exterior do edifício e a pressão atmosférica num ponto, tomado como referência, situado na região não perturbada do escoamento; ρ_{ex} a massa volúmica do ar no exterior e v_v a velocidade do vento a uma altura tomada como referência, em geral, a altura do edifício (Etheridge e Sandberg, 1996).

O coeficiente de pressão é um número adimensional, que depende da forma do edifício, da direcção do vento, da vegetação, da forma da superfície do terreno, dos obstáculos existentes na zona envolvente e do ponto da envolvente considerado.

O coeficiente de pressão é, em geral, determinado através de medições efectuadas em modelos, em escala reduzida, que reproduzem o edifício e o espaço envolvente, ensaiados em túnel de vento (ASHRAE, 1997; Miguel, 1998). Para edifícios isolados com planta rectangular, existem disponíveis dados obtidos em túnel de vento que permitem calcular os coeficientes de pressão (ASHRAE, 1997). Para edifícios com esquinas em aresta viva o coeficiente de pressão é quase independente do número de Reynolds (Awbi, 1991). Ao longo de uma mesma parede verificam-se variações do coeficiente de pressão.

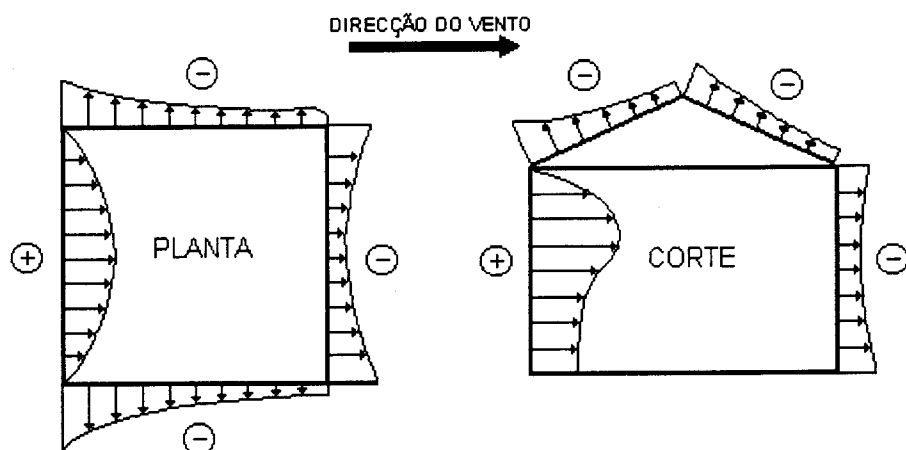


Fig. 3.3 - Campo de pressões originado pelo vento na superfície exterior de um edifício (Liddament, 1988).

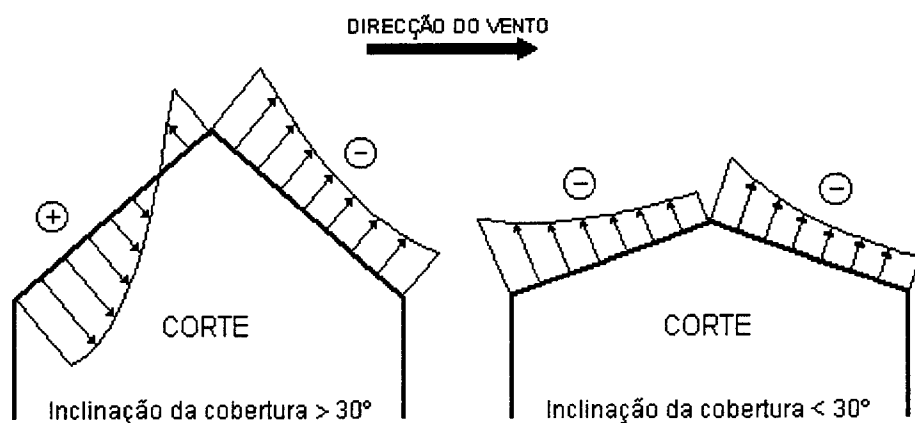


Fig. 3.4 - Campo de pressões originado pelo vento na cobertura de um edifício, conforme a sua inclinação (Liddament, 1988).

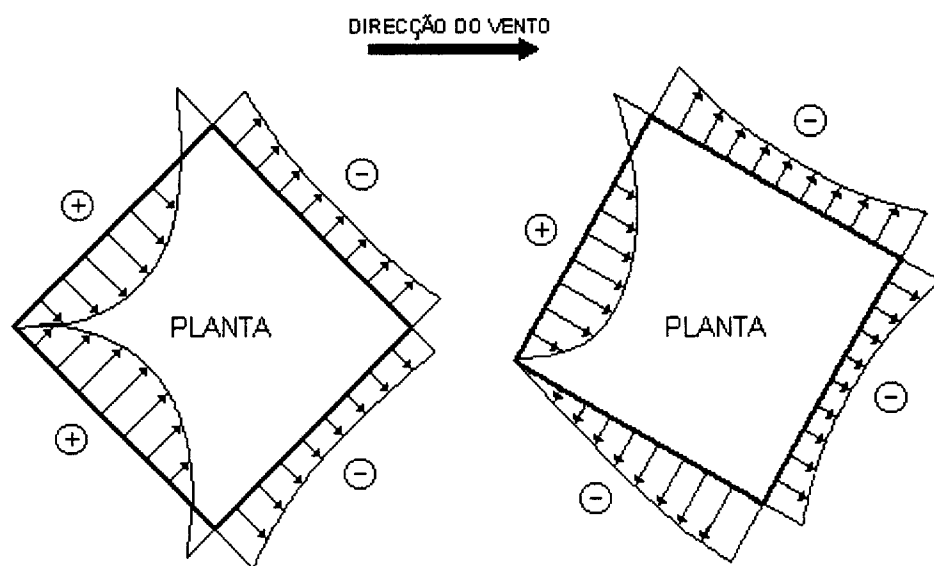


Fig. 3.5 - Campo de pressões originado pelo vento na envolvente vertical de um edifício, quando a direcção do vento não é perpendicular a nenhuma das superfícies (Liddament, 1988).

Nas figuras 3.3, 3.4 e 3.5 estão representados os campos das pressões geradas na envolvente de edifícios por acção do vento.

Para edifícios baixos (com um número de pisos acima do solo não superior a três) é habitual exprimir-se como um valor médio para cada superfície do edifício (Liddament, 1988). Segundo Swami e Chandra (1988), a utilização de valores médios do coeficiente de pressão para cada uma das superfícies exteriores, introduz um erro, geralmente da ordem dos 5%, no cálculo do caudal de ventilação em edifícios baixos. Swami e Chandra (1988), analisaram os dados obtidos por oito investigadores e obtiveram, por regressão não linear, uma expressão, com um coeficiente de correlação de 0,80, que permite calcular o coeficiente de pressão médio de cada uma das superfícies exteriores de um edifício baixo:

$$C_p = \ln[1,248 - 0,703\sin\left(\frac{\theta_v}{2}\right) - 1,175\sin^2\theta_v + 0,131\sin^3(2\theta_v G) + 0,769\cos\left(\frac{\theta_v}{2}\right) + 0,07G^2\sin^2\left(\frac{\theta_v}{2}\right) + 0,717\cos^2\left(\frac{\theta_v}{2}\right)] \quad (3.6)$$

onde θ_v representa o ângulo, em graus, entre a direcção do vento e a normal à superfície no sentido do exterior e G representa o logaritmo natural do quociente entre a largura da parede em questão e a largura da parede adjacente.

Os valores instantâneos da velocidade do vento apresentam uma elevada variabilidade temporal, motivada pela turbulência do movimento do ar. Na ventilação de espaços confinados com aberturas de um só lado, a flutuação da velocidade instantânea do vento desempenha um papel importante (Liddament, 1988). Já nos edifícios em que a ventilação é transversal, o caudal de ventilação por acção do vento depende, fundamentalmente, dos valores médios da velocidade do vento, sendo, geralmente, considerados intervalos de tempo de 10 a 30 minutos (Etheridge e Sandberg, 1996). Nos edifícios para produção

animal, os condicionalismos arquitectónicos e de ordenamento, geralmente, não impedem a concretização da ventilação transversal, pelo que é este o tipo de ventilação que se considera.

3.2.1 - Escoamento do ar através de uma abertura

O escoamento de ar através de uma abertura é originado pela existência de um diferencial de pressão. A relação entre o caudal de ar ($\dot{V}$) escoado através de uma abertura e a diferença de pressão (Δp) que nela se verifica pode ser expressa através da seguinte equação empírica (Allard e Alvarez, 1998):

$$\dot{V} = K(\Delta p)^n \quad (3.7)$$

onde K e n representam constantes, sendo a primeira função da geometria da abertura e a segunda função das características do escoamento. O valor da constante n varia entre 0,5 e 1, valores que correspondem, respectivamente, ao escoamento turbulento completamente desenvolvido e ao escoamento laminar. As aberturas existentes na envolvente de um edifício, podem classificar-se em grandes e pequenas aberturas. Segundo o critério estabelecido na British Standard 5925, as grandes aberturas têm dimensões características superiores a 10 mm (Awbi, 1991). As pequenas aberturas são, fundamentalmente, constituídas por frinchas, fissuras e outras aberturas não intencionais e, através delas o escoamento do ar não é, em geral, nem turbulento nem laminar; por esse motivo, para este tipo de aberturas, é, normalmente, adoptado o valor para n , a introduzir na equação (3.7), de 0,67 (Santamouris, 1998).

Através duma grande abertura o escoamento do ar tende a ser turbulento. Consideremos que o diferencial de pressão que se verifica numa grande abertura se deve à acção combinada da impulsão e do vento, que o escoamento do ar na abertura se processa num só sentido e que o diferencial de pressão se

pode considerar uniforme em toda a área da abertura. Na figura 3.6 representa-se esquematicamente a situação descrita.

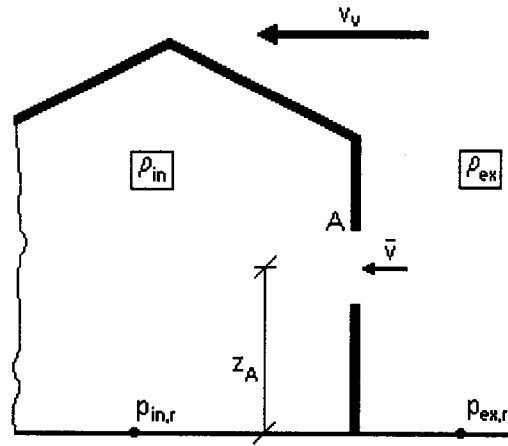


Fig. 3.6 - Escoamento de ar através de uma abertura, originado pelos efeitos térmico e dinâmico.

O diferencial de pressão é igual à perda de carga correspondente ao escoamento do ar através da abertura:

$$\left| p_{ex,r} - p_{in,r} - g z_A (\rho_{ex} - \rho_{in}) + C_{p,A} \frac{\rho}{2} v_v^2 \right| = \zeta_A \frac{1}{2} \rho_A \bar{v}^2 \quad (3.8)$$

onde $p_{ex,r}$ e $p_{in,r}$ representam, respectivamente, as pressões exterior e interior no plano de referência, ζ_A representa o coeficiente de perda de carga localizada da abertura, ρ_A a massa volúmica do ar que atravessa a abertura, $\bar{v}$ a velocidade média de escoamento do ar através da abertura e z_A representa a distância do centro geométrico da abertura ao plano horizontal de referência.

Da resolução da equação (3.8) em ordem a $\bar{v}$ e da multiplicação do resultado pela área da abertura, obtém-se a seguinte expressão para o caudal escoado pela abertura:

$$\dot{V} = A_A \sqrt{\frac{1}{\zeta_A} \left| \frac{2(p_{ex,r} - p_{in,r}) - 2gz_A(\rho_{ex} - \rho_{in})}{\rho_A} + C_{p,A} v_v^2 \right|} \quad (3.9)$$

Na equação (3.9), pode considerar-se que a massa volúmica do ar que atravessa a abertura é a do ar exterior ou interior, conforme a abertura seja, respectivamente, de admissão ou de exaustão.

Se a diferença entre os valores da massa volúmica do ar no interior e no exterior for, fundamentalmente, consequência da diferença entre as suas temperaturas, sendo irrelevante a contribuição de outros factores, como a diferença entre os valores da humidade absoluta, temos que, segundo a aproximação de Boussinesq:

$$(\rho_{ex} - \rho_{in}) = \rho\beta(T_{in} - T_{ex}) \quad (3.10)$$

onde β representa o coeficiente de dilatação térmica do ar, cujo valor é aproximadamente igual ao inverso do valor da temperatura absoluta.

A perda de carga que uma abertura provoca no escoamento é, normalmente, expressa em termos de coeficiente de descarga, dado pela expressão:

$$C_d = \sqrt{1/\zeta} \quad (3.11)$$

O coeficiente de descarga é um número adimensional que depende da geometria da abertura e do número de Reynolds do escoamento (ASHRAE, 1997). Teoricamente os valores do coeficiente de descarga variam entre 0,61 e 0,98, respectivamente para aberturas com arestas vivas e com bocal em forma de trompa (Allard e Utsumi, 1992). Para janelas de edificios, com escoamento de ar num só sentido, verifica-se que a generalidade dos autores indicam valores compreendidos entre 0,60 e 0,65 para o respectivo coeficiente de descarga.

A ASHRAE (1997) indica o valor 0,65 para o coeficiente de descarga de aberturas em que a ventilação se deve ao efeito de impulsão e em que o escoamento de ar se processa num só sentido. Swami e Chandra (1988) recomendam para coeficiente de descarga de uma janela de geometria não especificada, o valor de 0,62. Segundo Etheridge e Sandberg (1996), desde que o diâmetro hidráulico da abertura seja suficientemente grande para que se obtenham números de Reynolds de valor elevado, isto é muito maior do que 100, pode considerar-se o coeficiente de descarga de valor constante e igual a 0,60, para a generalidade das portas e janelas abertas.

3.2.2 - Caudal de ventilação de um espaço confinado

O campo de pressões que se estabelece no interior e no exterior de um espaço confinado está condicionado à satisfação da equação da continuidade, segundo a qual o caudal mássico que entra nesse espaço é igual ao caudal mássico que dele sai. Assim, a diferença entre a pressão interior e a pressão exterior, num determinado ponto da envolvente, depende das solicitações térmica e dinâmica e das características e distribuição das aberturas que nela existam.

Se o diferencial de pressão na envolvente se deve apenas ao efeito da impulsão, o cumprimento da equação da continuidade determina a posição do plano neutro, plano que abrange os pontos para os quais são iguais as pressões exterior e interior. A consideração da posição do plano neutro conduz a que se possa apresentar a equação (3.3) sob a forma:

$$p_{ex} - p_{in} = g(n - z)(\rho_{ex} - \rho_{in}) \quad (3.12)$$

onde z e n são as cotas, respectivamente, do ponto considerado e do plano neutro, referidas a um plano horizontal de referência.

Pela equação (3.12) se verifica que, se $\rho_{in} < \rho_{ex}$, situação que pode corresponder a uma temperatura do ar no interior superior à que se verifica no exterior, o ar entra no edifício pelas aberturas situadas abaixo do plano neutro, porque aí $p_{in} < p_{ex}$, e sai pelas aberturas situadas acima do plano neutro. Se $\rho_{in} > \rho_{ex}$, os escoamentos processam-se nos sentidos inversos. Representam-se esquematicamente estas duas situações através das figuras 3.7 e 3.8.

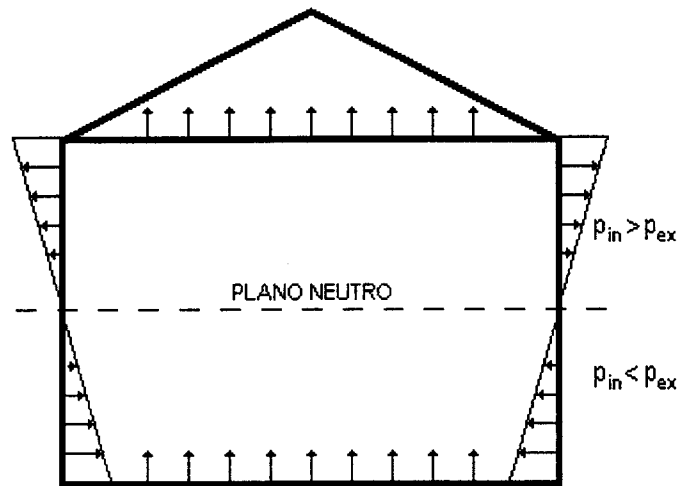


Fig. 3.7- Diferença de pressões por efeito térmico - temperatura interior superior à temperatura exterior (ASHRAE, 1997).

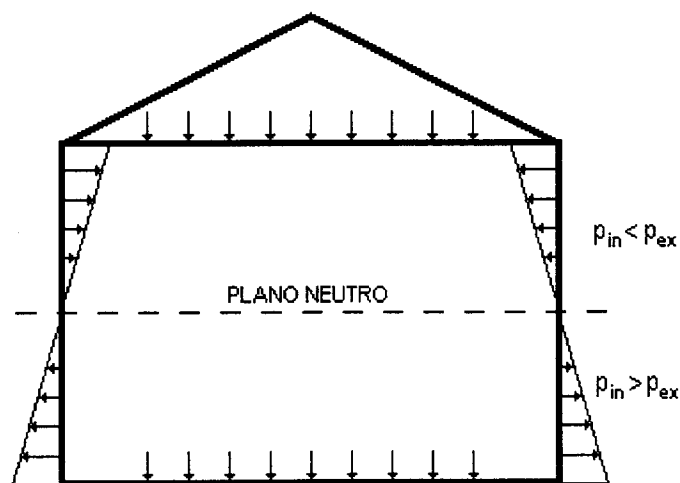


Fig. 3.8 - Diferença de pressões por efeito térmico - temperatura interior inferior à temperatura exterior.

Dados os valores assumidos pela massa volúmica do ar, na generalidade das situações pode considerar-se que o quociente entre os valores da massa volúmica do ar no interior e no exterior de um edifício é aproximadamente igual à unidade. Consequentemente, pode admitir-se que existe igualdade entre os caudais volúnicos de ar de entrada e de saída do espaço considerado. Consideremos que na envolvente desse espaço existem n aberturas dispostas em vários níveis e que o diferencial de pressão é uniforme em cada abertura. A igualdade entre os caudais de entrada e de saída conduz à expressão que permite calcular a posição do plano neutro:

$$\sum_{i=1}^n C_{d,i} A_i \frac{|n - z_i|^{3/2}}{n - z_i} = 0 \quad (3.13)$$

A_i , $C_{d,i}$ e z_i representam, respectivamente, a área, o coeficiente de descarga e a cota do centro geométrico da abertura de ordem i .

Consideremos a situação em que as aberturas se dispõem, exclusivamente, em dois níveis e em que se pode considerar que o coeficiente de descarga de todas as aberturas tem igual valor. A expressão (3.13) simplifica-se e a distância (n_1) do centro geométrico das aberturas inferiores ao plano neutro é dada pela expressão:

$$n_1 = \frac{\Delta h}{1 + (A_1/A_2)^2} \quad (3.14)$$

onde A_1 e A_2 são, respectivamente, as somas das áreas das aberturas, respectivamente, dos níveis inferior e superior e Δh o desnível entre os seus centros geométricos.

Para que a equação (3.14) seja válida é necessário que o plano neutro não intersecte qualquer abertura de ventilação.

Na ausência de vento e num edifício sem compartimentação interior, a posição do plano neutro é independente da diferença entre os valores da temperatura do ar no interior e no exterior (Chastain e Colliver, 1989) e depende apenas da distribuição, segundo a vertical, das aberturas na envolvente, da resistência oferecida por cada abertura ao escoamento de ar e da resistência ao escoamento, segundo a vertical, no interior do edifício (ASHRAE, 1997).

O funcionamento de um sistema mecânico de extracção de ar provoca a subida do nível do plano neutro, se a massa volúmica do ar no interior for inferior à que se verifica no exterior; no caso contrário, o nível do plano neutro desce (ASHRAE, 1997). A ocorrência de infiltrações também influencia a posição do plano neutro; se as aberturas, por onde se processam as infiltrações, não se distribuem uniformemente pela envolvente, o plano neutro desloca-se para o lado onde existe a maior concentração de aberturas.

O caudal de ventilação para um edifício com um determinado número de aberturas, das quais m estão situadas de um dos lados do plano neutro, pode ser determinado pela expressão:

$$\dot{V} = \sqrt{2g \frac{\Delta\rho}{\rho}} \sum_{i=1}^m C_{d_i} A_i \sqrt{|n - z_i|} \quad (3.15)$$

com $\Delta\rho = |\rho_{\text{ex}} - \rho_{\text{in}}|$.

No cálculo do caudal de ventilação é ainda admissível que se considere a igualdade entre caudais volúnicos de admissão e de exaustão e ainda que, em vez de se considerar o valor da massa volúmica do ar em cada uma das aberturas, se considere o seu valor médio.

Consideremos a ventilação, por acção do vento e da impulsão, de um espaço confinado, sem compartimentação interior e onde as aberturas de ventilação se

distribuem por dois níveis, sendo idênticas as aberturas de cada um dos níveis e, além disso, a distribuição das aberturas na envolvente do edifício é de forma a que se possa considerar que o coeficiente de pressão têm um valor idêntico para as aberturas de cada um dos níveis. Consideremos ainda que as aberturas de um dos níveis são apenas de admissão de ar e as do outro apenas de exaustão. Seja Δh a distância, segundo a vertical, entre os centros geométricos das aberturas e $C_{p,1}$ e $C_{p,2}$ os coeficientes de pressão que se verificam, respectivamente, nas aberturas do nível inferior e do nível superior. O diferencial de pressão é igual à soma das perdas de carga que ocorrem no escoamento:

$$\left| g\Delta h(\rho_{ex} - \rho_{in}) + (C_{p,1} - C_{p,2}) \frac{1}{2} \rho_{ex} v_v^2 \right| = \zeta_1 \frac{1}{2} \rho_1 v_1^2 + \zeta_2 \frac{1}{2} \rho_2 v_2^2 \quad (3.16)$$

onde v representa o valor médio da velocidade do ar nas aberturas, ζ representa o coeficiente de perda de carga localizada numa abertura, ρ a massa volúmica do ar e os índices 1 e 2 representam, respectivamente, os níveis inferior e superior.

Para as condições que, geralmente, ocorrem no interior e no exterior dos edifícios, a diferença entre os valores da massa volúmica do ar no interior e no exterior têm muito maior significado do que os seus valores em termos absolutos (Bansal et al., 1993), pelo que se pode considerar $\rho_{in} \cong \rho_{ex} \cong \bar{\rho}$, com $\bar{\rho} = (\rho_{in} + \rho_{ex})/2$.

Sejam A_1 e A_2 as somas das áreas das aberturas, respectivamente do nível inferior e do nível superior. Pode-se considerar que o caudal do ar de admissão é igual ao caudal de ar de exaustão. Substituindo, na equação (3.16), v_2 por $v_1 A_1/A_2$, resolvendo-a em ordem a $v_1 A_1$ e exprimindo as perdas de carga através dos coeficientes de descarga das aberturas, obtém-se:

$$\dot{V} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{C_{d,1}^2 A_1^2} + \frac{1}{C_{d,2}^2 A_2^2}}} \sqrt{2g\Delta h \frac{\rho_{ex} - \rho_{in}}{\bar{\rho}} + (C_{p,1} - C_{p,2})v_v^2} \quad (3.17)$$

O caudal de ventilação de um espaço confinado pelo efeito combinado do vento e da impulsão, pode também ser calculado a partir dos valores dos caudais que ocorreriam se cada uma dessas acções se exercesse separadamente e usando a expressão (Etheridge e Sandberg, 1996; ASHRAE, 1997):

$$\dot{V} = \sqrt{\dot{V}_d^2 + \dot{V}_{ip}^2} \quad (3.18)$$

onde $\dot{V}_d$ e $\dot{V}_{ip}$ representam os caudais de ventilação que ocorreriam se apenas se exercesse, respectivamente, a acção dinâmica do vento e a acção da impulsão.

Porque existe interacção entre os efeitos da impulsão e do vento (Sinden, 1978), da utilização da equação (3.18) advém um erro, cuja grandeza depende das características de escoamento, das aberturas e da sua distribuição na envolvente (Etheridge e Sandberg, 1996). Quando predomina uma das acções, a do vento ou a da impulsão, o valor encontrado através da equação (3.18) desvia-se pouco da realidade. Se os contributos das duas acções são idênticos, pode-se estimar em 20 a 25% o erro cometido pelo uso da equação (3.18) (Andersen, 1995).

3.2.3 - Intensificação da ventilação natural por acção da energia solar

Nas regiões de clima temperado, a diferença entre os valores da temperatura do ar no interior e no exterior dos edifícios pode não ser suficiente para que, na ausência de vento, o efeito de impulsão garanta sempre o caudal de ventilação necessário (Bansal et al., 1993). Surge então a oportunidade de a ventilação natural dos edifícios poder ser intensificada através da energia solar. Para esse

efeito podem ser utilizadas chaminés solares (Bouchair et al. 1988; Awbi e Gan, 1992; Oliveira et al., 1997).

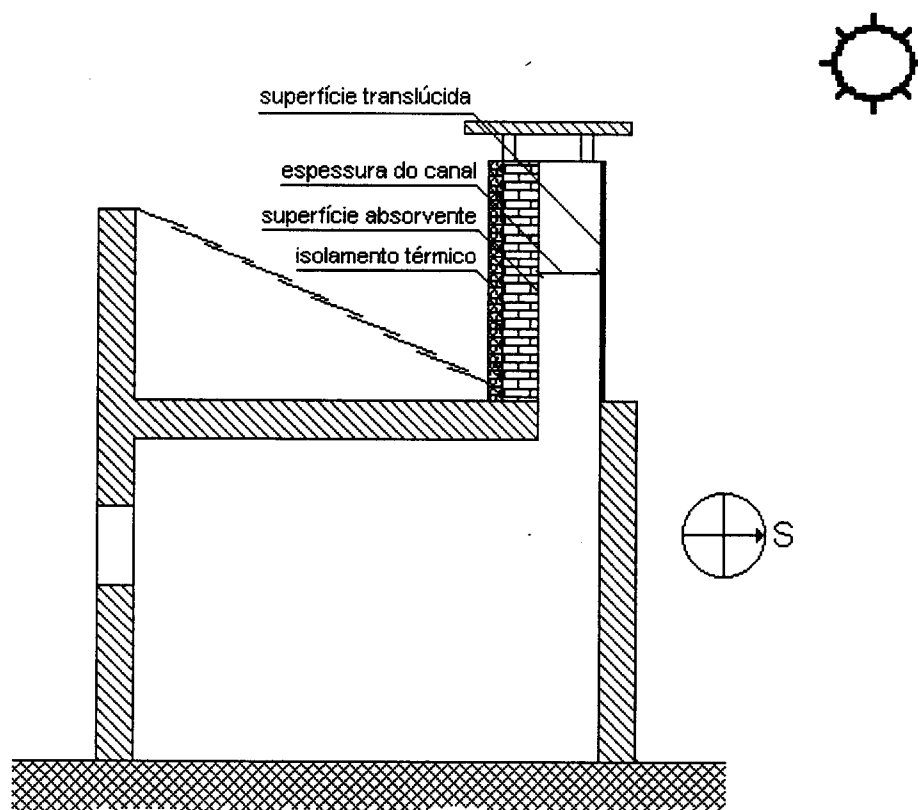


Fig. 3.9 - Chaminé solar.

Uma chaminé solar não é mais do que uma chaminé dotada de colector solar. Através da radiação solar, proporciona-se o aquecimento das superfícies interiores da chaminé. O ar, ao percorrer a chaminé aquece, expande-se e sobe, arrastando consigo ar vindo do interior do edifício.

Para se maximizar a ventilação através da energia solar, uma das paredes laterais de maiores dimensões deve ser constituída por um material tanto quanto possível transparente em relação à radiação de pequeno comprimento de onda e opaco à radiação de grande comprimento de onda e, no hemisfério Norte, deve ser orientada para Sul ou Sudoeste (Awbi, 1994). Designamos esta superfície por superfície translúcida. Mesmo para valores do fluxo da radiação solar

incidente na superfície translúcida da chaminé relativamente reduzidos (da ordem dos 300 W/m^2) pode já ser significativa a intensificação da ventilação natural (Correia da Silva et al., 1997).

A superfície interior da parede da chaminé, que designamos por superfície absorvente, que é paralela à superfície translúcida, deve possuir um coeficiente de absorção elevado.

A distância entre as duas superfícies citadas não deve ser superior a 0,2 m, já que para valores superiores se verifica que o caudal diminui, o que está relacionado com a espessura das camadas limite que se desenvolvem junto de cada superfície.

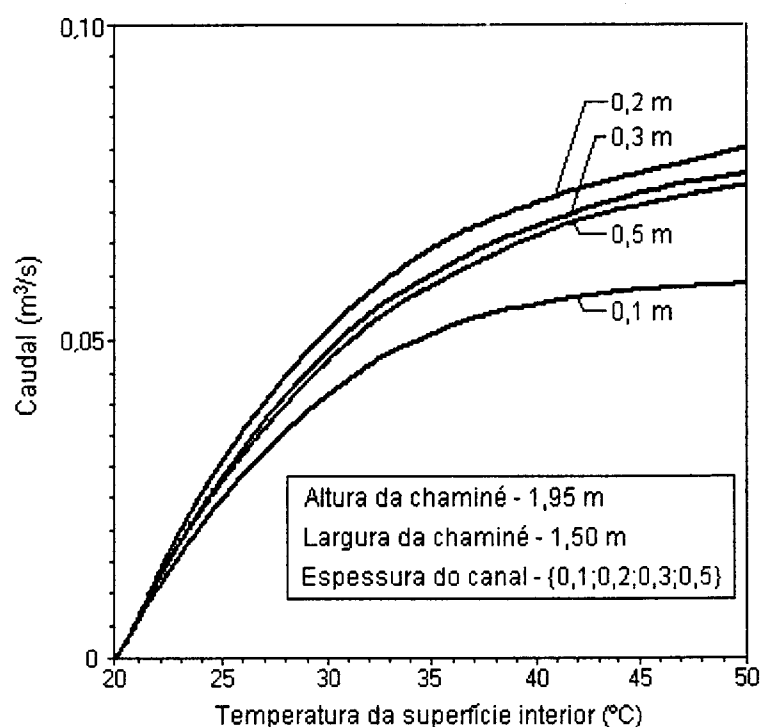


Fig. 3.10 - Caudal escoado através da chaminé solar em função da temperatura da superfície interior absorvente, para vários valores da espessura de canal. (Bouchair et al., 1988).

Na figura 3.10 apresentam-se os valores do caudal escoado através duma chaminé solar, em função da temperatura da superfície interior, para vários

valores da espessura de canal e mantendo-se a temperatura do ar à entrada da chaminé igual a 20°C (Bouchair et al., 1988).

Uma vantagem do uso da chaminé solar é a capacidade que tem para auto-regular o seu funcionamento, isto é, quanto mais quente for o dia, mais o ar tende a aquecer e, conseqüentemente, o caudal de ventilação tende a aumentar. Os parâmetros críticos no projecto de uma chaminé solar são a altura, a área da secção transversal e a diferença entre as temperaturas do ar à entrada e à saída do sistema de aquecimento do ar (Bansal et al., 1993).

Associação de chaminé solar com torre de vento

As torres de vento, designadas em persa por “baud-geers”, constituem uma forma de arrefecimento natural, tanto pelo aproveitamento do vento para intensificar o movimento do ar no interior do edifício, como pelo aproveitamento da inércia térmica das paredes que constituem a torre (Bahadori, 1978, 1985).

A torre de vento funciona de várias formas, conforme a hora do dia e a ocorrência ou não de vento. De dia, na ausência de vento, o ar quente entra na torre através das aberturas existentes na sua parte superior e arrefece ao contactar com as superfícies interiores da chaminé; conseqüentemente, desce, entrando no edifício. Se houver vento, aumenta a velocidade de escoamento do ar na chaminé, no sentido descendente e, conseqüentemente, é mais elevado o coeficiente de convecção. À noite, se não houver vento, a torre funciona como chaminé, já que o calor armazenado nas suas paredes aquece o ar que com elas contacta, obrigando-o a subir; se houver vento o ar entra no edifício depois de ter passado pela chaminé, o que eleva a sua temperatura (Bahadori, 1978, 1985).

Bansal et al. (1994) estudaram a ventilação natural conseguida com a conjugação duma torre de vento com chaminés solares, como mostra a figura 3.11. Neste sistema, a entrada do ar processa-se pela torre de vento, que possui no topo uma abertura orientada a barlavento. A saída do ar processa-se através de chaminés solares.

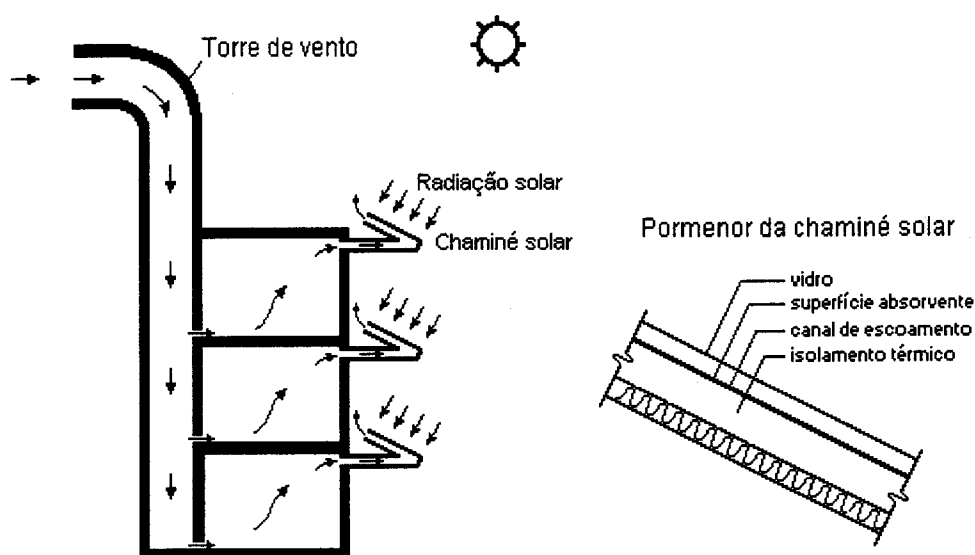


Fig. 3.11 - Conjugação de chaminé solar com torre de vento proposta por Bansal et al. (1994).

Caudal de ventilação proporcionado por uma chaminé solar

Para se calcular o caudal de ventilação proporcionado por uma chaminé solar é necessário prever o valor da temperatura do ar à saída da chaminé, que está intimamente ligado aos valores da temperatura do ar à entrada e das temperaturas das superfícies interiores da chaminé.

As expressões que permitem calcular o valor da temperatura do ar à saída da chaminé solar, que se apresentam a seguir, baseiam-se nos modelos teóricos de previsão do comportamento térmico de colectores solares a ar desenvolvidos

por Duffie e Beckman (1974, 1991), Oliveira Fernandes et al. (1981) e Ong (1995).

Consideremos o modelo de chaminé representado na figura 3.9. As temperaturas das superfícies interiores da chaminé solar e do ar que por ela se escoia, podem ser calculadas através da consideração das equações de balanço de calor para a placa de vidro, para a superfície absorvente e para o ar.

A transferência de calor entre as superfícies interiores da chaminé solar e o ar que se escoia através dela, processa-se, no caso geral, por convecção mista. O coeficiente de convecção (h_c) pode ser calculado a partir dos valores dos coeficientes de convecção forçada e natural, pela seguinte expressão:

$$h_c = \sqrt[3]{h_{c,f}^3 + h_{c,n}^3} \quad (3.19)$$

onde $h_{c,f}$, $h_{c,n}$ representam, respectivamente, os valores do coeficiente de convecção se ocorresse isoladamente, respectivamente, a convecção forçada e a convecção natural.

O escoamento do ar no interior duma chaminé solar é, em geral, turbulento. De facto, o escoamento seria laminar se o valor do número de Reynolds fosse inferior a 2300, o que, para um diâmetro hidráulico igual a 0,4 m e para os valores correntes da viscosidade cinemática do ar, ocorreria para valores da velocidade de escoamento inferiores a 0,08 m/s. O escoamento turbulento torna-se termicamente bem desenvolvido a uma distância da secção de entrada de 4 m. Desde que a distância percorrida pelo ar no interior da chaminé seja inferior a 4 m, o que em geral acontece, pode-se quantificar a transferência de calor por convecção no interior da chaminé através das relações aplicáveis a superfícies planas verticais.

O coeficiente de convecção natural pode ser calculado a partir da expressão estabelecida por McAdams (1954), que caracteriza a transferência de calor por convecção natural em relação a uma superfície vertical, para escoamento turbulento:

$$Nu = 0,1Ra^{1/3} \quad (3.20)$$

onde Nu, Ra representam, respectivamente, os números de Nusselt e de Rayleigh, tendo os valores 0,1 e 1/3 sido indicados por Bayley (1955) e por Warner e Arpaci (1968, citados em Özisik, 1985/1990).

O coeficiente de convecção forçada pode ser calculado a partir da expressão que caracteriza a transferência de calor por convecção forçada entre uma superfície plana e um fluido em escoamento turbulento com direcção paralela à superfície. A expressão, conhecida por analogia de Colburn, é a que a seguir se apresenta e a sua validade está limitada às situações em que o valor do número de Prandtl (Pr) está compreendido entre 0,6 e 60 (Incropera e DeWitt, 1996).

$$Nu = 0,0296 Re^{0.8} Pr^{1/3} \quad (3.21)$$

onde Re representa o número de Reynolds.

A equação de balanço de calor para o ar em escoamento, consiste na igualdade entre a quantidade de calor transferida, por convecção, das superfícies interiores da chaminé para o ar em escoamento e a quantidade de calor ganha pelo ar, traduzida no aumento da sua temperatura. À medida que o ar vai progredindo na chaminé, a sua temperatura vai aumentando, segundo a equação:

$$\frac{\rho \dot{V}_{ch} c_p}{B_{ch}} \times \frac{\partial T(y)}{\partial y} = h_{c,tr} [T_{tr} - T(y)] + h_{c,ab} [T_{ab} - T(y)] \quad (3.22)$$

ρ e c_p representam a massa volúmica e a capacidade térmica mássica a pressão constante do ar, $T(y)$, T_{tr} e T_{ab} representam, respectivamente, as temperaturas do

ar no interior da chaminé à distância y da entrada da chaminé, da superfície translúcida e da superfície absorvente, B_{ch} é a largura da chaminé, $\dot{V}_{ch}$ é o caudal de ar escoado pela chaminé, $h_{c,ab}$ e $h_{c,tr}$ representam, respectivamente, os coeficientes de transferência de calor por convecção entre o ar e a superfície absorvente e entre o ar e a superfície translúcida da chaminé.

Despreza-se a quantidade de calor transferida entre o ar e as duas superfícies laterais do interior da chaminé (topos).

A temperatura do ar no interior da chaminé, num ponto à distância y da entrada, obtém-se a partir da solução da equação diferencial (3.22), que satisfaz a condição fronteira: $T=T_{in}$ para $y=0$ e supondo que os coeficientes de convecção não dependem da temperatura e não variam espacialmente:

$$T(y) = \frac{h_{c,tr} T_{tr} + h_{c,ab} T_{ab}}{h_{c,tr} + h_{c,ab}} + \left(T_{in} - \frac{h_{c,tr} T_{tr} + h_{c,ab} T_{ab}}{h_{c,tr} + h_{c,ab}} \right) \exp \left[- \frac{(h_{c,tr} + h_{c,ab}) B_{ch} y}{\rho \dot{V}_{ch} c_p} \right] \quad (3.23)$$

A temperatura média do ar no interior da chaminé ($\bar{T}_{ch}$) é dada pela expressão:

$$\bar{T}_{ch} = \frac{1}{L_{ch}} \int_0^{L_{ch}} T(y) dy \quad (3.24)$$

onde L_{ch} representa a distância entre a entrada e a saída da chaminé segundo a direcção do escoamento.

Ou seja:

$$\bar{T}_{ch} = \frac{h_{c,tr} T_{tr} + h_{c,ab} T_{ab}}{h_{c,tr} + h_{c,ab}} + \left(T_{in} - \frac{h_{c,tr} T_{tr} + h_{c,ab} T_{ab}}{h_{c,tr} + h_{c,ab}} \right) \times \frac{1 - \exp \left[- \frac{(h_{c,tr} + h_{c,ab}) B_{ch} L_{ch}}{\rho \dot{V}_{ch} c_p} \right]}{\frac{(h_{c,tr} + h_{c,ab}) B_{ch} L_{ch}}{\rho \dot{V}_{ch} c_p}} \quad (3.25)$$

A temperatura do ar à saída da chaminé (T_{sa}) é dada pela expressão que se obtém substituindo na equação (3.23) y por L_{ch} :

$$T_{sa} = \frac{h_{c,tr} T_{tr} + h_{c,ab} T_{ab}}{h_{c,tr} + h_{c,ab}} + \left(T_{in} - \frac{h_{c,tr} T_{tr} + h_{c,ab} T_{ab}}{h_{c,tr} + h_{c,ab}} \right) \exp \left[- \frac{(h_{c,tr} + h_{c,ab}) B_{ch} L_{ch}}{\rho \dot{V}_{ch} c_p} \right] \quad (3.26)$$

O caudal de ventilação proporcionado pela chaminé solar ($\dot{V}_{ch}$) pode ser calculado através da equação (Awbi e Gan, 1992):

$$\dot{V}_{ch} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{C_d^2 A_{sa}^2} + \frac{1}{C_d^2 A_{en}^2}}} \sqrt{2g\Delta h \frac{T_{sa} - T_{en}}{\bar{T}_{ch}}} \quad (3.27)$$

onde T_{en} representa a temperatura do ar na abertura de entrada, Δh o desnível entre as aberturas de entrada e de saída, A_{en} e A_{sa} as áreas das aberturas de entrada e de saída e C_d o coeficiente de descarga de cada uma das aberturas.

Esta equação não é mais do que a equação (3.17), com aplicação da aproximação de Boussinesq e para uma velocidade de vento nula.

3.3 - ARREFECIMENTO PELO SOLO

A elevada inércia térmica do solo, consequência das suas propriedades físicas e dimensões, confere-lhe capacidade para ser utilizado quer como sumidouro quer como fonte de calor. No Verão, nas regiões de clima mediterrânico, a temperatura do solo a uma profundidade de vários metros é inferior à temperatura média diária do ar no exterior e acentuadamente inferior à temperatura do ar que habitualmente se verifica durante o dia, no exterior. Na figura 3.12 representam-se os valores das temperaturas do ar em Lexington, Kentucky, E.U.A. e, para um solo com a difusibilidade térmica de $6,4 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, os valores previstos para a temperatura do solo a várias profundidades (Labs, 1989). A zona sombreada representa o conjunto de valores da temperatura do ar.

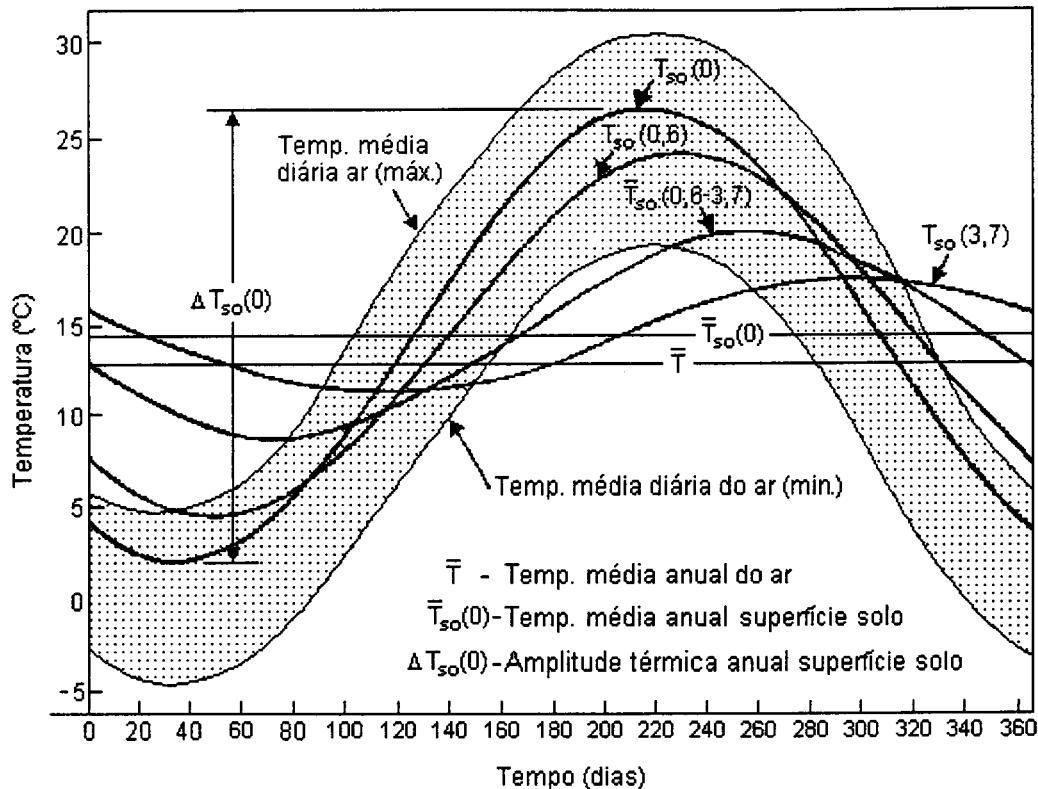


Fig. 3.12 - Variação anual da temperatura do solo às profundidades de 0,6 m - $T_{so}(0,6)$ e de 3,7 m - $T_{so}(3,7)$ e do seu valor médio entre estas duas profundidades - $\bar{T}_{so}(0,6-3,7)$ em Lexington (E.U.A.) (Labs, 1989).

Dada a inércia térmica do solo, a onda de calor constituída pela variação da temperatura da superfície do solo ao longo do ano sofre um apreciável amortecimento e atraso, tanto maiores quanto maior a profundidade considerada. A estabilidade da temperatura do solo pode ser aproveitada como meio de arrefecer os edifícios no Verão (e de os aquecer no Inverno), sendo essa capacidade tanto mais efectiva, quanto mais elevadas forem as amplitudes térmicas anual e diária do ar ambiente. A temperatura do solo, a uma profundidade de vários metros, tem um valor quase constante e próximo da temperatura média anual da sua superfície (Givoni, 1994).

No entanto, podem conseguir-se valores da temperatura do solo inferiores àqueles que naturalmente ocorreriam. Fundamentalmente, pode-se interferir ao nível dos processos de transferência de calor entre a superfície do solo e a

atmosfera. Pode-se mesmo conseguir uma temperatura média da superfície do solo inferior à temperatura média do ar pela combinação dos seguintes tratamentos: sombreamento do solo, evaporação de água a partir da sua superfície e redução da quantidade de calor transferido, por convecção, do ar para a superfície. Ensaio efectuados em Israel e no norte da Florida demonstraram ser possível baixar a temperatura média, durante o Verão, da superfície do solo em 8 a 10°C em relação à verificada em solo vizinho sem qualquer protecção ou revestimento (Givoni, 1994).

O saldo entre o calor absorvido e o calor emitido pela superfície do solo por radiação traduz-se, em geral, num ganho de calor no Verão e numa perda no Inverno. O sombreamento permanente do solo reduz tanto a quantidade de calor ganha durante o Verão como a quantidade de calor perdida durante o Inverno, mas, globalmente, a temperatura do solo baixa em consequência do sombreamento. Se o solo for sombreado durante o Verão e exposto durante o Inverno, por exemplo através de árvores de folha caduca, consegue-se um ainda maior abaixamento da sua temperatura. No Verão, o calor recebido pelo solo, proveniente da radiação solar, é superior ao calor libertado por radiação de grande comprimento de onda, pelo que o sombreamento reduz o aquecimento do solo. No Inverno, o calor libertado por radiação de longo comprimento de onda é superior ao calor recebido por radiação solar, pelo que a ausência de sombreamento permite um maior arrefecimento da superfície do solo. O sombreamento da superfície do solo também pode ser conseguido com uma camada de brita ou de estilha de madeira, material que deve ser de cor clara. O facto de o ar frio atravessar a camada, atingindo o solo, compensa o menor arrefecimento do solo por radiação em consequência do sombreamento persistir durante todo o ano, sendo, em termos de arrefecimento do solo, favorável a existência da camada de material granular quando comparada com a ausência de sombreamento.

Por convecção, normalmente a superfície do solo perde calor no Verão e ganha-o no Inverno. Com sombreamento e evaporação de água é possível, mesmo no Verão, manter a temperatura do solo inferior à temperatura do ar. Nestas circunstâncias, devem dificultar-se as trocas de calor por convecção durante todo o ano, por exemplo através de uma camada de material desagregado.

A dissipação de calor do edifício para o solo pode processar-se por contacto directo ou indirecto (Mihalakakou et al., 1997).

O arrefecimento pelo solo por contacto directo consegue-se pela transferência de calor por condução entre o edifício e o solo, através duma área considerável da envolvente do edifício, dotada de reduzida resistência térmica. Se a temperatura do solo em contacto com o edifício é, no Inverno, inferior à gama de temperaturas pretendidas, o fraco isolamento térmico da área de contacto do edifício com o solo é prejudicial. Por esse motivo, este método é de aplicação viável em regiões onde os Invernos não sejam muito frios.

O arrefecimento pelo solo por contacto indirecto consiste na utilização de um fluido que transfira o calor do edifício para o solo. Com o arrefecimento por contacto indirecto as trocas de calor entre o edifício e o solo podem ser controladas, podendo ser intensificadas ou minimizadas. A forma de arrefecimento por contacto indirecto a que mais frequentemente se recorre consiste em se efectuar a admissão de ar no edifício após a sua circulação em condutas subterrâneas. Esta técnica, aperfeiçoada recentemente, baseia-se numa estratégia semelhante empregue pelos Persas, Árabes e Gregos na era pré-cristã (Sodha et al., 1985; Santamouris e Asimakopoulous, 1996). Em construções do século XVI, nas colinas de Vicenza em Itália, foram usadas cavidades naturais (covoli) com o mesmo fim, como mostra a figura 3.13 (Priolo, 1998).

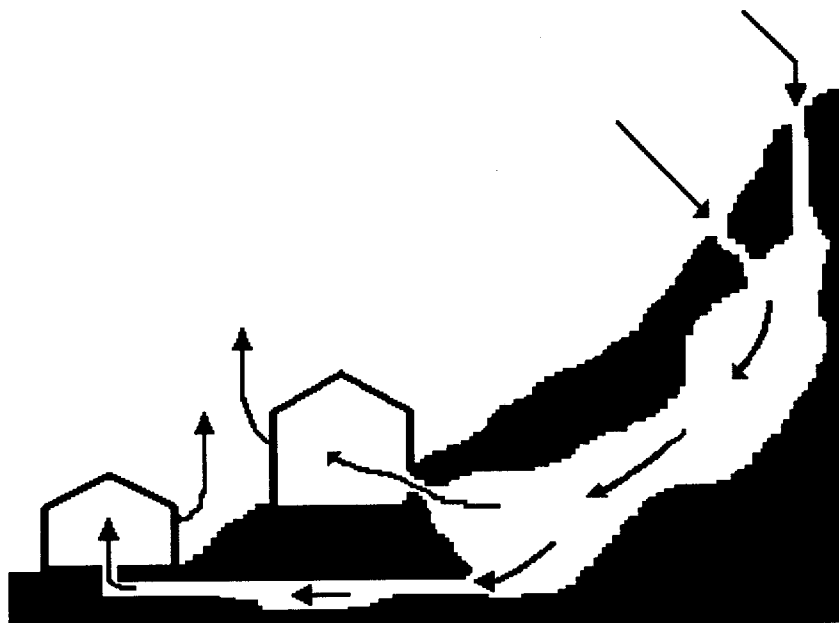


Fig. 3.13 - Sistema de ventilação com arrefecimento pelo solo usado em Vicenza (Priolo, 1998).

O uso do solo com essa finalidade tem vindo a ser efectuado, através de permutadores de calor ar-solo, em edifícios dos mais diversos tipos como hospitais (Sodha et al., 1985), ginásios (Trombe e Serres, 1995), habitações (Millette e Galanis, 1995), edifícios para animais (Spengler e Stombaugh, 1983; Goetsch e Muehling, 1984; Puri, 1986; Granier et al., 1994) e em estufas (Santamouris et al., 1995). Para esse efeito, são instaladas tubagens no solo a determinada profundidade e, através delas, provoca-se a circulação do ar, cuja temperatura se vai aproximar da temperatura do solo que envolve os tubos, sendo, de seguida, introduzido no edifício, objecto de climatização.

O sucesso da utilização do solo como sumidouro de calor depende, em muito, das suas propriedades físicas, que condicionam particularmente o perfil da temperatura segundo a profundidade, além de que delas depende a alteração sofrida por essas temperaturas devida à solicitação térmica que se verifica em consequência do processo de arrefecimento do edifício utilizado.

Propagação de calor no solo

O solo é um meio poroso e nele o calor propaga-se não só por condução, mas também por convecção, radiação e difusão de vapor. No entanto, a transferência de calor por convecção pode desprezar-se, a menos que ocorra uma importante infiltração de água, em consequência de uma forte chuvada ou de uma rega intensa e a transferência de calor por radiação é igualmente desprezável. Nas situações correntes e na ausência de infiltração de água, a propagação de calor no solo processa-se fundamentalmente por condução e por difusão de vapor. A condutibilidade térmica aparente tem em consideração estes dois processos de transferência de calor e depende de vários factores, tais como: a natureza e a composição do solo, a textura, a massa volúmica, o teor de humidade e a temperatura. O teor de humidade é, na generalidade das situações, o factor de maior importância, dele dependendo as quantidades de calor transferidas, tanto por condução como por difusão de vapor. Quando se adiciona água a um solo seco, a água começa por formar uma película que envolve as partículas sólidas que compõem o solo. Os conjuntos película-partícula contactam entre si através de uma área muito maior do que as partículas desprovidas de película de água, pelo que a quantidade de calor transferida por condução aumenta significativamente. Além disso, a presença de água permite que o calor também se transfira por difusão de vapor. Atingido um determinado teor de humidade, a adição de água restringe a difusão de vapor, devido ao preenchimento dos poros com água. Na primeira fase a condutibilidade aumenta mais rapidamente do que a capacidade térmica do solo, pelo que a difusibilidade aumenta com o conteúdo de água. Na segunda fase o aumento da condutibilidade é muito menor do que o aumento da capacidade térmica, pelo que a difusibilidade diminui com o aumento do conteúdo de água. Há pois um valor intermédio do teor de humidade do solo para o qual a difusibilidade térmica é máxima.

Para estimar a capacidade térmica volúmica do solo ($\rho_{so}c_{so}$), De Vries (1963) apresenta a seguinte equação:

$$\rho_{so}c_{so} = (0,46X_{mi} + 0,60X_{mo} + X_{ag}) \times 4180000 \quad (3.28)$$

X_{mi} , X_{mo} e X_{ag} são, respectivamente, as fracções volúmicas de minerais sólidos, matéria orgânica e água.

Como a capacidade térmica da água é muito superior à dos restantes constituintes mais relevantes do solo, verifica-se que a capacidade térmica de um solo não saturado aumenta substancialmente com a adição de água. O quartzo e a argila, que são os principais componentes dos solos arenosos e argilosos, têm massas volúmicas e capacidades térmicas mássicas semelhantes. Em consequência disso grande parte dos solos têm capacidades térmicas volúmicas semelhantes e compreendidas entre $2,0 \times 10^6$ e $2,5 \times 10^6 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$ (Monteith e Unsworth, 1990).

Verifica-se que o quartzo tem uma condutibilidade térmica muito maior do que a argila, pelo que para iguais teores de humidade um solo arenoso possui maior difusibilidade do que um solo argiloso. No entanto, os solos argilosos retêm a humidade durante mais tempo do que os arenosos, pelo que se verifica que numa mesma região a difusibilidade de um solo argiloso é, geralmente, maior do que a de um solo arenoso.

Labs (1989) indica os valores $3,6 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, $5,8 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ e $8,1 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ como valores representativos, respectivamente, da gama de solos com reduzida, média e elevada difusibilidade.

A avaliação da difusibilidade térmica do solo pode ser efectuada a partir da medição da temperatura do solo a diferentes profundidades, com base no amortecimento da onda de calor (A.M. Silva, 1988). As profundidades

consideradas nunca devem ser inferiores a 0,5 m, devendo mesmo ser maiores do que 1,0 m, porque a profundidades menores a temperatura sofre grandes flutuações e a sua análise não se pode efectuar só com base na variação sinusoidal, de período anual, da temperatura da superfície do solo. A profundidades superiores a 1 m, a alteração da temperatura do solo é muito lenta, pelo que a determinação das temperaturas máxima e mínima é mais fiável do que a determinação da data em que ocorrem uma e outra, pelo que a difusibilidade térmica do solo não deve ser estimada com base no atraso sofrido pela onda de calor.

Modelação da temperatura do solo

Se admitirmos que o solo é um meio homogéneo e isotrópico, sem fontes de calor internas, e que a temperatura da sua superfície é uniforme e variável com o tempo, podemos considerá-lo como um meio sólido semi-infinito, onde o calor se propaga unidireccionalmente, segundo a vertical. Se, além disso, admitirmos que as propriedades físicas do solo são constantes, temos que a equação que traduz a propagação do calor no solo assume a forma da equação de propagação de calor por condução, unidimensional e em regime não permanente:

$$\frac{\partial T_{so}(z,t)}{\partial t} = \alpha_{so} \frac{\partial^2 T_{so}(z,t)}{\partial z^2} \quad (3.29)$$

onde $T_{so}(z,t)$ representa a temperatura do solo à profundidade z e no momento t e α_{so} representa a difusibilidade térmica média do solo.

O teorema de Fourier permite considerar uma oscilação complexa como uma composição de ondas harmónicas, pelo que é possível representar a temperatura da superfície do solo por uma combinação linear de funções que variam sinusoidalmente com o tempo. Em consequência dos movimentos de translação

e de rotação da Terra, as ondas harmónicas de períodos iguais a um ano e a um dia são, claramente, as que apresentam maiores amplitudes. Como a onda de período igual a 1 dia não influencia a temperatura do solo a uma profundidade superior a 1 metro (Santamouris e Asimakopoulous, 1996), pode efectuar-se a previsão da temperatura do solo a profundidades desta ordem de grandeza, com base numa variação da temperatura da superfície do solo de período anual.

Se considerarmos que a temperatura da superfície do solo é uniforme e varia sinusoidalmente com o tempo, temos que:

$$T_{so}(0,t) = \bar{T}_{so}(0) + \frac{\Delta T(0)}{2} \sin \omega t \quad (3.30)$$

onde $T_{so}(0,t)$ e $\bar{T}_{so}(0)$ representam, respectivamente, a temperatura da superfície do solo no momento t e a temperatura média da superfície do solo, $\Delta T(0)$ a amplitude térmica da superfície do solo e ω a frequência angular da oscilação.

A uma profundidade suficientemente grande, pode considerar-se que a temperatura do solo é constante e aproximadamente igual à temperatura média da superfície, avaliada num intervalo de tempo que compreenda vários anos, condição que se pode traduzir através da equação:

$$T_{so}(\infty, t) = \bar{T}_{so}(0) \quad (3.31)$$

A solução da equação (3.29) que satisfaz as condições fronteira traduzidas pelas equações (3.30) e (3.31) é a seguinte:

$$T_{so}(z,t) = \bar{T}_{so}(0) + \frac{\Delta T_{so}(0)}{2} \exp\left(-z\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha_{so}}}\right) \sin\left(\omega t - z\sqrt{\frac{\omega}{2\alpha_{so}}}\right) \quad (3.32)$$

Em consequência da oscilação periódica da temperatura da superfície do solo, verificam-se também oscilações periódicas nas camadas inferiores do solo. A amplitude dessas oscilações diminui com a profundidade e, para uma

determinada profundidade, é tanto menor quanto maior for a frequência angular da oscilação. Na figura 3.14 representa-se a variação da amplitude térmica anual do solo em função da profundidade, para um solo com a difusibilidade térmica de $5,8 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$.

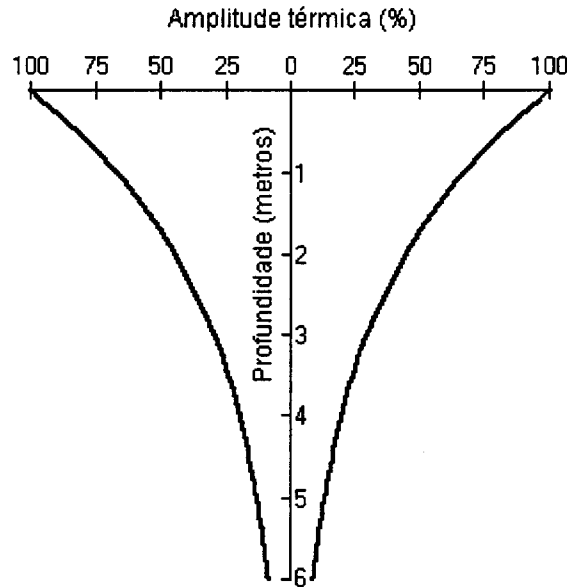


Fig. 3.14 - Amplitude da variação anual da temperatura do solo, em função da profundidade.

Podemos agora verificar que à profundidade de 70 cm, mesmo para um solo com elevada difusibilidade, isto é, segundo Labs (1989), com uma difusibilidade térmica de $8,1 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, as amplitudes das ondas sinusoidais de períodos iguais a um dia e a um ano, são, respectivamente, 1% e 78% do valor da amplitude de cada uma daquelas ondas à superfície do solo.

Consequentemente, a previsão da temperatura do solo a uma profundidade superior a 0,7 m pode efectuar-se sem que se considere a variação da temperatura da sua superfície ao longo do dia.

Nessas condições obtemos:

$$T_{so}(z, t) = \bar{T}_{so}(0) + \frac{\Delta T_{so}(0)}{2} \exp\left[-z \sqrt{\frac{\pi}{365 \alpha_{so}}}\right] \sin\left\{\frac{2\pi}{365} \left[t - t_0 - \frac{z}{2} \sqrt{\frac{365}{\pi \alpha_{so}}}\right]\right\} \quad (3.33)$$

onde t_0 representa o tempo decorrido desde o início do ano até ao dia em que a temperatura da superfície do solo atinge o valor médio anual $\bar{T}_{so}(0)$, $\Delta T_{so}(0)$ é a amplitude térmica anual, α_{so} exprime-se em m^2/dia , t e t_0 exprimem-se em dias, $T_{so}(z,t)$, $\bar{T}_{so}(0)$ e $\Delta T_{so}(0)$ exprimem-se em graus Celsius e z em metros. O argumento da função seno está expresso em radianos.

Pela equação (3.33) verifica-se que a amplitude térmica no solo, a uma dada profundidade, é tanto maior quanto maior a difusibilidade térmica do solo. Em consequência disso, e porque a difusibilidade térmica do solo aumenta com o teor de humidade do solo, verifica-se que a amplitude térmica do solo, a uma dada profundidade, tende a ser mais elevada nas regiões húmidas do que nas regiões secas.

A amplitude térmica a considerar na equação (3.33) pode ser a amplitude térmica anual das temperaturas médias mensais (Givoni, 1994). Com base neste princípio, efectuou-se a previsão da temperatura do solo a várias profundidades, para as condições climáticas de Lisboa. A partir dos valores da temperatura do ar constantes do “Test Reference Year” de Lisboa, calcularam-se os valores das temperaturas médias mensais e da temperatura média anual. Os valores determinados são idênticos aos referentes à superfície de um solo sombreado. Assim, considerou-se que a temperatura da superfície do solo varia sinusoidalmente, ao longo do ano, sendo o valor médio anual igual a $16^\circ C$ e a amplitude térmica anual igual a $12^\circ C$. Além disso, tomou-se o valor $5,8 \times 10^{-7} m^2/s$ para a difusibilidade térmica do solo. Na figura 3.15 apresentam-se os valores da temperatura do solo, em função do dia do ano e da profundidade considerada, obtidos através da aplicação da equação (3.33).

Para as profundidades de 1, 2 e 3 metros, verificam-se as amplitudes térmicas de, respectivamente $7,9^\circ C$, $5,2^\circ C$ e $3,5^\circ C$. Os valores do atraso da onda de calor são 23, 48 e 70 dias, respectivamente para 1, 2 e 3 metros de profundidade.

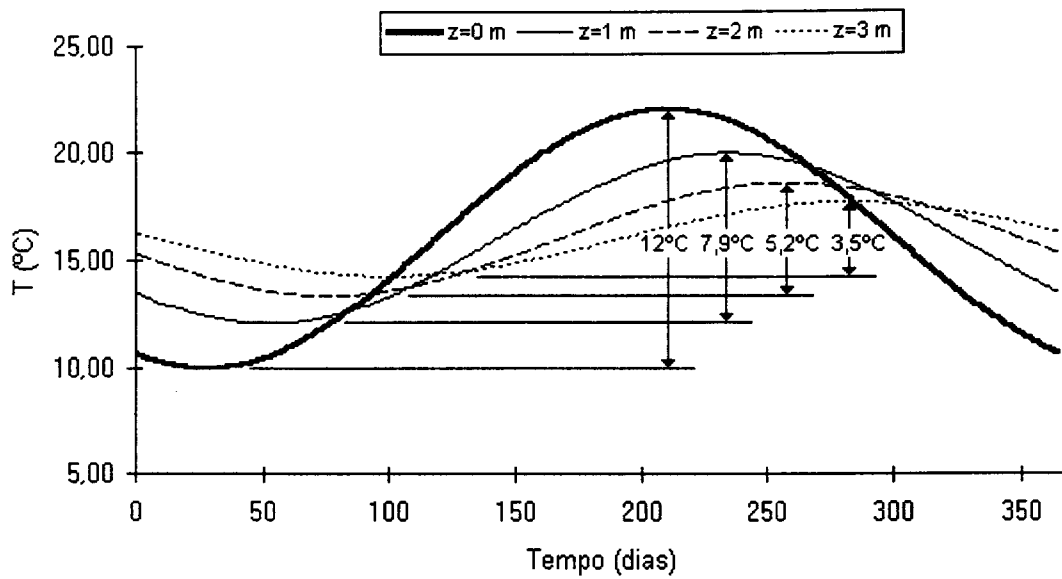


Fig. 3.15 - Valores previstos para a temperatura do solo em função do dia do ano e da profundidade.

Permutadores de calor ar-solo

As condutas subterrâneas constituem permutadores de calor ar-solo que podem ser utilizados em circuito fechado ou em circuito aberto, conforme se procede, ou não, à recirculação do ar. Para que seja utilizado um sistema em circuito fechado, é necessário que a temperatura do solo se mantenha inferior à temperatura pretendida para o interior do edifício. Para a utilização de sistemas em circuito aberto já não existe esta condicionante, sendo admissível que a temperatura do solo seja superior, constituindo a passagem do ar pelas condutas subterrâneas um pré-arrefecimento, complementado, eventualmente, por outro processo de arrefecimento.

A elevada quantidade de calor, sensível e latente, libertada no interior de um edifício de produção animal, obriga a que se proceda à permanente renovação do ar, como forma de serem removidos, do interior do edifício, o calor e o

vapor de água em excesso. A necessidade de introduzir no edifício ar vindo do exterior, qualquer que seja a sua temperatura, sugere que seja utilizada a inércia térmica do solo para arrefecer ou pré-arrefecer o ar, fazendo-o passar por permutadores de calor ar-solo. São de salientar os bons resultados obtidos em vários estudos experimentais (Trombe e Serres, 1994; Sawhney et al., 1999) e a sua viabilidade económica (Goetsch e Muehling, 1984). Do mesmo modo poder-se-á pré-aquecer o ar de admissão se a temperatura no exterior for excessivamente baixa. Vários estudos experimentais confirmam a eficácia e a viabilidade económica do processo (Neukermans et al., 1989; Granier et al., 1994).

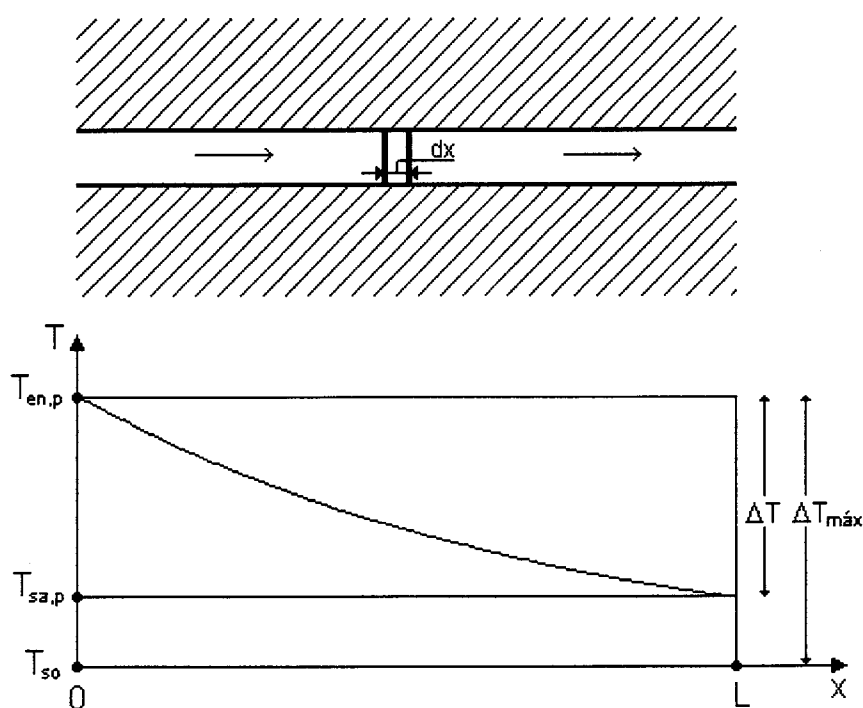


Fig. 3.16 - Perfil de temperaturas do permutador de calor ar-solo em regime de arrefecimento e representação de um elemento de volume.

Num permutador de calor ar-solo, o cálculo da quantidade de calor transferida entre o ar e o solo pode-se efectuar a partir da expressão, que traduz o princípio

da conservação de energia num elemento de volume de comprimento dx (figura 3.16) e supondo o regime estacionário:

$$\rho \dot{V} c_p dT = - \frac{T(x) - T_{so}}{R_{ar-so}} P dx \quad (3.34)$$

onde ρ e c_p representam, respectivamente, a massa volúmica e a capacidade térmica a pressão constante do ar que se escoia no tubo, $\dot{V}$ o caudal de ar escoado, $T(x)$ a temperatura do ar à distância x da entrada do permutador, P representa o perímetro da secção do permutador, R_{ar-so} a resistência à transferência de calor entre o ar e o solo e T_{so} a temperatura do solo, não alterada pelo funcionamento do permutador, à profundidade correspondente ao seu eixo longitudinal.

A solução da equação diferencial (3.34) é a seguinte:

$$T(x) = A \exp\left(\frac{-Px}{\rho \dot{V} c_p R_{ar-so}}\right) + B \quad (3.35)$$

Os valores das constantes A e B da equação (3.35) são aqueles que permitem a satisfação das condições fronteira, que são as seguintes: para x igual a zero $T(x)$ é igual a $T_{en,p}$ e quando x tende para infinito $T(x)$ tende para T_{so} . A temperatura do ar à saída de um tubo com o comprimento L obtém-se substituindo x por L .

Considerando o coeficiente global de transferência de calor (U), obtém-se a seguinte expressão para a eficiência do permutador (η):

$$\eta = \frac{\Delta T}{\Delta T_{max}} = \frac{T_{en,p} - T_{sa,p}}{T_{en,p} - T_{so}} = 1 - \exp\left(-\frac{UA}{\rho \dot{V} c_p}\right) \quad (3.36)$$

onde $T_{en,p}$ e $T_{sa,p}$ representam, respectivamente, os valores da temperatura do ar à entrada e à saída do permutador, A representa a área da superfície de

transferência de calor a que se refere o coeficiente global de transferência de calor U , T_{so} é a temperatura do solo e c_p é capacidade térmica mássica do ar.

A transferência de calor entre o ar que circula num permutador de calor e o solo, compreende a transferência de calor por convecção entre o ar e a superfície interior da conduta, a transferência de calor por condução através da parede da conduta e a propagação de calor através do solo, que se processa fundamentalmente por condução e por difusão de vapor. A resistência à transferência de calor entre o ar e o solo pode ser decomposta em três resistências dispostas em série, o que se representa, esquematicamente, na figura 3.17.

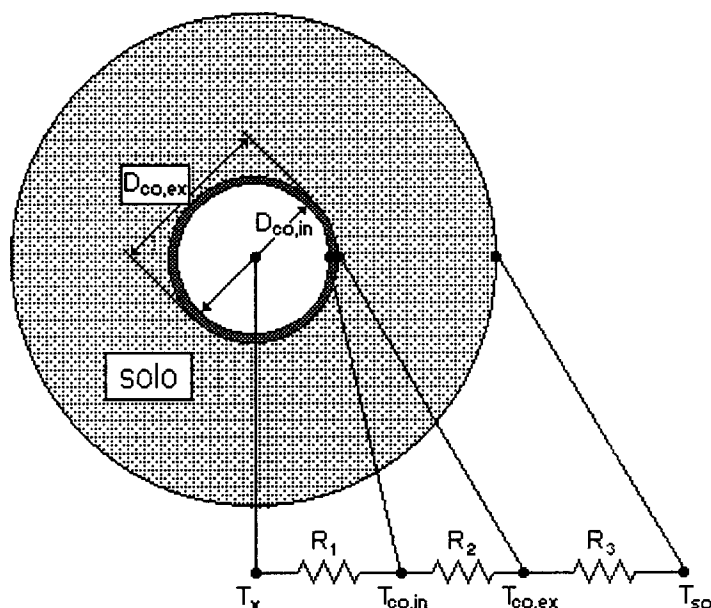


Fig. 3.17 - A resistência à transferência de calor entre o ar e o solo decomposta em três resistências dispostas em série.

Consideremos que o contacto entre o solo e a superfície exterior das condutas é perfeito. A quantidade de calor transferida entre o solo e a superfície exterior do tubo pode ser calculada através da consideração do modelo desenvolvido por Scott (1962) e revisto por Koehler (1965, citados em Scott et al., 1982), que

consiste em se considerar uma superfície cilíndrica, de diâmetro D_{so} , coaxial com o tubo, que limita a porção de solo cuja temperatura se altera com o funcionamento do permutador de calor ar-solo.

De facto, a transferência de calor entre o ar e o tubo e a consequente propagação de calor no solo, provocam a alteração da temperatura das camadas de solo que envolvem o tubo, no sentido da temperatura do ar que nele circula. No entanto, a partir de uma determinada distância do tubo (segundo o raio), a temperatura do solo não é alterada pela circulação do ar. O coeficiente global de transferência de calor, pode, então, ser determinado pela expressão:

$$UA = \left[\frac{1}{h_c \pi D_{co,in} L_{co}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{co,ex}}{D_{co,in}}\right)}{2\pi k_{co} L_{co}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{so}}{D_{co,ex}}\right)}{2\pi k_{so} L_{co}} \right]^{-1} \quad (3.37)$$

onde $D_{co,in}$ e $D_{co,ex}$ representam, respectivamente, o diâmetro interior e o diâmetro exterior da conduta, h_c o coeficiente de convecção que se verifica na superfície interior da conduta, L_{co} representa o comprimento da conduta, k_{co} e k_{so} representam, respectivamente a condutibilidade térmica do material que constitui a conduta e a condutibilidade térmica aparente do solo.

O coeficiente de convecção h_c pode ser calculado através da correlação de Dittus-Boelter, apropriada à quantificação do calor transferido por convecção entre um fluido em escoamento turbulento e a superfície interior do tubo, no interior do qual se processa o escoamento (Bejan, 1993):

$$Nu = 0,023 Re^{0.8} Pr^n \quad (3.38)$$

onde Nu , Re e Pr representam, respectivamente, os números de Nusselt, de Reynolds e de Prandtl. O valor de n é 0,4 e 0,3, conforme a superfície interior

do tubo se encontra a uma temperatura, respectivamente, mais ou menos elevada do que o fluido. Estas equações foram confirmadas experimentalmente para a seguinte gama de condições: $0,7 \leq Pr \leq 160$; $Re \geq 10000$; $L/D \geq 10$ e a diferença entre os valores da temperatura da superfície interior do tubo e do ar em escoamento deve ser moderada (Bejan, 1993).

Em geral são utilizados tubos metálicos ou em PVC instalados a uma profundidade que varia entre 2 m e 3 m, com comprimentos compreendidos entre 10 m e 40 m e diâmetros compreendidos entre 10 cm e 30 cm (Santamouris e Asimakopoulous, 1996). O valor da condutibilidade térmica do material que constitui os tubos tem um reduzido impacto em relação à eficiência do permutador (Abrams et al., 1980). Nos tubos é introduzido ar vindo do exterior ou do interior do edifício, que após percorrer os tubos, onde arrefece, é insuflado no edifício. O escoamento do ar nos tubos pode ser provocado por meios naturais ou mecânicos. Abrams et al. (1980) relatam um sistema de arrefecimento, localizado na Carolina do Norte, em que o movimento do ar é induzido ou pela impulsão térmica gerada na moradia a climatizar ou por meios mecânicos.

A temperatura do ar à saída das condutas subterrâneas depende, principalmente, da temperatura do ar à entrada, da temperatura do solo à profundidade do permutador, da secção e do comprimento da conduta, da difusibilidade térmica e da condutibilidade térmica do solo e da velocidade do ar.

Quanto maior a profundidade a que for instalado o tubo, maior a sua capacidade de arrefecimento, porque maior é o amortecimento e o atraso da onda de calor que corresponde à temperatura da superfície do solo (como se pode observar pela figura 3.15) e, conseqüentemente, a diferença entre a temperatura do ar que circula no tubo e a temperatura da superfície interna do tubo tende a ser maior. Alvarez (1995) reporta que, para Sevilha, podem considerar-se

equivalentes as capacidades de arrefecimento de um tubo instalado a 4 m de profundidade sem sombreamento da superfície do solo e a 2 m de profundidade com sombreamento da superfície do solo.

A capacidade de arrefecimento do permutador de calor é tanto maior quanto mais elevados os valores da condutibilidade térmica e da capacidade térmica mássica do solo (Hendrick, 1980). Quanto menores esses valores mais rapidamente o solo aquece nas proximidades do tubo (principalmente na zona da entrada) e, para que a capacidade de arrefecimento do tubo se mantenha ao longo do tempo, será necessário recorrer a comprimentos do tubo mais elevados.

Com o aumento da velocidade de escoamento aumenta o coeficiente de convecção e, evidentemente, o caudal de ar nos tubos. Em relação à eficiência do permutador de calor, estas duas consequências do aumento da velocidade têm efeitos contrários. O aumento do caudal contribui para que seja menor a eficiência do permutador, como se pode verificar através da equação (3.36), enquanto que o aumento do coeficiente de convecção tende a aumentar a eficiência do permutador. De facto, a um valor mais elevado da velocidade de escoamento corresponde um maior valor do número de Reynolds e, consequentemente, aumenta o valor do coeficiente de convecção, como se pode verificar através da equação (3.38). Por sua vez, o aumento do valor do coeficiente de convecção tende a provocar o aumento do coeficiente global de transferência de calor, como se pode verificar através da equação (3.37), o que, por sua vez, origina o aumento da eficiência do permutador de calor. Em termos globais, a eficiência do permutador de calor ar-solo diminui com o aumento da velocidade de escoamento do ar. Pelo contrário, a potência térmica transferida do ar para o solo aumenta com o aumento da velocidade de escoamento do ar.

3.4 - ARREFECIMENTO POR EVAPORAÇÃO DE ÁGUA

O arrefecimento por evaporação de água é um processo de arrefecimento particularmente adequado a climas quentes e secos. Desde tempos remotos que este processo de arrefecimento é usado em edifícios, nomeadamente molhando o pavimento ou colocando numa ou mais janelas voltadas a barlavento um entrançado de ramos molhados. É, ainda hoje, prática frequente pulverizar água na cobertura de naves industriais, para promover o seu arrefecimento pela evaporação de água.

O principal critério para avaliar a aplicabilidade deste processo de arrefecimento consiste na determinação da diferença entre a temperatura de bolbo seco e a temperatura de bolbo húmido do ar. A necessidade de consumir grande quantidade de água de elevada qualidade, pode ser, cada vez mais, um factor limitativo à sua aplicabilidade.

Há duas estratégias distintas de utilização do arrefecimento do ar por evaporação, que são o arrefecimento evaporativo directo e o indirecto. O primeiro consiste em se humidificar o ar no interior do edifício ou previamente à sua entrada, sendo o abaixamento da temperatura do ar acompanhado pelo aumento do seu conteúdo em humidade. O segundo consiste no arrefecimento de uma ou mais superfícies interiores do edifício, sem aumento do conteúdo de humidade do ar interior; reduz-se a temperatura média radiante e, por convecção, reduz-se também a temperatura do ar.

O arrefecimento evaporativo directo pode efectuar-se através de aparelhos próprios, em que um ventilador provoca a passagem de ar por superfícies molhadas, conseguindo-se valores da eficiência do arrefecimento da ordem dos 80%. Como, em geral, é pequena a diferença entre a temperatura do ar à saída do evaporador e a temperatura pretendida para o interior, são requeridos

caudais de ventilação muito elevados. Consequentemente, é natural que o ar saia do edifício a uma temperatura inferior à temperatura exterior, pelo que pode ser utilizado para arrefecer elementos da construção.

Um outro processo de arrefecimento evaporativo directo consiste na nebulização, em que a água é pulverizada a partir de pontos distribuídos pelo espaço interior. Dada a elevada superfície de contacto com o ar por unidade de volume de água contida nas gotículas, a água evapora-se com relativa facilidade. Contudo, há sempre alguma água que atinge o pavimento, o que limita o campo de aplicação deste processo. É muito utilizado em estufas e edifícios para produção animal. Este processo de arrefecimento tem tido uma larga utilização nos Estados Unidos, em edifícios para animais, certamente devido ao relativamente baixo custo inicial, apesar de, com eles, serem obtidos valores da eficiência do arrefecimento evaporativo inferiores aos conseguidos com aparelhos evaporadores (Bottcher et al., 1988). O arrefecimento evaporativo tem sido usado para reduzir a temperatura do ar no interior de edifícios de produção animal, mesmo no sudeste dos Estados Unidos, apesar dos elevados teores de humidade do ar, habituais nessa região (Bottcher, et al., 1989). Têm-se verificado resultados positivos, nomeadamente, em instalações para suínos (Fehr et al., 1983; Gates et al., 1991) e aves (Wilson et al., 1983; Timmons e Baughman, 1983; Singletary et al, 1996).

Os animais não dotados de glândulas sudoríparas funcionais, têm uma capacidade relativamente reduzida para libertarem calor latente. Por esse motivo, são menos sensíveis a valores elevados da humidade relativa do ar, sendo o arrefecimento evaporativo particularmente apropriado para que lhes seja conferido conforto.

É de realçar que o processo de arrefecimento evaporativo por nebulização é compatível com a ventilação natural.

A optimização do funcionamento de um sistema de arrefecimento por nebulização, passa por, em cada momento, se introduzir no edifício o caudal de ar mais adequado. Com o funcionamento de um sistema de arrefecimento por nebulização é possível obter, no interior de um edifício de produção animal, uma temperatura inferior à exterior, apesar da grande quantidade de calor sensível libertada pelos animais. Entretanto, a humidade absoluta do ar no interior é superior à do exterior. Nestas circunstâncias, o aumento do caudal de ventilação tende a aumentar a temperatura do ar no interior e a diminuir a humidade nele contida.

A eficiência do arrefecimento evaporativo (η_e) pode-se definir através da relação (Watt, 1986):

$$\eta_e = \frac{T_{en,e} - T_{sa,e}}{T_{en,e} - T_{w,en,e}} \quad (3.39)$$

onde $T_{en,e}$, e $T_{w,en,e}$ são, respectivamente, as temperaturas de bolbo seco e de bolbo húmido do ar à entrada do sistema de arrefecimento e $T_{sa,e}$ a temperatura de bolbo seco do ar à sua saída.

Esta definição de eficiência do arrefecimento evaporativo é apropriada a situações em que a diminuição da temperatura do ar se deve exclusivamente à evaporação de água. É o que acontece num aparelho evaporador, em que se assume que a temperatura da água que se evapora é igual a $T_{w,en,e}$, pelo que não há transferência de calor sensível entre a água e o ar. Para se aplicar a mesma definição a um sistema de arrefecimento constituído por ventilação e nebulização, deverá, na equação (3.39), considerar-se que $T_{sa,e} = T_{in}$, já que T_{in} é a temperatura do ar que resulta do funcionamento do sistema de arrefecimento. Consequentemente, a eficiência do sistema de arrefecimento calculada desta forma depende da temperatura do ar no interior, que por sua vez depende de factores estranhos ao sistema de arrefecimento, nomeadamente do caudal de

ventilação e da quantidade de calor, latente e sensível, libertada pelas fontes internas de calor, nomeadamente os animais alojados. Portanto, enquanto que a eficiência do arrefecimento evaporativo é uma característica inerente a um aparelho evaporador, já um sistema de arrefecimento por nebulização não é caracterizado por um determinado valor da eficiência do arrefecimento evaporativo, porque esta depende de outros factores estranhos ao próprio sistema. Surge então a necessidade de se recorrer a outra definição de eficiência, como forma de se caracterizar um sistema de nebulização. Uma vez que este sistema se encontra no interior do edifício, o cálculo do arrefecimento potencial deve ser efectuado com base na temperatura de bolbo húmido do ar interior.

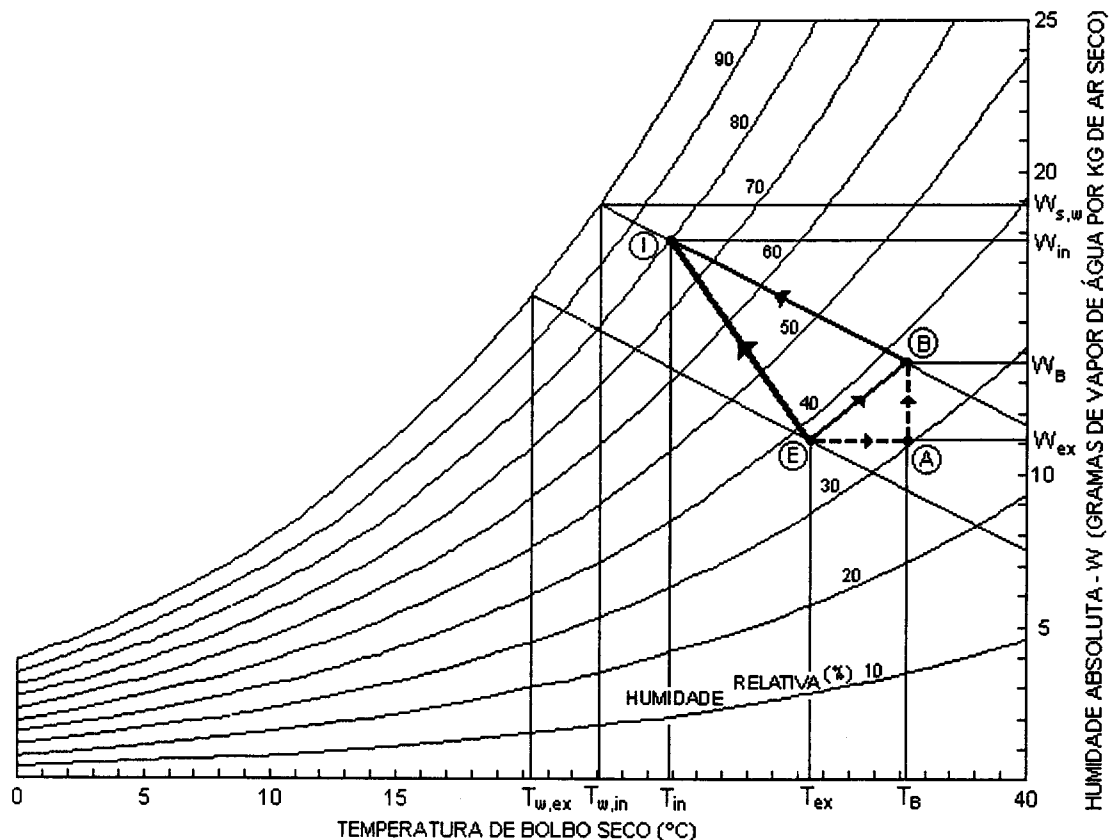


Fig. 3.18 - Representação no gráfico psicrométrico do processo de arrefecimento evaporativo por nebulização (adaptado de Bottcher et al., 1988).

Na figura 3.18 estão representadas, no diagrama psicrométrico, as condições de temperatura e humidade do ar no exterior (ponto E) e no interior (ponto I) de um edifício, e ainda, através do ponto B, a temperatura e a humidade do ar que se verificaria no interior do edifício se não houvesse arrefecimento evaporativo. O ponto A serve para distinguir o aquecimento sensível do ar ($E \rightarrow A$) do aquecimento latente ($A \rightarrow B$). O arrefecimento por evaporação de água representa-se pela transição do ponto B para o ponto I. A posição do ponto I, correspondente às condições termo-higrométricas que é possível obter no interior do edifício, corresponde à temperatura de bolbo húmido do ponto B e à humidade relativa de 80%, valor máximo admitido, como já foi referido na secção 2.2.

Pode considerar-se que a eficiência do sistema de nebulização é dada pela expressão (Bottcher et al., 1991):

$$\eta_e = \frac{T_B - T_{in}}{T_B - T_{w,in}} \quad (3.40)$$

onde T_B representa a temperatura do ar que se verificaria no interior se não houvesse arrefecimento por nebulização.

Desde que se considere estabelecido o regime permanente, pode determinar-se a temperatura T_B a partir da equação de balanço de calor sensível do edifício, obtida a partir da equação (3.1) por anulação das parcelas referentes à transferência de calor latente:

$$T_B = T_{ex} + \frac{\dot{Q}_{t,s}}{\rho \dot{V} c_p} \quad (3.41)$$

com:
$$\dot{Q}_{t,s} = \dot{Q}_{gi,s} + \dot{Q}_{sol} + U_{env} A_{env} (T_{ex} - T_{in}) \quad (3.42)$$

onde $\dot{Q}_{gi,s}$ representa o calor sensível libertado pelos animais, por unidade de tempo, $\dot{Q}_{sol}$ o calor que o edifício ganha, por unidade de tempo, em consequência da radiação solar, U_{env} o coeficiente global de transferência de calor através da envolvente do edifício e A_{env} a área da envolvente.

A humidade absoluta do ar, correspondente ao ponto B do gráfico psicrométrico (W_B), pode determinar-se a partir da equação de balanço de calor latente, obtida da equação (3.1) por anulação das parcelas referentes à transferência de calor sensível:

$$W_B = W_{ex} + \frac{\dot{Q}_{gi,l}}{\rho \dot{V} h_{fg}} \quad (3.43)$$

onde W_{ex} representa a humidade absoluta do ar exterior, $\dot{Q}_{gi,l}$ representa o calor latente libertado pelos animais, por unidade de tempo e h_{fg} representa o calor latente de vaporização da água.

Vejamos como se determina a temperatura do ar que, através da evaporação de água, é possível obter no interior do edifício.

A pressão parcial de vapor de água de saturação (p_{vs}), expressa em kPa, correspondente à temperatura do ar T , expressa em kelvin, para valores desta compreendidos entre 0°C e 200°C, pode ser calculada através da expressão (ASHRAE, 1997):

$$\ln(p_{vs}) = \frac{c_1}{T} + c_2 + c_3 T + c_4 T^2 + c_5 T^3 + c_6 \ln(T) \quad (3.44)$$

com $c_1 = -5,8002206 \times 10^3$, $c_2 = -5,5162560$, $c_3 = -4,8640239 \times 10^{-2}$, $c_4 = 4,1764768 \times 10^{-5}$, $c_5 = -1,4452093 \times 10^{-8}$ e $c_6 = 6,5459673$.

A humidade absoluta (W) correspondente a uma determinada pressão parcial de vapor de água (p_v) determina-se através da expressão:

$$W = 0,62198 \frac{p_v}{p_a - p_v} \quad (3.45)$$

A temperatura de bolbo húmido (T_w), correspondente a uma determinada temperatura do ar (T), ambas expressas em graus Celsius, e a uma dada humidade absoluta (W), pode ser determinada através da expressão (ASHRAE, 1997):

$$W = \frac{(2501 - 2,381T_w)W_{s,w} - (T - T_w)}{2501 + 1,805T - 4,186T_w} \quad (3.46)$$

onde $W_{s,w}$ representa a humidade absoluta de saturação do ar correspondente à temperatura de bolbo húmido.

A temperatura de bolbo húmido que corresponde às condições termo-higrométricas que, com arrefecimento evaporativo por nebulização, se pode atingir no interior do edifício, coincide com a temperatura de bolbo húmido do ponto B e pode ser determinada através das equações (3.44), (3.45) e (3.46).

Para se determinar a temperatura do ar que se obtém no interior do edifício é necessário fixar o valor da humidade relativa. Com as mesmas equações determina-se a temperatura e a humidade absoluta do ar que correspondem à temperatura de bolbo húmido já conhecida e cuja pressão parcial de vapor de água é igual ao produto da humidade relativa fixada pela pressão de vapor de água de saturação.

CAPÍTULO 4

MODELO DE PREVISÃO DAS CONDIÇÕES AMBIENTAIS NO INTERIOR DUM EDIFÍCIO DE PRODUÇÃO ANIMAL COM SISTEMA DE ARREFECIMENTO PASSIVO

4.1 - INTRODUÇÃO

Foi desenvolvido um modelo que permite prever a temperatura e a humidade relativa do ar no interior de um edifício de produção animal, em que a ventilação natural é intensificada através de uma chaminé solar e em que, como meio passivo de arrefecimento, se usa um conjunto de condutas subterrâneas, como se representa esquematicamente na figura 4.1. O “input” energético do modelo baseia-se nas variáveis climáticas do local e na previsão do calor libertado pelos animais discriminado em duas parcelas, calor sensível e calor latente, com valores variáveis em função da ocupação do espaço e das condições ambientais do edifício.

Tomando em consideração o sistema constituído por chaminé solar, espaço interior do edifício e condutas subterrâneas, são calculados os valores da temperatura e da humidade relativa do ar no interior do edifício.

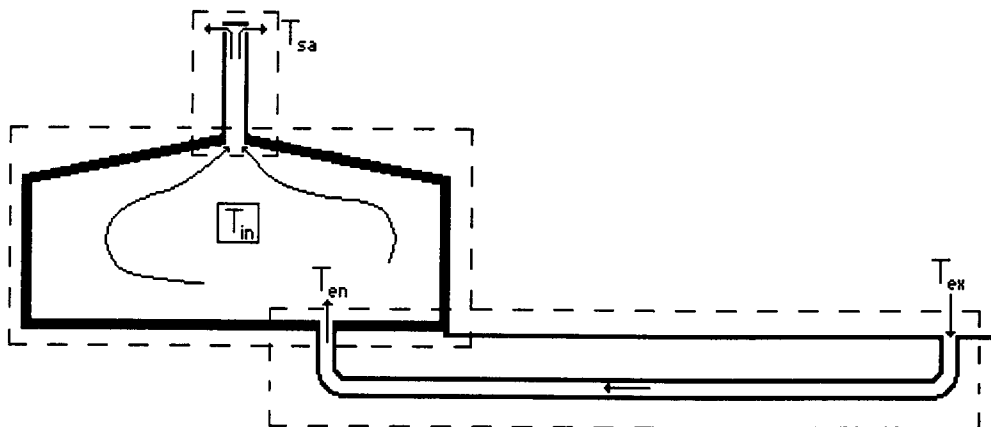


Fig. 4.1 - Conjunto constituído pelo espaço interior do edifício, chaminé solar e condutas subterrâneas.

Pode considerar-se que o modelo desenvolvido incorpora três modelos, que são: o modelo de previsão do comportamento da chaminé solar, o modelo de previsão do comportamento do permutador de calor ar-solo e o modelo de previsão da ventilação natural do sistema constituído pelo espaço interior do edifício, pelas condutas e pela chaminé solar.

O modelo de previsão da ventilação natural do edifício permite calcular o caudal de ventilação, em consequência da acção do vento e da impulsão térmica. O diferencial de pressão responsável pela ventilação por impulsão térmica é função da temperatura do ar à saída da chaminé solar, que é calculada através do modelo de previsão do comportamento da chaminé solar. Por sua vez, a temperatura do ar à saída da chaminé é função da temperatura do ar no interior do edifício. O cálculo desta temperatura é efectuado através da equação de balanço energético do edifício, para o que é necessário conhecer o valor da temperatura do ar de admissão no edifício. Este valor, que é o da temperatura do ar à saída do permutador de calor ar-solo é calculado através do modelo de previsão do comportamento do permutador de calor. Finalmente, o conhecimento do valor do caudal de ventilação permite calcular a temperatura e a humidade relativa do ar no interior do edifício.

Pelo exposto verifica-se que existe uma absoluta interdependência entre os valores calculados através dos vários modelos. Nomeadamente, note-se que a temperatura do ar à saída da chaminé depende da temperatura do ar no interior do edifício, valor que constitui o principal “output” do modelo. Por sua vez, a temperatura no interior depende do balanço energético do local, para o qual deverá contribuir, de modo significativo, o caudal e a temperatura do ar de admissão no edifício, ou seja, à saída do permutador de calor ar-solo. Esta temperatura depende da temperatura do ar no exterior e da velocidade de escoamento do ar nas condutas, a qual, por sua vez, depende da força motriz proporcionada pela diferença entre a temperatura do ar à saída da chaminé solar

e a temperatura do ar no exterior. A interdependência entre os valores das variáveis referidas, obrigou a que fosse utilizado um processo iterativo de cálculo.

4.2 - MODELO GLOBAL DE ARREFECIMENTO POR VENTILAÇÃO NATURAL ASSISTIDA

O modelo global permite calcular a temperatura e a humidade relativa do ar no interior do edifício. Os cálculos efectuados partem do pressuposto que o regime permanente está estabelecido. São, pois, considerados intervalos de tempo nos quais seja admissível considerar que as condições ambientais no exterior e no interior do edifício se mantêm constantes.

Na figura 4.2 apresenta-se o fluxograma que corresponde ao processo de cálculo seguido para cada intervalo de tempo. Inicia-se o processo de cálculo com a recolha dos valores das variáveis que caracterizam o ambiente exterior. Dada a interdependência que existe entre os valores calculados pelos vários modelos, é necessário arbitrar valores iniciais, sendo para esse efeito considerados os valores obtidos para o intervalo de tempo anterior. É, então, calculada a temperatura do ar à entrada do edifício, através do modelo do permutador de calor ar-solo. Para esse efeito é necessário conhecer a velocidade de escoamento do ar nas condutas, pelo que este valor é calculado com base no valor do caudal, arbitrado para a primeira iteração. De seguida, é calculado o valor da temperatura do ar à saída da chaminé solar, através do respectivo modelo. Para isso, é necessário conhecer o caudal de ventilação e a temperatura do ar no interior do edifício, valores que para a primeira iteração são arbitrados. Com o valor obtido para a temperatura do ar à saída da chaminé solar e através do modelo de ventilação natural são calculados os valores do

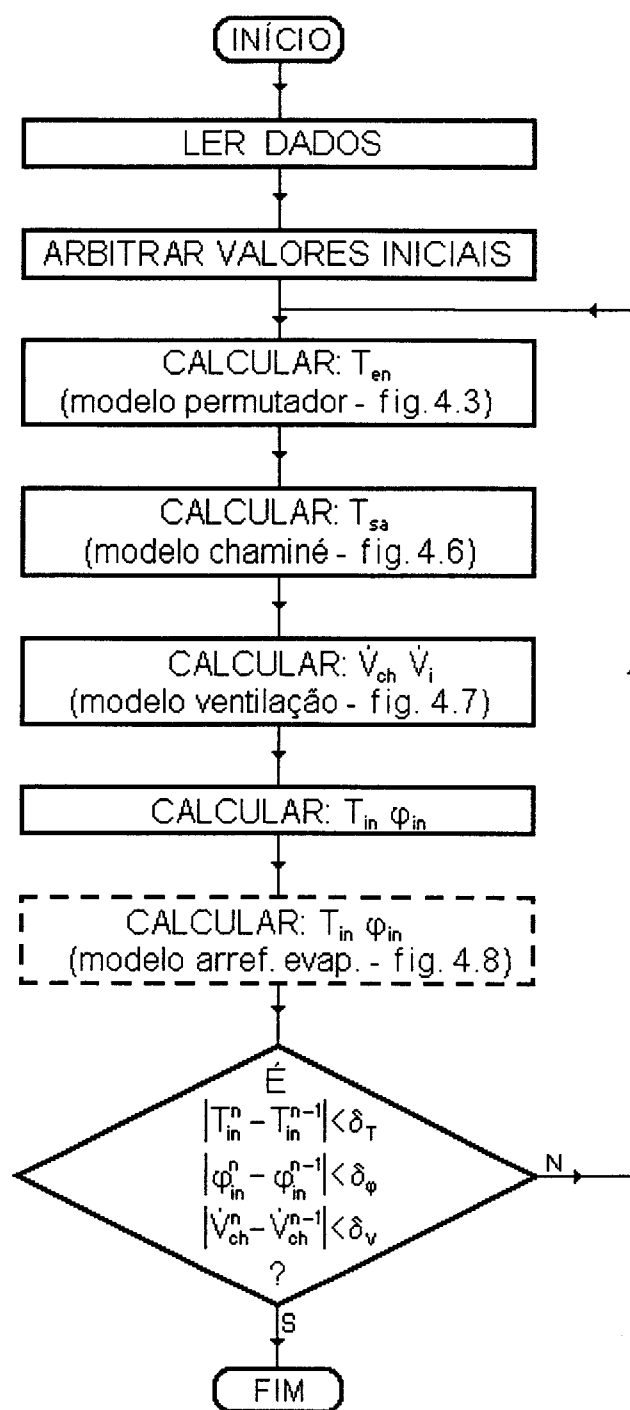


Fig. 4.2 - Fluxograma do modelo global.

caudal de ar devido a infiltrações e do caudal de ar de ventilação na chaminé solar. Com estes valores, determinam-se a temperatura e a humidade relativa do ar no interior do edifício. Com os novos valores obtidos o processo de cálculo é reiniciado e repetido até que, em duas iterações sucessivas, sejam obtidos valores suficientemente próximos. Finalmente, são registados os valores da temperatura e da humidade relativa do ar no interior do edifício, bem como os valores do caudal de ventilação, da temperatura do ar à entrada do edifício e à saída da chaminé solar. Automaticamente, inicia-se o processo de cálculo para o intervalo de tempo seguinte.

O modelo considera, ou não, a existência de arrefecimento evaporativo, opção que se efectua à partida, na introdução de dados. Por esse motivo, na figura 4.2 encontra-se representado a traço interrompido o bloco referente ao modelo do arrefecimento evaporativo. Este modelo calcula a temperatura do ar no interior do edifício que se obtém se, através de um processo adiabático, for evaporada a quantidade de água necessária a que se atinja a humidade relativa de 80%.

4.2.1 - Cálculo da temperatura do ar no interior do edifício

O modelo desenvolvido permite prever a temperatura do ar no interior do edifício. Para esse efeito considera-se a equação de balanço de calor sensível, em regime permanente, que resulta da equação (3.1), com especificação do caudal de ar renovado por infiltrações, não consideração de ganhos solares e substituição das parcelas relativas à transferência de calor latente por uma que traduz a conversão de calor sensível em calor latente:

$$U_{env} A_{env} (T_{ex} - T_{in}) + \rho \dot{V}_i c_p (T_{ex} - T_{in}) + \dot{Q}_{gi,s} = \rho \dot{V}_{co} c_p (T_{in} - T_{en}) + \dot{M}_{ag} h_{fg} \quad (4.1)$$

U_{env} é o coeficiente global de transferência de calor através da envolvente do edifício, cuja área é A_{env} ; $\dot{V}_{co}$ e $\dot{V}_i$ representam, respectivamente, o caudal de ar escoado através das condutas e o caudal de ar que se introduz no edifício por infiltrações; T_{ex} , T_{in} e T_{en} representam a temperatura do ar, respectivamente, no exterior, no interior do edifício e à entrada do edifício, ou seja, à saída das condutas; $\dot{Q}_{gi,s}$ representa a potência relativa a ganhos internos de calor sensível; $\dot{M}_{ag}$ representa a massa de água evaporada por unidade de tempo, ρ a massa volúmica do ar, c_p a capacidade térmica mássica do ar a pressão constante e h_{fg} o calor latente de vaporização da água.

O funcionamento da chaminé solar origina a elevação do nível do plano neutro e dado que as dimensões da chaminé são suficientemente grandes para que o plano neutro se posicione acima do tecto do edifício, através das diversas aberturas existentes na envolvente do edifício o movimento do ar processa-se do exterior para o interior. Assim, o caudal mássico de ar na chaminé solar é igual à soma dos caudais mássicos de ar provenientes das condutas e das infiltrações.

A equação de balanço de calor (4.1) foi obtida tendo em consideração que o caudal de ar que se escoia através da chaminé solar ($\dot{V}_{ch}$) é igual à soma dos caudais de ar provenientes das condutas ($\dot{V}_{co}$) e das infiltrações ($\dot{V}_i$):

$$\dot{V}_{ch} = \dot{V}_{co} + \dot{V}_i \quad (4.2)$$

A equação (4.2) traduz a equação da continuidade referida ao volume de controle constituído pelo espaço interior do edifício e dela constam caudais volúnicos, em vez de caudais mássicos, porque, nas situações correntes, os valores da massa volúmica do ar na chaminé, nas condutas e no exterior são da mesma ordem de grandeza.

A quantidade de calor libertada pelos animais é incomparavelmente maior do que a que é libertada pelas restantes fontes internas, pelo que os ganhos internos considerados são apenas os provenientes dos animais. Considera-se que o calor libertado por cada animal é função da espécie, do peso e das condições ambientais no interior do edifício. A quantidade de calor libertada pelos animais é quantificada de acordo com as recomendações do grupo de trabalho da C.I.G.R. "Climatization of Animal Houses" (C.I.G.R., 1984), que se traduzem na aplicação da equação (2.8). A discriminação das parcelas referentes ao calor sensível e ao calor latente é efectuada, de acordo com as mesmas recomendações, através da equação (2.9).

A temperatura do ar no interior do edifício, desde que se possa considerar estabelecido o regime permanente, pode ser calculada através da expressão que se obtém resolvendo a equação (4.1) em ordem a T_{in} :

$$T_{in} = \frac{(U_{env}A_{env} + \rho\dot{V}_i c_p)T_{ex} + \rho\dot{V}_{co} c_p T_{en} + \dot{Q}_{gi,s} - \dot{M}_{ag} h_{fg}}{U_{env}A_{env} + \rho\dot{V}_{ch} c_p} \quad (4.3)$$

4.2.2 - Cálculo da humidade relativa do ar no interior do edifício

Se considerarmos estabelecido o regime permanente, a humidade absoluta do ar no interior do edifício (W_{in}), pode ser calculada a partir da equação de balanço de calor latente, em regime permanente, que se obtém da equação (3.1) pela consideração, apenas, das parcelas referentes à transferência de calor latente. Considera-se que nas condutas subterrâneas não há nem condensações nem evaporação de água e que se verifica a equação (4.2). Assim, calcula-se a humidade absoluta do ar no interior através da equação (3.43), onde o caudal considerado é o escoado na chaminé solar.

Pode-se determinar a humidade relativa do ar no interior do edifício (ϕ_{in}), expressa em percentagem, a partir dos valores da pressão atmosférica (p_a), da humidade absoluta (W_{in}) e da pressão parcial de vapor de água de saturação (p_{vs}), através da expressão (ASHRAE, 1997):

$$\phi_{in} = \frac{p_a W_{in}}{0,62198 p_{vs} + p_{vs} W_{in}} \times 100 \quad (4.4)$$

A pressão parcial de vapor de água de saturação calcula-se através da equação (3.44).

4.3 - MODELO DO PERMUTADOR DE CALOR AR-SOLO

Este modelo permite determinar a temperatura do ar à entrada do edifício, após ter passado através de um conjunto de condutas subterrâneas.

O processo de cálculo seguido para determinação da temperatura do ar à entrada do edifício é o que se indica no fluxograma representado na figura 4.3.

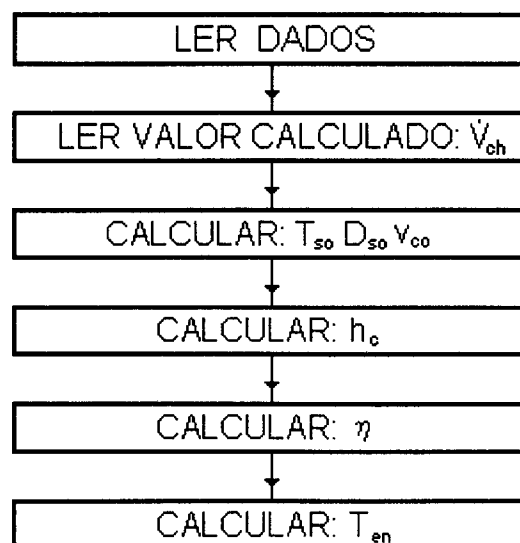


Fig. 4.3 - Fluxograma do modelo do permutador de calor ar-solo.

Dado o exposto na secção 3.3, combinando as equações (3.36) e (3.37) pode exprimir-se a eficiência do permutador de calor ar-solo (η) da seguinte forma:

$$\eta = 1 - \exp \left\{ \frac{-4L_{co}}{\rho c_p v_{co} D_{co,in} \left[\frac{1}{h_c} + \frac{D_{co,in}}{2k_{co}} \ln \left(\frac{D_{co,ex}}{D_{co,in}} \right) + \frac{D_{co,in}}{2k_{so}} \ln \left(\frac{D_{so}}{D_{co,ex}} \right) \right]} \right\} \quad (4.5)$$

onde L_{co} , $D_{co,in}$ e $D_{co,ex}$ representam o comprimento e os diâmetros interior e exterior da conduta, D_{so} representa o diâmetro da superfície cilíndrica que limita o solo afecto à transferência de calor, h_c representa o coeficiente de convecção para a superfície interior da conduta, k_{co} representa a condutibilidade térmica do material que constitui as condutas, k_{so} representa a condutibilidade térmica aparente do solo, v_{co} representa a velocidade de escoamento do ar na conduta e ρ e c_p representam a massa volúmica e a capacidade térmica mássica a pressão constante do ar que circula na conduta.

Para que se possa calcular a eficiência do permutador, dada pela equação (4.5), é necessário que se conheça, para além das propriedades físicas do ar em escoamento, o comprimento e os diâmetros interior e exterior da conduta, a condutibilidade térmica do material que constitui a conduta, a velocidade de escoamento do ar no permutador e a resistência térmica oferecida pelo solo à transferência de calor. O coeficiente de convecção que se verifica na superfície interior das condutas pode calcular-se através da equação (3.38). A velocidade de escoamento do ar no permutador é calculada a partir do valor do caudal de ventilação na chaminé solar, calculado através do modelo de ventilação natural, e da consideração da equação (4.2). A quantificação da resistência térmica do solo será analisada na secção 4.3.

Consideraram-se condutas subterrâneas constituídas por tubos de PVC, com as espessuras de parede do material disponível no mercado, para as quais se pode

considerar que o diâmetro exterior da conduta é igual a 1,041 vezes o diâmetro interior. De facto, se compararmos os valores da espessura da parede do tubo, calculados através dessa expressão e os valores reais que se verificam nos tubos para colectores de esgoto das marcas “Ecoplãs” e “Lusofane”, o maior erro relativo que se obtém é igual a 0,03%.

A partir da definição de eficiência do permutador de calor, equação (3.36), a temperatura do ar à entrada do edifício T_{en} (que naquela equação era referida como $T_{sa,p}$) é calculada pela equação:

$$T_{en} = T_{ex} - \eta(T_{ex} - T_{so}) \quad (4.6)$$

onde T_{ex} representa a temperatura do ar no exterior (ou seja à entrada das condutas, que na equação (3.36) era designada por $T_{en,p}$) e T_{so} representa a temperatura do solo na vizinhança das condutas, se não ocorresse a perturbação causada pelo escoamento do ar. A temperatura do solo é calculada através da equação (3.33), para o que é necessário que se indique a profundidade média a que se encontram instaladas as condutas, o valor da difusibilidade térmica do solo, o dia do ano e o número de dias que decorre desde o início do ano até que ocorra a temperatura média anual. É ainda necessário conhecer a temperatura média da superfície do solo, a amplitude da variação das temperaturas médias mensais.

As equações (3.37) e (4.5) assumem que a resistência térmica total entre o ar em circulação na conduta subterrânea e o solo à distância $D_{so}/2$ do eixo da conduta é igual à soma de três resistências térmicas: entre o ar e a superfície interior da conduta, entre esta e a superfície exterior da conduta e entre esta e o solo, cuja temperatura não sofre alteração com a circulação de ar nos tubos. A determinação da primeira é simples e pode efectuar-se através da equação (3.38). Para se determinar a resistência térmica oferecida pela parede da conduta basta conhecer as características físicas da conduta. A determinação da

terceira é que não é imediata, pois a resistência térmica oferecida pelo solo não é, à partida, conhecida. O valor da grandeza D_{so} depende das características geométricas, das condições de funcionamento e das propriedades físicas dos elementos que constituem o permutador. Para determinar o seu valor vamos-nos socorrer de um modelo que traduz a transferência de calor, em regime não permanente, num permutador de calor ar-solo, que é descrito em Anexo.

Desde que se ultrapasse a dificuldade descrita, pode determinar-se a temperatura do ar à saída do permutador de calor, ou seja, à entrada do edifício, T_{en} , pela resolução das equações (4.5) e (4.6).

Resistência térmica do solo

Considere-se a resistência térmica do solo referida a um segmento de conduta de comprimento unitário (R_{so}):

$$R_{so} = \frac{\ln(D_{so}/D_{co,ex})}{2\pi k_{so}} \quad (4.7)$$

O valor da resistência oferecida pelo solo à transferência de calor entre a superfície exterior da conduta e o solo, cuja temperatura se não altera com o funcionamento do permutador, foi determinado com recurso ao modelo auxiliar descrito no Anexo. Interessa considerar uma situação típica de funcionamento. Vamos considerar que a temperatura do ar no exterior, ou seja, à entrada do permutador varia sinusoidalmente com o tempo, sendo o período dessa variação de 24 horas. Determina-se a temperatura do ar à saída, após o permutador ter funcionado durante as seis horas que correspondem à evolução da temperatura do ar exterior desde o seu valor médio até que atinja o valor máximo. Determina-se a eficiência do permutador que corresponde ao momento em que ocorre a temperatura máxima.

Conjugando as equações (4.5), (4.7), obtém-se a expressão para a resistência térmica do solo referida a um segmento de conduta de comprimento unitário:

$$R_{so} = \frac{-4L_{co}}{\rho v_{co} D_{co,in}^2 \pi c_p \ln(1-\eta)} - \frac{1}{h_c \pi D_{co,in}} - \frac{\ln(D_{co,ex}/D_{co,in})}{2\pi k_{co}} \quad (4.8)$$

Introduzindo na equação (4.8) o valor da eficiência do permutador, calculado através do modelo auxiliar, determina-se o valor de R_{so} .

Com os valores obtidos, construíram-se os gráficos representados nas figuras 4.4 e 4.5, que ilustram a dependência de R_{so} , respectivamente, com o número de Reynolds, relativo às condições de escoamento do ar na conduta e com a condutibilidade e a difusibilidade térmica do solo.

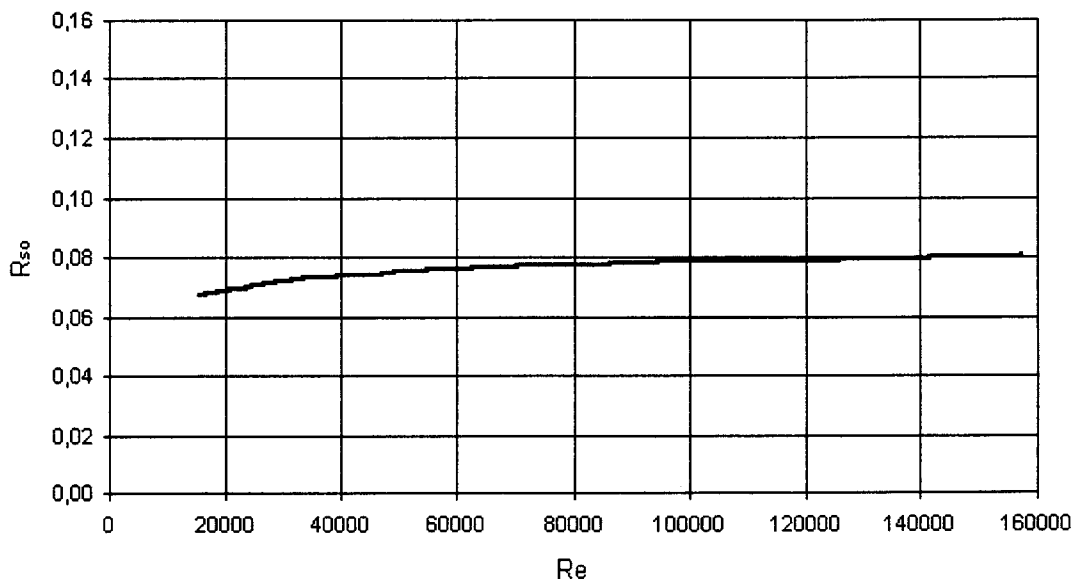


Fig. 4.4 - Variação de R_{so} com o número de Reynolds.

Nas simulações, cujos resultados são apresentados através da figura 4.4, os valores considerados para a difusibilidade térmica do solo e para a condutibilidade térmica do solo foram, respectivamente, $5,8 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ e $1,3 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Considerou-se o comprimento da conduta igual a 30 m, o

diâmetro interior da conduta igual a 0,25 m e a velocidade de escoamento do ar variou entre 1 m/s e 10 m/s.

Nas simulações cujos resultados são apresentados na figura 4.5, consideraram-se os valores da difusibilidade térmica do solo: $3,6 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, $5,8 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ e $8,1 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$, assinalados na figura como α_1 , α_2 , α_3 , respectivamente. Estes valores foram escolhidos porque, segundo Labs (1989), são valores representativos das gamas de solos com, respectivamente, reduzida, média e elevada difusibilidade.

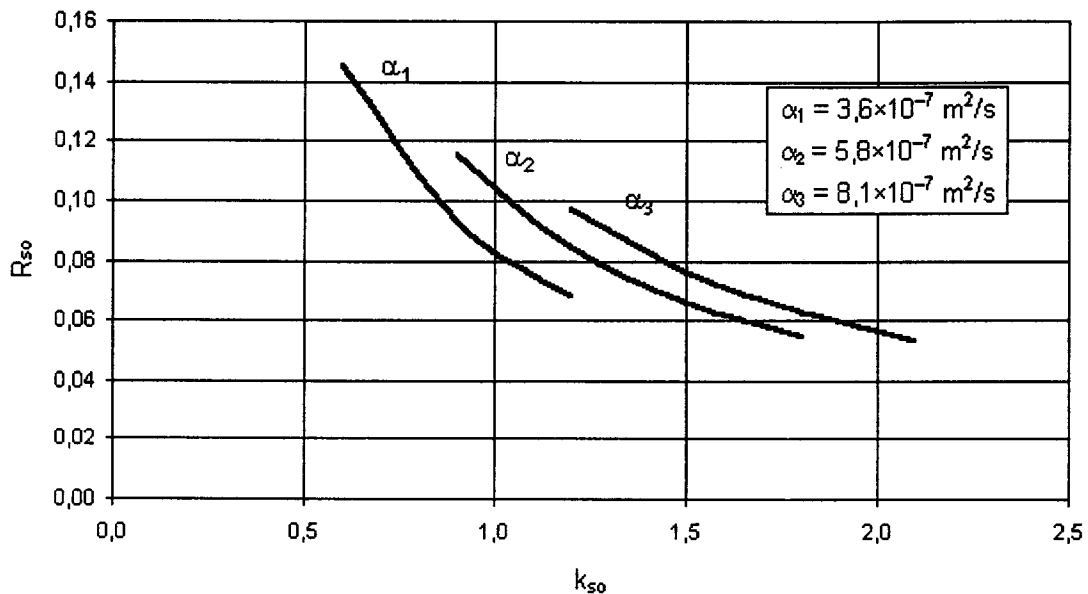


Fig. 4.5 - Variação de R_{so} com a difusibilidade e a condutibilidade térmicas do solo.

Os gráficos apresentados mostram uma dependência da resistência térmica do solo em relação ao número de Reynolds, à condutibilidade térmica do solo e à difusibilidade térmica do solo. Se o regime permanente tivesse sido estabelecido, a resistência térmica do solo apenas dependeria da condutibilidade térmica do solo. Como não se atinge o regime permanente, a resistência térmica do solo que efectivamente se verifica depende dos outros parâmetros. Analisemos esta questão.

Consideremos que a condutibilidade térmica do solo é de valor constante e uniforme e que o ar entra no permutador a uma temperatura constante. No momento da sua entrada em funcionamento, a temperatura do solo não sofreu ainda qualquer perturbação causada pela circulação do ar, pelo que D_{so} é igual ao diâmetro exterior da conduta. Com a entrada em funcionamento do permutador, a quantidade de calor transferida do ar para o solo é superior à que se propaga através do solo, perpendicularmente ao eixo da conduta, sendo a diferença entre essas quantidades de calor armazenada nas camadas de solo que envolvem o tubo. A temperatura da superfície interior da conduta tende para um valor tal que se igualam aquelas quantidades de calor, passando a transferência de calor a processar-se em regime permanente. D_{so} vai aumentando até que atinge um valor que é constante, a partir do momento em que se estabelece o regime permanente. Quanto maior for D_{so} , mais elevado o valor correspondente da resistência térmica do solo.

Para dadas características da conduta, condições de funcionamento e propriedades físicas do solo, a eficiência do permutador atinge o mínimo quando se estabelece o regime permanente.

Nas condições típicas de funcionamento, em situação de Verão, numa região de clima temperado, o comportamento do permutador de calor aproxima-se mais ou menos daquele que teria se fosse atingido o regime permanente, conforme os valores assumidos por vários parâmetros, sendo os mais relevantes a capacidade térmica volúmica do solo e a condutibilidade térmica do solo.

Pela figura 4.4 verifica-se que R_{so} aumenta com o número de Reynolds, o que se explica pelo facto de que quanto maior o número de Reynolds, mais o comportamento do permutador se aproxima do comportamento que teria se tivesse sido atingido o regime permanente.

A variação da resistência térmica do solo referida a um segmento de conduta de comprimento unitário é pouco significativa em relação à variação do valor do número de Reynolds que caracteriza o escoamento, como se pode verificar pela figura 4.4.

Pela figura 4.5 verifica-se que, para um determinado valor da difusibilidade térmica, R_{so} diminui com o aumento da condutibilidade, o que seria de esperar. No entanto, a variação de R_{so} é tanto menos acentuada quanto maior o valor da condutibilidade considerado. Para um mesmo valor da condutibilidade, R_{so} aumenta com a difusibilidade do solo, ou seja com a diminuição da capacidade térmica volúmica do solo, o que se compreende já que, para uma mesma quantidade de calor recebida, quanto menor a capacidade térmica do solo, maior o aumento da sua temperatura.

Difusibilidade térmica ($m^2.s^{-1}$)	Condutibilidade térmica ($W.m^{-1}.K^{-1}$)	Resistência térmica (R_{so}) ($m.K.W^{-1}$)
$3,6 \times 10^{-7}$	0,6	0,145
	0,9	0,093
	1,2	0,068
$5,8 \times 10^{-7}$	0,9	0,115
	1,2	0,084
	1,3	0,078
	1,5	0,066
	1,8	0,055
$8,1 \times 10^{-7}$	1,2	0,097
	1,5	0,076
	1,8	0,063
	2,1	0,053

Quadro 4.1 - Valores de R_{so} em função da difusibilidade e da condutibilidade térmicas do solo.

Determinaram-se, ainda, os valores da resistência térmica do solo referida a um segmento de conduta de comprimento unitário, para valores do comprimento da condutas compreendidos entre 10 m e 60 m, mantendo-se constantes todas as

outras características. Os valores de R_{so} obtidos variaram muito pouco, não mais de 3% do valor obtido para o comprimento de 30 m.

Pelo exposto, os valores a adoptar para R_{so} , em função das propriedades físicas do solo, são os que constam do quadro 4.1.

4.4 - MODELO DA CHAMINÉ SOLAR

O modelo da chaminé solar permite calcular o valor da temperatura do ar à saída da chaminé. A partir do valor da temperatura do ar à saída da chaminé solar é calculado o caudal de ventilação. No entanto, a temperatura do ar à saída da chaminé depende do próprio caudal de ventilação, existindo, pois, uma interdependência entre os valores assumidos por estas duas grandezas. Também os valores das temperaturas das superfícies translúcida e absorvente, da temperatura do ar em escoamento e do caudal de ventilação são interdependentes, pelo que o modelo adopta um processo de cálculo iterativo.

Na figura 4.6 apresenta-se o fluxograma do modelo de previsão do comportamento da chaminé solar.

As temperaturas das superfícies absorvente e translúcida e as temperaturas do ar no interior da chaminé e à sua saída são calculadas através da consideração das equações de balanço de calor para a superfície absorvente, para a superfície translúcida e para o ar em escoamento, como, aliás, já se havia referido na secção 3.2.3. Por outro lado, da equação de balanço de calor para o ar em escoamento, equação (3.22), são deduzidas duas equações, uma que permite calcular o valor da temperatura do ar à saída da chaminé, a equação (3.26), e outra que permite calcular o valor da temperatura média do ar no interior da chaminé, a equação (3.25).

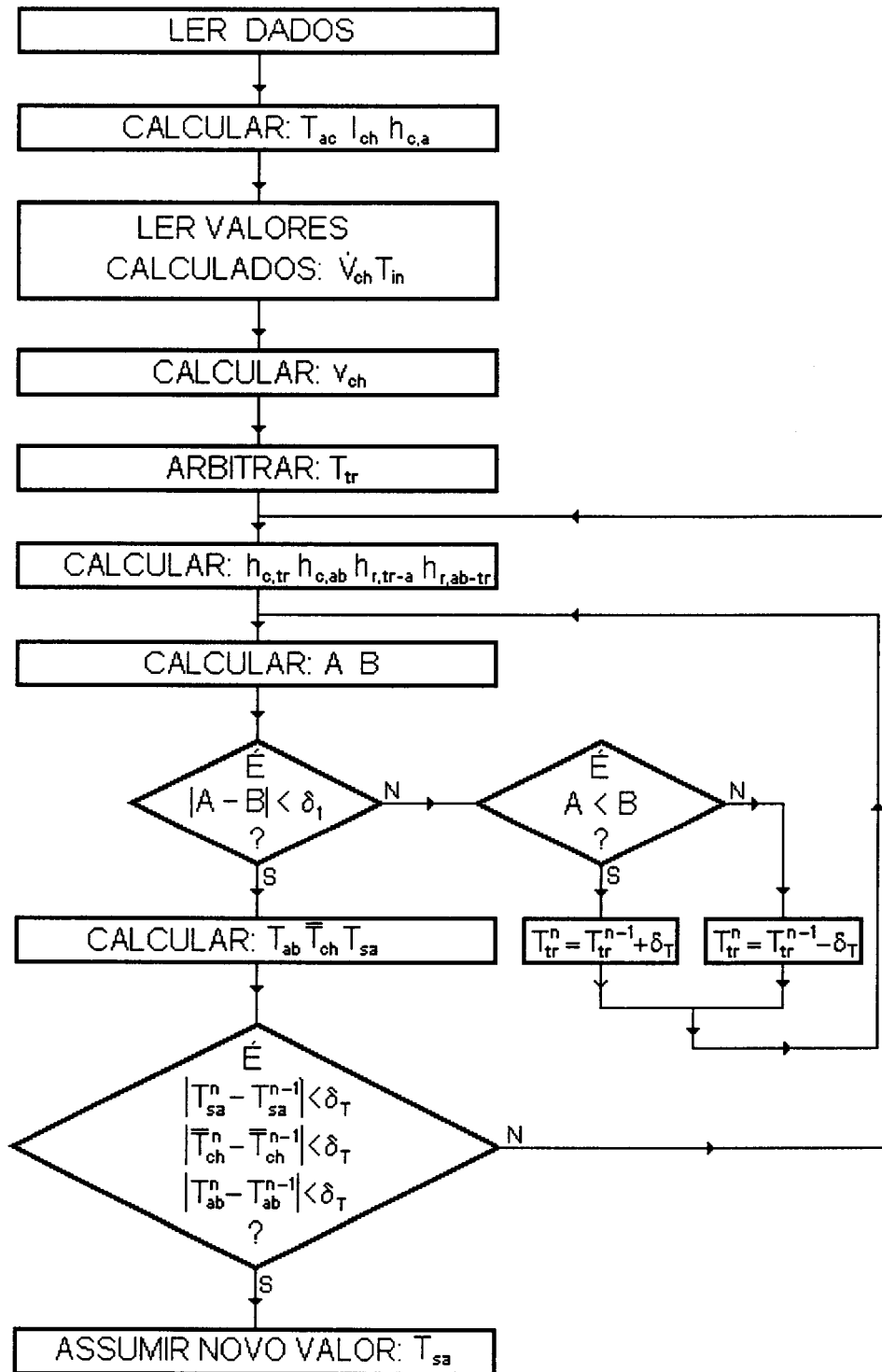


Fig. 4.6 - Fluxograma do modelo da chaminé solar.

A equação de balanço de calor para a superfície absorvente traduz-se na igualdade entre a quantidade de calor, proveniente da radiação solar, absorvida pela superfície e a soma das quantidades de calor libertadas por convecção para o ar em escoamento, por radiação para a superfície translúcida e por condução e convecção para o exterior:

$$\tau\alpha_{ab}I_{ch} = h_{c,ab}(T_{ab} - \bar{T}_{ch}) + h_{r,ab-tr}(T_{ab} - T_{tr}) + U_b(T_{ab} - T_{ex}) \quad (4.9)$$

onde τ representa o coeficiente de transmissão da placa translúcida, α_{ab} representa o coeficiente de absorção da superfície absorvente da chaminé, I_{ch} representa a densidade de fluxo da radiação solar incidente na superfície colectora da chaminé solar, $h_{c,ab}$ representa o coeficiente de convecção para a superfície absorvente, $h_{r,ab-tr}$ representa o coeficiente de transferência de calor por radiação entre a superfície translúcida e a superfície absorvente, U_b representa o coeficiente global de transferência de calor entre a superfície absorvente e o ambiente exterior à chaminé, do seu lado posterior e T_{tr} , T_{ab} , $\bar{T}_{ch}$ e T_{ex} representam, respectivamente, as temperaturas da superfície translúcida, da superfície absorvente, a temperatura média do ar na chaminé e a temperatura do ar no exterior.

A temperatura média da superfície absorvente, pode ser calculada através da expressão que se obtém resolvendo a equação (4.9) em ordem a T_{ab} :

$$T_{ab} = \frac{\tau\alpha_{ab}I_{ch} + h_{c,ab}\bar{T}_{ch} + h_{r,ab-tr}T_{tr} + U_bT_{ex}}{h_{c,ab} + h_{r,ab-tr} + U_b} \quad (4.10)$$

A equação de balanço de calor para a superfície translúcida traduz-se na igualdade entre a soma de duas parcelas, que são a quantidade de calor proveniente da radiação solar que é absorvida pela superfície translúcida e a quantidade de calor transferida por radiação entre a superfície absorvente e a superfície translúcida (positiva se representa um ganho para a superfície

translúcida e negativa no caso contrário) e a soma de três parcelas, que são a quantidade de calor libertada pela superfície por convecção para o ar em escoamento no interior da chaminé, a quantidade de calor libertada pela superfície por convecção para o ar exterior e a quantidade de calor libertada pela superfície por radiação para a abóbada celeste. A equação é a seguinte:

$$\alpha_{tr} I_{ch} + h_{r,ab-tr} (T_{ab} - T_{tr}) = h_{c,tr} (T_{tr} - \bar{T}_{ch}) + h_{c,a} (T_{tr} - T_{ex}) + h_{r,tr-a} (T_{tr} - T_{ac}) \quad (4.11)$$

onde T_{ac} representa a temperatura da abóbada celeste, α_{tr} representa o coeficiente de absorção da superfície translúcida, $h_{r,tr-a}$ representa o coeficiente de transferência de calor por radiação entre a superfície translúcida e a atmosfera, $h_{c,a}$ e $h_{c,tr}$ representam os coeficientes de transferência de calor por convecção entre a superfície translúcida e, respectivamente, o ar exterior e o ar que se escoia pela chaminé.

Para a resolução do sistema constituído pelas equações (3.25), (3.26), (4.10) e (4.11) é necessário conhecer as propriedades físicas do ar, as dimensões da chaminé, os coeficientes de absorção da superfície absorvente e da superfície translúcida, o coeficiente de transmissão da chapa de material translúcido, a densidade de fluxo da radiação solar incidente na superfície colectora da chaminé solar, os coeficientes de convecção para cada uma destas superfícies, o coeficiente global de transferência de calor entre a superfície absorvente e o ambiente exterior à chaminé, do seu lado posterior, os coeficientes de transferência de calor por radiação entre a superfície absorvente e a superfície translúcida e entre esta e a abóbada celeste, a temperatura desta, a temperatura do ar no exterior, a temperatura do ar à entrada da chaminé e o caudal de ventilação.

Segundo Liu e Jordan (1963, citado em Duffie e Beckman, 1974, 1991), a intensidade da radiação solar incidente na superfície colectora da chaminé

solar, pode ser determinada a partir dos valores da intensidade da radiação solar global (directa e difusa), incidente numa superfície horizontal, através da adição das parcelas relativas à radiação solar directa, à radiação solar difusa e à radiação reflectida na superfície do solo da área envolvente. Considera-se que a radiação solar difusa é isotrópica, assim como a radiação solar que é reflectida pelo solo e que atinge a superfície colectora da chaminé. Nestas condições, a expressão adoptada é a seguinte:

$$I_{ch} = I_{dr} \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z} + I_{df} \frac{1 + \cos\beta}{2} + I_{gl}\rho_s \frac{1 - \cos\beta}{2} \quad (4.12)$$

onde I_{gl} , I_{dr} e I_{df} representam os valores da densidade de fluxo da radiação solar global, directa e difusa, respectivamente, incidente numa superfície horizontal; θ e θ_z representam os ângulos dos raios solares, respectivamente, com a perpendicular à superfície colectora e com a vertical do lugar; β representa o ângulo da superfície colectora com a horizontal e ρ_s representa o coeficiente de reflexão da superfície do terreno situado na vizinhança próxima da chaminé. Liu e Jordan (1963, citado em Duffie e Beckman, 1974) sugerem o valor de 0,2 para o coeficiente de reflexão do solo.

O ângulo formado pela direcção dos raios solares e pela vertical do lugar, ângulo zenital (θ_z), pode ser determinado através da expressão (Duffie e Beckman, 1991):

$$\cos\theta_z = \cos\phi \cos\delta \cos\omega + \sin\phi \sin\delta \quad (4.13)$$

onde ϕ , δ e ω representam respectivamente a latitude do lugar, a declinação solar e o ângulo horário solar, sendo a primeira um dado do problema e as outras calculadas a partir do conhecimento do dia do ano e da hora solar a que se referem os dados climáticos.

A declinação solar, expressa em graus, pode ser determinada, de forma aproximada, através da equação de Cooper (1969, citado em Duffie e Beckman, 1991):

$$\delta = 23,45 \times \sin\left(360 \times \frac{284 + t}{365}\right) \quad (4.14)$$

onde t representa o tempo decorrido desde o início do ano, expresso em dias e o argumento da função seno se encontra expresso em graus.

O ângulo horário solar, expresso em graus, é definido através da expressão (Duffie e Beckman, 1991):

$$\omega = 15(H - 12) \quad (4.15)$$

onde H representa a hora solar.

O ângulo formado pela direcção dos raios solares e pela perpendicular à superfície colectora pode ser calculado através da expressão (Duffie e Beckman, 1991):

$$\begin{aligned} \cos\theta = & \sin\delta \sin\phi \cos\beta - \sin\delta \cos\phi \sin\beta \cos\gamma + \cos\delta \cos\phi \cos\beta \cos\omega + \\ & + \cos\delta \sin\phi \sin\beta \cos\gamma \cos\omega + \cos\delta \sin\beta \sin\gamma \sin\omega \end{aligned} \quad (4.16)$$

onde γ representa o azimuth da superfície colectora, ângulo entre a direcção Norte-Sul e a perpendicular à superfície colectora, considerando-se os azimuths positivos ou negativos, conforme as superfícies se encontram orientadas, respectivamente, para Oeste ou Este.

Os coeficientes de convecção para as superfícies absorvente e translúcida são calculados através da aplicação das equações (3.19), (3.20) e (3.21), para o que é necessário conhecer a velocidade de escoamento do ar na chaminé (que permite calcular o número de Reynolds) e as diferenças entre os valores da

temperatura de cada uma das superfícies e da temperatura do ar (que permitem calcular os valores do número de Grashof).

O coeficiente global de transferência de calor entre a superfície absorvente e o ambiente exterior à chaminé, do seu lado posterior, que consta da equação (4.9), é dado pela expressão:

$$U_b = \left(R_b + \frac{1}{h_{c,a}} \right)^{-1} \quad (4.17)$$

onde R_b representa a resistência térmica à condução oferecida pela parede da chaminé que suporta a superfície absorvente e $h_{c,a}$ representa o coeficiente de convecção entre uma superfície exterior e o ar, que pode ser calculada através da expressão (McAdams, 1954):

$$h_{c,a} = 5,7 + 3,8v_v \quad (4.18)$$

onde v_v representa a velocidade do vento junto da superfície e que pode ser calculada através da equação (3.4), para o que é necessário fornecer as características de rugosidade do terreno no local e a distância ao solo do ponto médio da chaminé.

O coeficiente de transferência de calor por radiação entre a superfície translúcida e a superfície absorvente, que consta das equações (4.9) e (4.10), é dado pela expressão:

$$h_{r,ab-tr} = \frac{\sigma(T_{tr}^2 + T_{ab}^2)(T_{tr} + T_{ab})}{\frac{1}{\varepsilon_{tr}} + \frac{1}{\varepsilon_{ab}} - 1} \quad (4.19)$$

onde σ representa a constante de Stefan-Boltzmann e ε_1 e ε_2 representam os valores do coeficiente de emissão da superfície translúcida e da superfície absorvente, respectivamente.

O coeficiente de transferência de calor por radiação entre a superfície translúcida e a atmosfera, que consta da equação (4.11), é dado pela expressão:

$$(4.20)$$

A temperatura da abóbada celeste pode ser calculada pela expressão usada por Whillier (1967, citado em Duffie e Beckman, 1974), que considera que o seu valor é igual ao da temperatura exterior diminuída de 6 K.

Pelo exposto verifica-se que existe uma interdependência entre os valores das temperaturas das superfícies absorvente e translúcida e da temperatura do ar em escoamento, pelo que o cálculo tem, também aqui, de ser efectuado através de um processo iterativo. O processo iterativo adoptado consiste em se arbitrar um valor para a temperatura da superfície translúcida, calcular o valor da temperatura da superfície absorvente pela equação (4.10), o valor médio da temperatura do ar em escoamento () pela equação (3.25) e o valor de cada um dos membros da equação (4.11), designados no fluxograma da figura 4.6 por A (o primeiro membro da equação) e B (o segundo). Se a diferença entre os valores dos dois membros for superior a um valor tolerado que é estabelecido, o valor da temperatura da superfície translúcida é sujeito a um incremento ou a um decremento, respectivamente, se primeiro membro for menor ou maior do que o segundo. Se a diferença entre os dois membros da equação (4.11) não ultrapassar o valor tolerado, verifica-se se as diferenças entre os valores assumidos nas duas últimas iterações pelas temperaturas da superfície absorvente e do ar em escoamento não ultrapassam um determinado valor tolerado.

4.5 - MODELO DA VENTILAÇÃO NATURAL

O modelo da ventilação natural permite calcular o caudal de ventilação escoado através da chaminé solar.

Consideremos o escoamento do ar, sucessivamente através das condutas enterradas, do edifício e da chaminé solar. A soma das perdas de carga do escoamento é igual ao diferencial de pressão gerado pela chaminé. De acordo com as equações (3.10) e (3.16) e da consideração das perdas de carga por atrito do ar em escoamento com as superfícies com que contacta, obtemos a expressão:

$$\rho\beta g\Delta h(T_{sa} - T_{ex}) + (C_{p,en} - C_{p,sa})\frac{1}{2}\rho v_v^2 = \sum_i \zeta_i \rho \frac{v_i^2}{2} + \sum_j f_j \frac{L_j}{D_j} \rho \frac{v_j^2}{2} \quad (4.21)$$

onde g representa a aceleração da gravidade; β o coeficiente de dilatação térmica do ar; Δh a diferença entre a cota média das secções de entrada de ar nas condutas e a cota média da secção de saída da chaminé solar; $C_{p,en}$ e $C_{p,sa}$ são os coeficientes de pressão, respectivamente, na abertura de admissão e no topo da chaminé; v_v a velocidade do vento; ζ_i o coeficiente de perda de carga localizada de ordem i ; v_i e v_j as velocidades de escoamento do ar, respectivamente, no local de ordem i e na conduta de ordem j ; f_j o coeficiente de atrito de Darcy nas superfícies da conduta de ordem j ; L_j o comprimento da conduta de ordem j e D_j o diâmetro hidráulico da conduta de ordem j .

Considerando o escoamento do ar sucessivamente através das condutas subterrâneas, do espaço interior do edifício e da chaminé solar, há a considerar as perdas de carga localizadas e as perdas de carga por atrito nas condutas subterrâneas e na chaminé solar. O caudal de ar escoado pela chaminé solar obtém-se multiplicando a área da sua secção transversal (S_{ch}) pela velocidade de

escoamento do ar na chaminé solar (v_{ch}), que se obtém resolvendo a equação (4.21) em ordem a v_{ch} , que é um dos valores assumidos por v_i e por v_j . A velocidade de escoamento do ar nas condutas subterrâneas é expressa em função de v_{ch} , atendendo à equação (4.2):

$$\dot{V}_{ch} = S_{ch} \sqrt{\frac{2\beta g \Delta h (T_{sa} - T_{ex}) + (C_{p,en} - C_{p,sa}) v_v^2 + \left(2\dot{V}_i v_{ch} \frac{S_{ch}}{S_{co}^2} - \frac{\dot{V}_i^2}{S_{co}^2} \right) \left(\zeta_{co} + \frac{f_{co} L_{co}}{D_{co,in}} \right)}{\zeta_{ch} + \zeta_{co} \left(\frac{S_{ch}}{S_{co}} \right)^2 + \frac{f_{ch} L_{ch}}{D_{ch}} + \frac{f_{co} L_{co}}{D_{co,in}} \left(\frac{S_{ch}}{S_{co}} \right)^2}} \quad (4.22)$$

onde ζ_{co} e ζ_{ch} representam a soma das perdas de carga localizadas que ocorrem, respectivamente, nas condutas e na chaminé solar, f_{co} e f_{ch} representam o coeficiente de atrito de Darcy nas superfícies, respectivamente, nas condutas e na chaminé solar, $D_{co,in}$ e D_{ch} representam, respectivamente, o diâmetro interior das condutas e o diâmetro hidráulico da chaminé solar, S_{co} e S_{ch} representam, respectivamente, a soma das áreas das secções interiores das condutas e a área da secção transversal da chaminé solar, v_{co} e v_{ch} representam a velocidade de escoamento do ar nas condutas e na chaminé solar e L_{co} e L_{ch} representam o comprimento, ao longo do qual se processa o escoamento nas condutas e na chaminé solar.

Nas situações mais comuns, pode-se considerar que os valores dos coeficientes de perda de carga ζ_{co} e ζ_{ch} são, respectivamente, 3 e 2.

O cálculo do caudal por infiltrações, expresso em m^3/s , é efectuado através da expressão indicada pela ASHRAE (1997):

$$\dot{V}_i = 10 S_f \sqrt{C_i |T_{in} - T_{ex}| + C_v v_v^2} \quad (4.23)$$

onde S_f representa a área de frestas (aberturas por onde se processam as infiltrações), expressa em m^2 ; v_v a velocidade do vento, expressa em m/s , C_i e

C_v representam coeficientes que dependem do número de pisos do edifício e das condições de protecção do edifício em relação ao vento. O modelo desenvolvido aplica-se a edifícios de produção animal com um só piso e dotados de chaminé solar, pelo que se considera o valor do coeficiente C_i indicado para edifícios de dois pisos, ou seja $C_i = 0,000290$. Considera-se que os obstáculos existentes nas proximidades exercem uma moderada obstrução à incidência do vento, correspondendo a essa situação o valor $C_v = 0,000231$.

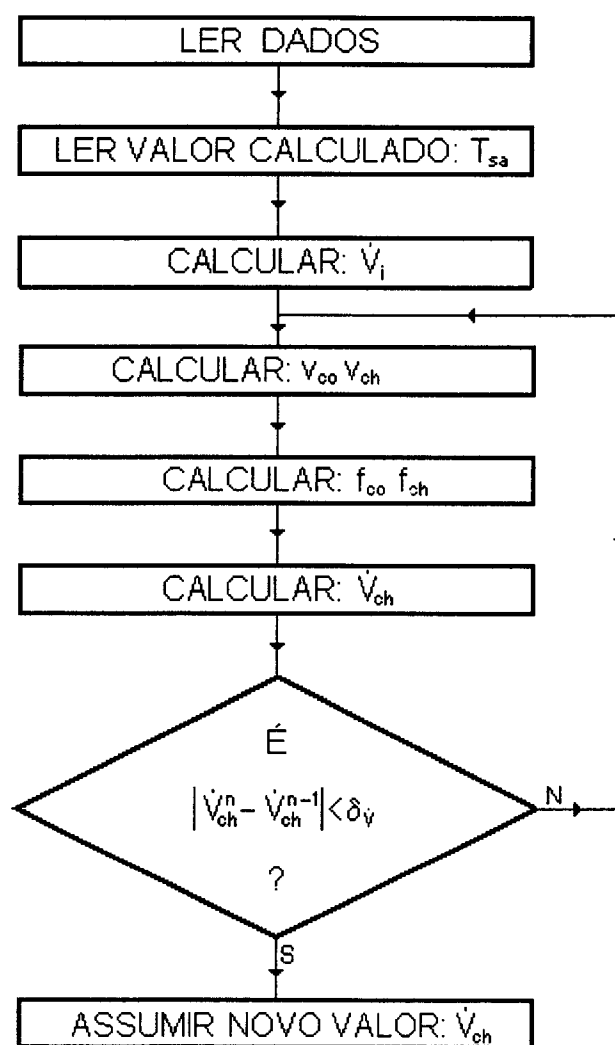


Fig. 4.7 - Fluxograma do modelo de ventilação natural.

Os valores do coeficiente de atrito de Darcy na chaminé e nas condutas, representados respectivamente por f_{ch} e por f_{co} , são calculados através da equação de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon}{3,7D_{in}} + \frac{2,51}{Re\sqrt{f}} \right) \quad (4.24)$$

onde ε representa o coeficiente de rugosidade absoluta da superfície interior da chaminé ou das condutas, expresso em metros e D_i o diâmetro hidráulico da chaminé ou o diâmetro interno das condutas, expresso em metros.

Como se pode verificar pela equação (4.24), o coeficiente de atrito de Darcy é função do número de Reynolds, que, por ser função da velocidade de escoamento, é, por sua vez, função do coeficiente de atrito. Por este motivo é necessário utilizar um processo iterativo para a resolução da equação.

Na figura 4.7 representa-se o fluxograma que representa o processo adoptado para o cálculo seguido.

4.6- MODELO DO ARREFECIMENTO EVAPORATIVO

Foi desenvolvido um módulo, que associado ao modelo descrito, permite prever as condições termo-higrométricas que é possível obter no interior do edifício através de arrefecimento evaporativo por nebulização, utilizado em alternativa ou complementarmente com o arrefecimento pelo solo.

Considera-se que se procede ao arrefecimento evaporativo, apenas, se a temperatura do ar no interior é superior a 26°C e se a sua humidade relativa é inferior a 80%.

O modelo calcula a temperatura do ar no interior do edifício, admitindo que é evaporada, por unidade de tempo, a quantidade de água necessária a que se atinja a humidade relativa de 80%.

Na figura 4.8 representa-se o fluxograma do modelo de arrefecimento evaporativo.

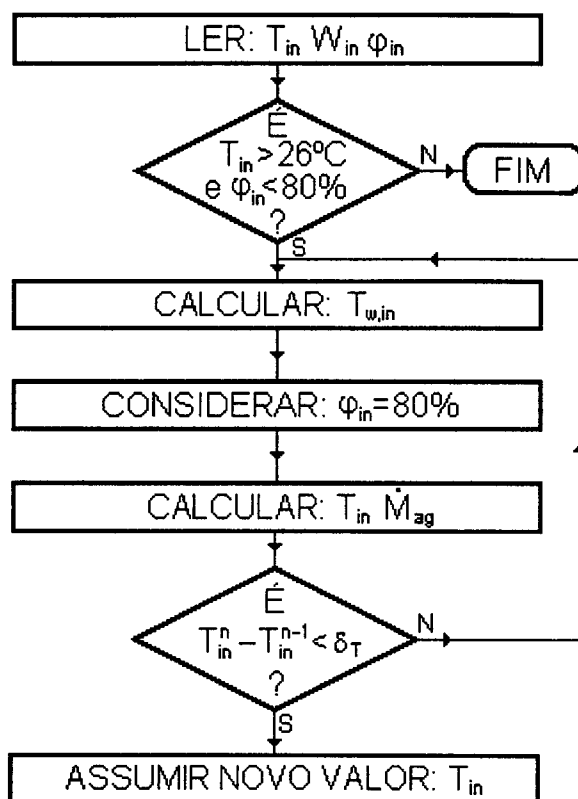


Fig. 4.8 - Fluxograma do modelo de arrefecimento evaporativo.

O processo de cálculo seguido apoia-se no gráfico psicrométrico representado na figura 3.19. Os valores que a temperatura e a humidade absoluta do ar no interior do edifício teriam se não existisse arrefecimento evaporativo são determinados pela aplicação dos modelos já descritos. Esses valores da temperatura e da humidade do ar são representados no gráfico psicrométrico através do ponto B, como se mostra na figura 3.19.

A partir desses valores, determina-se a temperatura de bolbo húmido do ar, correspondente ao ponto B, através das equações (3.44), (3.45) e (3.46). Esse valor da temperatura de bolbo húmido e o valor de 80% da humidade relativa definem o ponto I assinalado na figura 3.19, que representa as condições termo-higrométricas que, com arrefecimento evaporativo por nebulização, é possível obter no interior do edifício. Com as equações (3.44), (3.45) e (3.46), determina-se a temperatura e a humidade absoluta do ar que correspondem à temperatura de bolbo húmido já conhecida e cuja pressão parcial de vapor de água é igual ao produto da humidade relativa fixada (80%) pela pressão parcial de vapor de água de saturação. Com base no caudal de ventilação que se verifica, calcula-se a quantidade de água que é necessário evaporar, por unidade de tempo, para que a humidade absoluta aumente do valor que corresponde ao ponto B para o valor que corresponde ao ponto I. O caudal mássico de água que é necessário evaporar é igual ao produto do caudal mássico de ar que se escoia através da chaminé solar pelo acréscimo da humidade absoluta do ar no interior do edifício.

Com a alteração do valor da temperatura do ar no interior do edifício é alterada a quantidade de calor transferida através da envolvente e, conseqüentemente, é alterada a posição do ponto A assinalado no gráfico psicrométrico representado na figura 3.19. Este facto obriga ao recurso a um processo iterativo de cálculo, que se dá por concluído quando se verifica a convergência de valores da temperatura no interior, obtidos em iterações sucessivas. Além disso, dessa alteração do valor da temperatura do ar resulta a alteração do valor da temperatura do ar à saída da chaminé solar e, conseqüentemente a alteração do valor do caudal de ventilação, o que obriga a que se regresse ao modelo global. O valor calculado do caudal mássico de água que é necessário evaporar ($\dot{M}_{ag}$) passa a ser considerado na equação (4.3), com base na qual é determinada a temperatura do ar no interior do edifício. Também o valor da humidade

absoluta do ar no interior é actualizado na equação (4.4), com base na qual se determina a humidade relativa do ar no interior do edifício. Segue-se um processo iterativo de cálculo que termina quando são idênticos os valores do caudal de ventilação e da temperatura do ar no interior do edifício obtidos em iterações sucessivas.

4.7 - VALIDAÇÃO DO MODELO DA CHAMINÉ SOLAR

4.7.1 - Descrição da instalação experimental

A validação do modelo de comportamento da chaminé solar, descrito na secção 4.4, foi feita usando uma célula de teste do Laboratório de Estudo do Comportamento Térmico de Edifícios, localizada na cidade do Porto, onde, já anteriormente, se haviam realizado diversos trabalhos de investigação (Gonçalves et al., 1987 e Afonso et al., 1997).

A célula de teste com as dimensões interiores, em planta, de 4 m × 3 m e o pé direito de 2,55 m, está dividida longitudinalmente em dois compartimentos iguais, num dos quais se instalou uma chaminé solar, como se pode observar pelas figuras 4.9, 4.10 e 4.11.

As paredes exteriores da célula são constituídas por betão com 0,20 m de espessura, revestido exteriormente por uma camada de 0,05 m de poliestireno expandido, com recobrimento interior e exterior de reboco com 0,005 m de espessura. O pavimento da célula é constituído por uma laje maciça de betão armado com 0,20 m de espessura, revestida interiormente por uma camada de betonilha com 0,03 m de espessura e exteriormente por uma camada de 0,03 m de espessura de poliestireno expandido.

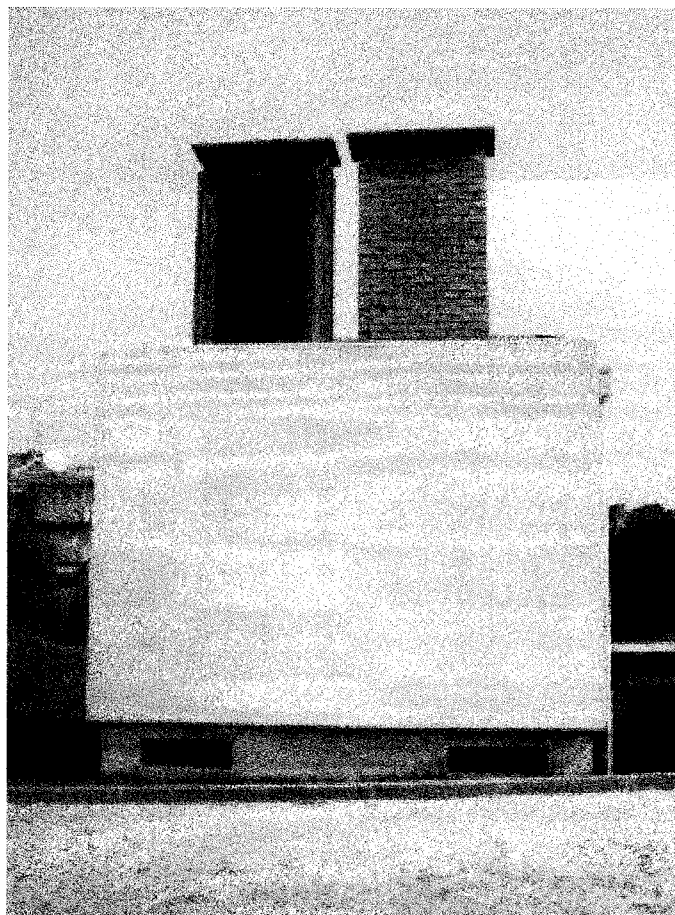


Fig. 4.9 - A célula de teste vista de Sul.

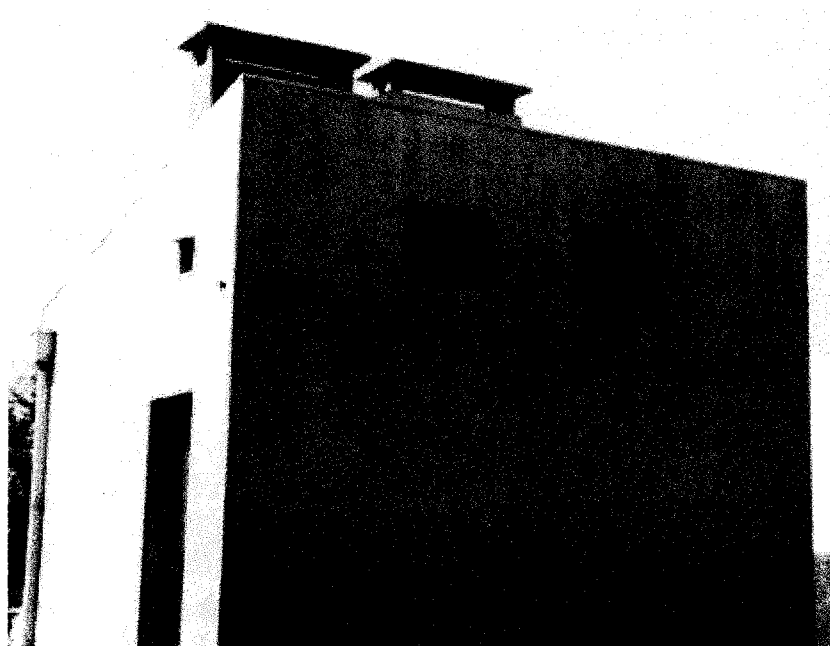


Fig. 4.10 - A célula de teste vista de Norte.



Fig. 4.11 - Vista da chaminé solar e da chaminé convencional.

A laje de cobertura da célula é uma laje aligeirada com 0,12 m de espessura (formada por vigotas em betão pré-esforçado, elementos cerâmicos de enchimento e uma camada de compressão em betão), sendo revestida exteriormente por uma camada de 0,03 m de poliestireno expandido e, interiormente, por uma camada de reboco com 0,005 m de espessura. A parede interior que divide a célula em dois compartimentos iguais é constituída por contraplacado de madeira com 0,012 m de espessura. Num dos compartimentos instalou-se uma chaminé solar.

Os ensaios decorreram num dos compartimentos, com duas aberturas na laje de tecto, sendo uma delas dotada de chaminé solar. A chaminé solar tem as seguintes dimensões: 2 m de altura, 1 m de largura e 0,16 m de espessura de canal. As paredes da chaminé com maiores dimensões, estão orientadas para Sul e para Norte. A parede orientada a Sul é constituída por chapa de vidro,

para permitir a captação de energia solar. A parede oposta é constituída por alvenaria de tijolo com 0,10 m de espessura, com duas camadas de poliestireno expandido, uma colocada interiormente e a outra exteriormente, com as espessuras de, respectivamente, 0,04 m e 0,05 m. Interiormente, sobre as placas de poliestireno expandido, foi ainda colocada uma chapa de alumínio com 0,002 m de espessura, com a superfície exposta pintada de preto.

Medição do caudal de ar

Para medição dos caudais de ventilação foi usada a técnica dos gases traçadores. Este método foi adoptado na realização deste trabalho porque, dos vários métodos existentes para a medição dos caudais de ar em edifícios, o dos gases traçadores é o único que permite fazê-lo em tempo real (Afonso, 1989). Das várias possibilidades de implementação deste método: declive, concentração constante e emissão constante (Afonso et al., 1997), foi escolhido este último, uma vez que é o que melhor se adequa à situação em causa, ou seja, à determinação dos caudais de ar por ventilação em contínuo e por períodos prolongados, em espaços considerados como uma única zona.

A metodologia utilizada consiste na injeção de um caudal constante de gás traçador no espaço onde se pretende calcular a taxa de renovação, ficando a concentração induzida no espaço como variável dependente. Conforme haja ou não variação do caudal de ar no espaço a testar, haverá ou não uma consequente variação da concentração do gás traçador. A sua medição possibilita o cálculo do caudal de ventilação, através do recurso à equação de balanço de gás:

$$V \frac{dc}{dt} = \dot{V}(C_{ex} - C) + \dot{V}_g \quad (4.25)$$

onde V representa o volume do espaço considerado, $\dot{V}$ representa o caudal de ventilação, C e C_{ex} representam as concentrações de gás traçador,

respectivamente, no espaço interior e no exterior e $\dot{V}_g$ o caudal de gás traçador injectado no espaço.

Utilizou-se como gás traçador o SF_6 , que tem a vantagem de não existir na atmosfera. A concentração do gás foi medida por um analisador previamente calibrado.

Admite-se que o caudal de ventilação é constante, durante cada um dos intervalos de tempo considerados. Como a concentração de gás traçador no exterior é nula, a relação entre a concentração volúmica do gás traçador no interior e o caudal de ventilação é a seguinte:

$$\dot{V} = \frac{\dot{V}_g}{C} \quad (4.26)$$

Foram realizados ensaios em contínuo e, a partir dos valores medidos da concentração do gás traçador, foram determinados os valores do caudal de ventilação (medido) que se apresentam na figura 4.16.

Medição da temperatura

No interior da célula foram colocados três sensores, para medição da temperatura do ar. A temperatura da superfície da chapa de alumínio foi medida com 6 sensores, 3 a 40 cm do bordo superior da chaminé e 3 a 40 cm do bordo inferior.

Todos os sensores de temperatura estão ligados a um sistema de aquisição de dados da marca “Hewlett-Packard” que comunica com um computador HP-Vectra 386 através de uma placa de aquisição da mesma marca. Neste computador está instalado um “programa” de aquisição desenvolvido em Itália, denominado SADAT, especialmente concebido para o projecto PASSYS.

Este sistema faz a leitura de todos os dados de minuto a minuto (embora permita ao utilizador definir um conjunto de sensores cuja leitura deve ser feita de 5 em 5 segundos). Os dados são armazenados em ficheiros diários de 1 e de 10 minutos e em ficheiros horários, nos quais se encontram valores médios horários. Para além da leitura e armazenamento dos dados, este sistema permite ainda a visualização gráfica e numérica dos dados.

Na figura 4.12 representam-se os valores registados para a temperatura do ar no interior da célula de teste e no exterior.

Em relação aos valores da temperatura da superfície da chapa de alumínio, determinaram-se as médias dos valores medidos pelos dois conjuntos de sensores, posicionados nas partes superior e inferior da chapa. Verificou-se uma grande diferença entre os valores medidos pelos sensores colocados na parte superior da chapa e os valores medidos pelos sensores colocados na sua parte inferior, o que se explica pelo facto de que os colocados na parte inferior não apanharem sol.

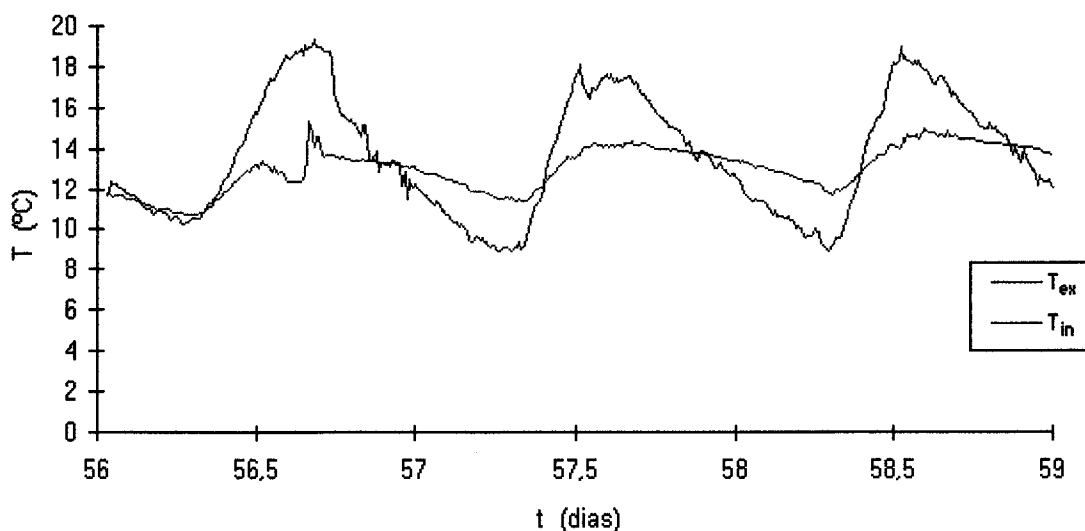


Fig. 4.12 - Temperatura do ar no interior da célula e no exterior.

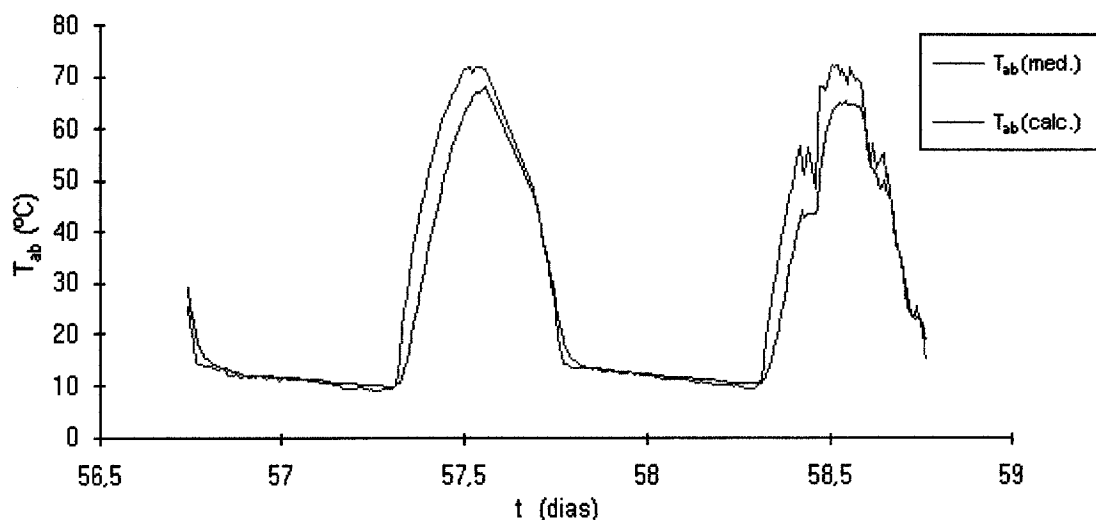


Fig. 4.13 - Comparação entre os valores medidos e calculados para a temperatura da superfície absorvente.

Sendo a situação correspondente aos três sensores situados perto do bordo superior da chapa de alumínio representativa da maior parte da sua superfície, adoptou-se como valor medido da temperatura da superfície a média dos valores medidos por aqueles três sensores. Compararam-se os valores medidos e os calculados pelo modelo de comportamento da chaminé solar, para a temperatura da superfície absorvente da chaminé solar. Construiu-se o gráfico apresentado na figura 4.13, que mostra uma boa aproximação entre os dois conjuntos de valores.

Medição dos parâmetros meteorológicos

Em simultâneo foram registados os valores da temperatura do ar no exterior, da velocidade do vento, da densidade de fluxo de radiação solar global incidente num plano vertical orientado a Sul. Pelos valores registados, verifica-se que nos dias 25, 26 e 27 de Fevereiro de 1998, dias em que decorreram os ensaios, a velocidade média do vento foi de 1,9 m/s, com um desvio padrão de 1,1 e o valor máximo da densidade de fluxo da radiação solar incidente num plano vertical orientado a Sul foi de 770 W/m².

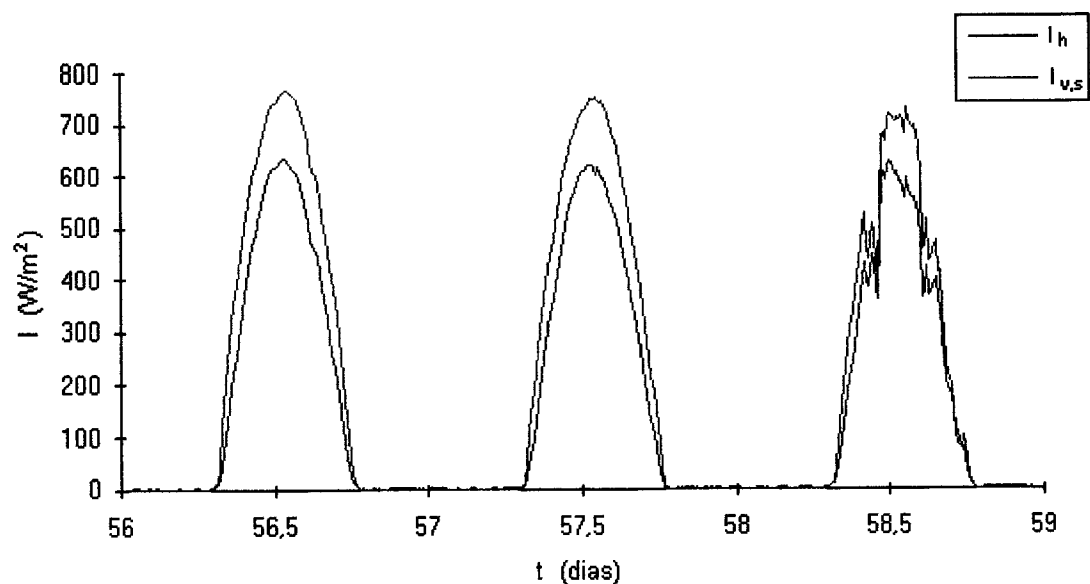


Fig. 4.14 - Densidade de fluxo da radiação solar global incidente num plano horizontal e num plano vertical orientado a Sul.

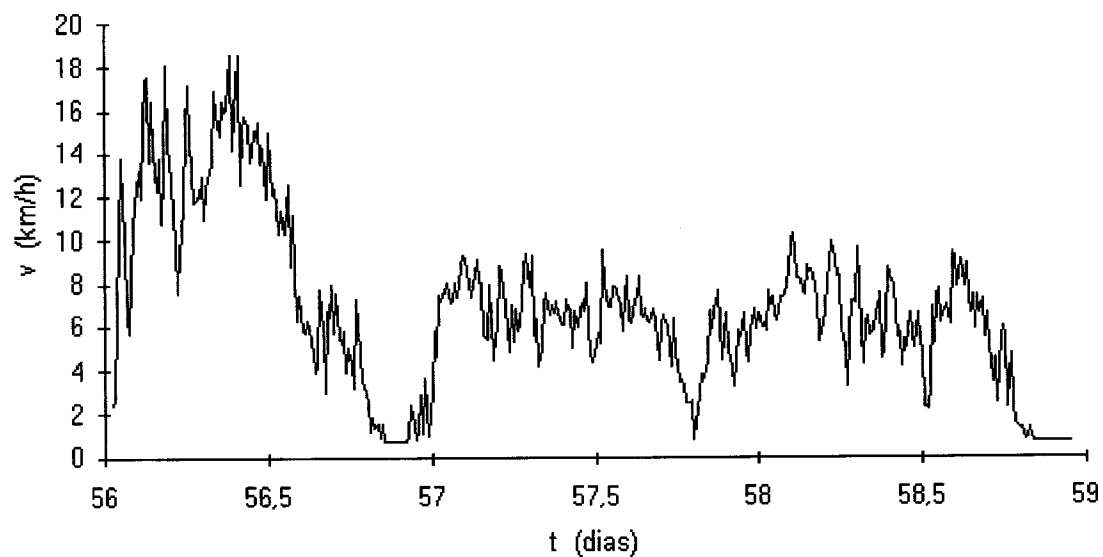


Fig. 4.15 - Valores da velocidade do vento.

Não se verificou, pois, vento forte e a densidade do fluxo da radiação solar foi bastante elevada, como se pode observar nos gráficos representados nas figuras 4.14 e 4.15.

4.7.2 - Comparação entre os valores do caudal de ventilação medidos e calculados

O caudal de ventilação é calculado através do modelo de previsão do comportamento da chaminé solar desenvolvido, já descrito na secção 4.4.

O caudal de ventilação é calculado pela aplicação da equação (4.22), adaptada às condições específicas da célula de teste descrita. Dadas as características da célula de teste, o caudal devido a infiltrações é considerado nulo. As perdas de carga por atrito ao longo do escoamento são muito pequenas, quando comparadas com as perdas de carga localizadas, pelo que se consideram aquelas nulas. Além disso, a área de admissão de ar é igual à área da secção da chaminé solar. A equação (4.22) assume, então a seguinte forma:

$$\dot{V}_{ch} = S_{ch} \sqrt{\frac{2\beta g \Delta h (T_{sa} - T_{ex}) + (C_{p,en} - C_{p,sa}) v_v^2}{\sum_i \zeta_i}} \quad (4.27)$$

onde ζ_i representa a perda de carga correspondente à singularidade de ordem i . Para a soma dos coeficientes de perda de carga localizada, toma-se o valor 3, que resulta da soma dos coeficientes de perda de carga relativos à abertura de admissão de ar na célula de teste e às aberturas de entrada e de saída da chaminé solar. Para a diferença entre os coeficientes de pressão, toma-se o valor 0,15. Este valor foi escolhido por ser o que melhor se adapta aos resultados obtidos.

Na figura 4.16 representam-se os valores calculados e medidos do caudal de ventilação.

Como o modelo que calcula o caudal de ventilação não contabiliza a influência da direcção do vento no coeficiente de pressão, verificam-se situações pontuais em que os valores medidos e calculados se afastam. Além disso, o modelo

considera que, em cada intervalo de tempo, a pressão dinâmica se mantém constante, enquanto que, na realidade, tal não acontece porque a velocidade do vento se altera em cada instante. No entanto, os valores calculados do caudal de ventilação acompanham os valores medidos. O coeficiente de correlação entre os valores medidos e calculados é de 0,81. Os valores médios dos caudais medidos e calculados são iguais a $0,07\text{m}^3/\text{s}$.

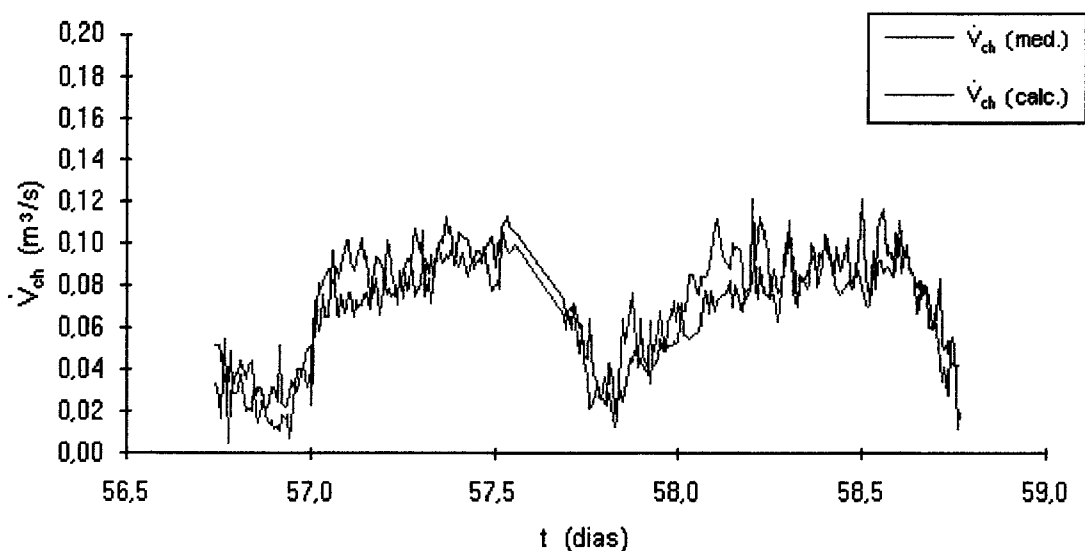


Fig. 4.16 - Valores do caudal de ventilação medidos e calculados através do modelo.

Atendendo à variabilidade das variáveis climáticas em causa, com relevo para o vento, o modelo adoptado apresenta uma boa precisão por comparação com os valores medidos.

CAPÍTULO 5

APLICAÇÃO DO MODELO

5.1 - CONDIÇÕES DE APLICAÇÃO DO MODELO

O modelo descrito no capítulo anterior, foi usado para avaliação da influência dos principais parâmetros, que caracterizam a chaminé solar e a harpa de tubos enterrados, na obtenção das condições de neutralidade térmica, no interior de um edifício para produção intensiva de suínos.

Foram efectuadas simulações em relação a um edifício com as dimensões interiores, em planta, de 15 m × 8 m, pé direito de 2,6 m, ocupado por suínos na fase de crescimento e engorda. Como esta fase é, geralmente, considerada como compreendendo animais com valores da massa corporal entre 20 kg e 100 kg, para efeitos da quantificação do calor gerado no interior do edifício, considerou-se o valor médio, ou seja, que a massa corporal dos animais era igual a 60 kg.

Considerou-se uma situação de base, em que o edifício continha 100 suínos, a harpa de tubos enterrados era composta por 15 tubos em PVC, com o diâmetro interior de 0,384 m, comprimento de 30 m e instalados de forma a que o seu eixo se situasse à profundidade de 2,5 m; a chaminé solar, com a superfície translúcida orientada a Sul, tinha uma largura de 15 m, altura de 2 m e espessura de canal de 0,2 m.

Fizeram-se variar os valores dos parâmetros que estabelecem as relações dimensionais, que caracterizam a ocupação, o edifício, a chaminé solar e a harpa de tubos enterrados, variando, de cada vez, o valor de apenas um e mantendo-se os valores dos restantes. Consideraram-se valores da largura da

chaminé solar compreendidos entre 6 m e 15 m e da sua altura compreendidos entre 0,5 m e 2,5 m. Os tubos com o diâmetro interior de 0,384 m, com o comprimento variando entre 10 m e 60 m, o seu número entre 9 e 24 e instalados a uma profundidade média que variou entre 1 m e 3 m. O número de animais variou entre 60 e 140.

Os valores das variáveis climáticas considerados, foram os que constam do "Test Reference Year" (TRY) de Lisboa, tidos como representativos do clima da região de Lisboa e Vale do Tejo. Foram introduzidos no modelo os valores horários (referidos à hora solar) da temperatura e humidade relativa do ar, da velocidade do vento, da densidade de fluxo da radiação solar sobre um plano horizontal, discriminada nas parcelas relativas à radiação directa e à radiação difusa.

Para cada conjunto de valores das variáveis climáticas, o modelo calcula a temperatura e a humidade relativa do ar no interior do edifício. O período de tempo em análise é constituído pelos meses Junho, Julho, Agosto e Setembro, pelo que, para cada conjunto de valores das relações dimensionais, são efectuadas 2928 simulações, uma por cada intervalo de tempo de uma hora.

Para se avaliar em que medida as condições de neutralidade térmica são atingidas, foi definido um índice de conforto (I_c) expresso pela percentagem de tempo, do período em apreço, em que as condições termo-higrométricas no interior do edifício pertencem ao domínio da neutralidade térmica, tal como esta foi definida na secção 2.2. O índice de conforto, assim definido, é usado como forma pragmática de exprimir a satisfação das exigências ambientais.

O modelo foi implementado num meio informático, tendo-se optado pela utilização da folha de cálculo "Excel", que está dotada de uma potente ferramenta de programação. A programação assenta na elaboração de várias

folhas de macro, cada uma delas constituindo um encadeado de instruções, interligadas através de uma outra folha de macro que determina a rota a seguir, ou seja, quais as folhas de macro a activar e em que sequência. Optou-se por este suporte informático principalmente pela facilidade de utilização e por permitir tanto o tratamento dos resultados, como a sua representação gráfica.

Dados climáticos

O TRY é um conjunto de sequências horárias de valores dos parâmetros climáticos mais relevantes, seleccionados a partir de registos disponíveis correspondentes a vários anos e abrangendo as 8760 horas de um ano completo. Através do TRY pretende-se representar com suficiente aproximação as características do clima do local a que corresponde. O número de parâmetros climáticos que pode conter é variável, dependendo geralmente da informação meteorológica disponível. Porém, são considerados os seguintes parâmetros básicos: temperatura do ar, radiação solar global, difusa e directa e velocidade do vento, todos eles apresentados sob a forma de valores horários. Os valores horários que compõem o TRY, são seleccionados ou calculados, por métodos apropriados, a partir da informação meteorológica correspondente a um número de anos significativo. O TRY deve, pois, apresentar os valores médios mensais e as variações mensais e diárias típicas do clima do local a que correspondem. Em Portugal, para a obtenção do TRY, de várias localidades, foi utilizado o método dinamarquês. O período de observações recomendado para a selecção dos vários meses típicos é de, pelo menos, dez anos (INMG/LNEC, 1988).

Admite-se que a representatividade de um TRY abrange uma área geográfica centrada na localidade para a qual foi expressamente estabelecido, pelo que se consideram os valores que correspondem ao TRY de Lisboa representativos da região de Lisboa e Vale do Tejo.

Como se analisou na secção 3.3, pode prever-se a temperatura do solo, em função da profundidade e do dia do ano, através da equação (3.33), desde que se conheçam a temperatura média e a amplitude térmica anuais da superfície do solo, a difusibilidade térmica do solo e o número de dias que decorre entre o início do ano e a ocorrência da temperatura média anual. Considera-se que as condutas são instaladas num terreno agricolamente aproveitado, sendo a sua superfície sombreada. Assim, toma-se a temperatura do ar como temperatura da superfície do solo. O cálculo dos valores a adoptar para a temperatura média anual do ar e respectiva amplitude térmica, foi efectuado a partir dos dados climáticos que constituem o TRY. Calcularam-se as temperaturas médias mensais do ar, cujos valores se apresentam no quadro 5.1 e a temperatura média anual do ar que é igual a 15,6°C, sendo a representação gráfica desses valores apresentada na figura 5.1.

Mês	Jan.	Fev.	Mar.	Abr.	Mai.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Out.	Nov.	Dez.
T(°C)	9,8	10,5	12,2	14,6	16,4	19,0	20,7	22,0	21,4	17,3	12,8	10,6

Quadro 5.1 - Valores médios mensais da temperatura do ar.

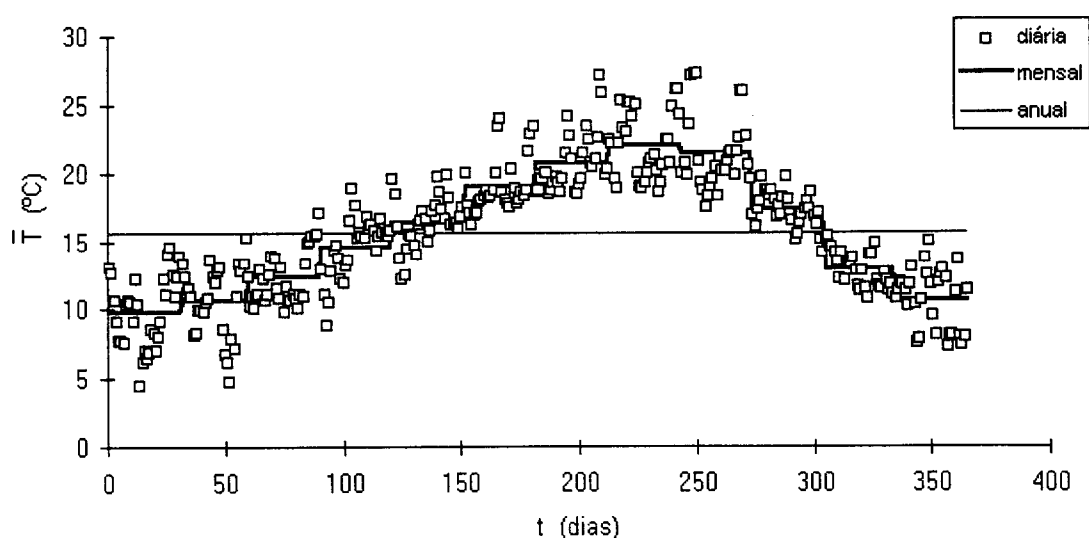


Fig. 5.1 - Valores médios diários, médios mensais e médio anual da temperatura do ar.

Dados os valores da temperatura média anual e os valores máximo e mínimo da temperatura média mensal, considerou-se igual a $6,1^{\circ}\text{C}$ a amplitude da variação sinusoidal da temperatura. Por interpolação linear determinou-se o número de dias que decorrem do início do ano até que se atinja a temperatura média anual, tendo-se obtido um valor igual a 122 dias. Considerou-se, ainda, a difusibilidade térmica do solo igual a $5,8 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ e a capacidade térmica volúmica igual a $2,25 \times 10^6 \text{ J.m}^{-3}.\text{K}^{-1}$. Estes valores foram escolhidos porque correspondem a valores médios, segundo, respectivamente, Labs (1989) e Monteith e Unsworth, (1990). Consequentemente considerou-se a condutibilidade térmica igual a $1,3 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$. Introduzindo os valores citados na equação (3.33), obtêm-se os valores previsíveis da temperatura do solo em função da profundidade. Os valores previstos, através da equação (3.33), para a temperatura da superfície do solo, são obtidos para z igual a zero e representam-se na figura 5.2, através de uma curva sinusoidal.

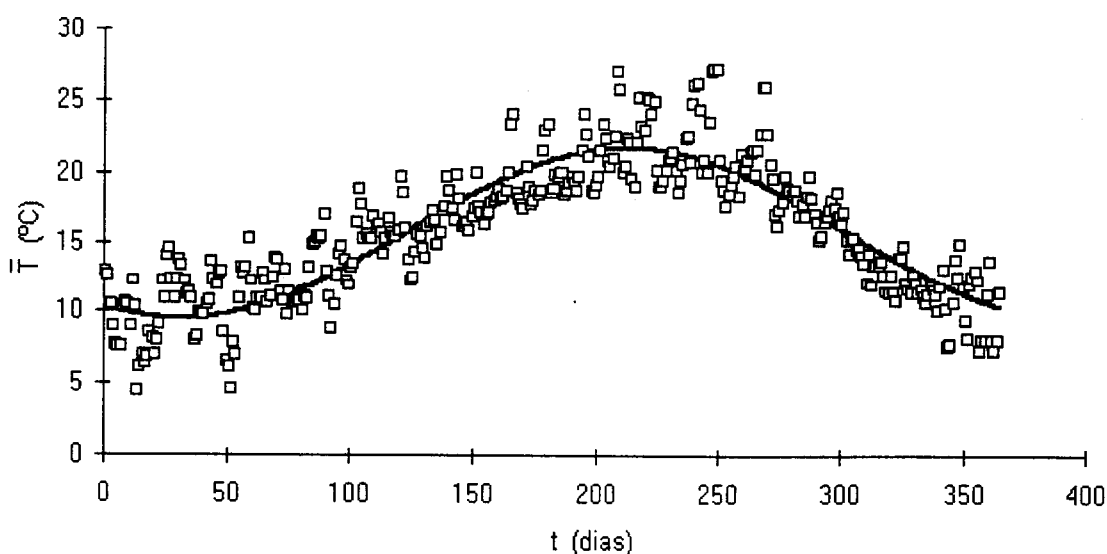


Fig. 5.2 - Comparação entre a variação sinusoidal adoptada e os valores da temperatura média diária do ar.

Outros dados

Calculou-se a resistência térmica do solo, referida a um elemento de volume de comprimento unitário, através da metodologia descrita na secção 4.3. Para um solo com difusibilidade térmica igual a $5,8 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ e condutibilidade térmica igual a $1,3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$, a resistência térmica do solo referida a um segmento de conduta de comprimento unitário é igual a $0,078 \text{ m} \cdot \text{K}/\text{W}$, segundo o quadro 4.1.

Considerou-se que as paredes exteriores do edifício são constituídas por alvenaria de tijolo “duplex” com 0,22 m de espessura, com ambos os paramentos rebocados, cujo coeficiente de transmissão térmica é de $1,25 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$. A área de envidraçados constitui 10% da área da envolvente vertical do edifício e os envidraçados têm um coeficiente de transmissão térmica de $5,8 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$. Assim, a envolvente vertical do edifício é caracterizada por um coeficiente de transmissão térmica de $1,7 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$. A envolvente horizontal do espaço interior, constituída por chapas de fibrocimento revestidas interiormente por uma camada de espuma de poliuretano com 25 mm de espessura, possui um coeficiente de transmissão térmica de $0,7 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$. A área total de frinchas é de $0,1 \text{ m}^2$, valor calculado a partir do número e área de portas e janelas exteriores, habitual neste tipo de edifício e que serviu de base ao cálculo do caudal por infiltrações.

A quantidade de calor libertada pelos animais foi calculada através das equações (2.8) e (2.9), com $\beta = 0,95$.

Para o coeficiente de absorção e para o coeficiente de transmissão da superfície translúcida, foram considerados, respectivamente, os valores 0,06 e 0,84. Como coeficiente de absorção da superfície absorvente foi tomado 0,95 e como resistência térmica da parede que suporta esta superfície $0,9 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$, valor que corresponde a uma camada de 30 mm de poliestireno extrudido. Considera-se que o valor do coeficiente de emissão da superfície translúcida é igual ao seu

coeficiente de transmissão e que o valor do coeficiente de emissão da superfície absorvente é igual ao seu coeficiente de absorção (superfície não selectiva). Para o coeficiente de reflexão da superfície do solo frente à superfície transparente da chaminé tomou-se o valor 0,2.

Os valores da rugosidade das superfícies interiores da chaminé e dos tubos foram considerados iguais a 3×10^{-5} m e as somas dos coeficientes de perdas de carga localizadas na chaminé e nos tubos, respectivamente, iguais a 2 e a 3. Estes valores resultam de a perda de carga de entrada e de saída ser igual à unidade e de a conduta subterrânea possuir duas curvas de 90°, cada uma com um coeficiente de perda de carga de 0,34 e uma rede de protecção com uma percentagem de obstrução de 20%, com um coeficiente de perda de carga de 0,32 (ASHRAE, 1997).

O caudal de ventilação é calculado através da equação (4.22), sendo considerado que a diferença entre os valores do coeficiente de pressão na saída da chaminé e na entrada dos tubos é igual a 0,5. Este valor resulta do facto de se poder considerar que o coeficiente de pressão no topo de uma chaminé é igual a -0,5 e de se considerar que o coeficiente de pressão à entrada das condutas é nulo, dado que esta se situa junto à superfície do solo. A altura de referência considerada para o cálculo da pressão dinâmica originada pelo vento é o da distância ao solo do topo da chaminé.

Para efeito do cálculo do perfil da velocidade do vento, segundo a vertical, considerou-se o edifício implantado numa área rural com edifícios baixos, pelo que os valores a introduzir na equação (3.4) são, de acordo com a tabela 3.1, $\xi = 0,2$ e $\psi = 0,85$.

Os valores considerados para a massa volúmica, a capacidade térmica mássica e a viscosidade cinemática do ar foram, respectivamente, $1,16 \text{ kg/m}^3$, 1007 J/kg.K e $1,59 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$.

5.2 - AVALIAÇÃO DAS CONDIÇÕES TERMO-HIGROMÉTRICAS

Pela aplicação do modelo desenvolvido, avaliou-se em que medida as condições termo-higrométricas, que previsivelmente se atingem no interior de um edifício para suínos, durante os meses de Junho a Setembro, correspondem às condições de neutralidade térmica. Deu-se especial atenção a este período de tempo, no entanto, efectuou-se também uma simulação que compreende os doze meses do ano.

5.2.1 - Critério de avaliação

As condições termo-higrométricas do ambiente são representadas através de um gráfico, onde, a cada ponto, corresponde um par de valores da temperatura e da humidade relativa do ar, em cada uma das horas do período de tempo considerado. Como se considerou que a envolvente do edifício possui uma resistência térmica relativamente elevada (secção 5.1), podemos considerar que a temperatura do ar deve apresentar valores pertencentes ao intervalo definido na secção 2.2 como os indicados para a temperatura ambiente. O limite do domínio da neutralidade térmica, definido na secção 2.2, é representado nas figuras 5.3, 5.4, 5.5 e 5.6 através de uma linha trapezoidal.

Avaliam-se as condições ambientais obtidas no interior do edifício, através da percentagem de tempo em que as condições termo-higrométricas pertencem ao domínio da neutralidade térmica e essa percentagem é adoptada como indicador do conforto e passamos a designá-la por índice de conforto.

Foi efectuada uma simulação, através da qual se efectuou a previsão dos valores da temperatura e da humidade relativa do ar no interior do edifício, ao

longo de todo o ano e para cada um dos intervalos de tempo de uma hora. Considerou-se o edifício dotado de chaminé solar, permutador de calor ar-solo e com a ocupação, tal como na secção 5.1 foi descrito como sendo a situação de base.

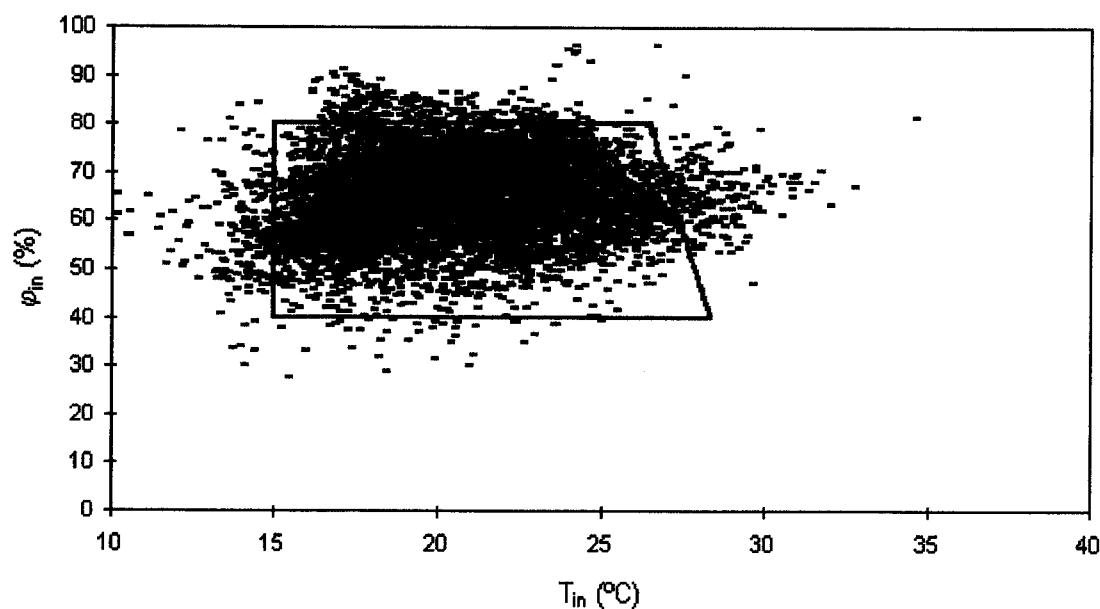


Fig. 5.3 - Comparação entre as condições termo-higrométricas, em todo o ano, no interior do edifício com chaminé solar e com condutas subterrâneas e a zona de neutralidade térmica.

Na figura 5.3 representam-se os valores da temperatura e da humidade relativa do ar obtidas para o interior do edifício, bem como se representa a zona de neutralidade térmica. Verifica-se que durante 91% do tempo as condições termo-higrométricas pertencem ao domínio da neutralidade térmica, enquanto que no exterior tal só acontece durante 34% do tempo. Analisando os valores obtidos para a temperatura e para a humidade relativa do ar no interior do edifício, verifica-se que, mesmo quando não pertencem aos intervalos de valores mais aconselháveis, afastam-se geralmente pouco deles. Isto mostra que o sistema tem uma apreciável capacidade de auto-regulação.

Na figura 5.4 representam-se as condições termo-higrométricas do ar no exterior, no período a que se referem as simulações, cujos resultados se

apresentam de seguida, isto é, de Junho a Setembro. Verifica-se que as condições ambientais no exterior pertencem ao domínio da neutralidade térmica durante 64% do tempo.

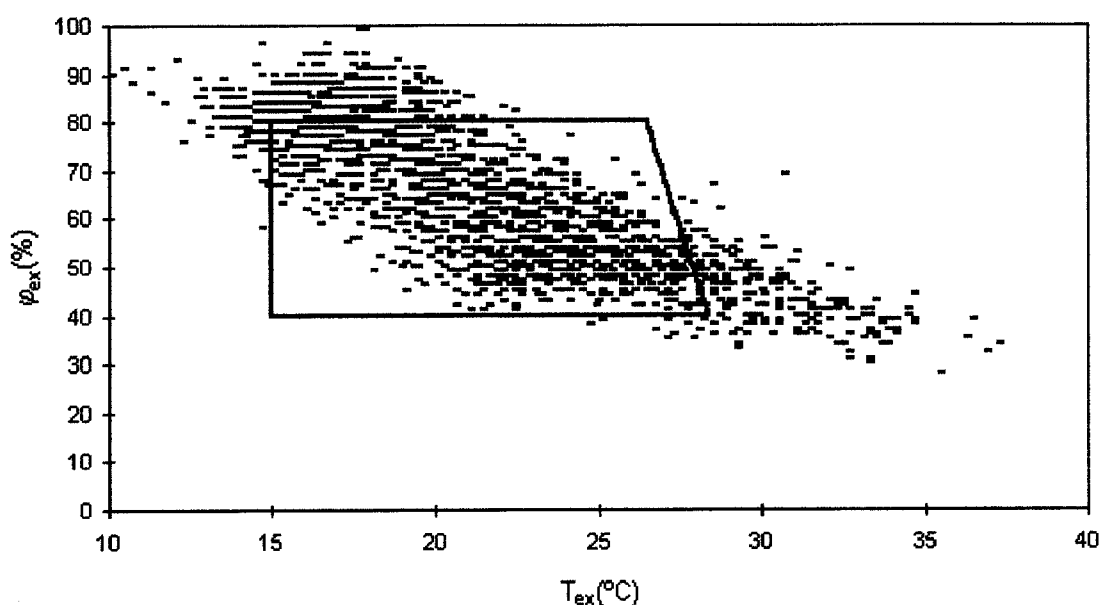


Fig. 5.4 - Comparação entre as condições termo-higrométricas no exterior, no período de Verão, e a zona de neutralidade térmica.

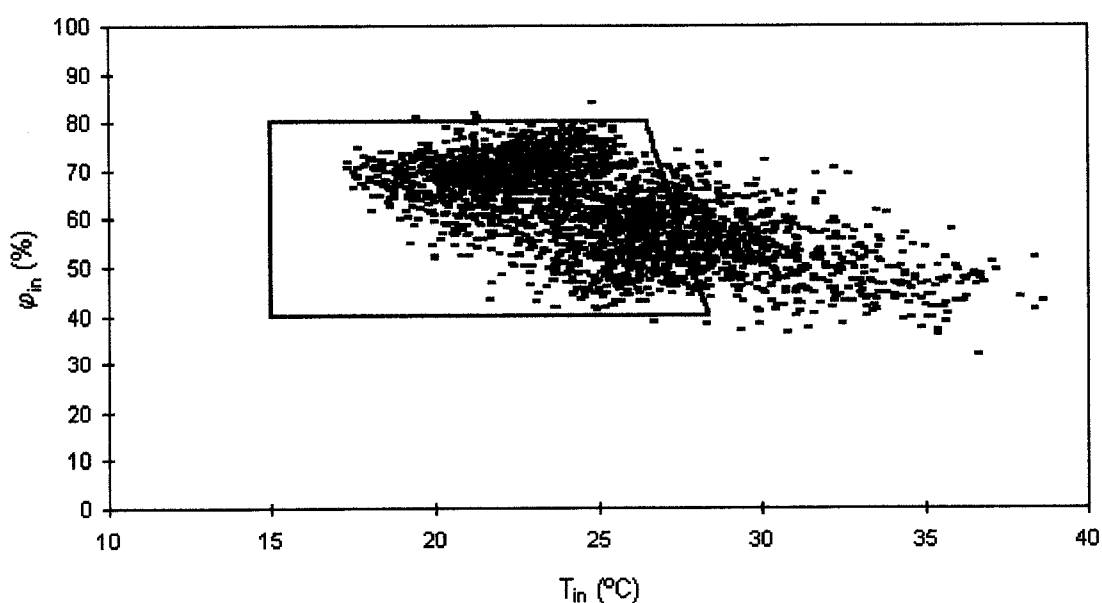


Fig. 5.5 - Comparação entre as condições termo-higrométricas, no período de Verão, no interior do edifício sem chaminé solar e sem condutas subterrâneas e a zona de neutralidade térmica.

Na figura 5.5 representam-se os valores da temperatura e da humidade relativa do ar, no interior do edifício com a ocupação e com as áreas de aberturas de admissão e de exaustão de ar que correspondem à situação base descrita na secção 5.1, sem chaminé solar e sem permutador de calor ar-solo.

Os valores da temperatura do ar sofrem um aumento generalizado em relação aos que, simultaneamente, se verificam no exterior. Este aumento é, fundamentalmente, originado pelo calor sensível libertado pelos animais. Verifica-se ainda que a diferença entre os valores da temperatura do ar no interior e no exterior é, de uma forma geral, tanto maior quanto menor a temperatura do ar, porque a quantidade de calor sensível libertada pelos animais tende a aumentar com a diminuição do valor da temperatura ambiente. Comparando os valores da humidade relativa do ar no interior e no exterior, verifica-se que, de uma forma geral, para as temperaturas mais baixas, a humidade relativa no interior é inferior à que se verifica no exterior e para as temperaturas mais elevadas sucede o contrário. Isto acontece porque, com o aumento da temperatura do ar, tende a aumentar a quantidade de calor latente libertada pelos animais e tende a diminuir o valor da humidade relativa do ar. As condições ambientais no interior do edifício pertencem ao domínio da neutralidade térmica durante 76% do tempo em consequência de se ter confinado o espaço onde os animais se encontram.

Na figura 5.6 representam-se os valores da temperatura e da humidade relativa do ar, no interior do edifício com chaminé solar, permutador de calor ar-solo e ocupação, tal como foram descritos na secção 5.1 como sendo a situação de base. Verifica-se que as condições ambientais no interior do edifício pertencem ao domínio da neutralidade térmica durante 91% do tempo. O funcionamento da chaminé solar e do permutador de calor ar-solo provoca um aumento significativo da percentagem de tempo em que as condições ambientais no interior do edifício pertencem ao domínio da neutralidade térmica. Verifica-se

ainda que as condições ambientais que não pertencem à zona de neutralidade térmica se encontram muito mais próximas desta do que se não existisse chaminé solar nem permutador de calor. Em relação à humidade relativa do ar há um generalizado aumento dos seus valores, fundamentalmente, em consequência da diminuição dos valores da temperatura do ar.

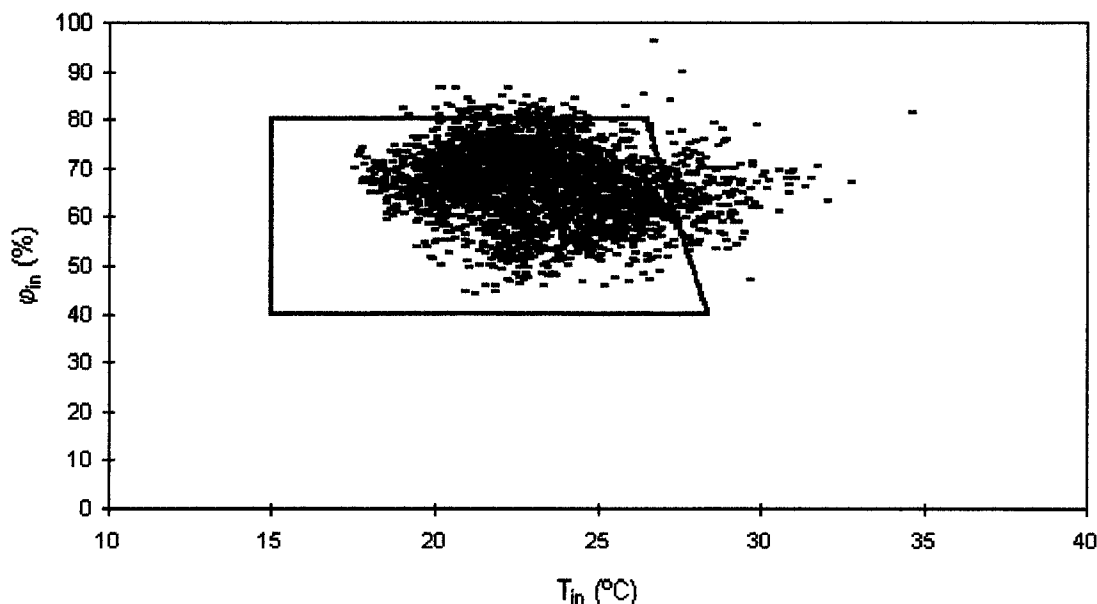


Fig. 5.6 - Comparação entre as condições termo-higrométricas, no período de Verão, no interior do edifício com chaminé solar e com condutas subterrâneas e a zona de neutralidade térmica.

5.2.2 - Análise de sensibilidade

Analisou-se a influência, em relação às condições de neutralidade térmica, de vários parâmetros, que relacionam a densidade de ocupação, as dimensões do edifício, as dimensões da chaminé e as características do permutador de calor ar-solo. Representou-se graficamente a variação dos valores do índice de conforto, definido na secção 5.1, com cada um desses parâmetros. Na representação gráfica, a variável dependente é o índice de conforto, usado como objectivo pragmático de interesse económico, e as variáveis independentes são o quociente entre as áreas das secções transversais dos tubos e da chaminé solar

(S_{co}/S_{ch}), o quociente entre o comprimento e o diâmetro das condutas subterrâneas (L_{co}/D_{co}), o quociente entre as áreas da secção transversal da chaminé e a área do pavimento interior, (S_{ch}/S_p), o quociente entre as áreas da superfície de captação de energia solar e da secção transversal da chaminé, (S_{cp}/S_{ch}), a densidade de ocupação (N_{an}/S_p) e a profundidade a que se encontram as condutas (z).

O parâmetro adimensional S_{co}/S_{ch} assumiu diferentes valores em consequência de se ter feito variar o número de tubos que constituem o permutador de calor ar-solo. A variação de valores do parâmetro adimensional L_{co}/D_{co} corresponde à variação do comprimento das condutas. A variação de valores do parâmetro adimensional S_{ch}/S_p corresponde à variação da largura da chaminé. A variação de valores do parâmetro adimensional S_{cp}/S_{ch} , corresponde à variação da altura da chaminé. A variação de valores do parâmetro N_{an}/S_p , que representa a densidade de ocupação, corresponde à variação do número de animais no interior do edifício.

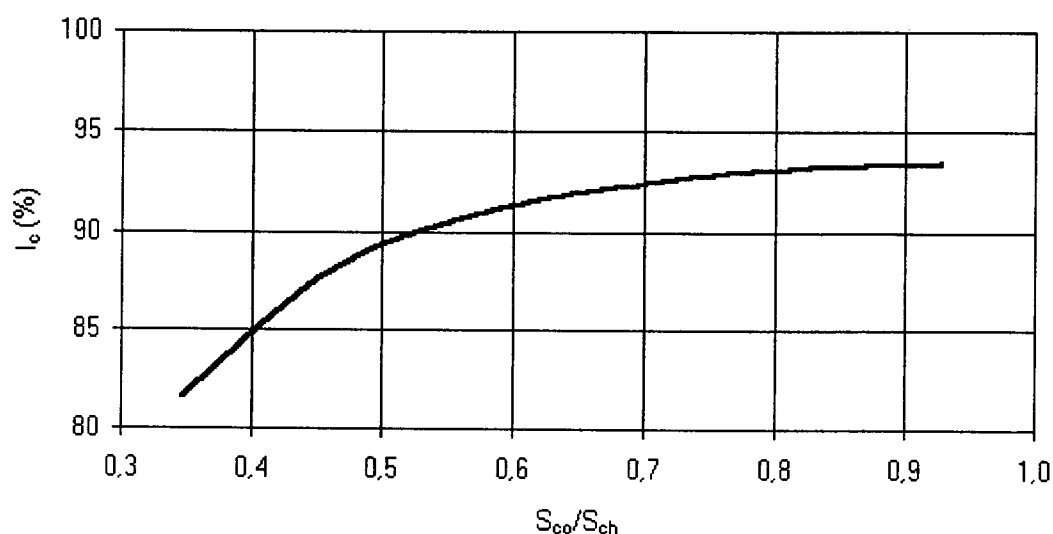


Fig. 5.7 - Índice de conforto (I_c) em função do quociente entre as áreas das secções transversais das condutas e da chaminé solar (S_{co}/S_{ch}).

Através do gráfico representado na figura 5.7, verifica-se que os valores do índice de conforto aumentam acentuadamente com o aumento dos valores do parâmetro S_{co}/S_{ch} , enquanto este tem valores inferiores a 0,5. Quando este parâmetro assume valores superiores a 0,8, é muito pouco significativa a variação de valores do índice de conforto. Este comportamento resulta do facto de que, para valores do parâmetro S_{co}/S_{ch} inferiores a 0,5, o caudal de ventilação é condicionado, fundamentalmente, pela área total das secções das condutas. Já para valores superiores a 0,8, a área da secção da chaminé solar passa a condicionar fortemente o caudal de ventilação, pelo que o aumento do número de condutas não é eficaz se não for acompanhado de um simultâneo aumento a área da secção da chaminé. Pode-se concluir que o parâmetro S_{co}/S_{ch} deve ter um valor de cerca de 0,7.

A figura 5.8 representa graficamente os valores do índice de conforto em função do quociente entre o comprimento e o diâmetro das condutas subterrâneas. É de realçar a existência de um máximo da função que se deve ao facto de que, com o aumento de comprimento das condutas, aumentam tanto a eficiência do permutador de calor ar-solo como as perdas de carga que se verificam no interior dos tubos. Assim, com o aumento de comprimento das condutas tende a diminuir a temperatura do ar de admissão no edifício e, também tende a diminuir o caudal de ventilação. Estes factos têm efeitos contrários em relação à obtenção de condições de neutralidade térmica no interior do edifício, durante os dias de Verão. Da análise do gráfico pode concluir-se que o valor aconselhável para o parâmetro L_{co}/D_{co} está compreendido entre 60 e 80. Para valores do parâmetro L_{co}/D_{co} inferiores a 60, do aumento deste parâmetro resulta uma significativo aumento do valor do índice de conforto. Para valores da variável independente compreendidos entre 80 e 140, a função continua a ser crescente, mas a tangente à curva que a

representa tem um declive muito menor do que para valores inferiores a 60. Para valores superiores a 140 a função é decrescente.

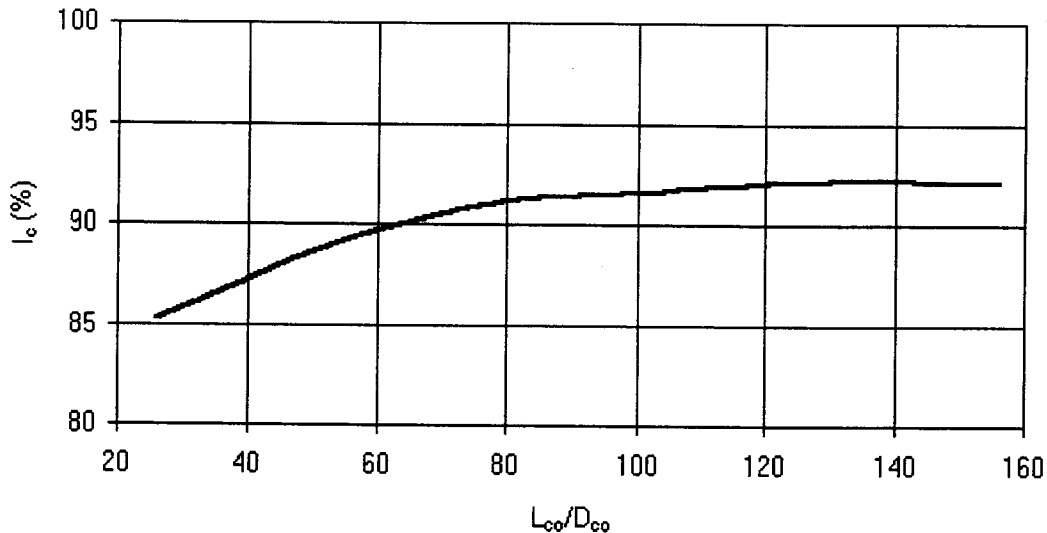


Fig. 5.8 - Índice de conforto (I_c) em função do quociente entre o comprimento e o diâmetro das condutas (L_{co}/D_{co}).

O gráfico representado na figura 5.9 mostra que o índice de conforto aumenta significativamente com o aumento do quociente S_{ch}/S_p , para valores deste inferiores a 0,016. Para valores compreendidos entre 0,016 e 0,022 a derivada da função apresenta um valor bastante menor. Para valores da variável independente superiores a 0,022 já é insignificante a alteração sofrida pela variável dependente. O valor 0,02 surge como valor apropriado para S_{ch}/S_p . Esta relação entre o parâmetro S_{ch}/S_p e o índice de conforto reflecte a relação que existe entre a área da secção da chaminé solar por animal e o índice de conforto, já que a densidade de ocupação se mantém fixa. De facto, como a quantidade de calor libertada pelos animais é muito maior do que a transferida através da envolvente, a área da secção da chaminé solar é condicionada, fundamentalmente, pelo número de animais alojados e pela área total das secções das condutas.

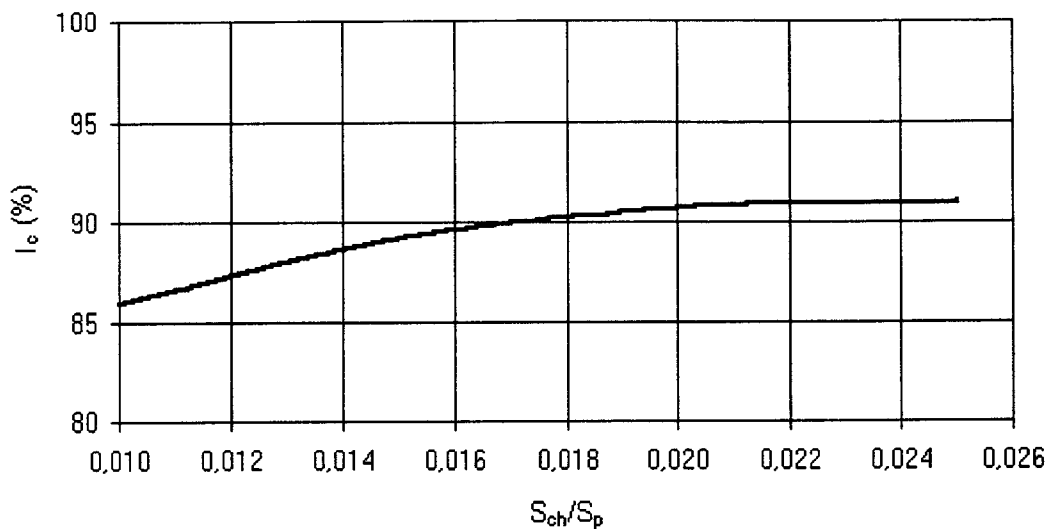


Fig. 5.9 - Índice de conforto (I_c) em função do quociente entre as áreas da secção transversal da chaminé e a área do pavimento interior (S_{ch}/S_p).

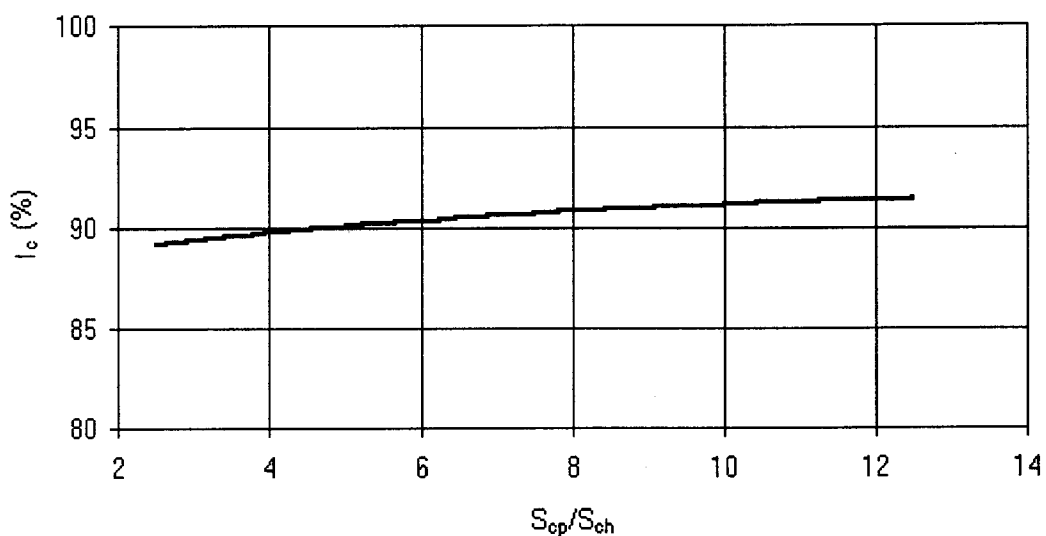


Fig. 5.10 - Índice de conforto (I_c) em função do quociente entre as áreas da superfície de captação de energia solar e da secção transversal da chaminé (S_{cp}/S_{ch}).

Também é de realçar a reduzida influência do quociente entre as áreas da superfície de captação de energia solar e da secção transversal da chaminé, como se pode verificar através da figura 5.10. Este facto pode explicar-se por o índice de conforto ter em consideração as 24 horas do dia e o valor deste quociente influencia as condições ambientais no interior do edifício, fundamentalmente, durante as horas de insolação. Além disso, durante cerca de

80% do tempo, o diferencial de pressão gerado pela acção do vento é superior àquele que é gerado pela impulsão térmica. Verifica-se ainda que, para as condições assumidas nas simulações, para valores da velocidade do vento superiores a 3 m/s o diferencial de pressão gerado pela acção do vento é sempre maior do que aquele que é gerado pela impulsão térmica.

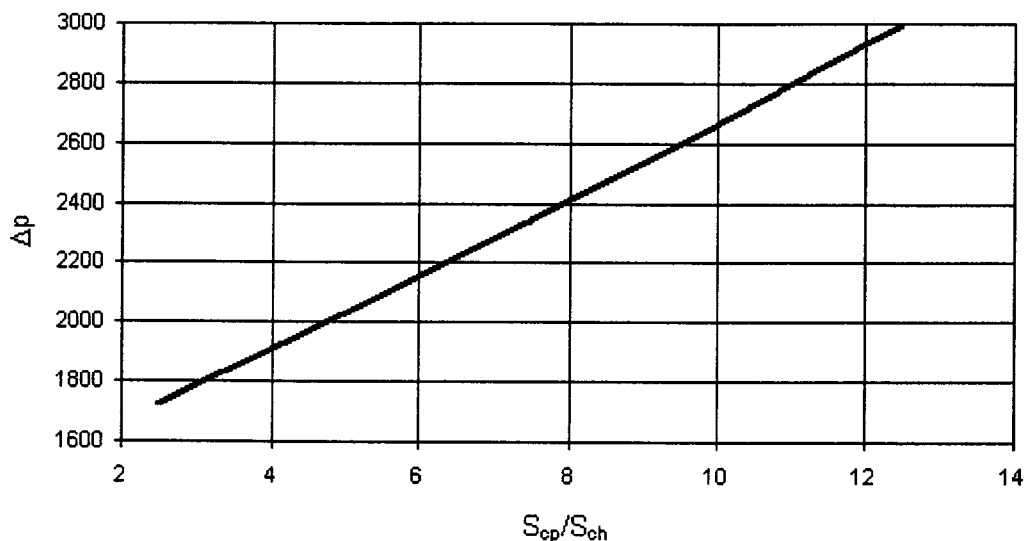


Fig. 5.11 - Diferença de pressão por impulsão térmica em função do quociente entre as áreas da superfície de captação de energia solar e da secção transversal da chaminé (S_{cp}/S_{ch}).

Na figura 5.11 representam-se os valores da diferença de pressão originada pela impulsão térmica, em função dos valores do parâmetro S_{cp}/S_{ch} . Entre os valores extremos deste parâmetro, que foram considerados, verifica-se um aumento da diferença de pressão por impulsão térmica de 76%.

A gama de valores aconselháveis para este parâmetro, está compreendida entre 8 e 10, o que corresponde a valores da altura da chaminé compreendidos entre 1,6 m e 2 m.

Pela figura 5.12, que representa a variação do índice de conforto com a densidade de ocupação, verifica-se, para valores da densidade de ocupação superiores a 0,8 suínos por m² de pavimento, uma redução acentuada do valor

do índice de conforto. Para valores da densidade de ocupação inferiores a 0,6, a alteração do valor assumido pelo índice de conforto é pouco significativa.

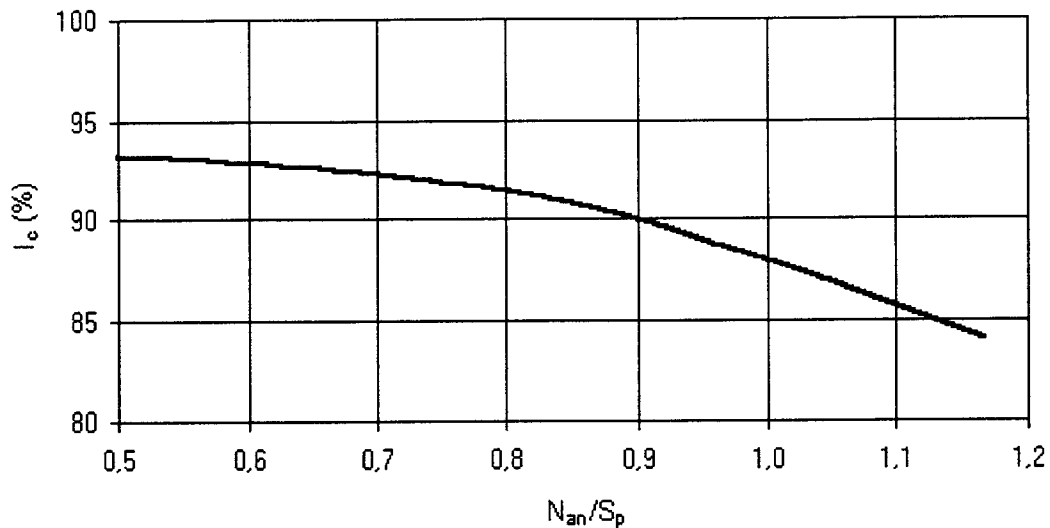


Fig. 5.12 - Índice de conforto (I_c) em função da densidade de ocupação (N_{an}/S_p).

Pelo gráfico representado na figura 5.13 verifica-se que o eixo das condutas se deve situar à profundidade de 2 m, já que para valores inferiores o índice de conforto decresce significativamente e para valores superiores aumenta de forma muito pouco significativa.

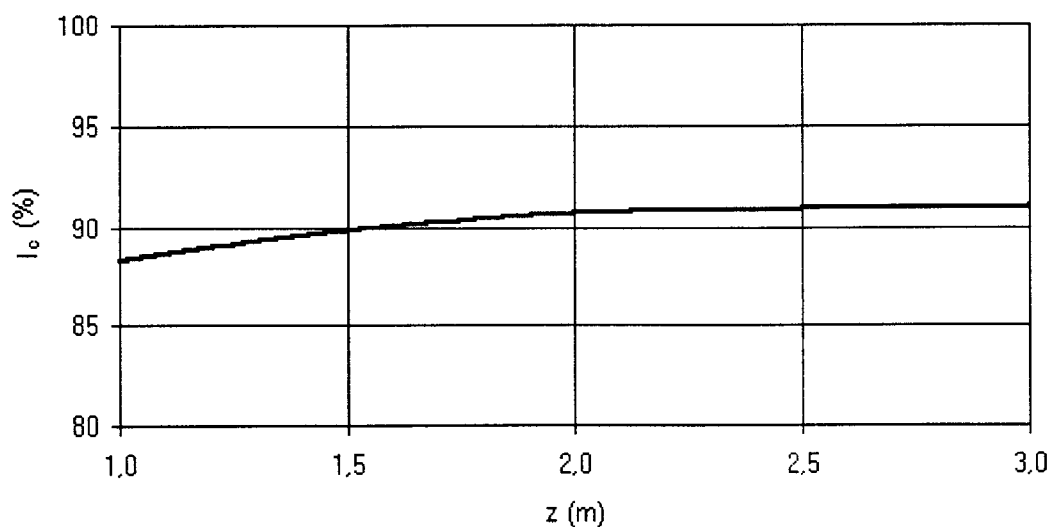


Fig. 5.13 - Índice de conforto (I_c) em função da profundidade média das condutas (z).

Determinou-se o valor do índice de conforto para vários valores do diâmetro interior das condutas subterrâneas, sendo os valores de todos os outros parâmetros os correspondentes à situação de base. Os diâmetros escolhidos correspondem à gama de tubos de PVC disponíveis no mercado, com os diâmetros nominais de 0,315 m, 0,400 m e 0,500 m, a que correspondem os diâmetros interiores de 0,303 m, 0,384 m e 0,480 m.

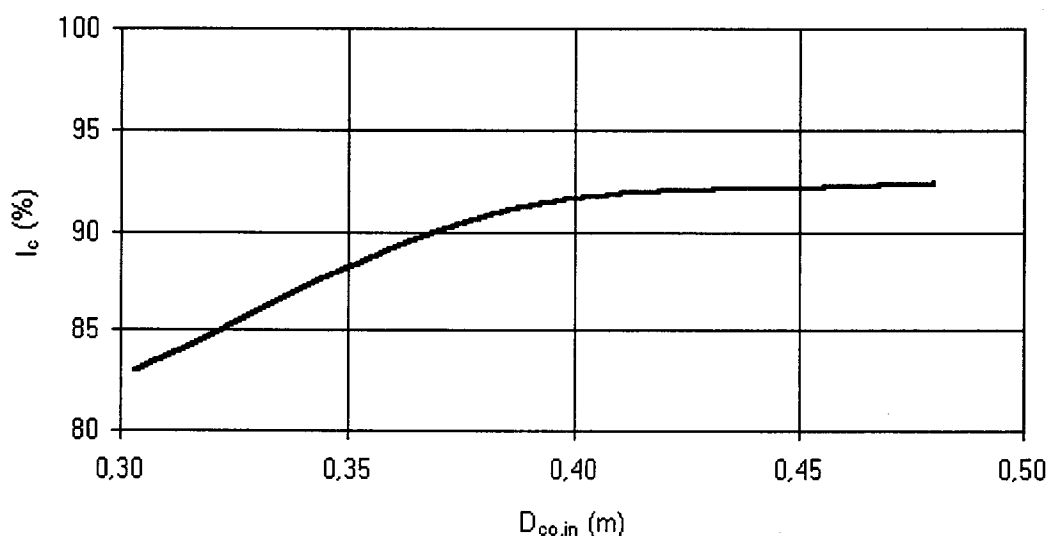


Fig. 5.14 - Índice de conforto (I_c) em função do diâmetro interior das condutas ($D_{co,in}$).

Pela figura 5.14, verifica-se que é notável o aumento do valor do índice de conforto verificado, quando o diâmetro das condutas aumenta até atingir 0,4 m, sendo já reduzido o seu aumento a partir desse valor. Apesar da temperatura do ar à entrada do edifício ser tanto menor quanto menor o diâmetro, já o caudal de ventilação aumenta significativamente com o diâmetro. Os valores assumidos pelo índice de conforto são, fundamentalmente, consequência da alteração do valor do parâmetro adimensional S_{co}/S_{ch} . Verifica-se que a utilização de condutas com diâmetros inferiores a 0,4 m, obriga ao recurso a um grande número de condutas, para que se obtenha o caudal de ventilação conveniente. Com o aumento do diâmetro, fica limitado o aumento do valor do índice de conforto que acompanha o aumento de S_{co}/S_{ch} . Com o diâmetro de 0,48 m e

$S_{co}/S_{ch}=0,9$ obtém-se um valor do índice de conforto idêntico ao que se obtém com condutas com o diâmetro interior de 0,38 e $S_{co}/S_{ch}=0,7$. Pelo exposto e para as condições assumidas nas simulações, parece mais conveniente a utilização de condutas com o diâmetro exterior igual a 0,4 m.

5.3 - ANÁLISE ENERGÉTICA

Foi avaliada a influência dos parâmetros, referidos na secção anterior, em relação à energia de arrefecimento do permutador de calor e à energia útil de arrefecimento do edifício.

A energia de arrefecimento do permutador é a energia transferida, no permutador de calor, do ar para o solo, nos intervalos de tempo em que, durante o período que compreende os meses de Junho a Setembro, a temperatura do solo que envolve as condutas é inferior à temperatura do ar no exterior. Durante a noite pode ocorrer que a passagem do ar pelos tubos provoque o seu aquecimento, constituindo uma quantidade de calor transferida do solo para o ar, pelo que, a ser contabilizada seria sob a forma de parcelas negativas, o que não faria sentido porque, em geral, esse aquecimento do ar é benéfico para a obtenção de condições de conforto no interior do edifício.

Assim, a energia de arrefecimento do permutador ($Q_{arr,p}$) é dada pela expressão:

$$Q_{arr,p} = \int \delta \rho \dot{V}_{co} c_p (T_{ex} - T_{en}) dt \quad (5.1)$$

onde T_{ex} e T_{en} representam, respectivamente, a temperatura do ar no exterior, ou seja, à entrada do permutador e a temperatura do ar à entrada do edifício, ou seja, à saída do permutador e δ é um parâmetro que toma o valor nulo sempre

que a temperatura do solo for superior à temperatura do ar no exterior e valor unitário nas restantes situações.

Como o modelo desenvolvido considera intervalos de tempo de uma hora, em cada um dos quais se admite estabelecido o regime permanente, determina-se a energia de arrefecimento do permutador através da soma das parcelas referentes a todos os intervalos de tempo considerados, ou seja, os intervalos de uma hora que constituem os meses Junho, Julho, Agosto e Setembro.

Assim, determina-se a energia de arrefecimento do permutador de calor, através da expressão:

$$Q_{arr,p} = \sum_i \delta [\rho \dot{V}_{co} c_p (T_{ex} - T_{en})]_i \Delta t_i \quad (5.2)$$

onde Δt_i representa um intervalo de tempo com a duração de uma hora.

A energia útil de arrefecimento é definida como a quantidade de calor que através da ventilação é retirada ao ar no interior do edifício, durante os meses de Junho a Setembro. É dada pela expressão:

$$Q_{arr,u} = \sum_i [\rho \dot{V}_{co} c_p (T_{in} - T_{en})]_i \Delta t_i \quad (5.3)$$

onde T_{in} representa a temperatura do ar no interior do edifício.

Nos gráficos a seguir apresentados, representou-se em ordenada a energia de arrefecimento do permutador, expressa em kW.h, e em abcissa o parâmetro discriminado em cada caso.

Pelo gráfico representado na figura 5.15 verifica-se que a relação entre o aumento do parâmetro S_{co}/S_{ch} e o aumento da energia de arrefecimento do permutador é quase linear. Não é linear, fundamentalmente, porque o caudal de ventilação não aumenta linearmente com o aumento de S_{co}/S_{ch} , já que as

dimensões da secção da chaminé solar se mantêm constantes, variando o valor de S_{co}/S_{ch} em função do número de condutas. Assim, o declive da tangente à curva diminui ligeiramente com o aumento do valor da variável independente.

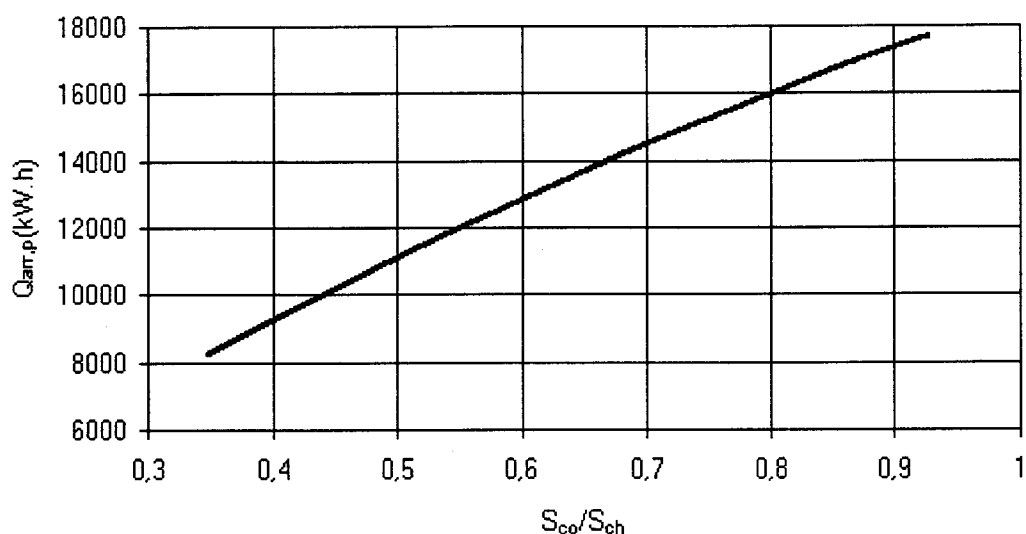


Fig. 5.15 - Energia de arrefecimento do permutador ($Q_{arr,p}$) em função do parâmetro S_{co}/S_{ch} .

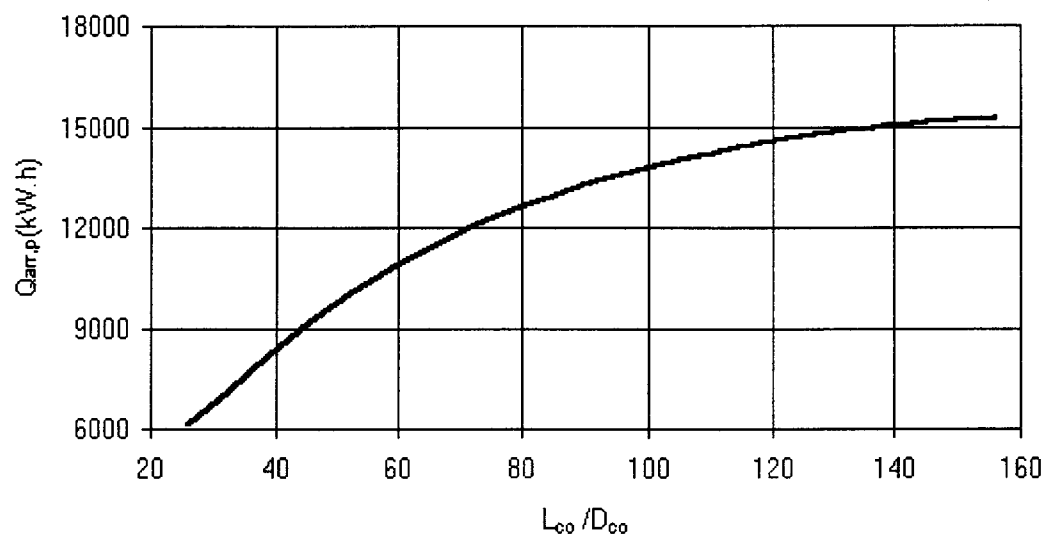


Fig. 5.16 - Energia de arrefecimento do permutador ($Q_{arr,p}$) em função do parâmetro L_{co}/D_{co} .

Pela figura 5.16 verifica-se que o valor da energia de arrefecimento do permutador aumenta com o parâmetro L_{co}/D_{co} , mas esse aumento é tanto menor quanto maior o valor do parâmetro adimensional. Como a variação do valor de

L_{co}/D_{co} é conseguida à custa da variação do comprimento dos tubos, o acréscimo da quantidade de calor retirada ao ar em consequência do aumento do comprimento das condutas é tanto menor quanto maior o comprimento destas, porque, num permutador de calor ar-solo, a alteração mais significativa da temperatura do ar ocorre na zona mais próxima da entrada, questão já analisada na secção 3.3.

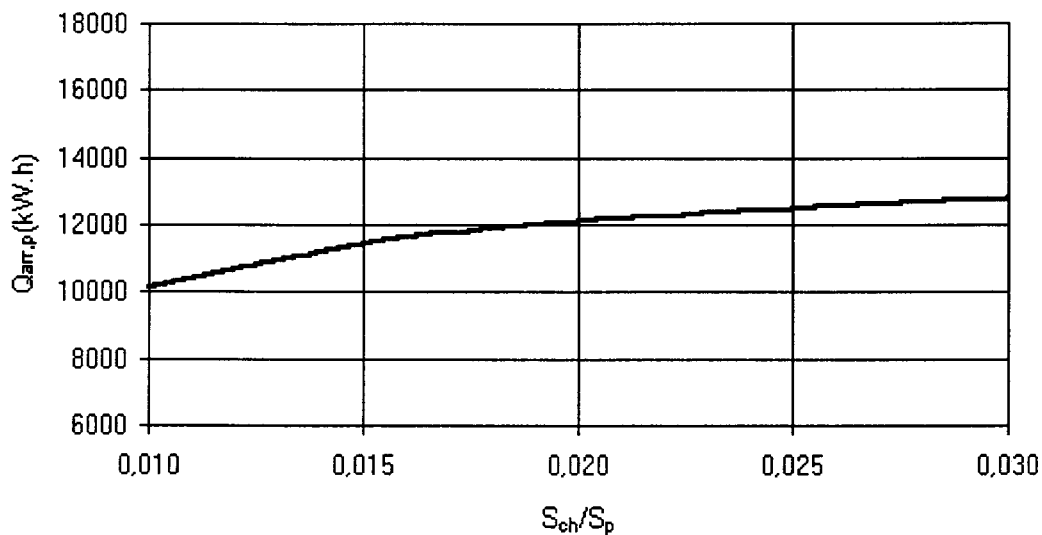


Fig. 5.17 - Energia de arrefecimento do permutador ($Q_{arr,p}$) em função do parâmetro S_{ch}/S_p .

O aumento do valor do parâmetro S_{ch}/S_p corresponde ao aumento da área da secção da chaminé solar. Esse aumento é acompanhado do aumento do caudal de ventilação, a que corresponde uma maior velocidade de escoamento do ar nas condutas, o que implica que a energia de arrefecimento do permutador, como se tinha já referido na secção 3.3. Como se mantém constante a área das aberturas de admissão de ar, o aumento do caudal de ventilação e, consequentemente, da energia de arrefecimento do permutador é tanto menor quanto maior o valor do parâmetro S_{ch}/S_p , como se pode verificar pela figura 5.17.

A energia de arrefecimento do permutador aumenta quase linearmente com o parâmetro S_{cp}/S_{ch} , em consequência do aumento que o caudal de ventilação

sofre por efeito solar. Apesar de não ser elevado o declive da curva representada na figura 5.18, não é de desprezar o acréscimo conseguido para a energia de arrefecimento do permutador, porque ocorre, fundamentalmente, nos períodos de maior insolação, que quase coincidem com os períodos em que há maiores probabilidades dos animais sofrerem de “stress” por excesso de calor.

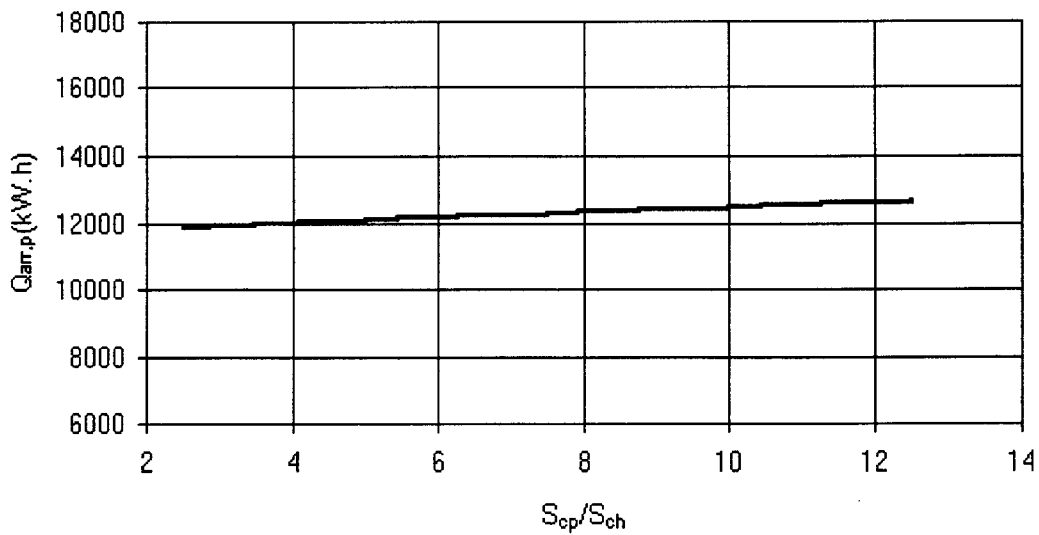


Fig. 5.18 - Energia de arrefecimento do permutador ($Q_{arr,p}$) em função do parâmetro S_{cp}/S_{ch} .

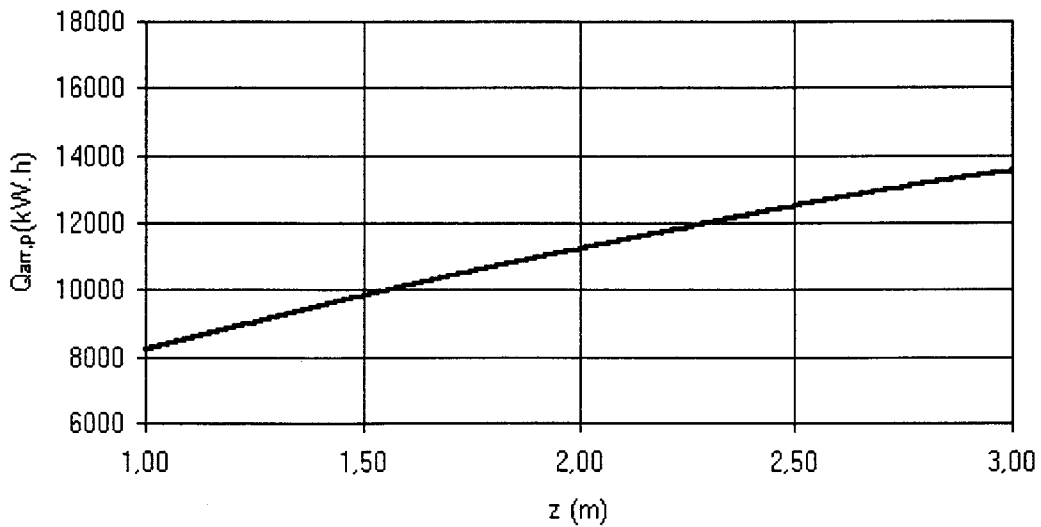


Fig. 5.19 - Energia de arrefecimento do permutador ($Q_{arr,p}$) em função da profundidade média das condutas (z).

A energia de arrefecimento do permutador aumenta com a profundidade média das condutas, sendo os acréscimos obtidos tanto menores quanto maior o valor da profundidade, devido ao amortecimento da onda de calor que se verifica.

Com base nas mesmas simulações, construíram-se os gráficos representados nas figuras, 5.20, 5.21, 5.22, 5.23 5.24 e 5.25, onde se apresenta em ordenada a energia útil de arrefecimento do edifício, expressa em kW.h, e em abcissa os vários parâmetros discriminados.

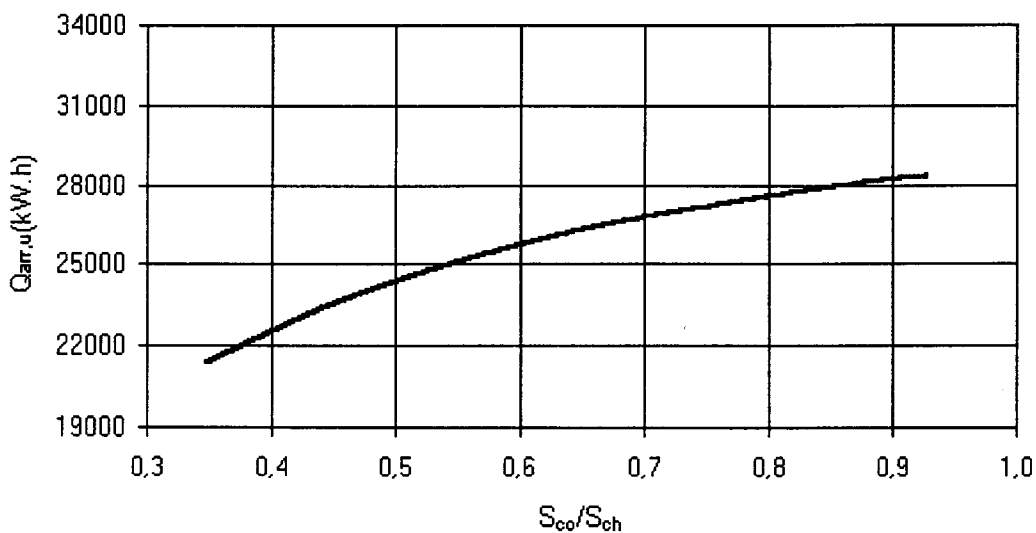


Fig. 5.20 - Energia útil de arrefecimento ($Q_{arr,u}$) em função do parâmetro S_{co}/S_{ch} .

Pelo gráfico representado na figura 5.20, verifica-se que o aumento da energia útil de arrefecimento, com o parâmetro S_{co}/S_{ch} , vai-se atenuando com o aumento deste. Se compararmos os gráficos representados nas figuras 5.15 e 5.20, verifica-se que no primeiro essa atenuação é muito menor. Com o aumento do valor deste parâmetro, tende a aumentar o caudal de ventilação e a diminuir a temperatura do ar no interior do edifício. Consequentemente, tende a diminuir a diferença entre a temperatura do ar no interior do edifício e à entrada. Além disso, desde que a temperatura do ar no interior do edifício seja menor do que no exterior, há uma parcela da energia de arrefecimento do permutador que não

é energia útil de arrefecimento, que corresponde ao arrefecimento do ar até que atinja a temperatura que se verifica no interior do edifício. Como as condutas estão dispostas em paralelo, esta parcela é tanto maior quanto maior o número de condutas. A diferença entre os andamentos das duas curvas deve-se, fundamentalmente, a estes dois factos.

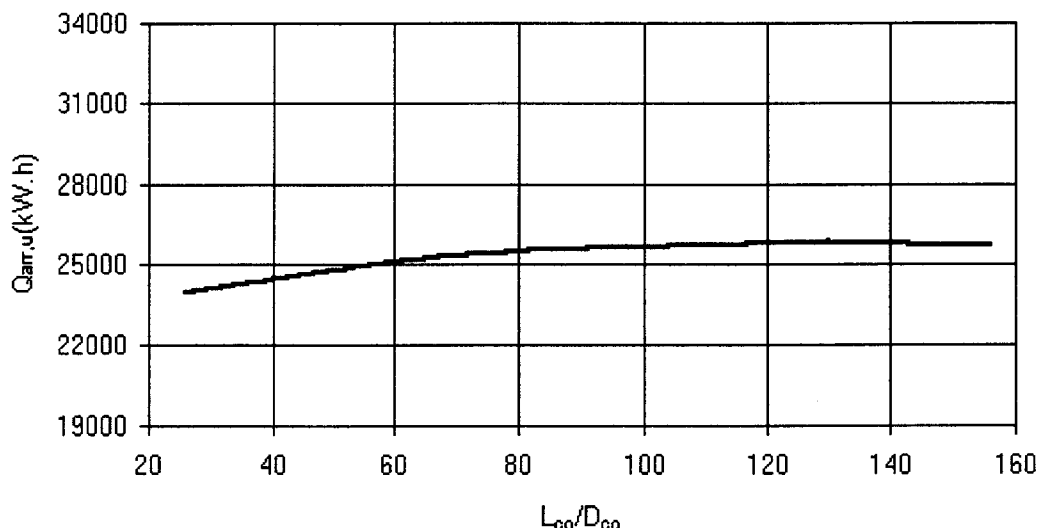


Fig. 5.21 - Energia útil de arrefecimento ($Q_{arr,u}$) em função do parâmetro L_{co}/D_{co} .

O gráfico representado na figura 5.21 apresenta um máximo para $L_{co}/D_{co}=130$, o que também tinha acontecido, para um valor semelhante deste parâmetro, no gráfico representado na figura 5.8, que mostra a relação entre o índice de conforto e L_{co}/D_{co} . Os máximos atingidos pelas duas curvas estão associados à redução do caudal de ventilação verificada em consequência da redução do caudal de ventilação motivada pelo aumento das perdas de carga por atrito nas superfícies interiores das condutas, sem que esse facto seja acompanhado de uma redução significativa da temperatura do ar à entrada no edifício.

Se compararmos os gráficos representados nas figuras 5.17 e 5.22, verifica-se que as curvas apresentam uma forma análoga. De facto, o aumento da área da secção da chaminé solar provoca o aumento do caudal de ventilação e,

consequentemente, o aumento tanto da energia de arrefecimento do permutador como da energia útil de arrefecimento.

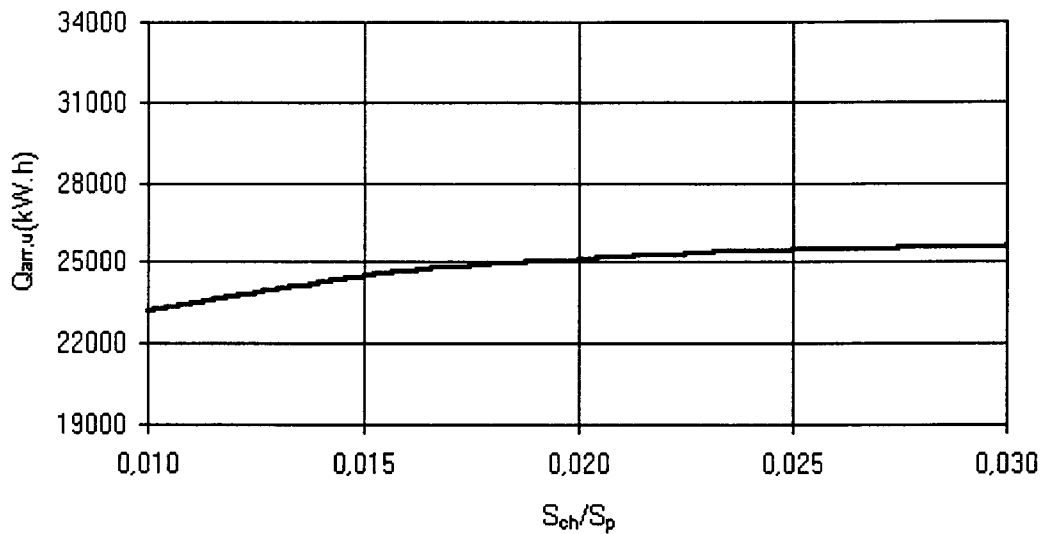


Fig. 5.22 - Energia útil de arrefecimento ($Q_{arr,u}$) em função do parâmetro S_{ch}/S_p .

Também a variação da energia útil de arrefecimento com S_{cp}/S_{ch} é análoga à variação da energia de arrefecimento do permutador com aquele parâmetro, como se pode verificar comparando as figuras 5.18 e 5.23.

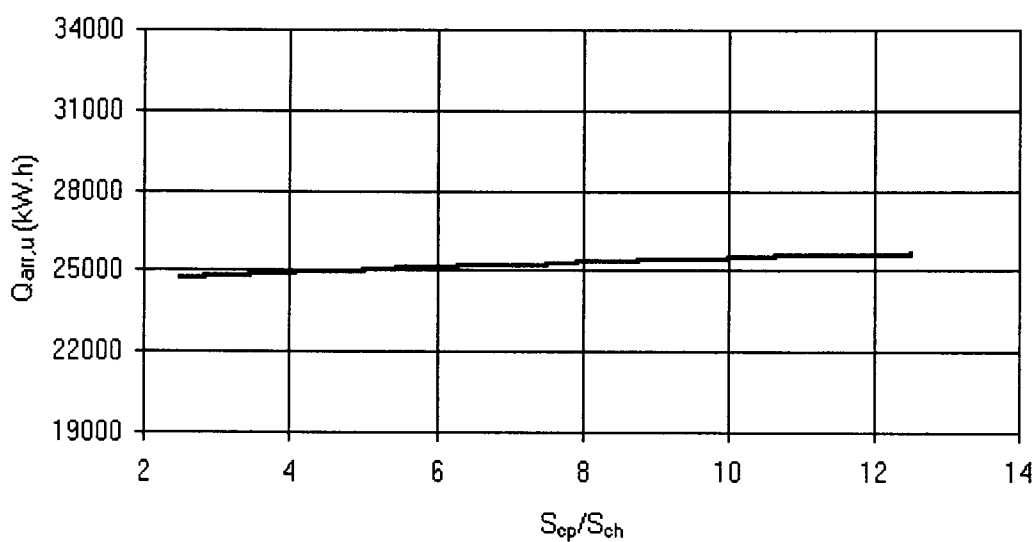


Fig. 5.23 - Energia útil de arrefecimento ($Q_{arr,u}$) em função do parâmetro S_{cp}/S_{ch} .

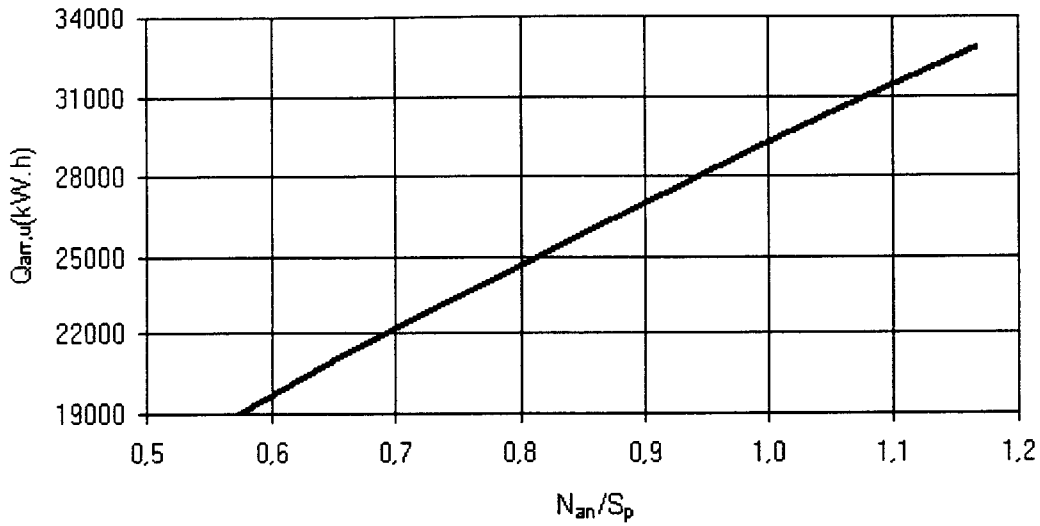


Fig. 5.24 - Energia útil de arrefecimento ($Q_{arr,u}$) em função do parâmetro N_{an}/S_p .

É muito significativo o aumento da energia útil de arrefecimento com a densidade de ocupação, como mostra a figura 5.24. O aumento da densidade de ocupação, ao provocar a elevação da temperatura do ar no interior do edifício, aumenta a energia útil de arrefecimento, mesmo que a energia de arrefecimento do permutador se mantenha.

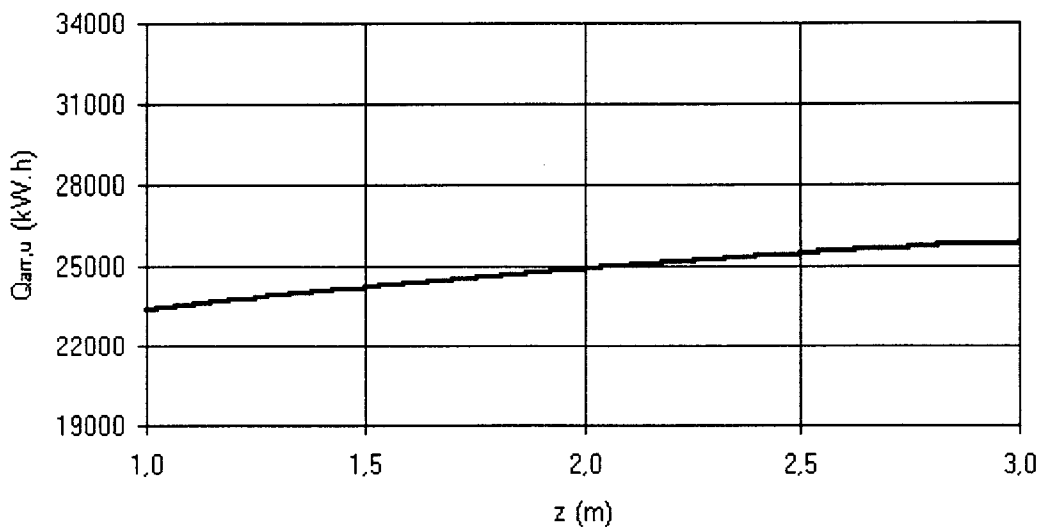


Fig. 5.25 - Energia útil de arrefecimento ($Q_{arr,u}$) em função da profundidade média das condutas (z).

A energia útil de arrefecimento aumenta com a profundidade das condutas, reduzindo-se esse aumento com a profundidade das condutas. Comparando os gráficos representados nas figuras 5.19 e 5.25, verifica-se que para um mesmo acréscimo da profundidade das condutas a energia útil de arrefecimento aumenta menos do que a energia de arrefecimento do permutador. A diferença entre o andamento das duas curvas explica-se pelo facto de que com o aumento da profundidade das condutas tende a diminuir a temperatura do ar de admissão no edifício e, conseqüentemente, tende a diminuir a temperatura do ar no interior. Como a quantidade de calor sensível libertada pelos animais tende a aumentar com a redução da temperatura ambiente, a diminuição do valor da temperatura no interior é inferior à diminuição da temperatura do ar de admissão, sendo portanto o aumento da energia útil de arrefecimento menor do que o da energia de arrefecimento do permutador.

Analizou-se ainda a variação do valor do coeficiente de comportamento do sistema com cada um daqueles parâmetros.

Definiu-se o coeficiente de comportamento (C_c) da seguinte forma:

$$C_c = \frac{Q_{arr,u} + W_{vnl}}{Q_{sol} + Q_{gi,s} + Q_{env}} \quad (5.4)$$

onde $Q_{arr,u}$ representa a energia útil de arrefecimento, W_{vnl} representa a energia inerente à ventilação natural, Q_{sol} representa a energia solar que incide na superfície translúcida da chaminé solar, $Q_{gi,s}$ representa o calor sensível libertado no interior do edifício e Q_{env} representa a energia transferida do exterior para o interior do edifício através da envolvente.

A energia inerente à ventilação natural define-se da seguinte forma:

$$W_{vtl} = \int \frac{\dot{M}\Delta p}{\rho} dt \approx \sum_i \left(\frac{\dot{M}\Delta p}{\rho} \right)_i \Delta t_i \quad (5.5)$$

onde $\dot{M}$ representa o caudal mássico de ventilação, ρ representa a massa volúmica do ar e Δp o diferencial de pressão entre a entrada do permutador de calor ar-solo e a saída da chaminé solar, gerado pela acção dinâmica do vento e pelo efeito da impulsão térmica. O intervalo de integração corresponde ao conjunto dos quatro meses considerados, de Junho a Setembro. Como os cálculos são efectuados para intervalos de tempo de uma hora, em cada um dos quais se considera estabelecido o regime permanente, calcula-se W_{vtl} através do somatório dos valores da energia de ventilação em cada um dos intervalos de uma hora (Δt_i) compreendidos no período de tempo considerado.

A energia transferida do exterior para o interior do edifício, através da envolvente calcula-se pela expressão:

$$Q_{env} = \sum_i \left[(U_{env} A_{env} + \rho c_p \dot{V}_i) (T_{ex} - T_{in}) \right]_i \Delta t_i \quad (5.6)$$

onde U_{env} representa o coeficiente global de transferência de calor através da envolvente do edifício, cuja área é A_{env} e $\dot{V}_i$ representa o caudal de ar que se introduz no edifício por infiltrações.

A figura 5.26 mostra que a influência do parâmetro S_{co}/S_{ch} em relação aos valores assumidos pelo coeficiente de comportamento é semelhante à que se havia verificado tanto para o índice de conforto como para a energia útil de arrefecimento (figuras 5.7 e 5.15). A variação dos valores desta influenciam directamente os valores do coeficiente de comportamento. No entanto, a quantidade de calor sensível libertada no interior do edifício aumenta com o parâmetro S_{co}/S_{ch} , bem como aumenta a quantidade de calor transferida do exterior para o interior através da envolvente, porque a temperatura do ar no

interior tende a diminuir. Estes factos explicam que o coeficiente de comportamento aumente com o referido parâmetro adimensional de uma forma menos acentuada do que aumenta a energia útil de arrefecimento.

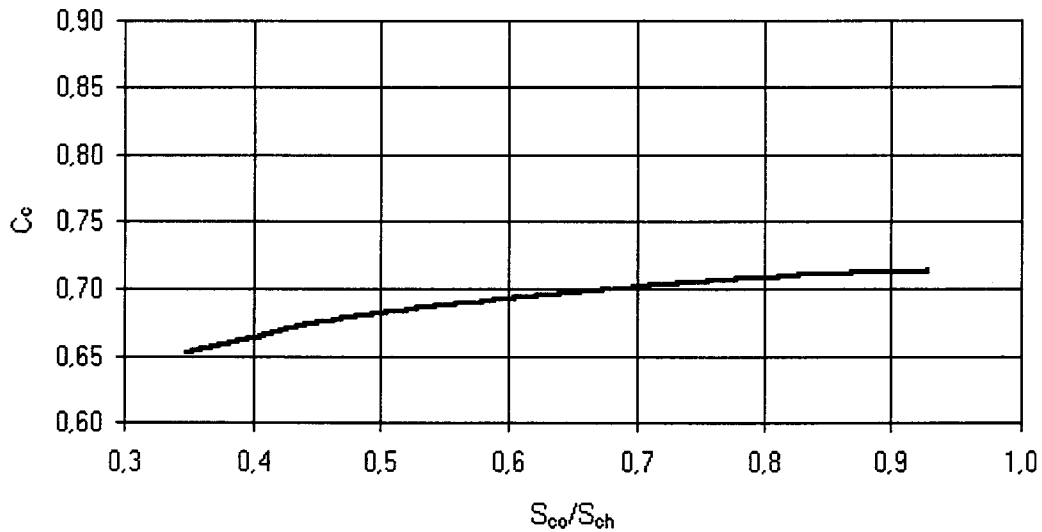


Fig. 5.26 - Coeficiente de comportamento (C_c) em função do parâmetro S_{co}/S_{ch} .

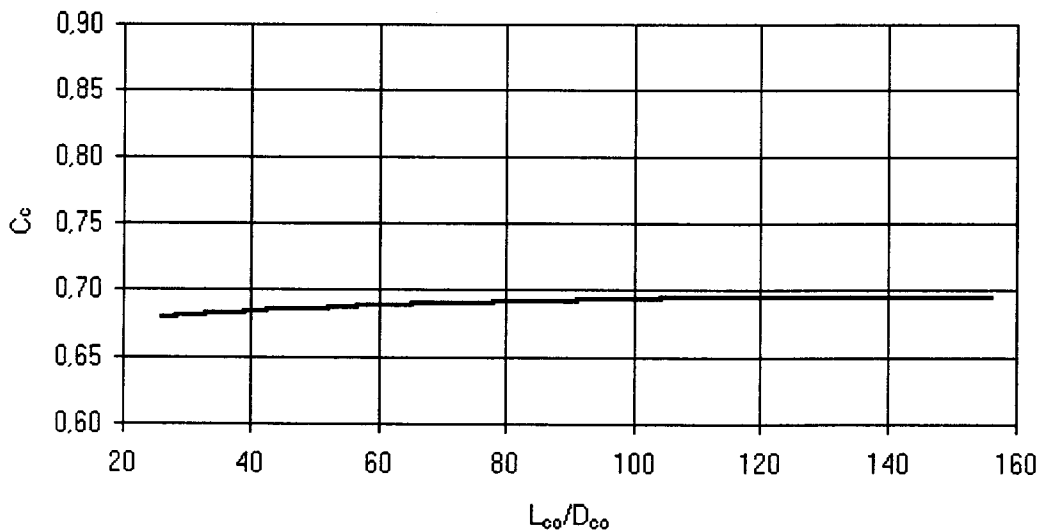


Fig. 5.27 - Coeficiente de comportamento (C_c) em função do parâmetro L_{co}/D_{co} .

Analisada a relação entre o coeficiente de comportamento e o parâmetro L_{co}/D_{co} , pode-se observar, pelo gráfico representado na figura 5.27, que o valor do coeficiente de comportamento aumenta com este parâmetro, mas de uma forma

bastante ténue. Além disso, verifica-se que, para valores do parâmetro L_{co}/D_{co} superiores a 100, o valor do coeficiente de comportamento se mantém praticamente constante. O coeficiente de comportamento varia com o parâmetro L_{co}/D_{co} de forma semelhante à variação da energia útil de arrefecimento com o mesmo parâmetro, mas com uma alteração de valores muito atenuada, de forma análoga ao que acontece com o parâmetro S_{co}/S_{ch} e pelas mesmas razões.

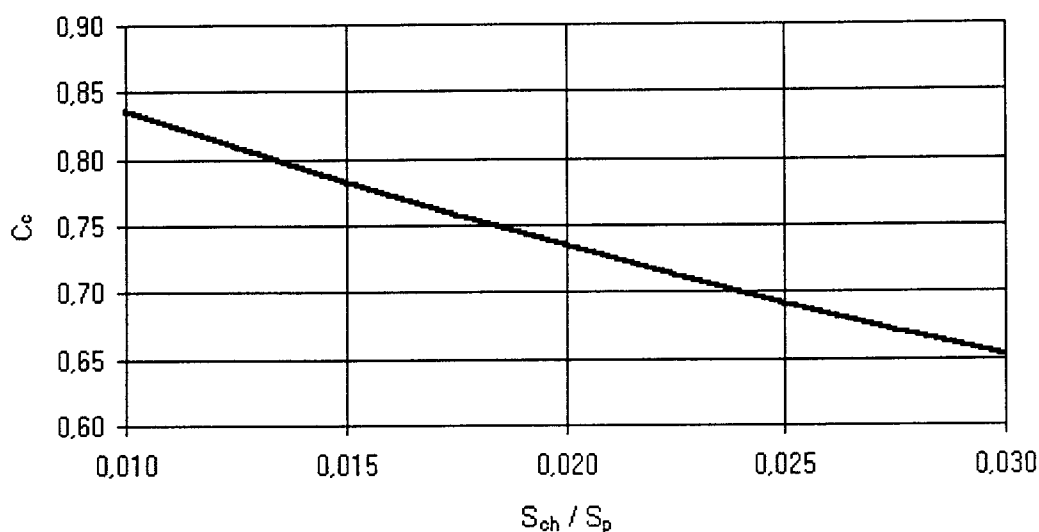


Fig. 5.28 - Coeficiente de comportamento (C_c) em função do parâmetro S_{ch}/S_p .

Pelo gráfico representado na figura 5.28 verifica-se que o coeficiente de comportamento diminui com o parâmetro S_{ch}/S_p , fundamentalmente, porque com o aumento deste parâmetro a energia solar que incide na superfície translúcida da chaminé solar aumenta de forma acentuada, contrariando e sobrepondo-se ao aumento da energia útil de arrefecimento.

A figura 5.29 mostra que o valor do coeficiente de comportamento aumenta com o valor do parâmetro adimensional S_{ch}/S_{cp} . É natural que assim seja se atendermos à definição de coeficiente de comportamento, equação (5.4). Fundamentalmente, acontece que a diminuição da energia útil de arrefecimento

é muito menor do que a diminuição da energia solar que incide na superfície translúcida da chaminé solar, motivada pela redução da área de captação.

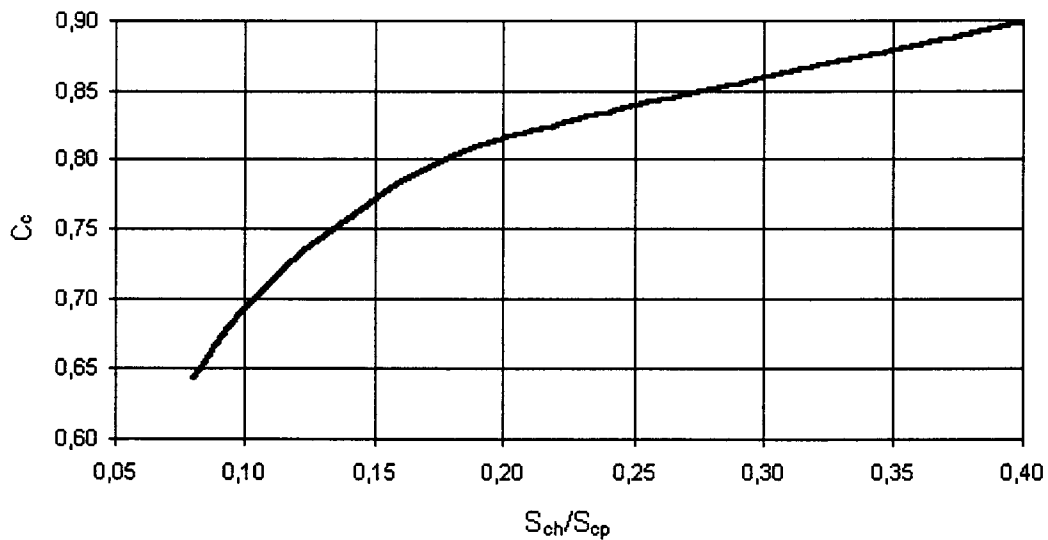


Fig. 5.29 - Coeficiente de comportamento (C_c) em função do parâmetro S_{ch}/S_{cp} .

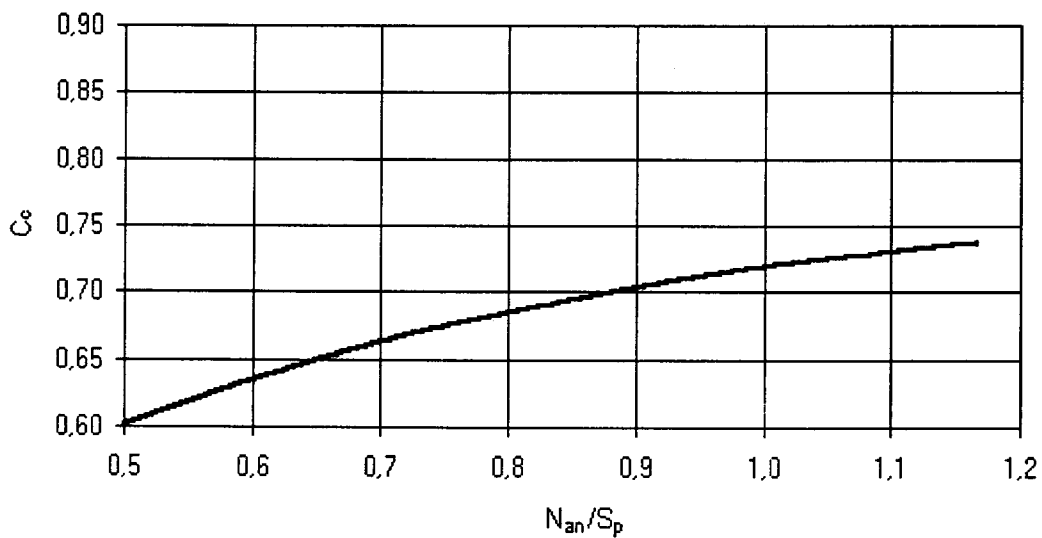


Fig. 5.30 - Coeficiente de comportamento (C_c) em função do parâmetro N_{an}/S_p .

A forma como o coeficiente de comportamento varia com a densidade de ocupação, figura 5.30, é análoga à que se verifica com a energia útil de arrefecimento. Todavia, a alteração de valores do coeficiente de comportamento é mais ténue, fundamentalmente, porque, além de a energia útil

de arrefecimento aumentar com a densidade de ocupação, também aumenta a quantidade de calor libertada no interior do edifício.

Como se verifica pela figura 5.31, o coeficiente de comportamento é uma função crescente da profundidade média das condutas. No entanto, a sua taxa média de variação é menor do que a da energia útil de arrefecimento em função dessa profundidade, o que acontece por razões análogas às apontadas para explicar as figuras 5.26 e 5.27.

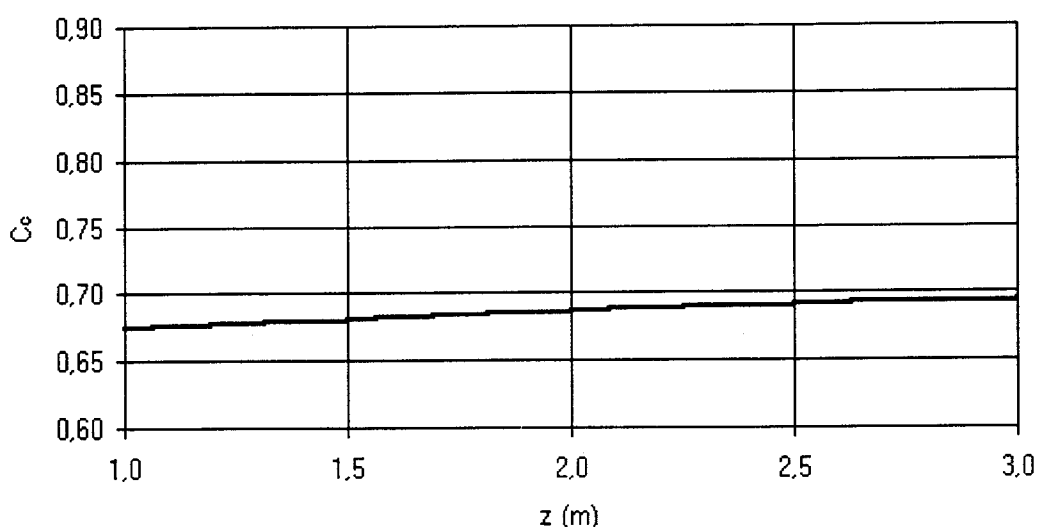


Fig. 5.31 - Coeficiente de comportamento (C_c) em função da profundidade média das condutas (z).

5.4 - NOMOGRAMA DE CÁLCULO

Com base nas simulações efectuadas, apresenta-se um nomograma que permite dimensionar sistemas de arrefecimento passivo compostos por chaminé solar e condutas subterrâneas.

Considerou-se um edifício com as características e a ocupação já descritas na secção 5.1 e dotado de chaminé solar e de um conjunto de condutas subterrâneas, através das quais se efectua a admissão do ar. Determinou-se o valor do índice de conforto para as situações que correspondem às combinações

possíveis entre várias dimensões consideradas para a chaminé solar e para as condutas subterrâneas. Consideraram-se vários valores da largura da chaminé, do número e do comprimento das condutas. Os valores atribuídos à largura da chaminé foram 9, 12 e 15 m, à sua altura 2 m e à espessura de canal 0,2 m. Os valores para o comprimento das condutas foram 10, 20 e 30 m e o seu número 9, 12, 15 e 18, sendo o seu diâmetro exterior de 0,4 m.

Para um edifício, com características semelhantes às descritas, contendo 100 suínos com a massa corporal média de 60 kg, pode determinar-se o valor do índice de conforto obtido para as várias combinações de dimensões da chaminé solar e das condutas subterrâneas, através do nomograma representado na figura 5.33. Na ordenada do gráfico posicionado superiormente deve-se introduzir a largura da chaminé. A linha vertical que indica a abcissa que lhe corresponde é prolongada para o gráfico em posição intermédia, até encontrar a curva correspondente ao número de condutas. A partir daí, traça-se uma linha horizontal que se prolonga até que no gráfico da direita se intersecte a curva correspondente ao comprimento das condutas. O valor do índice de conforto é o da abcissa do ponto de intersecção.

O nomograma foi obtido da conjugação de três gráficos. O primeiro, cuja curva está situada na parte superior esquerda do nomograma, estabelece a correspondência entre a largura da chaminé solar (ordenada do gráfico) e o índice de conforto (abcissa do gráfico). Estes valores do índice de conforto dizem respeito a situações em que o número de condutas é igual a 12 e o seu comprimento igual a 30 m. As curvas representadas na parte inferior esquerda do nomograma estabelecem a relação entre esses valores do índice de conforto (representados graficamente em abcissa) e os que se obteriam se o número de condutas fosse igual a 9, 15 e 18 (representados em ordenada). Para um número de condutas igual a 12 a recta representada faz corresponder a um valor em abcissa igual valor em ordenada.

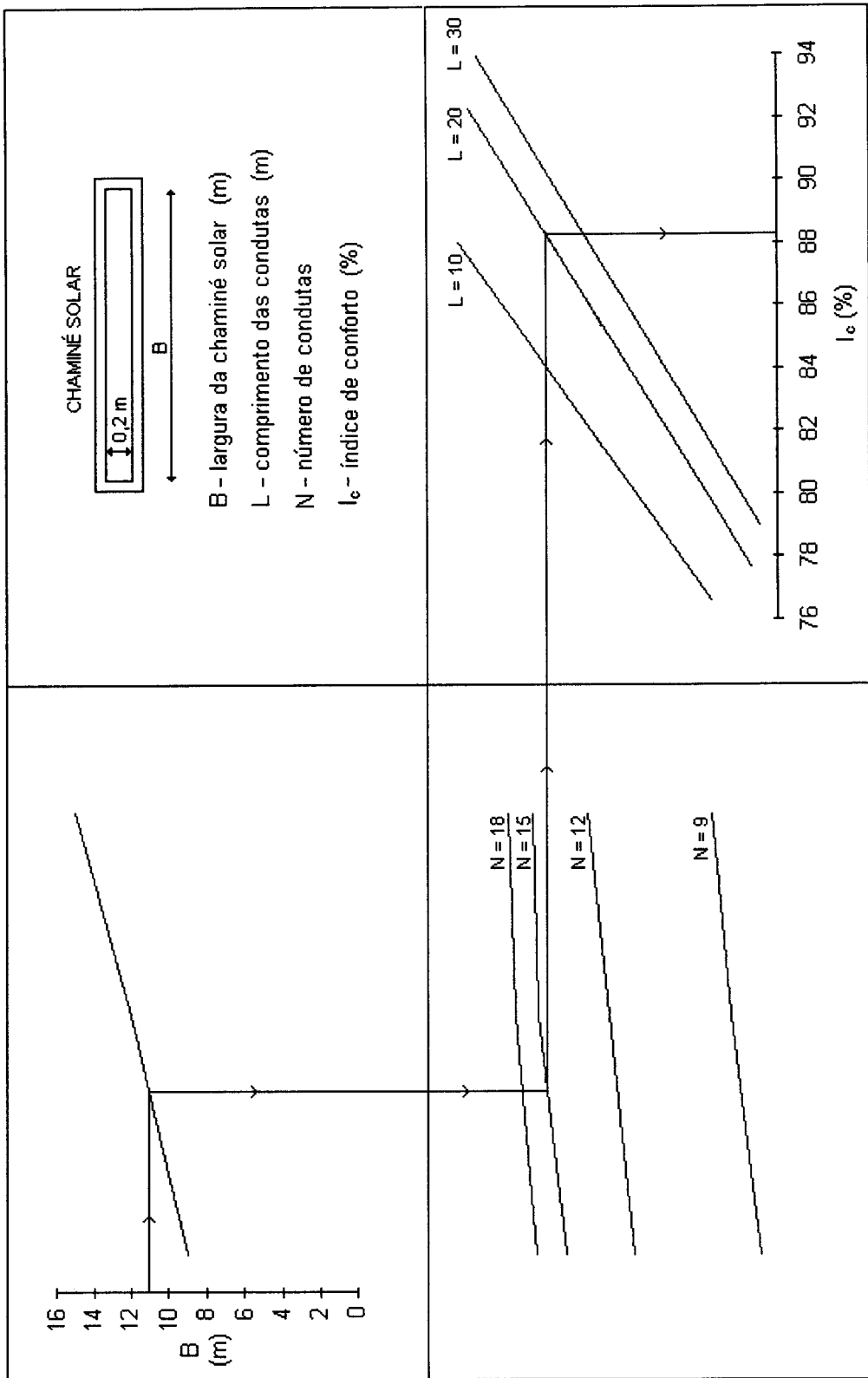


Fig. 5.32 - Nomograma de cálculo do índice de conforto em função da largura da chaminé solar, do número e do comprimento das condutas subterrâneas.

Finalmente as curvas representadas na parte inferior direita do nomograma estabelecem a correspondência entre os valores do índice de conforto obtidos para condutas com um comprimento de 30 m (ordenada do gráfico) com os valores do mesmo índice que previsivelmente se obtêm com condutas com comprimentos de 10 m e de 20 m.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES

No presente trabalho exploraram-se as potencialidades da utilização da ventilação natural em edifícios para animais, em particular edifícios para alojar suínos nas fases de crescimento e engorda. Analisou-se a possibilidade de se intensificar a ventilação natural, não só através do aproveitamento da acção dinâmica do vento, como também pelo aproveitamento da impulsão térmica gerada pela energia solar. A chaminé solar tira partido da energia solar, já que o aquecimento da sua superfície interior proporcionado pela radiação solar, provoca a expansão do ar e intensifica o seu movimento ascensional. Além disso, a acção dinâmica do vento, por efeito de Venturi, também contribui para a intensificação da ventilação natural, já que o movimento do ar segundo a horizontal gera uma depressão no topo da chaminé.

Foi desenvolvido um modelo que permite prever a temperatura e a humidade relativa do ar no interior de um edifício de produção animal, em que a ventilação natural é intensificada através de uma chaminé solar e em que, como meio passivo de arrefecimento, se usa um conjunto de condutas enterradas.

O modelo desenvolvido permite calcular as quantidades de calor sensível e latente libertadas pelos animais em função das condições termo-higrométricas que se verificam no interior do edifício. Este facto não é habitual nos programas de simulação que modelizam transferências de energia em edifícios.

Pode considerar-se que o modelo desenvolvido incorpora três modelos, que são o modelo de previsão do comportamento da chaminé solar, o modelo de previsão do comportamento do permutador de calor ar-solo e o modelo de previsão da ventilação natural do sistema constituído pelo espaço interior do

edifício, pelas condutas e pela chaminé solar. O primeiro permite determinar a temperatura do ar à saída da chaminé, com o segundo determina-se a temperatura do ar à entrada do edifício e com o terceiro determina-se o caudal de ventilação, com o qual se calculam os valores da temperatura e da humidade relativa do ar no interior do edifício. Através de um modelo auxiliar que foi desenvolvido, que simula a transferência de calor através do solo, pode-se calcular a resistência oferecida pelo solo à transferência de calor entre o ar que circula nas condutas e o próprio solo. Desenvolveu-se ainda um modelo que, apesar de integrado no modelo global, pode ou não ser activado, que permite calcular a temperatura que, através de arrefecimento evaporativo, é possível atingir no interior do edifício, sem que se ultrapasse um determinado valor da humidade relativa.

Os referidos modelos constituem um instrumento através do qual é possível prever as condições termo-higrométricas que se verificam num edifício monozona com sistema de arrefecimento natural, desde que sejam fornecidos os valores das variáveis climáticas do local, as características do edifício e a sua ocupação. O modelo permite ainda dimensionar a tubagem a instalar, nomeadamente no que diz respeito ao diâmetro, comprimento e número de tubos e permite, ainda, dimensionar a chaminé solar.

É particularmente interessante a utilização da chaminé solar, já que, para que a ventilação por efeito da impulsão térmica se concretize, não é necessário o aumento, muitas vezes indesejado, da temperatura no interior do edifício. A chaminé solar tem o mérito de assegurar, qualquer que seja o valor da velocidade do vento, o caudal de ventilação necessário, durante o período do dia em que é vantajoso que a temperatura do ar no interior não ultrapasse a temperatura do ar no exterior.

Quando é utilizado um processo de arrefecimento do ar, é possível que o valor da temperatura do ar no interior seja menor do que no exterior. Nestas circunstâncias, nomeadamente em edifícios com abertura de ventilação na cumeeira, os efeitos dinâmico e térmico podem-se contrariar mutuamente e a ventilação natural ser prejudicada. O aquecimento do ar que se verifica no interior da chaminé solar tende a evitar, em grande parte das situações, que isso aconteça.

É observado no nosso trabalho que a utilização de chaminés solares é particularmente adequada em regiões cujo clima seja caracterizado pela ocorrência frequente de intervalos de tempo em que a velocidade do vento seja inferior a 3 m/s e em que seja elevada a intensidade da radiação solar.

O escoamento do ar através de condutas enterradas provoca a alteração da sua temperatura, que se aproxima do valor da temperatura do solo que envolve as condutas. A amplitude térmica do ar de admissão no edifício, após ter passado pelas condutas, é menor do que no exterior, sendo atenuados os seus valores extremos.

Verifica-se igualmente que a utilização de permutadores de calor ar-solo como meio natural de climatização é particularmente adequada em regiões onde a amplitude térmica anual seja elevada, o que acontece, nomeadamente, na zona Sul do nosso país.

Na aplicação do modelo a um edifício para o crescimento e engorda de suínos, hipoteticamente localizado numa zona com as características climáticas de Lisboa, pode verificar-se que as condições de neutralidade térmica podem ser asseguradas em cerca de 91 % da estação quente, desde que a ventilação natural seja intensificada por uma chaminé solar e o ar seja arrefecido pelo solo, através da circulação em condutas enterradas. A não utilização destes

dispositivos conduziria a que as condições de neutralidade térmica seriam asseguradas em apenas 76% do período de tempo considerado.

Em edifícios para o crescimento e engorda de suínos, para um conjunto de 100 animais é aconselhável a utilização de cerca de 15 tubos enterrados, com um diâmetro da ordem de 0,40 m. O comprimento dos tubos deve ser da ordem de 60 vezes o seu diâmetro. A área da secção transversal da chaminé solar deve ser da ordem de 1,4 vezes a área total das secções dos tubos. Desde que a superfície do solo seja sombreada, as condutas devem ser instalados à profundidade de 2 m. A altura mais aconselhável para a chaminé solar está compreendida entre 1,6 e 2 m.

Pelas simulações efectuadas e como nota de síntese final, verifica-se que, com o sistema de arrefecimento passivo utilizado, constituído pela combinação de uma chaminé solar com uma harpa de condutas enterradas, é possível obter-se uma temperatura do ar no interior do edifício inferior ao seu valor no exterior, o que através da ventilação sem qualquer sistema de arrefecimento complementar seria impossível, tendo em conta a carga térmica gerada pelos animais.

Como tema para o desenvolvimento de futuros estudos, e de acordo com cálculos preliminares efectuados, parece justificar-se explorar a intensificação da ventilação natural conseguida através de uma chaminé solar incorporada na cobertura, adoptando soluções geométricas diferentes das ensaiadas. As superfícies dos colectores da chaminé solar poderão, também, ser materializadas através de outros materiais com propriedades radiométricas e com capacidades térmicas diferentes daquelas que foram consideradas.

Uma vez que o nosso estudo incidiu particularmente numa zona climática, o sistema poderá sempre ser testado para outras condições, tanto para o período

de Verão para o de Inverno, com vista à obtenção das especificações de projecto ou de funcionamento mais adequadas.

Do mesmo modo, seria aconselhável estender este estudo e a sua aplicação a edifícios para outras espécies animais.

BIBLIOGRAFIA

ABRAMS, D.W., BENTON, C.C. e AKRIDGE, J.M. (1980) - Simulated and measured performance of earth cooling tubes, *Proceedings of the 5th National Passive Solar Conference*, J. Hayes e R. Snyder (Eds.), Amherst, University of Massachusetts, 737-741.

AFONSO, C.F.A. (1989) - *Uma metodologia para a caracterização de fluxos de ar multizona em edifícios*, tese de doutoramento, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

AFONSO, C., OLIVEIRA, A., SILVA, A. e SÁ, R.A. (1997) - Quantificação dos caudais de ar de ventilação natural num compartimento com chaminé solar por recurso ao método dos gases traçadores, *Proc. VIII Congresso Ibérico de Energia Solar*, Porto, ISES, 205-210.

ALBRIGHT, L.D. (1990) - *Environment control for animals and plants*, St. Joseph, Michigan, American Society of Agricultural Engineers.

ALLARD, F. e UTSUMI, Y. (1992) - Airflow through large openings, *Energy and Buildings*, 18, 133-145.

ALLARD, F. e ALVAREZ, S. (Eds.), (1998) - Fundamentals of natural ventilation, in F. Allard (Ed.), *Natural ventilation in buildings*, Londres, James & James.

ALVAREZ, S. (Ed.), (1995) - *Natural cooling techniques*, Pascool Research Program, European Commission D.G. XII for Science Research and Development, Bruxelas.

ANDERSEN, K. (1995) - Natural ventilation in atria, *ASHRAE Transactions*, 101 (2), 866-874.

AMERICAN SOCIETY OF AGRICULTURAL ENGINEERS (1992) - *Design of ventilation systems for poultry and livestock shelters (EP270.5)*, in ASAE Standards 1992, St. Joseph, Michigan, Autor, 433-450.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR CONDITIONING ENGINEERS (1997) - *1997 ASHRAE handbook. Fundamentals*, Atlanta, Geórgia, Autor.

AWBI, H.B. (1991) - *Ventilation of buildings*, Londres, E & FN Spon.

AWBI, H.B. e GAN, G. (1992) - Simulation of solar-induced ventilation, *Proc. 2nd World Renewable Energy Congress*, A.A.M. Sayigh (Ed.), Reading, Reino Unido, 2016-2030.

AWBI, H.B. (1994) - Design considerations for naturally ventilated buildings, *Renewable Energy*, 5 (II), 1081-1090.

BAHADORI, M.N. (1978, Fevereiro) - Passive Cooling Systems in Iranian Architecture, *Scientific American*, pp.144-154.

BAHADORI, M.N. (1985) - An improved design of wind towers for natural ventilation and passive cooling, *Solar Energy*, 53 (2), 119-129.

BANSAL, N.K., MATHUR, R. e BHANDARI, M.S. (1993) - Solar chimney for enhanced stack ventilation, *Building and Environment*, 28 (3), 373-377.

BANSAL, N.K., MATHUR, R. e BHANDARI, M.S. (1994) - A study of solar chimney assisted wind tower system for natural ventilation in buildings, *Building and Environment*, 29 (4), 495-500.

BAXTER, S. (1984) - *Intensive pig production: environmental management and design*, Londres, Granada.

BAYLEY, F.J. (1955) - An analysis of turbulent free convection heat transfer, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, Londres, 169, 361.

BEJAN, A. (1993) - *Heat Transfer*, Nova Iorque, John Wiley & Sons.

BOTTCHER, R.W., KESLER, D.J. e BAUGHMAN, G.R. (1988) - *Improving evaporative cooling effectiveness by reducing ventilation rate*, ASAE Paper N.º 88-4069, St. Joseph, Michigan, American Society of Agricultural Engineers.

BOTTCHER, R.W., BAUGHMAN, G.R. e KESLER, D.J. (1989) - Evaporative cooling using a pneumatic misting system, *Transactions of the ASAE*, 32 (2), 671-676.

BOTTCHER, R.W., BAUGHMAN, G.R., GATES, R.S. e TIMMONS, M.B. (1991) - Characterizing efficiency of misting systems for poultry, *Transactions of the ASAE*, 34 (2), 586-590.

BOUCHAIR, A., FITZGERALD, D. e TINKER, J. (1988) - Moving air, using stored solar energy, *Proceedings of the 13 th National Passive Solar Conference*, M.J. Coleman (Ed.), Cambridge, Massachusetts, 33-38.

BROWN-BRANDL, T.M., NIENABER, J.A. e TURNER, L.W. (1998) - Acute heat stress effects on heat production and respiration rate in swine, *Transactions of the ASAE*, 41 (3), 789-793.

BRUCE, J.M. (1977) - Conductive heat loss from the recumbent animal, *Farm Building R. & D. Studies*, 8, 9-15.

BRUCE, J.M. e CLARK, J.J. (1979) - Models of heat production and critical temperature for growing pigs, *Anim. Prod.*, 28, 353-369.

BRUCE, J.M. (1981) - *Ventilation and temperature control criteria for pigs*, in J.A. Clark (Ed.), Londres, Butterworths.

BRUCE, J.M. (1982) - Ventilation of a model livestock building by thermal buoyancy, *Transactions of the ASAE*, 25 (6), 1724-1726.

CAMPBELL, G.S. (1977) - *An introduction to environmental biophysics*, Nova Iorque, Springer-Verlag.

CHARLES, D.R. (1994) - Comparative climatic requirements, in G.M. Whates e D.R. Charles (Eds.), *Livestock housing*, Wallingford, Inglaterra, Cab International.

CHASTAIN, J.P. e COLLIVER, D.G. (1989) - Influence of temperature stratification on pressure differences resulting from the infiltration stack effect, *ASHRAE Transactions*, 95 (1), 256-268.

CHEN, B., WANG, T., MALONEY, J. e NEWMAN, M. (1983) - Measured and predicted cooling performance of earth contact cooling tubes, *Proc. 1983 Annual Meet.*, Minneapolis, Minnesota.

COMMISSION INTERNATIONALE DU GÉNIE RURAL (1984) - *Report of working group on climatization of animal houses*, Aberdeen, Reino Unido, Scottish Farm Building Investigation Unit.

CHURCHIL, S.W. e BERNSTEIN, M. (1977) - A correlating equation for forced convection from gases and liquids to a circular cylinder in crossflow, *J. Heat Transfer*, 99, 300-306.

COMMISSION INTERNATIONALE DU GÉNIE RURAL (1992) - *2nd Report of working group on climatization of animal houses*, C.I.G.R., 2ª ed., Gent, Bélgica. Faculty of Agricultural Sciences.

CLARK, J.A. e MCARTHUR, A.J. (1994) - Thermal exchanges, in G.M. Whates e D.R. Charles (Eds.), *Livestock housing*, Wallingford, Inglaterra, Cab International.

CLOSE, W.H. (1995) - *Housing systems to provide the optimum environment: establishing the climatic needs and responses of pigs*, paper presented at the 1995 University of Illinois "Pork Industry Conference".

COOK, J. (1989) - The state of passive cooling research, in Jeffrey Cook (Ed.), *Passive cooling*, Cambridge, Massachusetts, M.I.T. Press.

COOPER, P.I. (1969) - The absorption of solar radiation in solar stills, *Solar Energy*, 12, 3.

CORREIA DA SILVA, J.J., OLIVEIRA FERNANDES, E., OLIVEIRA, A.C. e SILVA, A.M. (1997) - Modelo de previsão das condições ambientais no interior dum edifício de produção animal com sistema de arrefecimento passivo, *VIII Congresso Ibérico de Energia Solar*, Porto, 211-216.

CRUZ, V.M.F. (1996) - *Influência da estação do ano sobre as performances do porco em fase de crescimento e acabamento em relação com a densidade de alojamento e a concentração energética da dieta*, tese de doutoramento, Universidade de Évora.

CURTIS, S.E. (1983) - *Environmental management in animal agriculture*, Ames, Iowa, The Iowa State University Press.

DE VRIES, D.A. (1963) - Thermal properties of soils, in W.R. van Wijk (Ed.), *Physics of plant environment*, Amsterdão, North Holland.

DUFFIE, J.A. e BECKMAN, W.A. (1974) - *Solar energy thermal processes*, Nova Iorque, John Wiley & Sons.

DUFFIE, J.A. e BECKMAN, W.A. (1991) - *Solar engineering of thermal processes*, 2ª ed., Nova Iorque, John Wiley & Sons.

ELMER, D. e SCHILLER, G. (1981) - A preliminary examination of the dehumidification potential of earth-air heat exchangers, *Proc. 1st Nat. Passive Cooling Conf.*, Miami, Florida.

ESMAY, M.L. (1978) - *Principles of animal environment*, Westport, Connecticut, E.U.A., Avi Publishing Company Inc.

ETHERIDGE, D. e SANDBERG, M. (1996) - *Building ventilation: theory and measurement*, Chichester, Inglaterra, John Wiley & Sons.

FANGER, P.O. (1972) - *Thermal comfort*, Analysis and applications in environmental engineering, Nova Iorque, McGraw-Hill.

FEHR, R.L., PRIDDY, K.T., MCNEILL, S.G. e OVERHULTS, D.G. (1983) - Limiting swine stress with evaporative cooling in the southeast, *Transactions of the ASAE*, 26 (2), 542-545.

FUNK, T.L., CHRISTIANSON, L.L., RISKOWSKI, G.L. e PEDERSEN, B.K. (1991) - Modeling summer ventilation for growing/finishing swine, *ASHRAE Transactions*, 97 (2), 532-537.

GATES, R.S., USRY, J.L., NIENABER, J.A., TURNER, L.W. e BRIDGES, T.C. (1991) - An optimal misting method for cooling livestock housing, *Transactions of the ASAE*, 34 (5), 2199-2206.

GIVONI, B. (1994) - *Passive and low energy cooling of buildings*, Nova Iorque, Van Nostrand Reinhold.

GOETSCH, W.D. e MUEHLING, A.J. (1984) - Earth-tube as air tempering systems for swine farrow-nursery housing, *Transactions of the ASAE*, 27 (4), 1154-1162.

GONÇALVES, H., MALDONADO, E., FERNANDES, E.O. e OLIVEIRA, A.. (1987) - Passive solar test cells in Porto, Portugal, *CEC Meeting on Passive Solar in Mediterranean Climates*, Ispra JRC.

GRANIER, R., ROUSSEAU, P., LARNAUDIE, M. e MASSABIE, P. (1994) - Préchauffage de l'air neuf de renouvellement dans les porcheries d'engraissement, *Journées Rech. Porcine en France*, 26, 55-62.

HELLICKSON, M.L. e WALKER, J.N. (Eds.), (1983) - *Ventilation of agricultural structures*. St. Joseph, Michigan, American Society of Agricultural Engineers.

HENDRICK, P.L. (1980) - Performance evaluation of a terrestrial heat exchanger, *Proceedings of the 5th National Passive Solar Conference*, J. Hayes e R. Snyder (Eds.), University of Massachusetts, Amherst, EUA, 732-736.

HOLMES, C.W. e CLOSE, W.H. (1977) - The influence of climatic variables on energy metabolism and associated aspects of productivity in the pig, in W. Haresign, H. Swan e D. Lewis (Eds.), *Nutrition and the climatic environment*, Londres, Butterworths.

INCROPERA, F.P. e DEWITT, D.P. (1996). - *Fundamentals of heat and mass transfer*, 4ª ed., Nova Iorque, John Wiley & Sons.

INGRAM, D.L. (1974) - Heat loss and its control in pigs, in J.L. Monteith (Ed.), *Heat loss from animals and man: assessment and control*, Londres, Butterworths, pp. 234-254.

INSTITUTO NACIONAL DE METEOROLOGIA E GEOFÍSICA E LABORATÓRIO NACIONAL DE ENGENHARIA CIVIL (1988) - *Dados climáticos de referência para estudos em edifícios*, Lisboa, Autor.

KOEHLER, T.A. (1965) - *Summer performance capabilities of an earth-air heat exchanger*, tese de mestrado, Ithaca, Nova Iorque, Cornell University Library.

LABS, K. (1989) - Earth coupling, in Jeffrey Cook (Ed.), *Passive cooling*, Cambridge, Massachusetts, M.I.T. Press.

LEVIT, H.J., GASPAR, R. e PIACENTINI, R.D. (1989) - Simulation of greenhouse microclimate produced by earth tube heat exchangers, *Agricultural and Forest Meteorology*, 47, 31-47.

LIDDAMENT, M.W. (1988) - The calculation of wind effect on ventilation, *ASHRAE Transactions*, 94 (2), 1645-1660.

LIU, B.Y.H. e JORDAN, R.C. (1963) - The long-term average performance of flat-plate solar energy collectors, *Solar Energy*, 7, 53.

MASSABIE, P., GRANIER, R. e LE DIVIDICH, J. (1997) - Effects of environmental conditions on the performance of growing-finishing pigs, *Proceedings of the Fifth International Symposium "Livestock Environment V"*, Bloomington, Minnesota, E.U.A., 1010-1016.

MCADAMS, W.C. (1954) - *Heat transmission*, 3ª ed, Nova Iorque, McGraw-Hill.

MENESES, J.F.S. (1985) - *Ventilação natural controlada automaticamente em instalações para suínos*, tese de doutoramento, Instituto Superior de Agronomia, Lisboa.

MIGUEL, A.A.F.(1998) - *Transport phenomena through porous screens and openings from theory to greenhouse practice*, tese de doutoramento, Universidade de Agricultura de Wageningen, Holanda.

MIHALAKAKOU, G., SANTAMOURIS, M., LEWIS, J.O. e ASIMAKAPOULOS, D.N. (1997) - On the application of the energy balance equation to predict ground temperature profiles, *Solar Energy*, 60 (3/4), 181-190.

MILLETTE, J. e GALANIS, N. (1995) - Yearly thermal analysis of a residential earth-tube heat exchanger, *Transactions of the ASME*, 117, 22-30.

MONTEITH, J.L. e UNSWORTH, M.H. (1990) - *Principles of environmental physics*, 2ª ed., Londres, Edward Arnold.

MORGAN, V.T. (1975) - The overall convective heat transfer from smooth circular cylinders, in T.F. Irvine e J.P. Hartnett (Eds.), *Advances in Heat Transfer*, Vol. 11, Nova Iorque, Academic Press, 199-264.

MORRISON, S.R., BOND, T.E. e HEITMAN, H. Jr. (1967) - Skin and lung moisture loss from swine, *Transactions of the ASAE*, 10 (5), 691-696.

MOUNT L.E. e INGRAM, D.L. (1965) - The effect of ambient temperatures and air movement on localized sensible heat loss from the pig, *Res. Vet. Sci.*, 6, 84-91.

MOUNT, L.E. (1968) - *The climatic physiology of the pig*, Monographs of the Physiological Society, Londres, Edward Arnold Publishers Ltd.

MIDWEST PLAN SERVICE (1989) - *Natural ventilating systems for livestock housing*, Iowa, E.U.A., Autor.

NEUKERMANS, G., DE SCHRIJVERE, K., DEBRUYCKERE, M., VAN DER BIEST, W. e BALEMANS, L. (1989) - Conditionnement de l'air de ventilation des porcheries d'élevage par l'échangeur enterré dans de sol, *Proceedings of the 11 th International Congress on Agricultural Engineering*, V.A. Dodd e P.M. Grace (Eds.), Roterdão, Balkema, 1385-1392.

NIENABER, J.A. e HAHN, G.L. (1991) - Decision-making guides for optimizing environments for growing swine, *ASHRAE Transactions*, 97 (2), 519-525.

NIENABER, J.A., HAHN, G.L., EIGENBERG, R.A., KORTHALS, R.L., YEN, J.T. e HARRIS, D.L. (1997) - Genetic and heat stress interaction effects on finishing swine, *Proceedings of the Fifth International Symposium "Livestock Environment V"*, Bloomington, Minnesota, E.U.A., 1017-1023.

NATIONAL PORK PRODUCERS COUNCIL (1997) - *Swine care handbook*, E.U.A., Autor.

OLIVEIRA, A., AFONSO, C., e SÁ, R.A. (1997) - Utilização da energia solar para a ventilação natural de edifícios: estudo numérico e experimental, *VIII Congresso Ibérico de Energia Solar*, Porto, 187-192.

OLIVEIRA FERNANDES, E., RIBAS, R.B.B., SANTOS, A.S., BARROS, R.A. e AGUIAR, C. (1981) - *Desenvolvimento de fachadas envidraçadas com colectores solares a ar*, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

ONG, K.S. (1995) - Thermal performance of solar air heaters: mathematical model and solution procedure, *Solar Energy*, 55 (2), 93-109.

ÖZISIK, M.N. (1990) - *Transferência de calor. Um texto básico*, Rio de Janeiro, Editora Guanabara Koogan. (Trabalho original em inglês publicado em 1985)

PRIOLO, C. (Ed.) (1998) - Design guidelines and technical solutions for natural ventilation, in F. Allard (Ed.), *Natural ventilation in buildings*, Londres, James & James.

PURI, V.M. (1986) - Feasibility and performance curves for intermittent earth tube heat exchangers, *Transactions of the ASAE*, 29 (2), 526-532.

RISKOWSKI, G.L. e BUNDY, D.S. (1991) - Response of young pigs to various air temperatures and velocities, *ASHRAE Transactions*, 97(2), 543-549.

RODRIGUEZ, E.A., CJUDO, J.M. e ALVAREZ, S. (1988) - Earth-tube systems performance, *Proc. CIB Meeting, Air Quality and Air Conditioning*, Paris.

SANTAMOURIS, M. e LEFAS, C.C. (1986) - Thermal analysis and computer control of hybriic greenhouse with subsurface heat storage, *Energy Agric.*, 5, 161-173.

SANTAMOURIS, M., MIHALAKAKOU, G., BALARAS, C.A., ARGIRIOU, A., ASIMAKOPOULOS, D. e VALLINDRAS, M. (1995) - Use of buried pipes for energy conservation in cooling of agricultural greenhouses, *Solar Energy*, 55 (2), 111-124.

SANTAMOURIS, M. e ASIMAKOPOLOUS, D. (1996) - *Passive cooling of buildings*, Londres, James & James.

SANTAMOURIS, M. (Ed.), (1998) - Prediction methods, in F. Allard (Ed.), *Natural ventilation in buildings*, Londres, James & James.



SAWHNEY, R.L., BUDDHI, D. e THANU, N.M. (1999) - An experimental study of summer performance of a recirculation type underground airpipe air conditioning system, *Building and Environment*, 34, 189-196.

SCHILLER, G. (1982) - *Earth tubes for passive cooling, the development of a transient numerical model for predicting the performance of earth-air heat exchangers*, Project Report for MS degree, MIT.

SCOTT, N.R. (1962) - *Report on the feasibility of earth-air heat exchange*, texto não publicado, Cornell University.

SCOTT, N.R., COOK, J.R., RAND, R.H., KOEHLER, T.A., PARSONS, R.A. e MAHAN, K.D. (1982) - *Analysis of earth-air heat exchange*, Ithaca, Nova Iorque, Cornell University.

SEROA DA MOTTA, A.L.T. e YOUNG, A.N. (1985) - The predicted performance of buried pipe cooling system for hot humid climates, *Proc. of Solar Engineering Conf.*, Tennessee.

SHERMAN M.H. e GRIMSRUD, D.T. (1980) - Measurement of infiltration using fan pressurisation and weather data, *Proceedings of 1st AIC Conference "Air Infiltration Instrumentation and Measurement Techniques"*, Reino Unido.

SILVA, A.M. (1988) - *Contribuição para o estudo do clima de uma estufa: estudo de alguns processos físicos de transferência*, tese de doutoramento, Universidade de Évora.

SINDEN, F.W. (1978) - Wind, temperature and natural ventilation - theoretical considerations, *Energy and Buildings*, 1 (3), 275-280.

SINGLETARY, I.B., BOTTCHER, R.W. e BAUGHMAN, G.R. (1996) - Characterizing effects of temperature and humidity on misting evaporative efficiency, *Transactions of the ASAE*, 39 (5), 1801-1809.

SODHA, M.S., GOYAL, I.C., BANSAL, P.K. e KUMAR, A. (1984) - *Temperature distribution in na earth-air tunnel system.*

SODHA, M.S., SHARMA, A.K., SINGH, S.P., BANSAL, N.K. e KUMAR, A. (1985) - Evaluation of an earth-air cooling/heating of a hospital complex, *Building and Environment*, 20 (2), 115-122.

SPENGLER, R.W. e STOMBAUGH, D.P. (1983) - Optimization of earth tube heat exchangers for winter ventilation of swine housing, *Transactions of the ASAE*, 26 (4), 1186-1193.

STERRENBURG, P. e OUWERKERK, E.N.J. VAN (1986) - *Rekenmodel voor de bepaling van de thermisch behaaglijkheidszone van varkens* (Modelling the heat balance of pigs at animal level), Wageningen, Holanda, IMAG.

STRØM, J.S. (1978) - *Heat loss from cattle, swine and poultry as basis for design of environmental control systems in livestock buildings*, SBI-Landbrugsbyggetryk 55, Statens Byggeforskningsinstitut, Hørsholm, Dinamarca.

STONE, B.A. e HEAP, P.A. (1982) - Growth and estimated heat balance of pigs raised under different housing conditions during Summer in southern Australia, *Anim. Prod.*, 35, 341-351.

SWAMI, M.V. e CHANDRA, S. (1988) - Correlations for pressure distribution on buildings and calculation of natural-ventilation airflow, *ASHRAE Transactions*, 94 (1), 243-266.

- TIMMONS, M.B. e BAUGHMAN, G.R. (1983) - Experimental evaluation of poultry mist--fog systems, *Transactions of the ASAE*, 26 (1), 207-210.
- TROMBE, A. e SERRES, L. (1994) - Air-earth exchanger study in real site experimentation and simulation, *Energy and Buildings*, 21, 155-162.
- TROMBE, A. e SERRES, L. (1995) - Gymnasium fresh air preheating, *Proc. of "Building Simulation '95"*, Madison, E.U.A., 143-150.
- TZAFERIS, A., LIPARAKIS, D., SANTAMOURIS, M. e ARGIRIOU, A. (1992) - Analysis of the accuracy and sensitivity of eight models to predict the performance of earth-to-air heat exchangers, *Energy and Buildings*, 18, 35-43.
- VAN'T KLOOSTER (1994) - *Implementation of natural ventilation in pig houses*, tese de doutoramento, Agricultural University of Wageningen, Holanda.
- VAN'T KLOOSTER (1996) - Animal based control algorithm for natural ventilation in pig houses, *Transactions of the ASAE*, 39 (3), 1127-1133.
- VERSTEGEN, M.W.A. e VAN DER HEL, W. (1974) - The effect of temperature and type of floor on metabolic rate and effective critical temperatures in groups of growing pigs, *Anim. Prod.*, 18, 1-11.
- VERSTEGEN, M.W.A. e CLOSE, W.H. (1994) - The environment and the growing pigs, in D.J.A. Cole, J. Wiseman e M.A. Varley (Eds.), *Principles of pig science*, Nottingham, Inglaterra, Nottingham University Press.
- WARNER, C.Y. e ARPACI, V.S. (1968) - An investigation of turbulent natural convection in air at low pressure along a vertical heated flat plate, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 11, 397-406.

WATT, J.R. (1986) - *Evaporative air conditioning handbook*, 2^a ed., Nova Iorque, Chapman & Hall.

WHILLIER, A. (1967) - Low Temperature engineering applications of solar energy, in ASHRAE (Ed.) *Design factors influencing solar collectors*. Nova Iorque.

WILSON, J.L., HUGHES, H.A. e WEAVER, W.D. Jr. (1983) - Evaporative cooling with fogging nozzles in broiler houses, *Transactions of the ASAE*, 26 (2), 557-561.

ANEXO

MODELO AUXILIAR PARA O CÁLCULO DA RESISTÊNCIA TÉRMICA DO SOLO

A.1 - DESCRIÇÃO DO MODELO AUXILIAR

Desenvolveu-se um modelo de simetria axial, utilizando-se uma formulação do problema por volumes finitos. Os elementos de volume considerados são definidos através de planos, equidistantes, perpendiculares ao eixo da conduta e superfícies cilíndricas, coaxiais com a conduta. Cada elemento de volume é representado por um nodo e considera-se que a temperatura é uniforme em cada um. A posição de cada nodo é definida através dos índices j e k , referindo-se o primeiro à posição do nodo segundo a direcção longitudinal e o segundo à sua posição segundo a direcção radial.

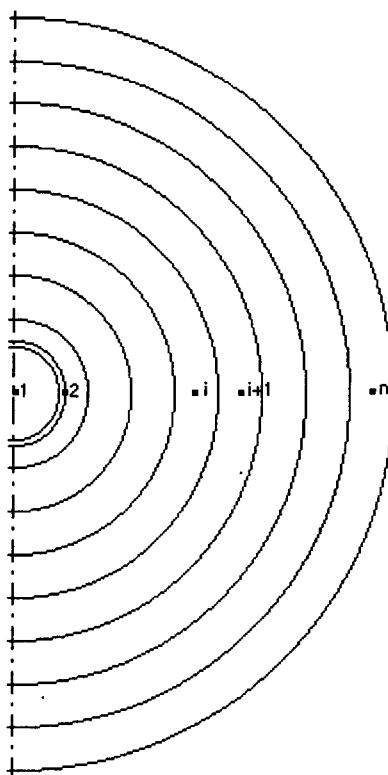


Fig. A.1 - Nodos representativos dos elementos de volume considerados (corte transversal).

$\bullet 1,1$			$\bullet j,1$	$\bullet j+1,1$			$\bullet n,1$
$\bullet 1,2$			$\bullet j,2$	$\bullet j+1,2$			$\bullet n,2$
$\bullet 1,i$			$\bullet j,i$	$\bullet j+1,i$			$\bullet n,i$
$\bullet 1,i+1$			$\bullet j,i+1$	$\bullet j+1,i+1$			$\bullet n,i+1$
$\bullet 1,m$			$\bullet j,n$	$\bullet j+1,n$			$\bullet n,n$

Fig. A.2 - Nodos representativos dos elementos de volume considerados (corte longitudinal).

Entre dois planos, consecutivos, perpendiculares ao eixo da conduta, consideram-se os nodos representados na figura A.1, que são os seguintes: no eixo da conduta ($k=1$), representando o ar que se encontra no interior da conduta entre aqueles planos; na superfície exterior da parede da conduta ($k=2$) e que representa o elemento de volume constituído pelo troço de conduta e pelo 1º anel de solo compreendidos entre aqueles planos; cada um dos outros anéis considerados é representado por um nodo situado num ponto equidistante das superfícies cilíndricas que delimitam o anel.

Os segmentos considerados na direcção longitudinal têm o comprimento de um metro. Na direcção radial consideraram-se 25 nodos, número que é suficiente para que a temperatura do nodo mais afastado do eixo da conduta não seja afectada pelo funcionamento do permutador de calor. Desprezam-se a capacidade térmica da parede da conduta e a resistência térmica de contacto entre a conduta e o solo.

Como a transferência de calor se processa em regime não permanente, as temperaturas consideradas são aquelas que se verificam decorrido um determinado número inteiro de intervalos de tempo. Para se referenciar o tempo utiliza-se o índice m . À temperatura que se verifica decorrido o tempo $m \times \Delta t$,

desde o início da operação, e que se considera que se mantém constante durante o intervalo de tempo seguinte, atribui-se o índice m.

Considera-se que a transferência de calor entre a superfície interior da conduta e o solo se processa exclusivamente segundo a direcção radial, isto é perpendicularmente ao eixo da conduta.

A quantidade de calor transferida, durante o intervalo de tempo Δt de ordem m, entre o nodo j,k e o nodo j,k+1 ($Q_{j,k \rightarrow j,k+1}^m$), pode-se calcular através da expressão:

$$Q_{j,k \rightarrow j,k+1}^m = \frac{\Delta t (T_{j,k}^{m-1} - T_{j,k+1}^{m-1})}{R_{j,k \rightarrow j,k+1}} \quad (A.1)$$

onde $T_{j,k}^{m-1}$ representa a temperatura do nodo de ordem j,k ao fim de m-1 intervalos de tempo e $R_{j,k \rightarrow j,k+1}$ é a resistência térmica entre os nodos j,k e j,k+1, que, por sua vez é igual a:

$$R_{j,k \rightarrow j,k+1} = \frac{\ln\left(\frac{D_{k+1}}{D_k}\right)}{2\pi k_{so} l_{co}} \quad (A.2)$$

onde D_k representa o diâmetro médio do anel representado pelo nodo de ordem k e l_{co} representa a dimensão, segundo a direcção do eixo da conduta, de cada elemento considerado ($\sum_{j=1}^n l_{co} = L_{co}$).

Para k=1 a equação (A.1) traduz a transferência de calor entre o ar, que se escoia pela conduta, e o elemento de solo adjacente à conduta. A resistência térmica entre os nodos de ordem j,1 e j,2 é igual à soma da resistência térmica por convecção, entre o ar e a superfície interior da conduta e da resistência térmica por condução, entre as superfícies interior e exterior da conduta:

$$R_{j,1 \rightarrow j,2} = \frac{1}{\pi D_{co,in} l_{co} h_c} + \frac{\ln\left(\frac{D_{co,ex}}{D_{co,in}}\right)}{2\pi k_{co} l_{co}} \quad (A.3)$$

Para $k=2$ a equação (A.1) permite calcular a quantidade de calor transferida entre o anel de solo adjacente à conduta e o anel imediatamente a seguir. A resistência térmica entre os nodos de ordem $j,2$ e $j,3$ é dada pela expressão:

$$R_{j,2 \rightarrow j,3} = \frac{\ln\left(\frac{D_3}{D_{co,ex}}\right)}{2\pi k_{so} l_{co}} \quad (A.4)$$

onde D_3 representa o diâmetro médio do anel representado pelo nodo de ordem $j,3$.

O modelo considera que a distância entre os nodos 2 e 3 é igual a $0,15 \times D_{co,in}$ e que os outros nodos se dispõem de forma a que se mantenha constante a resistência térmica entre nodos sucessivos. Como os nodos se situam no plano médio dos anéis, a espessura de cada anel é igual à média das distâncias do nodo que o representa aos nodos que representam os anéis adjacentes.

Relativamente a cada elemento em que o tubo fica dividido, é estabelecida uma equação de balanço, através da qual se iguala o calor libertado pelo ar, traduzido na redução da sua temperatura, ao calor transferido, por convecção, do ar para o volume finito que com ele contacta:

$$\dot{V}_{co} \rho c_p (T_{j+1,1}^m - T_{j,1}^m) = \frac{(T_{j,1}^m - T_{j,2}^m)}{R_{j,1 \rightarrow j,2}} \quad (A.5)$$

Para cada elemento de volume em que o solo está dividido, por exemplo o elemento de volume de ordem k , a equação de balanço que se estabelece, consiste em se considerar que a diferença entre o calor recebido, por unidade de

tempo, do elemento de volume envolvido ($\dot{Q}_{j,k-1 \rightarrow j,k}$) e o calor transferido, por unidade de tempo, para o elemento de volume que o envolve ($\dot{Q}_{j,k \rightarrow j,k+1}$) é igual à variação da quantidade de calor armazenada (um valor positivo corresponde a um aumento dessa quantidade de calor), na unidade de tempo, no elemento de volume considerado:

$$\dot{Q}_{j,k-1 \rightarrow j,k}^m - \dot{Q}_{j,k \rightarrow j,k+1}^m = c_{so} m_k \frac{T_{j,k}^{m+1} - T_{j,k}^m}{\Delta t} \quad (A.6)$$

em que m_k representa a massa do elemento de volume representado pelo nodo de ordem k e c_{so} a capacidade térmica mássica do solo.

Para resolver as equações (A.5) e (A.6), é necessário fornecer os valores da condutibilidade térmica e da capacidade térmica do solo, as dimensões do tubo e a condutibilidade térmica do material que o constitui, as propriedades físicas do ar (a condutibilidade, a massa volúmica, a capacidade térmica mássica e a viscosidade dinâmica), a temperatura média do solo que envolve o tubo (antes da entrada em funcionamento do permutador) e a velocidade de escoamento do ar. Para uma dada temperatura do ar à entrada do permutador de calor, que pode variar com o tempo, o modelo permite, assim, determinar a temperatura do ar à saída das condutas (T_{en}), ao fim de um determinado intervalo de tempo.

AI.2 - VALIDAÇÃO DO MODELO AUXILIAR

Tzaferis *et al.* (1992) analisaram oito modelos de previsão do comportamento de permutadores de calor ar-solo de Schiller (1982), de Santamouris e Lefas (1986), de Rodriguez *et al.* (1988), de Levit *et al.* (1989), de Seroa da Motta e Younf (1985), de Elmer e Schiller (1981), de Sodha *et al.* (1984) e de Chen *et al.* (1983).

Compararam os resultados obtidos através desses modelos, entre si e em relação aos resultados obtidos experimentalmente. Concluíram que os resultados obtidos com seis desses modelos, são semelhantes e com um erro médio quadrático, em relação aos dados experimentais, de cerca de 3,5%.

Também no nosso caso e tendo o objectivo de validar o modelo descrito na secção A.1, compararam-se os valores da temperatura do ar à saída do permutador, obtidos com esses seis modelos e os resultados obtidos com o modelo atrás descrito.

Os três gráficos, representados nas figuras A.3, A.4 e A.5, correspondem a uma situação de base em que a conduta tem um diâmetro interior de 0,25 m, um comprimento de 30 m e através dela o ar escoia-se com uma velocidade de 5 m/s. Cada um dos gráficos corresponde às situações em que se fez varia o valor de cada um daqueles parâmetros, mantendo-se os valores dos outros. Em abcissa são apresentados os valores considerados para esse parâmetro e em ordenada os valores obtidos para a temperatura do ar à saída.

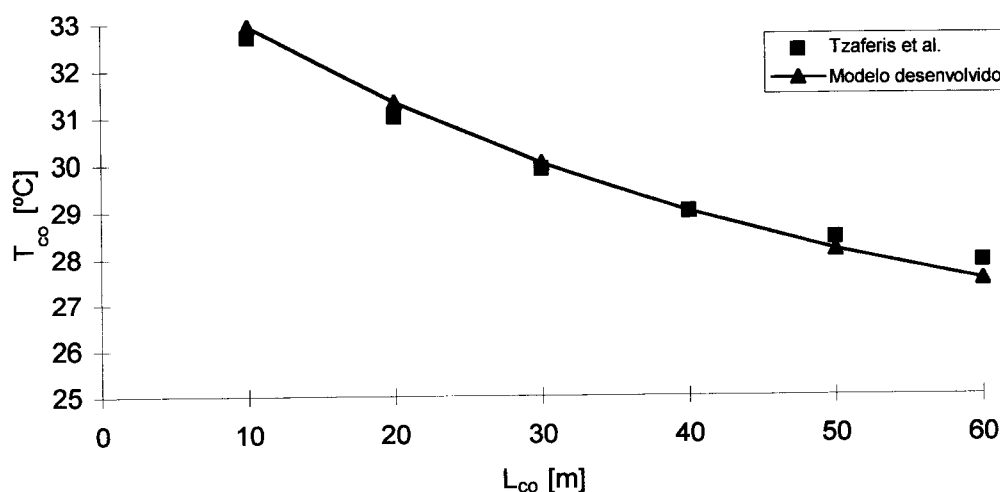


Fig. A.3 - Temperatura de saída do ar em função do comprimento da conduta.

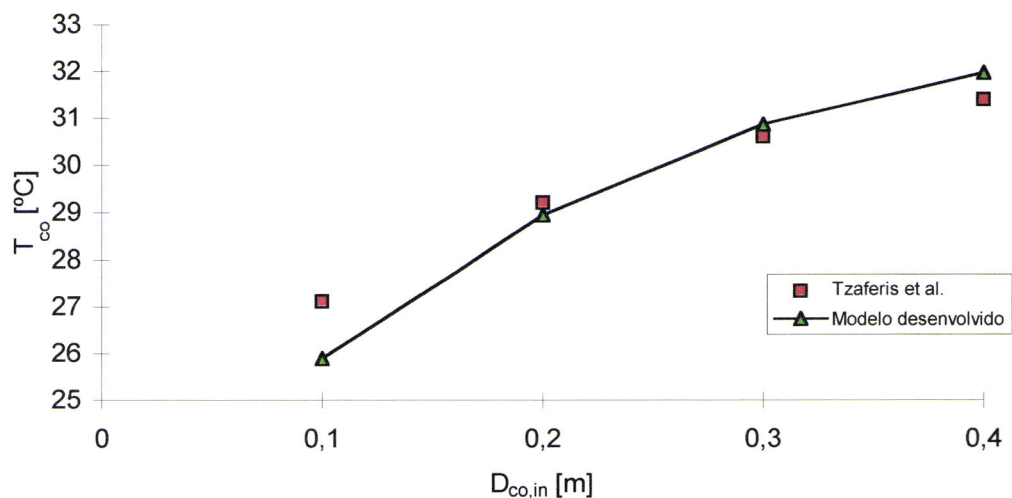


Fig. A.4 - Temperatura de saída do ar em função do diâmetro da conduta.

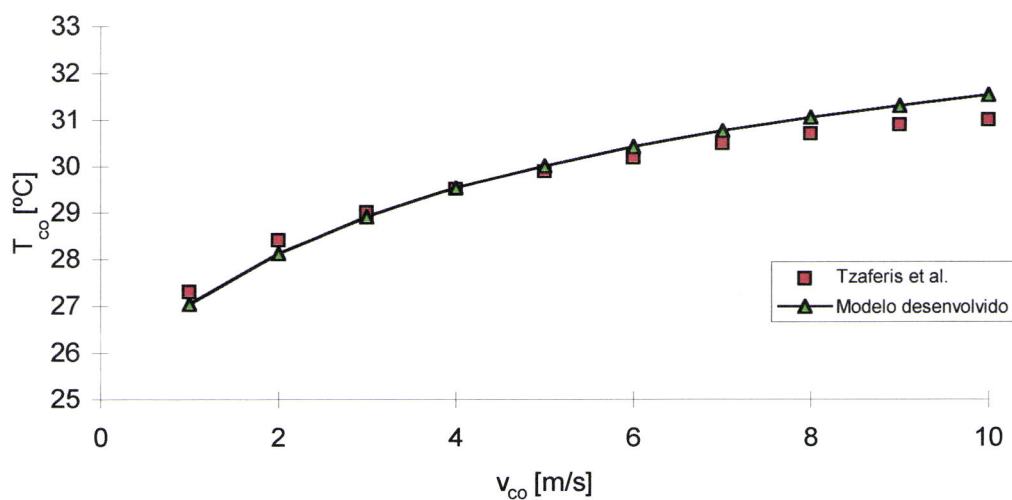


Fig. A.5 - Temperatura de saída do ar em função da velocidade de escoamento.

Os valores, mantidos fixos, dos parâmetros mais relevantes, foram: temperatura do solo igual a 25°C , temperatura do ar à entrada do permutador igual a 35°C , comprimento da conduta igual a 30 m, diâmetro da conduta igual a 0,25 m e velocidade de escoamento do ar igual a 5 m/s.

Para se avaliarem as diferenças entre os valores obtidos com o modelo desenvolvido, descrito em A.1, e os obtidos com a generalidade dos modelos analisados por Tzaferis et al. (1992), calculou-se, para cada situação considerada, o quociente entre a diferença entre os valores obtidos para a temperatura do ar à saída e a redução de temperatura calculada pelos vários modelos; esse quociente não ultrapassou os 15%.